

(12)

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 13 novembre 1984.

(30) Priorité : DE, 15 novembre 1983, n° P 33 41 442.4 et
5 mars 1984, n° P 34 11 239.1.

(43) Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 20 du 17 mai 1985.

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

(71) Demandeur(s) : LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGSBAU
GmbH. — DE.

(72) Inventeur(s) : Wolfgang Reik et Oswald Friedmann.

(73) Titulaire(s) :

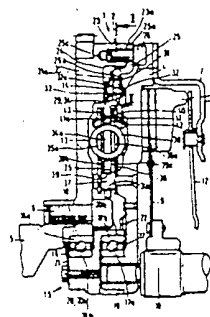
(74) Mandataire(s) : Cabinet Regimbeau, Corre, Martin,
Schrimpf, Warcoin et Ahner.

(54) Dispositif pour compenser des à-coups de rotation.

(57) L'invention concerne un dispositif pour compenser des à-
coups de rotation.

Dans ce dispositif servant à compenser les à-coups de
rotation d'un moteur à combustion interne et comportant deux
masses d'inertie 3, 4 pouvant tourner l'une par rapport à l'autre
à l'encontre de l'action d'un dispositif amortisseur 13 et dont
l'une 3 est reliée au vilebrequin 5 du moteur et dont l'autre 4
est reliée à un arbre 10 de la boîte de vitesses, il est prévu en
supplément, dans la ligne de transmission du couple de rota-
tion entre les masses d'inertie 3, 4, au moins un embrayage à
friction 14.

Application notamment aux systèmes de régulation du
couple de rotation d'un moteur à combustion interne.



L'invention concerne un dispositif pour compenser des à-coups de rotation, notamment des variations du couple de rotation d'un moteur à combustion interne au moyen de deux masses d'inertie disposées coaxialement l'une à l'autre, et pouvant tourner l'une par rapport à l'autre de façon limitée à l'encontre de l'action d'un dispositif amortisseur, et dont l'une peut être reliée au moteur à combustion interne et dont l'autre peut être reliée à l'organe d'entrée d'une boîte de vitesses, le dispositif amortisseur étant constitué par des accumulateurs d'énergie et/ou des moyens de friction ou de glissement agissant suivant la direction circonférentielle.

De tels dispositifs sont connus, par exemple d'après la demande de brevet allemand publiée sous le n° 2.926.012. L'amortissement prévu entre les deux masses d'inertie pouvant tourner l'une par rapport à l'autre d'une manière limitée est garanti par l'action d'accumulateurs d'énergie réalisés sous la forme de ressorts à boudin, et d'un amortissement de friction agissant parallèlement à ces accumulateurs d'énergie. Les systèmes d'entraînement, qui sont équipés de tels dispositifs, sont agencés de telle sorte que leur fréquence de base critique correspondant à la vitesse de rotation critique, pour laquelle la résonance apparaît, est inférieure à la fréquence du cycle d'allumage correspondant à la vitesse de rotation la plus faible possible apparaissant lors du fonctionnement du moteur à combustion interne, c'est-à-dire par conséquent à la vitesse de rotation de ralenti.

Mais, lors du démarrage et de l'arrêt du moteur à combustion interne, dans de nombreux cas la vitesse de rotation critique ou la plage critique des vitesses de rotation ne peut pas être parcourue suffisamment rapidement, de sorte qu'il apparaît des courses ou déviations oscillatoires importantes entre les deux masses d'inertie, en raison de l'excitation qui est produite. Ces courses et déviations oscillatoires importantes, ou les couples de rotation alternatifs produisant ces courses et déviations oscillatoires, ont pour effet que le dispositif amortisseur prévu entre les deux masses d'inertie est comprimé

jusqu'à ce que les butées rigides, prévues également entre les deux masses d'inertie, entrent en action. Dans ces états, le dispositif amortisseur prévu entre les deux masses d'inertie ne peut plus assumer sa fonction, à savoir empêcher ou amortir des chocs ou à-coups. Lors de l'apparition de chocs importants, il se produit par conséquent des contraintes de choc inadmissibles et qui sont parfaitement audibles, qui non seulement réduisent le confort d'un véhicule automobile équipé d'un tel système d'entraînement, mais soumettent également à un effort dangereux les arbres et les paliers du moteur à combustion interne et de la boîte de vitesses accouplée.

La présente invention a pour but de créer un dispositif du type indiqué plus haut qui empêche l'apparition de courses ou de déviations oscillatoires de grande amplitude lors du démarrage et de l'arrêt du moteur à combustion interne, ainsi que pendant le fonctionnement normal de ce dernier. En outre le dispositif doit pouvoir être fabriqué d'une manière particulièrement simple et bon marché.

Ce problème est résolu conformément à l'invention dans un dispositif du type décrit plus haut, grâce au fait qu'il est prévu, en plus du dispositif amortisseur, au moins un embrayage à friction, pour lequel l'angle de rotation est limité, dans la ligne de transmission du couple de rotation entre les masses d'inertie. Il peut être avantageux que le dispositif amortisseur et l'embrayage à friction soient montés en série, c'est-à-dire qu'ils soient montés de manière à avoir une action en série.

Dans le cadre d'une adaptation correspondante au comportement oscillatoire du moteur à combustion interne ou du système d'entraînement, ainsi que d'un réglage d'accord en fonction du dispositif amortisseur, l'utilisation d'un tel embrayage à friction permet de supprimer un tel phénomène inadmissible de courses et de déviations oscillatoires de grande amplitude, grâce à un effet d'annihilation d'énergie. Pour réaliser une adaptation plus simple du dispositif en vue de la

compensation d'à-coups de rotation au comportement oscillatoire du système d'entraînement ou du moteur à combustion interne, il peut être avantageux que l'embrayage à friction soit équipé d'étages de friction agissant successivement. Il peut être judicieux que des couples de friction différents soient appliqués, par l'intermédiaire de l'embrayage à friction, en fonction de l'angle de rotation, le couple de friction de l'embrayage à friction pouvant augmenter lorsque l'angle de rotation augmente.

Dans de nombreux cas d'utilisation il peut être avantageux que l'embrayage à friction soit soumis à l'action d'accumulateurs d'énergie, sur des plages partielles de l'angle de rotation. Ces accumulateurs à friction peuvent être actifs dans les plages terminales de l'angle possible de rotation de l'embrayage à friction. La raideur et/ou la précontrainte des accumulateurs d'énergie peuvent être choisies de manière que dans le cas de la limitation de l'angle de rotation de l'embrayage à friction, ce dernier agisse à la manière d'un tampon ou d'un amortisseur, ce qui permet d'empêcher un choc trop intense et un rebond.

Dans un dispositif conforme à l'invention, en vue de l'obtention d'un fonctionnement parfait ainsi que d'une construction bon marché, il peut être avantageux qu'une partie d'entrée de l'embrayage à friction, qui s'étend radialement vers l'intérieur et pénètre, avec un certain jeu périphérique, au moyen d'éléments profilés dans des éléments profilés réciproques prévus selon une disposition en forme d'anneau circulaire dans une partie de sortie de l'embrayage à friction, qui constitue la partie d'entrée du dispositif amortisseur. Il peut être approprié que la partie d'entrée de l'embrayage à friction soit munie d'éléments profilés dirigés vers l'intérieur en vis-à-vis desquels se trouvent disposés des éléments profilés réciproques dirigés vers l'extérieur et prévus sur la partie de sortie de l'embrayage à friction, soit fixée avec blocage en rotation sur l'une des masses d'inertie. L'angle maximum de rotation de l'embrayage à friction est limité par la mise en butée

des éléments profilés et des éléments profilés réciproques.

Il peut être avantageux de prévoir une liaison de friction entre la partie d'entrée et la partie de sortie de l'embrayage à friction, auquel cas il peut être approprié que
5 cette liaison de friction soit constituée par des moyens de friction disposés des deux côtés de la partie d'entrée en étant bloqués en rotation par rapport à la partie de sortie, et dont l'un est soumis à l'action d'une précontrainte agissant suivant la direction axiale. Il peut être avantageux que la partie de
10 sortie du dispositif amortisseur soit fixée avec blocage en rotation à l'autre des masses d'inertie qui peut être reliée à la partie d'entrée d'une boîte de vitesses. Un embrayage à friction agencé de cette manière permet un mode de construction, particulièrement compact du point de vue axial, du dispositif.

15 Afin d'éviter le choc intense déjà mentionné dans les plages terminales de l'angle de rotation de l'embrayage à friction, il peut être avantageux de prévoir des accumulateurs d'énergie entre les éléments profilés de la partie d'entrée et de la partie de sortie de l'embrayage à friction.

20 Conformément à une autre caractéristique de l'invention, pour réaliser un embrayage à friction comportant des étages de friction agissant successivement, il peut être avantageux que la partie d'entrée et/ou la partie de sortie de l'embrayage à friction soient formées par plusieurs lamelles
25 en forme de plaques qui comportent des contours formant butées et formant butées réciproques s'étendant suivant des courbes ayant des longueurs différentes, de sorte que des couples de friction différents agissent en fonction de l'angle de rotation. Il peut être approprié que des coefficients de frottement différents
30 agissent entre les lamelles en forme de plaque.

Conformément à une variante de réalisation de l'invention il peut être avantageux que la force de serrage, qui détermine le couple de friction d'un embrayage à friction, entre les éléments de friction de cet embrayage à friction,
35 puisse être modifiée en fonction de l'angle de rotation entre

la partie d'entrée et la partie de sortie de l'embrayage à friction. Une telle modification de la force de serrage peut être obtenue avantageusement au moyen d'au moins une rampe de montée prévue sur l'un des composants du dispositif. Il peut
5 être judicieux que la rampe de montée modifie le serrage d'un accumulateur de force chargeant les éléments de friction de l'embrayage à friction, comme par exemple un ressort Belleville, en fonction de l'angle de rotation de l'embrayage à friction. Il peut être avantageux que le couple de friction de l'embrayage à friction augmente, à partir d'une position moyenne ou à
10 partir d'une plage centrale dans les deux directions de rotation, lorsque l'angle de rotation augmente.

Pour de nombreux cas d'utilisation il peut être judicieux que le couple de friction de l'embrayage à friction
15 soit inférieur au couple de rotation nominal délivré par le moteur à combustion interne. Il peut alors être approprié que ce couple de friction possède une valeur comprise entre 8 et 60 %, et de préférence entre 10 et 35 %, du couple de rotation nominal délivré par le moteur à combustion interne. En outre il
20 peut être avantageux que le couple de friction de l'embrayage à friction possède une valeur comprise entre 5 et 50 %, et de préférence entre 7 et 30 %, de la résistance maximale à la rotation, fournie par le dispositif amortisseur. Une telle réalisation de l'embrayage à friction a pour effet que, à partir d'une
25 position médiane, dans le cas d'une rotation relative des deux masses d'inertie, le dispositif amortisseur agit tout d'abord jusqu'à ce que le couple produit par la précontrainte des accumulateurs d'énergie soit supérieur au couple de friction de l'embrayage à friction. Dès que ce point est atteint, l'embrayage à friction tourne ou patine, jusqu'à ce que les butées
30 d'extrémité entre la partie d'entrée et la partie de sortie de l'embrayage à friction entrent en action, de sorte que dans le cas de la poursuite de la rotation relative, les accumulateurs d'énergie du dispositif amortisseur sont comprimés de
35 façon supplémentaire. Lors de l'inversion du sens de rotation

entre les deux masses d'inertie, les accumulateurs d'énergie du dispositif amortisseur sont tout d'abord détendus, et sont ensuite comprimés jusqu'à ce que le couple transmis par le dispositif amortisseur dépasse le couple de friction de l'embrayage à friction.

Pour de nombreux cas d'utilisation il peut être également avantageux que le couple de friction de l'embrayage à friction soit supérieur au couple de rotation nominal délivré par le moteur à combustion interne.

Il peut être particulièrement avantageux que l'angle maximum de rotation de l'embrayage à friction possède une valeur comprise entre 10 et 50°, et de préférence entre 15 et 35°. En outre il peut être avantageux que cet angle maximum de rotation de l'embrayage à friction possède une valeur comprise entre 60 et 110 %, et de préférence entre 80 et 90 %, de l'ensemble de l'angle de rotation du dispositif amortisseur.

Conformément à une variante de l'invention, l'angle maximum de rotation de l'embrayage à friction peut être supérieur à l'angle de rotation possible du dispositif amortisseur dans le sens de la traction et/ou dans le sens de la poussée. Il peut alors être avantageux que le dispositif amortisseur, qui agit en série avec l'embrayage à friction, possède un angle de rotation possible qui soit plus important du côté traction que du côté poussée.

Afin de faciliter l'adaptation du dispositif amortisseur au comportement oscillatoire du moteur à combustion interne ou du système d'entraînement, il peut être judicieux que le dispositif amortisseur comporte des moyens de friction qui n'agissent qu'à partir d'un certain angle de rotation dans le sens de la traction et/ou dans le sens de la poussée du dispositif amortisseur. A cet effet il peut être approprié que le dispositif amortisseur contienne ce qu'on appelle un dispositif de friction en charge ou un disque de friction en charge, dont l'action de friction et/ou l'action d'accumulation de force n'agissent qu'à partir d'un certain angle de rotation dans le

sens de la traction et/ou dans le sens de la poussée.

D'autres caractéristiques et avantages de la présente invention ressortiront de la description donnée ci-après prise en référence aux dessins annexés, sur lesquels :

5 - la figure 1 représente une vue en coupe partielle d'un dispositif conforme à l'invention ;

 - la figure 2 représente une coupe prise suivant la ligne II-II de la figure 1 ;

 - la figure 3 représente une coupe caractéristique
10 de torsion d'un dispositif conforme aux figures 1 et 2, pour laquelle cependant on n'a pas pris en considération l'hystérésis provoquée par les moyens de friction ou de glissement du dispositif amortisseur ;

 - les figures 4 et 5 représente une possibilité de
15 réalisation d'un embrayage à friction pour un dispositif conforme à l'invention ; et

 - les figures 6 et 7 représentent une autre possibilité de réalisation d'un embrayage à friction pour un dispositif conforme à l'invention.

20 Le dispositif 1 représenté sur les figures 1 et 2 et servant à compenser les à-coups de rotation possède un volant 2 qui est subdivisé en deux masses d'inertie 3 et 4. La masse d'inertie 3 est fixée à un vilebrequin 5 d'un moteur à combustion interne non représenté de façon détaillée, par l'intermédiaire de vis de fixation 6. Un embrayage à friction 7 est fixé
25 par l'intermédiaire de moyens non représentés de façon détaillée à la masse d'inertie 4. Entre le plateau de pression 8 de l'embrayage à friction 7 et la masse d'inertie 4 il est prévu un disque d'embrayage 9 qui est monté sur l'arbre d'entrée 10
30 d'une boîte de vitesses non représentée de façon détaillée. Le plateau de pression 8 de l'embrayage à friction 7 est chargé ou repoussé en direction de la masse d'inertie 4 par un ressort Belleville 12 monté pivotant sur le couvercle 11 de l'embrayage. Sous l'effet de l'actionnement de l'embrayage à friction 7, la
35 masse d'inertie 4, et par conséquent également le volant 2,

peut être accouplée ou désaccouplée de l'arbre d'entrée 10 de la boîte de vitesses par l'intermédiaire du disque d'embrayage 9.

Entre la masse d'inertie 3 et la masse d'inertie 4 il est prévu un dispositif amortisseur 13 ainsi qu'un embrayage à friction 14 branché en série avec le dispositif amortisseur, ce dispositif et l'embrayage permettant une rotation relative entre les deux masses d'inertie 3 et 4.

Les deux masses d'inertie 3 et 4 sont montées de façon à pouvoir tourner l'une par rapport à l'autre par l'intermédiaire d'un dispositif de support 15. Le dispositif de support 15 est constitué par deux roulements 16, 17, qui sont montés axialement l'un derrière l'autre. La bague extérieure 16a du roulement 16 est montée avec blocage en rotation dans un évidement 18 de la masse d'inertie 3 et la bague intérieure 17a du roulement 17 est montée avec blocage en rotation sur un téton cylindrique central 19, qui s'étend axialement en direction du vilebrequin 5, de la masse d'inertie 4. La bague intérieure 16b et la bague extérieure 16b des roulements 16, 17 sont reliées entre elles avec blocage en rotation au moyen d'un organe intermédiaire 20. L'organe intermédiaire 20 possède un appendice saillant 20 tourné vers le vilebrequin 5, et sur lequel sont montées la bague intérieure 16b ainsi qu'une partie creuse 20b, entourant le téton 19 de la masse d'inertie 4 et dans laquelle la bague extérieure 17b est prévue.

Afin de garantir que même dans le cas de faibles oscillations, c'est-à-dire de très faibles rotations relatives en va-et-vient entre les deux masses d'inertie 3 et 4, les bagues 16b, 17b des roulements, qui sont reliées entre elles avec blocage en rotation par l'intermédiaire d'organes intercalaires 20, sont entraînées en rotation par rapport aux bagues 16a, 17a reliées avec blocage en rotation aux masses d'inertie 3, 4, il est prévu des moyens d'entraînement 21, 22. Ces moyens d'entraînement 21, 22 constituent des moyens de blocage semblables à des systèmes à roue libre, la direction de blocage des moyens d'entraînement 21, 22 par rapport à la pièce inter-

calaire 20 étant la même que la direction de blocage par rapport aux bagues 16b, 17b reliées entre elles avec blocage en rotation. La masse d'inertie 3 possède un prolongement annulaire axial 23 qui forme une chambre 24 dans laquelle sont logés
5 essentiellement le dispositif amortisseur 13 et l'embrayage à friction 14. La pièce d'entrée 25 de l'embrayage à friction 14 est fixée à l'aide de vis 26 sur la face frontale 23a du prolongement 23. La partie d'entrée 25 possède des parties radiales 25a, 25b qui sont décalées axialement et sont reliées
10 entre elles par l'intermédiaire d'une partie 25c qui pénètre axialement dans la chambre 24. La partie radiale 25b, qui s'étend plus profondément à l'intérieur, comporte des éléments profilés constitués sous la forme de dents 27 dirigées vers l'intérieur. Ces dents 27 engrènent avec des éléments profilés
15 réciproques réalisés sous la forme de découpe 28 qui sont ménagées sur le pourtour extérieur de la partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14. Entre les dents 27 et les découpes 28 il existe des jeux 30 + 30a, qui définissent l'angle possible de rotation entre la partie d'entrée 25 et la partie de
20 sortie 29 de l'embrayage à friction 14.

Sur la figure 2, l'embrayage à friction est représenté dans une position intermédiaire, c'est-à-dire que les flancs 27a, 27b des dents 27 et les flancs associés correspondants 28a, 28b des découpes 28 ne sont pas en appui réciproque,
25 ce qui a pour effet qu'une rotation relative est possible dans les deux sens de rotation. Les découpes 28, forment, sur le pourtour extérieur de la partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14, des parties saillantes 29a qui s'étendent - suivant la direction circonférentielle - entre les dents 27.

30 Pour l'établissement de la liaison de friction entre la partie d'entrée 25 et la partie de sortie 29, l'embrayage à friction 14 possède des moyens de friction 31, 31a prévus sur les deux côtés de ces pièces 25 et 29. Les moyens de friction 31 et 31a sont disposés en étant bloqués en rotation, mais en
35 pouvant être décalés axialement l'un par rapport à l'autre,

sur le pourtour extérieur de la partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14. Le moyen de friction 31 est formé par un anneau métallique qui est relié rigidement à la partie de sortie 29 par l'intermédiaire de rivets étagés 32. Le moyen de friction 31a est formé par un composant en forme de ressort Belleville et qui prend appui par des parties extérieures du point de vue radial sur la partie d'entrée 25 en vue de réaliser une friction et est maintenu à l'état bandé axialement par l'intermédiaire des rivets 32. A cet effet les rivets étagés 32 possèdent des têtes d'appui 32a, contre lesquelles le composant 31a en forme de ressort Belleville peut s'appuyer. Pour le blocage en rotation du composant 31a en forme de ressort Belleville, les rivets étagés 32 s'engagent, par une tige 33, à travers des évidements adaptés de façon correspondante de la partie 31a en forme de ressort Belleville. La précontrainte de ce composant 31a a pour effet que la partie radiale 25b de la partie d'entrée 25 est serrée entre ce composant 31a en forme de ressort Belleville et l'anneau métallique 31.

Dans le cas de la forme de réalisation représentée d'un embrayage à friction 14, il est prévu une friction acier sur acier. Cependant on peut utiliser également un autre accouplement de friction moyennant l'interposition de garnitures de friction organiques ou minérales, par exemple entre l'anneau en tôle 31 et la partie radiale 25b.

La partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14 forme simultanément la partie d'entrée en forme de bride 34 du dispositif amortisseur 13. Des deux côtés de la partie d'entrée 34 en forme de bride se trouvent disposés des disques 35, 36 qui sont fixés avec blocage en rotation l'un par rapport à l'autre, à une certaine distance axiale, par l'intermédiaire de boulons-entretoises 37. Ces boulons-entretoises 37 servent en outre à fixer les deux disques 35, 36 à la masse d'inertie 4. Dans les disques 35 et 36 ainsi que dans la partie d'entrée 34 se trouvent ménagés des évidements 35a, 36a ainsi que 34a, dans lesquels sont logés des accumulateurs d'énergie réalisés

sous la forme de ressorts à boudin 38. Les accumulateurs d'énergie 38 s'opposent à une rotation relative entre la partie d'entrée 34 et les deux disques 35, 36 bloqués en rotation.

Le dispositif amortisseur 13 possède en outre un dispositif de friction 39 qui agit, sur l'ensemble de l'angle de rotation relative entre la partie d'entrée 34 et les deux disques 35 et 36, ainsi qu'un dispositif de friction en charge 40 qui ne devient actif qu'à partir d'un angle déterminé de rotation dans le sens de la traction et/ou le sens de la poussée.

10 Le dispositif de friction 39 possède un anneau de friction 39a qui est disposé entre la partie d'entrée en forme de bride 34 et le disque 36, ainsi qu'un accumulateur d'énergie 39b formé par un ressort Belleville, et qui est disposé sur l'autre face de la partie d'entrée en forme de bride 34 et est
15 maintenu à l'état bandé entre cette partie d'entrée et le disque 35, ce qui a pour effet que l'anneau de friction 39a est coïncé par serrage entre le disque 36 et la partie d'entrée en forme de bride 34.

Le dispositif de friction en charge 40 possède un
20 disque de friction à charge 41 qui comporte des bras 41a s'étendant suivant la direction axiale, au niveau de sa partie intérieure du point de vue radial. Les bras 41a s'étendent à travers des évidements 42 de la partie d'entrée 34, ces évidements 42 et les évidements 34 se prolongeant les uns dans les autres, les évi-
25 dements 42 sont agencés de telle sorte qu'une rotation relative est possible sur une plage partielle de l'angle possible de rotation du dispositif amortisseur 13 entre la partie d'entrée 34 et les bras 41a du disque de friction en charge 41. Sur les bras 41a du disque de friction en charge 41 prend appui, par
30 ses parties intérieures du point de vue radial, un composant en forme de ressort Belleville 43 prévu entre la partie d'entrée 34 et le disque 35 et qui prend appui par sa partie extérieure du point de vue radial contre le disque 35. Le disque de friction en charge 41 est de ce fait chargé ou repoussé en
35 direction du disque 36 et prend appui sur ce dernier par l'in-

termédiaire d'une partie formée par façonnage. Pour la limitation de la déviation angulaire entre la partie d'entrée 34 du dispositif amortisseur 13 et la masse d'inertie 4 ou les deux disques 35, 36, qui forment la partie de sortie du dispositif amortisseur 13, les boulons-entretoises 37 traversent des évidements courbes 34b de la partie d'entrée 34, la rotation relative s'effectuant par venue en butée des boulons 33 contre les contours d'extrémité de ces évidements courbes 34b.

Les évidements 35a, 36a des deux disques latéraux 35, 36 et les évidements 34a de la partie 34 d'entrée de l'amortisseur ainsi que les ressorts à boudin 38 prévus dans ces évidements, sont disposés sur le pourtour du dispositif amortisseur 13 et sont dimensionnés de telle sorte que l'on obtient une courbe caractéristique d'amortissement à plusieurs échelons, comme cela va être explicité de façon plus détaillée ci-après en liaison avec la courbe caractéristique de torsion représentée sur la figure 3.

Dans le cas de la courbe caractéristique de torsion représentée sur la figure 3, on a porté sur l'axe des abs- cisses l'angle de rotation relatif entre les deux masses d'inertie 3 et 4, et sur l'axe des ordonnées on a porté le couple transmis entre ces deux masses d'inertie. La flèche 44 désigne le sens de traction, c'est-à-dire la direction suivant laquelle la masse d'inertie 3 entraînée par le vilebrequin 5 d'un moteur à combustion interne entraîne l'arbre d'entrée 10 de la boîte de vitesses, et par conséquent également le véhicule automobile par l'intermédiaire du disque d'embrayage 9. La flèche 45 caractérise le sens de poussée.

A partir de la position de repos du dispositif amortisseur 13, ainsi que de la position moyenne, représentée sur la figure 2, des dents 27 de la partie d'entrée 25 par rapport aux flancs 28a, 28b de la partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14, lors d'une rotation relative des deux masses d'inertie 3 et 4, considérées dans le sens de traction, le premier étage de ressorts, qui est formé par les ressorts 38 pos-

sédant une raideur plus faible, agit tout d'abord dans la zone A. A la fin de la zone A, un second étage de ressorts, formé par des ressorts 38 possédant une raideur supérieure commence à agir en supplément du premier étage de ressorts. Lors de la

5 poursuite de la rotation relative entre les deux masses d'inertie 3 et 4, les ressorts du premier étage de ressorts et du second étages de ressorts sont comprimés sur une plage B jusqu'à ce que le couple de rotation produit par le serrage de ces ressorts atteigne le couple 46 pouvant être transmis par

10 l'embrayage à friction 14, de sorte que lors de la poursuite de la rotation relative dans le sens de traction, l'embrayage à friction patine jusqu'à ce que les flancs 27b des dents 27 de la partie d'entrée 25 viennent s'appliquer contre les flancs 28b de la partie de sortie 29 et empêchent par conséquent une

15 rotation relative supplémentaire entre la partie d'entrée 25 et la partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14, dans le même sens de rotation. Cette zone de patinage de l'embrayage à friction 14 est désignée par C sur le diagramme. Lors de la poursuite de la rotation, les ressorts possédant la raideur

20 la plus faible, et les ressorts possédant la raideur la plus élevée des premier et second étages de ressorts, continuent à être comprimés sur la plage D. A la plage D se raccorde une zone E dans laquelle les ressorts d'un troisième étage de ressorts agissent en supplément des ressorts des premier et second étages de ressorts. Les ressorts des trois étages de res-

25 sorts peuvent être comprimés jusqu'à ce que, à la fin de la zone E, les boulons 37 viennent s'appliquer contre les plages terminales, situées du côté traction, des évidements courbes 34b, ce qui a pour effet qu'il se produit un entraînement rigide suivant le sens de traction. Le couple pouvant être transmis par le dispositif amortisseur 13 est désigné par 47. Ce

30 couple 47 est, de façon appropriée légèrement supérieur au couple de rotation nominal délivré par le moteur à combustion interne, si bien que les boulons 37 s'appliquent uniquement dans

35 le cas d'à-coups dûs à des alternances de charge, contre les

zones terminales des évidements courbes 34b.

Lors du retour du dispositif amortisseur 13 dans sa position de repos, qui a été décalée par suite du patinage de l'embrayage à friction 14, sur une distance correspondant à la plage angulaire de rotation C suivant la direction de traction et est caractérisée par 48 sur l'axe des abscisses, les ressorts des différents étages sont détendus sur la plage F. La plage F correspond à l'addition des zones E, D, B et A, la somme des zones B et D représentant la plage angulaire de rotation des deux étages de ressorts.

Lors de la poursuite de la rotation relative entre les deux masses d'inertie 3 et 4 suivant la direction de poussée 45, les ressorts d'un premier étage de poussée sont bandés sur une zone G. A la fin de la zone G, des ressorts d'un second étage de poussée commencent à agir en supplément. Les ressorts des premier et second étages de poussée sont bandés jusqu'à ce que le couple de rotation, qu'ils produisent, dépasse le couple de friction 46a de l'embrayage à friction 14, si bien que lors de la poursuite de la rotation relative dans le sens de poussée 45, l'embrayage à friction 14 patine jusqu'à ce que les flancs 27a des dents 27 de la partie d'entrée 25 viennent s'appliquer contre les flancs 28a de la partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14. La plage angulaire, sur laquelle l'embrayage à friction 14 peut patiner, est caractérisée par I sur le diagramme. La zone H représente l'angle, sur lequel les ressorts du second étage de poussée peuvent être comprimés avant que l'embrayage à friction 14 patine. Après la venue en butée des flancs 27a de la partie d'entrée 25 contre les flancs 26a de la partie de sortie 29 de l'embrayage à friction 14, et lors de la poursuite de rotation suivant le sens de traction, les ressorts du second étage de poussée sont comprimés de façon supplémentaire jusqu'à ce que, après le franchissement d'une zone K, les boulons 37 viennent s'appliquer contre les zones terminales, situées du côté traction, des évidements courbes 34b. Le couple de rotation nécessaire à cet effet est

caractérisé par la référence 49.

Lors de l'inversion du sens de rotation, les ressorts du dispositif amortisseur 13 sont tout d'abord détendus sur une zone L et, lors du franchissement de la position de repos 50 qui maintenant est décalée dans le sens de traction sur une distance égale à la plage angulaire de rotation I, sur laquelle l'embrayage à friction 14 a patiné, sont à nouveau comprimés jusqu'à ce que l'embrayage à friction patine à nouveau dans le sens de traction 44, une fois que le point 51 est atteint.

Comme cela ressort du diagramme, le couple 47 d'actionnement du dispositif amortisseur 13 suivant la direction de traction 44 est supérieur au couple d'actionnement 49 suivant la direction de poussée. Le couple d'embrayage 46 de l'embrayage à friction 14 correspond approximativement à 20 % du couple d'entraînement 47 du dispositif amortisseur 13. On peut en outre voir que l'angle possible de rotation I de l'embrayage à friction est supérieur à l'angle de rotation possible F et L du dispositif amortisseur 13 suivant le sens de traction et/ou le sens de poussée. Dans le cas de l'exemple de réalisation représenté, l'angle possible de rotation L du dispositif amortisseur 13 dans le sens de poussée est inférieur à l'angle possible de rotation F suivant le sens de poussée.

Il faut encore indiquer que dans le cas de la courbe caractéristique de torsion représentée sur la figure 3, l'hystérésis de friction, qui est produite par le dispositif de friction 39 et par le dispositif de friction en charge 40, n'a pas été prise en compte. Les couples de friction produits par les dispositifs de friction 39 et 40 se superposent dans les plages angulaires de rotation, dans lesquelles ils sont actifs avec les couples produits par les ressorts du dispositif amortisseur 13.

Comme cela est représenté schématiquement sur la figure 2, il est possible de prévoir, entre les flancs 27a, 27b de la partie d'entrée 25 et les flancs 28a, 28b de la partie

de sortie 29 de l'embrayage à friction 14, des accumulateurs d'énergie 52 qui évitent un choc trop intense entre les flancs 27a, 28a ou 27b, 28b. L'action de tels accumulateurs d'énergie 52 n'a pas été prise en compte dans le diagramme de la figure 3. Les résistances de ces accumulateurs d'énergie 52 à la rotation se superposent dans les plages angulaires de rotation, dans lesquelles les accumulateurs d'énergie 52 sont actifs avec le couple d'embrayage de l'embrayage à friction.

Dans le cas de l'embrayage à friction 114 représenté sur les figures 4 et 5, la partie d'entrée 125 est formée par une plaque de support 53 qui porte plusieurs lamelles de friction en forme de disques 54,55,56. Les lamelles de friction 54,55,56 comportent, sur leur pourtour extérieur, des dents radiales 54a,55a,56a qui, afin de bloquer en rotation les lamelles de friction, s'engagent dans des évidements 53a prévus dans le pourtour intérieur de la plaque de support 53.

Sur la partie sortie 129 de l'embrayage à friction 114, il est également prévu des lamelles de friction qui sont disposées en alternance avec les lamelles de friction d'entrée 54,55,56, suivant la direction axiale. Les lamelles de friction 57,58 et 59 possèdent, sur leur pourtour intérieur, des dents 57a,58a,59a qui s'engagent dans des évidements 129a ménagés dans le pourtour extérieur de la partie de sortie 129.

Un disque d'appui 60 est fixé, d'un côté sur la plaque de support 53 tandis que de l'autre côté se trouvent fixés, par l'intermédiaire de vis 62, plusieurs éléments 61 formant ressorts à lames appliquant une force axiale en direction du disque d'appui 60. Les lamelles de friction 54,55,56 ainsi que 57,58,59 sont serrées entre le disque d'appui 60 et les éléments 61 formant ressorts à lames de sorte que dans le cas d'une rotation relative de la partie d'entrée 125 par rapport à la partie de sortie 129, un amortissement par friction 34 est produit entre les lamelles de friction qui coopèrent entre elles, ainsi qu'entre la lamelle de friction 59 et le disque d'appui 60.

Comme cela est visible sur la figure 4, les dents 57a, 58a, 59a des lamelles de friction 57, 58, 59 peuvent posséder des largeurs ou des longueurs courbes différentes, si bien que l'on peut prévoir plusieurs étages de friction venant successivement en action. Des couples de friction différents peuvent par conséquent agir en fonction de l'angle de rotation entre la partie d'entrée 125 et la partie de sortie 129.

Dans l'exemple de réalisation représenté, les lamelles de friction 54, 55, 56 ainsi que le disque d'appui 60 sont directement en liaison par friction avec les lamelles de friction 57, 58, 59. Cependant il est possible de prévoir entre au moins différentes lamelles de friction, des anneaux de friction organiques ou minéraux, qui peuvent posséder à nouveau des coefficients de friction différents les uns par rapport aux autres, si bien que le couple de friction nécessaire sur l'ensemble de la plage de rotation de l'embrayage à friction peut être adapté aux cas respectifs d'application ou d'utilisation.

L'embrayage à friction 114 représenté sur les figures 6 et 7 possède une partie d'entrée 225 et une partie de sortie 229. La partie de sortie 229 est formée par rivetage l'une à l'autre d'une pièce 2 formant tôle 63 et d'un disque 64. La pièce 2 formant tôle 63 possède, sur son pourtour, une partie axiale 63a à l'extrémité de laquelle se raccorde une partie 63b s'étendant radialement vers l'extérieur. Sur la partie axiale 63a se trouvent disposés, suivant la direction axiale, entre le disque 64 et la partie radiale 63b, un disque de friction 65, la partie d'entrée 225, un anneau de friction 66 bloqué en rotation sur la partie d'entrée 225, un anneau de friction 67 fixé avec blocage en rotation sur la partie de sortie 63 par l'intermédiaire d'un disque d'appui 68, ainsi qu'un accumulateur d'énergie réalisé sous la forme d'un ressort Belleville 69 et disposé entre le disque d'appui 68 et la partie radiale 63b. Le ressort Belleville 69

prend appui, vers l'extérieur du point de vue radial, sur la partie radiale 63b et, vers l'intérieur du point de vue radial, contre le disque d'appui 68. Ce disque d'appui 68 comporte des bras axiaux 68a, qui, pour réaliser le blocage en rotation, s'engagent dans des découpes correspondantes de la partie radiale 63b. Comme cela est visible sur la figure 7, les anneaux de friction 66,67 comportent, suivant la direction axiale, des éléments profilés dirigés axialement et qui engrènent réciproquement. Les éléments profilés forment des rampes de montée 70,71 de telle sorte que, à partir de la position représentée sur la figure 7, dans le cas d'une rotation relative entre la partie d'entrée 225 et la partie de sortie 229, les anneaux de friction 66,67 sont écartés axialement les uns des autres, ce qui a pour effet que la force de serrage de l'accumulateur d'énergie ou du ressort Belleville 69 est modifiée en fonction de l'angle de rotation. La modification de la tension de bandage du ressort Belleville 69 entraîne une variation du couple de friction de l'embrayage à friction, ce couple de friction augmentant lorsque le bandage du ressort Belleville 69 augmente. Dans le cas de l'exemple de réalisation représenté, le couple de friction de l'embrayage à friction, augmente à partir de la position moyenne représentée sur la figure 7, dans les deux sens de direction, lorsque l'angle de rotation augmente. Les rampes de montée 70 et 71 peuvent posséder des angles de montée différents de sorte que, à partir de la position représentée sur la figure 7, il se produit un accroissement différent du couple de friction sur l'angle de rotation opposé.

Le principe de construction illustré sur la figure 1 présente comme avantage le fait que la masse d'inertie 3 peut être montée d'avance de façon usuelle comme un volant sur le vilebrequin 5, et que l'on peut ensuite fixer au moyen des vis 26, sur la masse d'inertie 3, l'unité constituée par la masse d'inertie 4, le dispositif amortisseur 13, l'embraya-

ge à friction 14 et éventuellement l'embrayage 7 monté préalablement sur la masse d'inertie 4, ainsi que le disque d'embrayage 9 serré, en étant centré d'avance, entre le plateau de pression 8 et la masse d'inertie 4. Le dispositif de support formé par les roulements 16 et 17 peut alors être monté d'avance sur la masse d'inertie 3 ou bien être monté en commun également avec l'unité mentionnée.

REVENDECATIONS

1. Dispositif pour compenser des à-coups de rotation, notamment des variations du couple de rotation d'un moteur à combustion interne au moyen de deux masses d'inertie (3,4) disposées coaxialement l'une à l'autre et pouvant tourner l'une par rapport à l'autre de façon limitée à l'encontre de l'action d'un dispositif amortisseur (13), et dont l'une (3) peut être reliée au moteur à combustion interne et dont l'autre (4) peut être reliée à l'organe d'entrée (10) d'une boîte de vitesses; le dispositif amortisseur (13) étant constitué par des accumulateurs d'énergie et/ou des moyens de friction ou de glissement agissant suivant la direction circconférentielle, caractérisé en ce qu'il est prévu, en plus du dispositif amortisseur (13), au moins un embrayage à friction (14, 114, 214), pour lequel l'angle de rotation est limité, dans la ligne de transmission du couple de rotation entre les masses d'inertie (3, 4).
2. Dispositif selon la revendication 1, caractérisé par le fait que le dispositif amortisseur (13) et l'embrayage à friction (14, 114, 214) sont disposés de manière à agir en série.
3. Dispositif selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que l'embrayage à friction (114) est équipé d'étages de friction agissant successivement.
4. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que des couples de friction différents sont appliqués par l'intermédiaire de l'embrayage à friction (114, 214) en fonction de l'angle de rotation.
5. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que l'embrayage à friction (14, 114, 214) est soumis, sur des zones partielles de l'angle de rotation, à l'action d'accumulateurs d'énergie (52).
6. Dispositif selon la revendication 5, caractérisé en ce que les accumulateurs d'énergie (52) agissent dans les plages d'extrémité de l'angle de rotation.

7. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'une partie d'entrée (25) de l'embrayage à friction (14), qui s'étend radialement vers l'intérieur et qui pénètre, avec un certain jeu périphérique, au moyen d'éléments profilés (27) dans des éléments profilés réciproques (29a) prévus selon une disposition en forme d'anneau circulaire dans une partie de sortie (29) de l'embrayage à friction (14) qui forme la partie d'entrée (34) du dispositif amortisseur (13), est fixée avec blocage en rotation sur l'une (3) des masses d'inertie.
8. Dispositif selon la revendication 7, caractérisé en ce que la partie d'entrée (25) de l'embrayage à friction (14) est munie d'éléments profilés (27) dirigés vers l'intérieur, en vis-à-vis desquels se trouvent disposés des éléments profilés réciproques (29a) dirigés vers l'extérieur et prévus sur la partie de sortie (29) de l'embrayage à friction (14).
9. Dispositif selon la revendication 7 ou 8, caractérisé en ce qu'il est prévu une liaison par friction entre la partie d'entrée (25, 125, 225) et la partie de sortie (29, 129, 229) de l'embrayage à friction (14, 114, 214).
10. Dispositif selon la revendication 9, caractérisé en ce que des deux côtés de la partie d'entrée (25) se trouvent prévus des moyens de friction (31, 31a), montés avec blocage en rotation sur la partie de sortie (29) et dont l'un (31a) est soumis à l'action d'une force de précontrainte agissant suivant la direction axiale.
11. Dispositif suivant l'une quelconque des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que la partie de sortie (35 et 36) du dispositif amortisseur (13) est bloquée en rotation sur l'autre (4) des masses d'inertie.
12. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que des accumulateurs d'énergie (52) sont prévus entre les éléments profilés (27, 29a) de la partie d'entrée (25) et de la partie de sortie (29) de l'embrayage à friction (13).

13. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que la partie d'entrée (125) et/ou la partie de sortie (129) sont réalisées par plusieurs lamelles en forme de plaques (57, 58, 59), qui comportent des contours formant butées ou des contours formant butées réciproques (57a, 58a, 59a) s'étendant sur des longueurs d'arc de cercle différentes.

14. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 13, caractérisé en ce que des coefficients de friction différents existent entre les lamelles en forme de plaques (54, 55, 56, 57, 58, 59, 60).

15. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 14, caractérisé en ce que la force de serrage déterminant le couple de friction de l'embrayage à friction (214) entre les éléments de friction (65, 66, 67) de l'embrayage à friction peut être modifiée en fonction de l'angle de rotation entre la partie d'entrée (225) et la partie de sortie (229) de l'embrayage à friction.

16. Dispositif selon la revendication 15, caractérisé en ce que la force de serrage peut être modifiée au moyen d'au moins une rampe de montée (70, 71) prévue sur l'un des composants (66, 67) du dispositif (214).

17. Dispositif selon la revendication 16, caractérisé en ce que la rampe de montée (70, 71) modifie l'action de serrage d'un accumulateur de force, qui charge les éléments de friction (65, 66, 67) de l'embrayage à friction (214), comme par exemple un ressort Belleville (69), en fonction de l'angle de rotation de l'embrayage à friction (214).

18. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 17, caractérisé en ce que le couple de friction de l'embrayage à friction (214) augmente à partir d'une position moyenne ou d'une plage centrale, dans les deux sens de rotation, lorsque l'angle de rotation augmente.

19. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 1 à 18, caractérisé en ce que le couple de friction

(46) de l'embrayage à friction (14) , est inférieur au couple de rotation nominal délivré par le moteur à combustion interne.

20. Dispositif selon la revendication 19, caracté-
5 risé en ce que le couple de friction (46) de l'embrayage à friction (14) possède une valeur comprise entre 8 et 60 %, et de préférence entre 10 et 35 %, du couple de rotation nominal délivré par le moteur à combustion interne.

21. Dispositif selon l'une quelconque des revendi-
10 cations 1 à 20, caractérisé en ce que le couple de friction (46) de l'embrayage à friction (14) possède une valeur comprise entre 5 et 50 %, et de préférence entre 7 et 30 %, de la résistance maximale à la rotation (47) des dispositifs amortisseurs (13).

22. Dispositif selon l'une quelconque des revendi-
15 cations 1 à 18, caractérisé en ce que le couple de friction de l'embrayage à friction est supérieur au couple de rotation nominal délivré par le moteur à combustion interne.

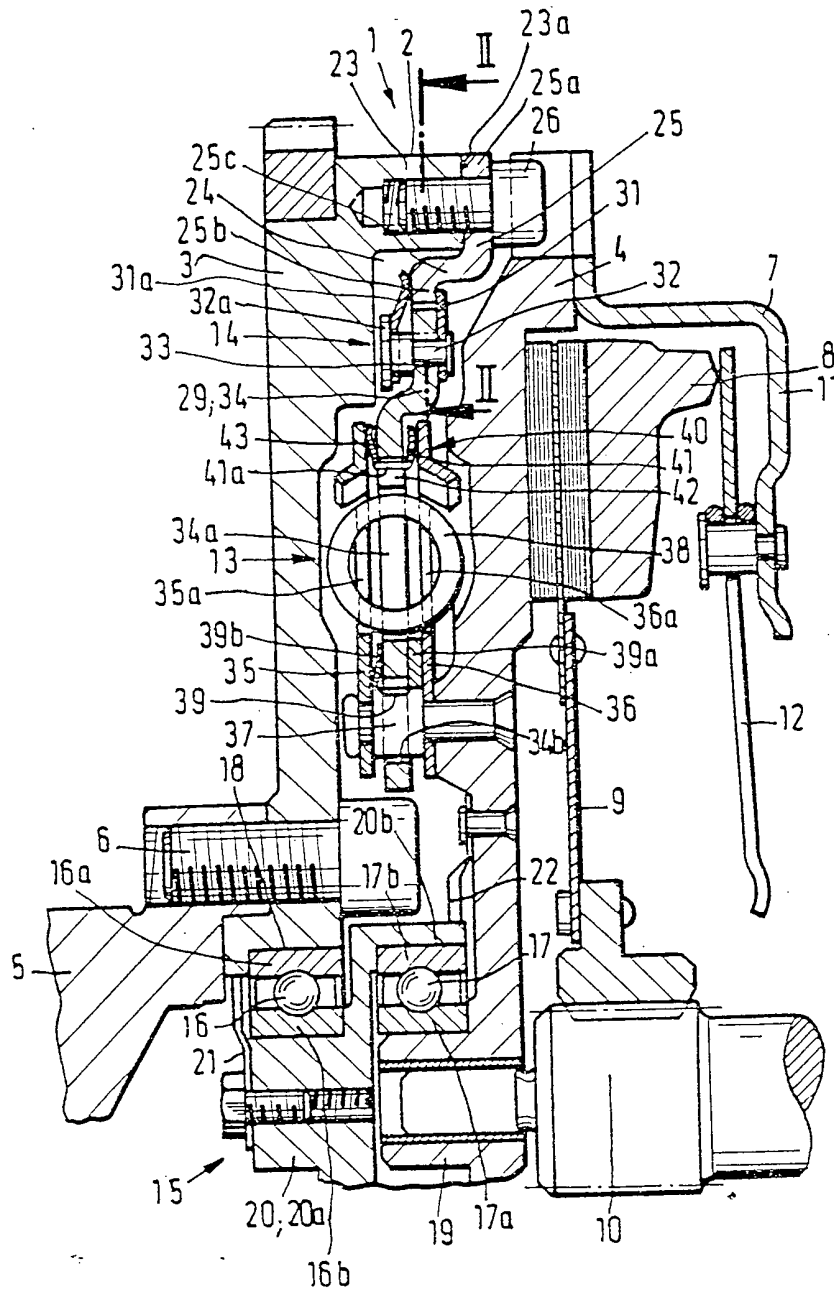
23. Dispositif selon l'une quelconque des revendi-
cations 1 à 22, caractérisé en ce que l'angle maximum de rota-
20 tion (I) de l'embrayage à friction (14, 114, 214) possède une valeur comprise entre 10 et 50°, et de préférence entre 15 et 35°.

24. Dispositif selon l'une quelconque des revendi-
cations 1 à 23, caractérisé en ce que l'angle maximum de rota-
25 tion (I) de l'embrayage à friction possède une valeur comprise entre 60 et 110 %, et de préférence entre 80 et 90 %, de l'angle total de rotation (F+I+L) du dispositif amortisseur (13 et 14).

25. Dispositif selon l'une des revendications 23
et 24, caractérisé en ce que l'angle de rotation (I) de l'em-
30 brayage à friction (14) est supérieur à l'angle possible de rotation (F L) du dispositif amortisseur (13) dans le sens de la traction et/ou de la poussée (44, 45).

26. Dispositif selon l'une quelconque des revendi-
cations 1 à 25, caractérisé en ce que le dispositif amortisseur
35 (13) agissant en série avec l'embrayage à friction (14), possède

Fig. 1



DRAWING RECOMMENDED
 BY THE NATIONAL BUREAU OF STANDARDS
 WASHINGTON, D.C. 20540
 ORIGINAL

Hayes Low

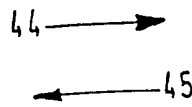


Fig.2

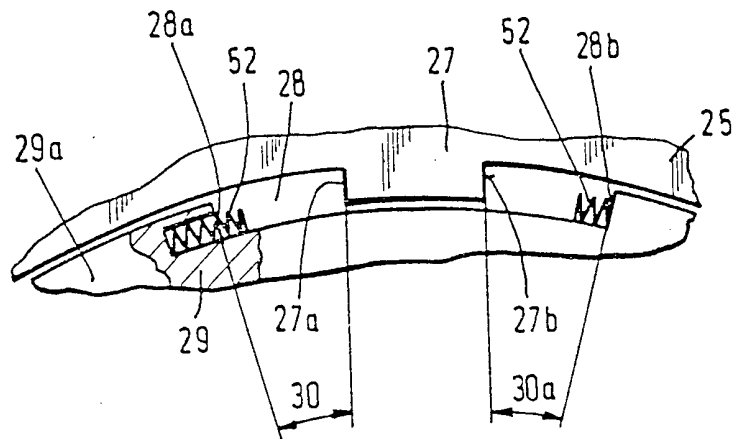
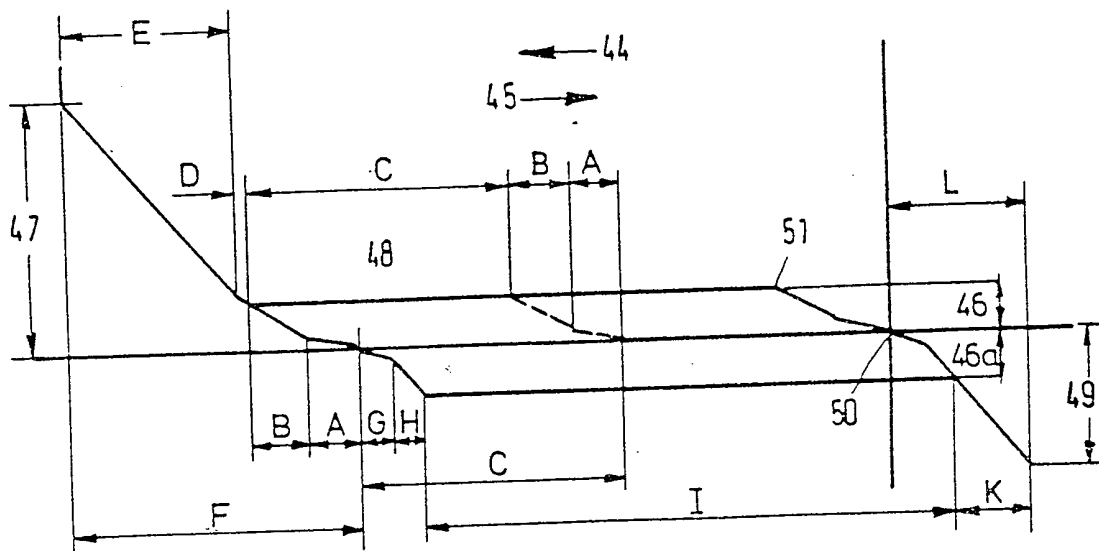
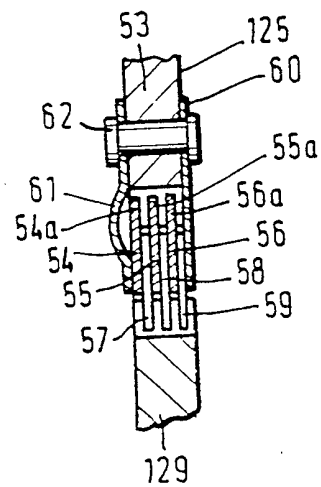
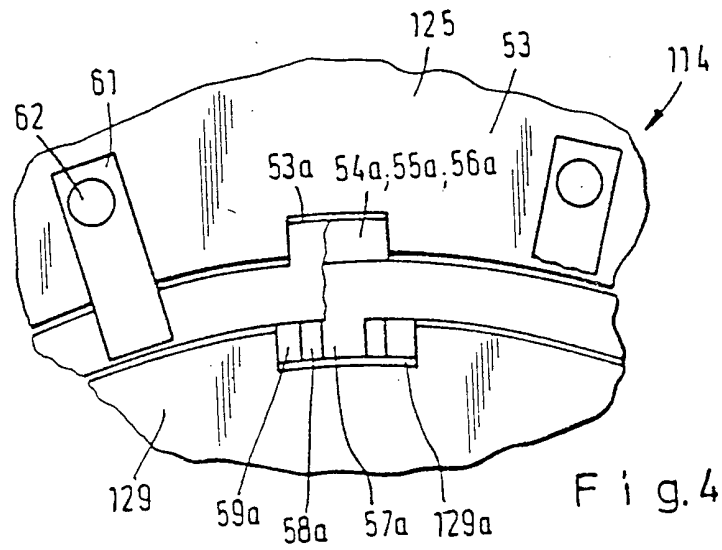


Fig.3



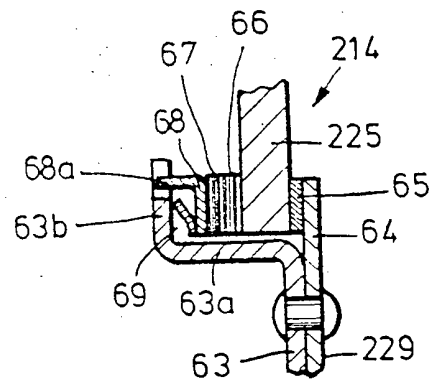
Hayes Line



As per love

RECEIVED
1975
JAN 14 1975
11-1

F i g.6



F i g.7

