

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

⑫

N° 82 14646

⑤④ Dispositif pour amortir des oscillations dans la transmission d'un véhicule automobile.

⑤① Classification internationale (Int. Cl.³). F 16 F 15/14; B 60 K 17/22.

⑫② Date de dépôt..... 26 août 1982.

③③ ③② ③① Priorité revendiquée : DE, 29 août 1981, n° P 31 34 310.4.

④① Date de la mise à la disposition du
public de la demande B.O.P.I. — « Listes » n° 9 du 4-3-1983.

⑦① Déposant : DAIMLER-BENZ AG. — DE.

⑦② Invention de : Günter Worner, Franz Kosik et Hartmut Gosele.

⑦③ Titulaire : *Idem* ⑦①

⑦④ Mandataire : Cabinet Regimbeau, Corre, Martin et Schrimpf,
26, av. Kléber, 75116 Paris.

- 1 -

La présente invention concerne un dispositif pour amortir des oscillations dans la transmission d'un véhicule automobile à l'aide d'un amortisseur d'oscillations, qui comporte, dans un agencement coaxial par rapport à un arbre de la transmission, notamment l'arbre de transmission reliant le groupe moteur à l'essieu moteur du véhicule automobile, une masse oscillante de forme annulaire, une bride porteuse fixée sur l'arbre et un corps de suspension formé d'une matière élastomère, reliant la bride à la masse oscillante et assurant la transmission des oscillations entre cette dernière et l'arbre, ledit corps de suspension étant pourvu d'éléments de renforcement qui sont disposés avec symétrie axiale par rapport à l'axe longitudinal de l'arbre et dont l'agencement à l'intérieur du corps de suspension et la forme ont une action définie sur les fréquences d'oscillations propres de l'amortisseur d'oscillations.

Des dispositifs de ce type ont pour fonction de supprimer autant qu'il est possible des oscillations de torsion et de flexion, qui se produisent notamment dans un arbre de transmission assurant la liaison de la boîte de vitesses d'un véhicule automobile avec son essieu moteur, afin d'éliminer efficacement la production de bruits et l'usure dans la transmission sont provoquées par de telles oscillations.

La génération d'oscillations de torsion résulte du fait que le couple de sortie d'un moteur de combustion interne de type classique est soumis à des variations périodiques dont la fréquence est égale, dans le cas d'un moteur à quatre cylindres et à pistons alternatifs, au double de la fréquence de rotation de son vilebrequin, tandis que les oscillations de flexion sont essentiellement engendrées par les forces d'inertie du groupe moteur agissant radialement par rapport à l'axe longitudinal du vilebrequin ; dans le cas du moteur à quatre cylindres, la fréquence d'excitation des oscillations de torsion et de flexion est à chaque fois égale au double de la fréquence de rotation du vilebrequin.

- 2 -

Des oscillations typiques se produisant dans le véhicule et qui peuvent être amenées en condition de résonance par des oscillations de torsion du vilebrequin, par exemple des mouvements de montée et de descente de l'essieu

5 arrière par rapport au plancher du véhicule, ont des fréquences propres de l'ordre de 60 Hz et elles doivent par conséquent être contrebalancées par une résonance d'oscillations de torsion de l'amortisseur d'oscillations ayant à peu près la valeur de cette fréquence. D'autres oscillations

10 pouvant être engendrées par exemple par des oscillations de flexion de l'arbre de transmission et se combinant avec déformation par flexion de parties de fixation de l'essieu, par exemple la selle de l'essieu arrière, ont des fréquences propres typiques de 150 Hz par exemple et

15 doivent par conséquent être contrebalancées par une résonance d'oscillations de flexion de l'amortisseur d'oscillations correspondant à peu près à cette valeur de fréquence.

Cela signifie que, dans le cas d'un amortisseur

20 d'oscillations approprié pour remplir la fonction précitée, le rapport f_r/f_t de sa fréquence de résonance d'oscillations transversales ou radiales f_r à sa fréquence de résonance d'oscillations de torsion f_t doit être en pratique d'environ 2,5 : 1.

25 Dans un dispositif du type précité qui est connu d'après la demande de brevet allemand DE-OS 29 33 586, l'amortisseur d'oscillations relié à l'arbre de transmission comporte une bride portante pouvant être fixée sur la bride d'accouplement de l'arbre de transmission du véhicule, ayant la forme d'un prisme court à trois arêtes

30 et dont les arêtes - arrondies - sont orientées parallèlement à l'axe longitudinal de l'arbre de transmission qui traverse cette bride portante. La masse oscillante a la forme d'un anneau et elle est disposée coaxialement par

35 rapport à l'arbre de transmission ou par rapport à la bride portante, auquel cas dans la position de repos de la masse oscillante, il subsiste entre celle-ci et les arêtes

- 3 -

du prisme de la bride portante un léger espacement. La masse oscillante est reliée aux surfaces opposées du prisme de la bride portante respectivement par l'intermédiaire de deux corps de suspension à peu près en forme de colonnes et ayant l'élasticité du caoutchouc. Ces corps de suspension sont agencés et disposés de manière que, dans la zone des arêtes longitudinales de la bride portante, il subsiste entre celles-ci et la masse oscillante des fentes s'étendant dans la direction périphérique et qui sont légèrement élargies à leurs extrémités délimitées par les corps de suspension. Entre les corps de suspension assurant chacun la liaison d'une des surfaces du prisme avec la masse oscillante, il est prévu des éléments de renforcement agencés sous forme de profilés en U ou également sous forme de pièces profilées ayant un profil de section fermée, auquel cas, en considérant une direction radiale, il subsiste entre ces éléments de renforcement et la masse oscillante ou bien la bride portante des fentes s'étendant dans une direction périphérique ou bien le long des surfaces de la bride portante et qui sont également légèrement élargies à leurs extrémités.

Avec un tel agencement d'amortisseur d'oscillations, on obtient évidemment, par comparaison à un amortisseur d'oscillation dans lequel, indépendamment des fentes prévues dans la zone des coins de la bride portante, les volumes en forme de secteurs qui sont ménagés entre la masse oscillante et les surfaces prismatiques de la bride portante sont complètement remplis de la matière élastique comme le caoutchouc d'un corps de suspension, une augmentation à la résistance à l'usure du corps de suspension assurant la transmission des oscillations entre la bride portante et la masse oscillante ; cependant on rencontre un inconvénient du fait que d'une part la constante dynamique déterminante pour les oscillations de torsion et par conséquent la fréquence de résonance des oscillations du type torsion sont augmentées par les éléments de renforcement et d'autre part - à cause de la diminution du volume du corps de

suspension qui résulte de la disposition des éléments de renforcement - la constante dynamique déterminante pour les oscillations radiales de la masse oscillante est diminuée, ce qui se traduit par conséquent par une réduction
5 de la fréquence de résonance des oscillations du type radial. Avec l'amortisseur d'oscillations du type connu, il n'est par conséquent pas possible de satisfaire en pratique à la condition précitée en ce qui concerne le rapport entre les fréquences de résonance des oscillations de
10 flexion et de torsion.

L'invention a en conséquence pour but de fournir un dispositif du type défini ci-dessus, dont l'amortisseur d'oscillations possède, tout en ayant un corps de suspension d'une bonne résistance à l'usure, un rapport de va-
15 leur correcte entre ses fréquences de résonance d'oscillations de flexion et de torsion.

Ce problème est résolu en ce que les éléments de renforcement sont agencés sous la forme de fourreaux s'étendant dans la direction axiale de l'arbre et qui, en considérant une direction radiale, sont disposés entre des pontets extérieurs situés du côté de la masse oscillante et des pontets intérieurs, situés du côté de la bride portante, du corps de suspension élastique et en ce que, en
20 considérant le sens de rotation de l'arbre, il est prévu de chaque côté des éléments de renforcement sur le corps de suspension des évidements qui diminuent sa rigidité à la torsion.

A l'aide des éléments de renforcement qui sont disposés, en considérant une direction radiale, entre des
30 pontets du corps de suspension élastique placés respectivement du côté de la masse oscillante et du côté de la bride portante, il est possible d'augmenter d'un degré défini la rigidité de ce corps dans la direction radiale tandis que, grâce aux évidements qui sont disposés, en considérant une
35 direction périphérique, de chaque côté des éléments de renforcement, on peut suffisamment réduire la rigidité à la torsion du corps de suspension pour régler d'une part

- 5 -

sa fréquence de résonance d'oscillation de torsion à une valeur nécessairement faible et obtenir d'autre part un rapport de valeur désirée entre les fréquences de résonance d'oscillations radiales et de torsion pour l'amortisseur d'oscillations. Par ailleurs, l'agencement prévu pour l'amortisseur d'oscillations permet également d'obtenir une résistance à l'usure suffisante pour son corps de suspension.

Evidemment on connaît déjà, d'après la demande de brevet allemand DE-AS 25 08 212, des amortisseurs d'oscillations dans lesquels, en vue de réduire la fréquence de résonance d'oscillation de torsion du corps de suspension, il est prévu des trous dans des zones massives de ce corps. Par de tels trous ou évidements ménagés dans le corps de suspension, on diminue alors non seulement la fréquence de résonance d'oscillations de torsion mais également la fréquence de résonance d'oscillations radiales de l'amortisseur d'oscillations et il n'est par conséquent pratiquement pas possible d'obtenir une augmentation désirée du rapport f_r/f_t .

En principe, les éléments de renforcement peuvent être incorporés par coulée ou par vulcanisation au corps de suspension, constitué d'une matière élastomère appropriée, déjà lors de sa fabrication. Il est cependant avantageux que les éléments de renforcement soient emmanchés dans des évidements du corps de suspension en matière élastomère de façon que celui-ci s'applique avec une précontrainte suffisante contre la surface périphérique des éléments de renforcement pour les fixer dans la position correcte.

Une fixation, nécessaire dans ce cas, des éléments de renforcement en forme de fourreaux à l'encontre d'un recul axial peut être obtenue facilement à l'aide de collets formés sur leur côtés frontaux ou bien à l'aide de parties du corps de suspension qui ont la forme d'une collerette annulaire et qui s'accrochent sur des surfaces frontales annulaires des éléments.

- 6 -

Suivant un mode de mise en oeuvre de l'invention, les évidements disposés de chaque côté des éléments de renforcement dans le corps de suspension ont en section droite intérieure un profil fermé en forme de rein.

5 Selon un autre mode de mise en oeuvre, les évidements placés de chaque côté des éléments de renforcement sont agencés sous la forme de creux latéraux ménagés dans l'évidement du corps de suspension qui reçoit l'élément de renforcement correspondant.

10 Grâce aux deux caractéristiques citées en dernier, on obtient pour les évidements ou les creux des profils appropriés pour influencer dans le but envisagé la résistance à la torsion du corps de suspension et permettant en outre d'obtenir une bonne résistance à l'usure du corps de
15 suspension.

Ceci est en particulier également vrai lorsque les creux latéraux formés dans les évidements recevant les éléments de renforcement dans le corps de suspension se rejoignent à plat avec une orientation tangentielle
20 par rapport à la périphérie des éléments de renforcement.

Grâce à cette caractéristique, il est possible de donner aux évidements du corps de suspension une forme avec laquelle les fourreaux de renforcement, lorsque l'amortissement d'oscillations est sollicité par des oscillations
25 de torsion, peuvent rouler sur le pontet intérieur du corps de suspension ; la matière formant ce pontet, généralement mince, du corps de suspension est ainsi soumise essentiellement seulement à une charge de compression, ce qui a à nouveau une influence favorable sur la résistance à l'usure du corps de suspension.
30

Enfin, selon un mode de mise en oeuvre de l'invention, le corps porteur de la bride portante de l'amortisseur d'oscillations a la forme d'un tube cylindrique circulaire et le corps de suspension de l'amortisseur d'oscillation comporte des éléments de suspension, constitués
35 d'une matière élastomère, ayant une forme de segments annulaires et reliés à la masse oscillante et au corps por-

- 7 -

teur, des corps intermédiaires de forme fixe, reliant partiellement les éléments entre eux et disposés radialement entre des fentes, et des éléments de renforcement en forme de fourreaux qui sont engagés dans les éléments de suspension, en forme de segments annulaires.

On obtient ainsi un agencement d'un amortisseur d'oscillations comportant un corps porteur de forme cylindrique circulaire et un corps de suspension de forme annulaire, avec lequel on peut régler, par une combinaison d'éléments de renforcement, d'une part la rigidité à la torsion et d'autre part la rigidité radiale du corps de suspension et par conséquent le rapport entre les fréquences de résonance de l'amortisseur d'oscillations.

D'autres avantages et caractéristiques de l'invention seront mis en évidence dans la suite de la description donnée à titre d'exemple non limitatif, en référence aux dessins annexés dans lesquels :

- la figure 1 représente un dispositif conforme à l'invention pour amortir des oscillations à l'aide d'un amortisseur d'oscillations disposé sur l'arbre de transmission d'un véhicule automobile, la représentation étant faite en vue arrachée et en partie en coupe suivant l'axe de l'arbre de transmission et à l'échelle 1 : 1,5 ;

- la figure 2 est une vue de face de l'amortisseur d'oscillations du dispositif de la figure 1 ;

- la figure 3 est une représentation, correspondant à la vue de la figure 2, d'un autre amortisseur d'oscillations comportant un corps porteur prismatique et pouvant être utilisé avec le dispositif de la figure 1 ;

- la figure 4 est une vue de face, correspondant à celles des figures 2 et 3, d'un amortisseur d'oscillations comportant un corps porteur de forme cylindrique circulaire et pouvant être monté de manière analogue ; et

- la figure 5 est une représentation en coupe longitudinale, correspondant à celle de la figure 1, de l'amortisseur d'oscillations de la figure 4.

Sur la figure 1, aux détails de laquelle on est

expressément renvoyé , on a représenté la partie de la transmission d'un véhicule automobile qui est pourvue d'un dispositif 10 conforme à l'invention pour amortir les oscillations ; la figure montre l'extrémité de l'arbre de transmission 11 qui est situé du côté de la boîte de vitesses, l'arbre de sortie 12 de la boîte de vitesses 13 et un flasque d'articulation 14, prévu à la place d'un cardan et sur lequel sont fixés d'une part l'arbre de sortie 12 de la boîte de vitesses 13 par sa bride d'accouplement 16 en forme de triangle équilatéral et d'autre part l'arbre de transmission par sa bride d'accouplement 17 également en forme de triangle équilatéral, respectivement à chaque fois à l'aide de trois boulons 18, 19 engagés dans les zones des sommets de ces brides d'accouplement 16, 17, auquel cas les brides d'accouplement 16 et 17 et le flasque d'articulation 14 sont agencés et disposés avec une symétrie axiale par rapport à l'axe longitudinal de l'arbre de transmission 11.

Un composant fonctionnellement essentiel du dispositif d'amortissement d'oscillations 10 est constitué par un amortisseur d'oscillations désigné dans son ensemble par 22 et qui a pour fonction d'amortir dynamiquement aussi bien des oscillations de torsion se produisant dans la transmission que les oscillations de flexion se produisant dans celle-ci transversalement à l'axe longitudinal 21.

Cet amortisseur d'oscillations 22, qui sera décrit par la suite en référence à la figure 1 et aux figures 2 à 5, comporte une bride portante 23 à trois branches ayant la forme d'un triangle équilatéral correspondant à celui de la bride d'accouplement 17 de l'arbre de transmission 11 et qui est reliée dans la direction axiale avec un corps porteur 24 en forme de prisme à trois arêtes, avec une masse oscillante 26 de forme annulaire et entourant coaxialement le corps porteur 24, ainsi qu'avec un corps de suspension élastique 27 relié d'une part au corps porteur 24 et d'autre part à la masse oscillante 26 et par l'intermédiaire duquel la masse oscillante 26 peut être sollicitée

- 9 -

pour produire des oscillations de torsion et/ou transversales orientées perpendiculairement à l'axe longitudinal 21 et à l'aide desquelles on assure l'amortissement dynamique des oscillations se produisant dans la transmission du véhicule automobile. Dans un cas idéal de compensation complète des oscillations, seuls la masse oscillante 26 et le corps de suspension 27, reliés à celle-ci et à la bride portante 23, sont mis en oscillation pendant que l'arbre de transmission tourne sans oscillations. On empêche alors efficacement que, sous l'effet d'oscillations de l'arbre de transmission 21, par exemple la selle d'essieu arrière - non représentée - qui supporte l'essieu arrière moteur du véhicule automobile et qui est appuyée contre le plancher du véhicule par l'intermédiaire de cales en caoutchouc, soit sollicitée par des oscillations propres de résonance qui seraient transmises dans la masse au plancher du véhicule et qui produiraient à l'intérieur de ce dernier des vibrations à effet perturbateur transmises par l'air. Les oscillations propres typiques d'une telle selle d'essieu arrière classiquement en forme de V, dont on doit éviter dans une large mesure l'excitation en résonance, sont constituées d'une part par une oscillation de translation par rapport au plancher du véhicule, suivant laquelle la selle de l'essieu arrière oscille dans son ensemble par rapport audit plancher, et d'autre part par une oscillation de flexion de la selle d'essieu arrière, suivant laquelle celle-ci est soumise à une déformation par oscillation. Des valeurs typiques de la fréquence propre de l'oscillation de translation de la selle d'essieu arrière, qui peut être engendrée notamment par des oscillations de torsion de l'arbre de transmission, sont comprises entre 30 et 60 Hz tandis que des valeurs typiques de la fréquence propre de l'oscillation de flexion de la selle de l'essieu arrière, qui est engendrée notamment par des oscillations de flexion de l'arbre de transmission 21, sont de l'ordre de 150 Hz.

Du fait qu'un amortisseur d'oscillations peut dévelop-

- son efficacité optimale d'amortissement quand le type et la fréquence de son oscillation propre concordent avec celles de l'oscillation à contrebalancer, on doit par conséquent donner à l'amortisseur d'oscillations 22, dans
- 5 l'exemple choisi pour l'explication et qui est fréquemment rencontré en pratique, une fréquence de résonance d'oscillations de torsion f_t d'environ 60 Hz et une fréquence de résonance d'oscillations de flexion ou radiale f_r d'environ 150 Hz.
- 10 Pour obtenir cette valeur limite d'au moins 2,5 pour le rapport des fréquences de résonance f_r/f_t , l'amortisseur d'oscillations 22 a, dans des exemples de réalisation particuliers, la structure mise en évidence sur les figures 2 et 3 :
- 15 Dans la vue de face, par exemple sur la figure 2, le corps de suspension 27, constitué de caoutchouc ou d'une autre matière élastomère appropriée, comporte trois parties 27a, 27b et 27c ayant à peu près la forme de secteurs circulaires et qui, dans la zone des coins - arrondis - de la bride
- 20 de portante ou bien des bords de son corps porteur prismatique 24, sont reliées par paires respectivement par l'intermédiaire d'un voile mince 32 placé du côté de la masse oscillante et d'un voile mince 33 situé du côté du corps porteur. Entre ces voiles 32 et 33 il subsiste des fentes 34, qui
- 25 s'étendent dans la direction périphérique sur un angle de secteur d'environ 55° et qui comportent à leurs extrémités des élargissements de forme triangulaire 36 et dans leur zone la plus étroite, c'est-à-dire dans la zone des coins 28, 29 et 31 de la bride portante 23, une dimension intérieure qui est un peu plus grande que les amplitudes d'os-
- 30 cillation de flexion, se produisant habituellement, de l'arbre de transmission 11. Avec de telles fentes 34 et grâce à la forme de leurs élargissements 36, il est possible, comme cela est connu, d'agir sur la valeur de fréquence
- 35 des oscillations de torsion et de flexion de l'amortisseur d'oscillations 22, même seulement dans des limites relativement étroites. Dans les secteurs massifs, exis-

tant entre les fentes 34, des parties 27a, 27b, 27c du corps de suspension, il est prévu des trous 38 traversant axialement ce corps de suspension 27 et dont les axes sont situés sur le même cercle de trous 39 que les axes des trous 41 de la bride portante, dans lesquels sont engagés les boulons 19 prévus pour la fixation de la bride portante et de l'arbre de transmission 11 sur le flasque de transmission 14. Il est possible d'engager au montage, dans le trou 39 du corps de suspension 27 à l'aide duquel on peut également influencer le comportement de résonance de l'amortisseur d'oscillations 22, les boulons 18 prévus pour la fixation de l'arbre de sortie de boîte de vitesses 12 sur le flasque d'articulation 14.

Dans ces trous 38, on emmanche comme éléments de renforcement des fourreaux cylindriques circulaires 42 en acier ou en un autre matériau solide approprié, auquel cas il subsiste entre le corps porteur 24 de la bride portante 23 et les fourreaux de renforcement 42 de minces pontets 43 d'une épaisseur d'environ 1 à 1,5 mm et, entre les fourreaux de renforcement 42 et la masse oscillante de forme annulaire, des pontets plus massifs 44 d'une épaisseur minimale d'environ 7 mm. A l'aide des fourreaux de renforcement 42, on obtient un raidissage du corps de suspension 27 qui est notamment important dans une direction radiale, ce qui permet de donner à la fréquence de résonance d'oscillations de flexion f_r de l'amortisseur d'oscillations 22 la valeur élevée désirée d'environ 150 à 160 Hz.

D'autre part, pour maintenir la fréquence de résonance d'oscillations de torsion f_t de l'amortisseur d'oscillations 22 à une faible valeur désirée d'environ 50 à 60 Hz, il est prévu dans l'exemple représenté, de chaque côté des trous 38, pourvus des fourreaux 42, du corps de suspension 27, d'autres évidements traversants 46 qui diminuent sa rigidité dans une direction tangentielle, c'est-à-dire dans une direction d'oscillation de torsion. Par un choix approprié de la grosseur et de la forme de ces

évidements 46, il est possible d'agir dans de larges limites sur la fréquence de résonance d'oscillation de torsion de l'amortisseur d'oscillations 22 et de régler cette fréquence à la valeur faible d'environ 50 à 60 Hz malgré
5 l'existence des éléments de renforcement 42 prévus dans les trous 38. Pour cette valeur de la fréquence de résonance d'oscillation de torsion f_t , on peut obtenir facilement, avec l'agencement de l'amortisseur d'oscillations 22 de la figure 2, un rapport de fréquences de résonance f_r/f_t de
10 2,5.

Dans l'exemple de réalisation de la figure 2, les évidements supplémentaires 46 ont une section intérieure à peu près en forme de rein, auquel cas il subsiste, entre ces évidements et les trous 38 pourvus des éléments de ren-
15 forcement 42, de minces voiles 47 du corps de suspension élastique qui maintiennent latéralement les fourreaux de renforcement 42.

En variante, on peut prévoir, dans les trous 38 contenant les éléments de renforcement 42, et comme le montre
20 la figure 3, des creux latéraux 48 ayant à peu près une forme de croissant et dont les bords 49 rejoignent à plat et tangentielllement, du côté de la bride portante, la surface périphérique extérieure 51 des fourreaux de renforcement 42.

Dans un exemple particulier de réalisation du type représenté sur la figure 3, les fourreaux de renforcement 42 de forme cylindrique circulaire ont un diamètre extérieur de 24 mm et ils sont agencés sous la forme de tubes d'acier ayant une épaisseur de paroi de 1,5 mm. Des four-
25 reaux de renforcement 42 en aluminium devraient avoir une épaisseur de paroi d'environ 3 mm. La dimension intérieure maximale des creux latéraux en forme de croissant s'élève à 3 à 5 mm et le rayon de courbure des bords 49 ou des surfaces du corps de suspension 27 qui délimitent ces creux 48
30 s'élève à 11,5 mm. Les épaisseurs des pontets subsistant entre le corps porteur 24 et les fourreaux de renforcement 42 sont comprises, comme dans l'exemple de réalisa-

- 13 -

tion de la figure 2, entre environ 1 et 1,5 mm tandis que l'épaisseur minimale des pontets 44 subsistant entre les fourreaux de renforcement 42 et la masse oscillante 26 de forme annulaire est d'environ 7 mm.

5 Les évidements 46 en forme de rein, qui sont séparés latéralement des trous 38 par des voiles 47, peuvent être réalisés avec des dimensions semblables à celles des creux latéraux 48 en forme de croissant.

10 A l'aide des évidements 46 de la figure 2 qui sont prévus de chaque côté des trous 38 ou bien des fourreaux de renforcement 42 de forme cylindrique circulaire placés dans ceux-ci, ou bien à l'aide des creux 48 de la figure 3, il est possible d'augmenter considérablement la mobilité des
15 fourreaux de renforcement 42 en vue de leur permettre de rouler sur la bride portante 24, avec pour résultat que les fourreaux de renforcement 42 noyés dans le corps de suspension 27, bien que représentant des éléments rigides, n'augmentent pas sensiblement la rigidité à la torsion de ce corps de suspension 27, ou bien 27a, 27b, 27c.

20 Dans les modes de réalisation précédemment décrits du dispositif d'amortissement d'oscillations conforme à l'invention, on a supposé que le corps porteur 24 a en principe la forme d'un prisme à trois arêtes, comme indiqué sur les figures 2 et 3, auquel cas, sous l'effet des
25 oscillations de torsion, les fourreaux de renforcement 42 roulent de façon indentique sur les surfaces de branches du corps porteur 24.

Pour pouvoir empêcher les fourreaux de renforcement 42 de reculer axialement dans le corps de suspension 27,
30 il est possible de prévoir, comme le montre la figure 1, d'étroites nervures annulaires 52 faisant saillie vers l'intérieur dans les orifices d'embouchure des trous 38 ou bien il est possible de former, comme indiqué sur la partie supérieure gauche de la figure 3, sur les côtés frontaux des fourreaux de renforcement 42 des collets de rete-
35 nue 53 qui empêchent que les éléments de renforcement 42 puissent sortir des trous 38. A cet égard, il est suffisant

que les collets de retenue 53, comme indiqué, s'étendent seulement sur une partie de la périphérie du fourreau correspondant, par exemple sur un angle sectoriel extérieur de 180°.

5 Un amortisseur d'oscillations 54 pouvant être utilisé en coopération avec un dispositif 10 conforme à l'invention peut en principe être également réalisé conformément à l'agencement indiqué sur la vue en élévation de la figure 4 et sur la vue en coupe de la figure 5. La bride portante
10 56 de cet amortisseur d'oscillations 54 comporte un corps porteur 57 en forme de tube cylindrique circulaire et son corps de suspension, désigné dans son ensemble par 58, a en correspondance la forme d'un anneau circulaire.

 Le corps de suspension 58 comporte, dans un agencement à symétrie axiale, trois segments annulaires 58a, 58b et 58c qui remplissent chacun, dans un angle sectoriel de 90°, le volume existant entre la masse oscillante 26 et le corps porteur 57 et qui sont solidement fixés sur ces parties. En considérant la direction périphérique, ces segments
20 annulaires 58a, 58b, 58c sont reliés entre eux par des parties intercalaires 59 rigides, et qui sont réalisés dans l'exemple particulier représenté sous la forme de parties profilées creuses ayant une section trapézoïdale mais qui peuvent cependant être agencées, comme cela est bien
25 connu, sous la forme de profilés en U ouverts d'un côté dans une direction radiale. A l'aide de ces parties intercalaires 59, qui sont disposées entre des fentes 61 placées du côté de la masse oscillante et des fentes 62 placées du côté du corps porteur, il est possible d'agir de la manière
30 désirée sur la rigidité à la torsion du corps de suspension 58 et par conséquent sur la fréquence de résonance d'oscillation de torsion f_t de l'amortisseur d'oscillations 54. Les segments annulaires 58a, 58b et 58c comportent chacun un trou circulaire de traversée 63, dans
35 lequel sont engagés des fourreaux en tôle 64, correspondant en fonction et en forme aux éléments de renforcement 42 et à l'aide desquels on peut agir d'une façon définie

- 15 -

sur la rigidité radiale du corps de suspension 58 et par conséquent sur la fréquence de résonance d'oscillation radiale f_r de l'amortisseur d'oscillations 54.

Pour pouvoir fixer l'amortisseur d'oscillations 54, conformément à l'agencement représenté sur la figure 5 et correspondant à la figure 1, sur l'arbre de transmission 11 ou sur le flasque de transmission 14, il faut donner à la longueur axiale de son corps porteur 57 une dimension plus grande, d'à peu près la valeur de l'épaisseur de la tête du boulon de fixation 19, que celle du corps porteur 24 de la bride d'accouplement 23 de l'amortisseur d'oscillations 22 des figures 1 à 3.

Il est évident qu'un amortisseur d'oscillations pourrait également être réalisé, en vue d'être incorporé à un dispositif 10 conforme à l'invention et comportant un corps porteur de forme cylindrique circulaire, de manière qu'il soit prévu, sur le côté intérieur de sa masse oscillante de forme annulaire, des saillies entre lesquelles seraient disposées les parties élastiques, en forme de segments annulaires, de son corps de suspension. Egalement dans le cas de cet agencement, le corps porteur devrait être un peu allongé, comme expliqué ci-dessus en référence à la figure 5. A cet effet, on pourrait cependant, à cause de l'augmentation de la masse oscillante résultant de la prévision desdites saillies, diminuer légèrement son diamètre extérieur pour un moment d'inertie prédéterminé, ce qui pourrait être avantageux pour des raisons d'encombrement.

REVENDICATIONS

1.- Dispositif pour amortir des oscillations dans la transmission d'un véhicule automobile à l'aide d'un amortisseur d'oscillations, qui comporte, dans un agencement coaxial par rapport à un arbre de la transmission, notamment l'arbre de transmission reliant le groupe moteur à l'essieu moteur du véhicule automobile, une masse oscillante de forme annulaire, une bride porteuse fixée sur l'arbre et un corps de suspension formé d'une matière élastomère, reliant la bride à la masse oscillante et assurant la transmission des oscillations entre cette dernière et l'arbre, ledit corps de suspension étant pourvu d'éléments de renforcement qui sont disposés avec symétrie axiale par rapport à l'axe longitudinal de l'arbre et dont l'agencement à l'intérieur du corps de suspension et la forme ont une action définie sur les fréquences d'oscillations propres de l'amortisseur d'oscillations, *caractérisé* en ce que les éléments de renforcement (42) sont agencés sous la forme de fourreaux s'étendant dans la direction axiale de l'arbre (11) et qui, en considérant une direction radiale, sont disposés entre des pontets extérieurs (44) situés du côté de la masse oscillante et des pontets intérieurs (43), situés du côté de la bride portante, du corps de suspension élastique (27) et en ce que, en considérant le sens de rotation de l'arbre (21), il est prévu de chaque côté des éléments de renforcement (42) sur le corps de suspension (27) des évidements (46) qui diminuent sa rigidité à la torsion.

2.- Dispositif selon la revendication 1, *caractérisé* en ce que les éléments de renforcement (42) sont emmanchés dans des évidements (38) du corps de suspension (27) en matière élastomère.

3.- Dispositif selon la revendication 2, *caractérisé* en ce que les éléments de renforcement (42) en forme de fourreaux sont empêchés de reculer axialement à l'aide de collets (53) formés sur leurs côtés frontaux ou bien à l'aide de parties en forme de collerette annulaire (52) du corps de suspension (27) qui s'accrochent sur leurs

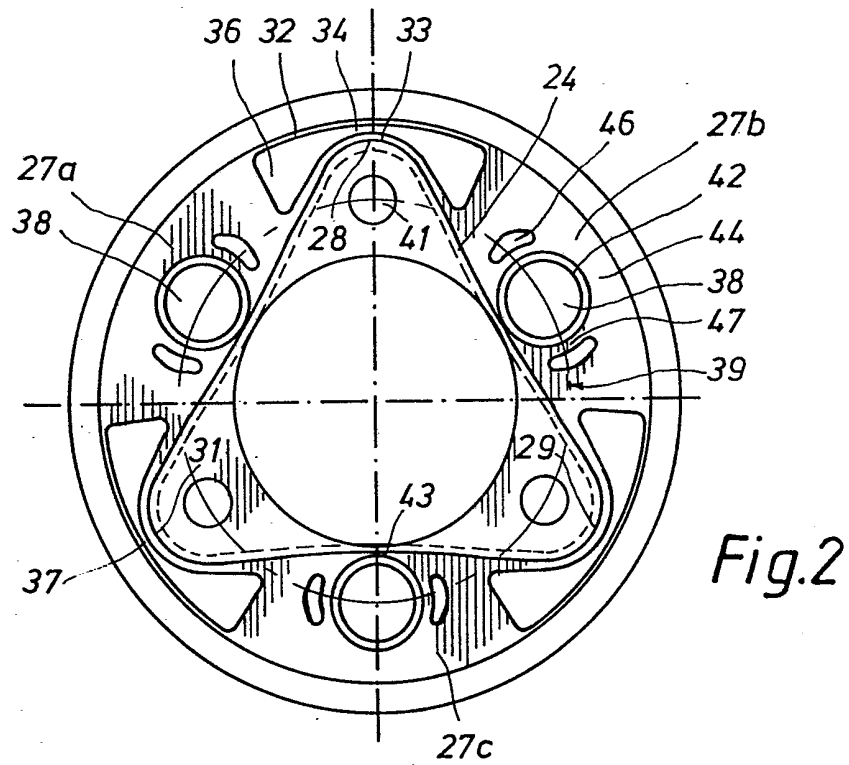
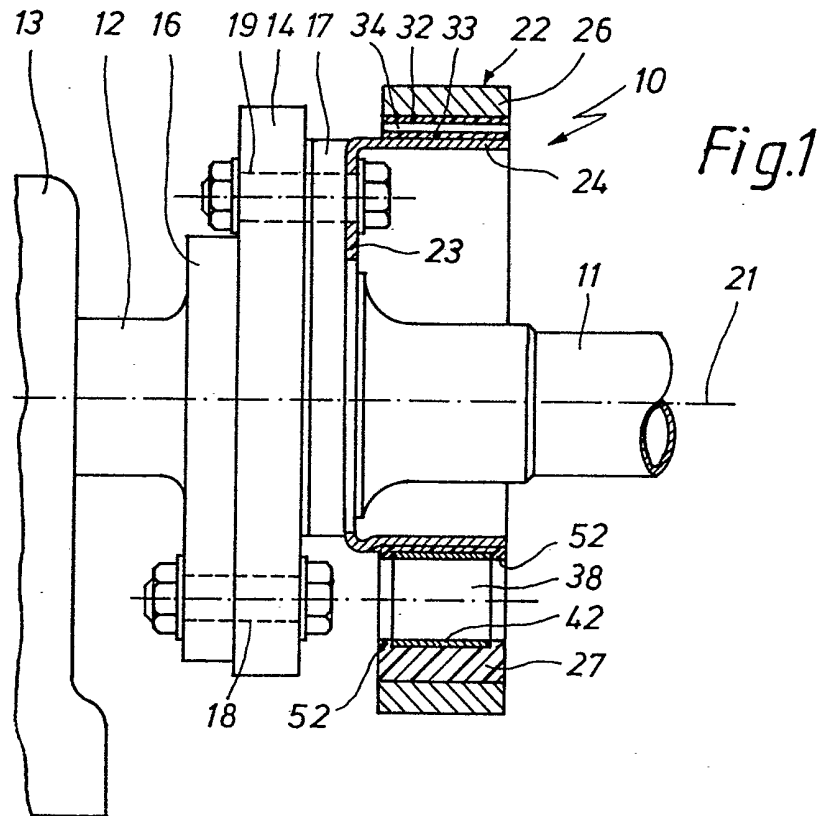
surfaces frontales de forme annulaire.

4.- Dispositif selon l'une des revendications 1 à 3, *caractérisé* en ce que les évidements (46), disposés de chaque côté des éléments de renforcement (42), du corps de suspension (27) ont une section intérieure libre de profil fermé en forme de rein.

5.- Dispositif selon l'une des revendications 1 à 3, *caractérisé* en ce que les évidements (46) disposés de chaque côté des éléments de renforcement (42) sont agencés sous la forme de creux latéraux (48) dans l'évidement (38) du corps de suspension (27) recevant l'élément de renforcement respectif (42).

6.- Dispositif selon la revendication 5, *caractérisé* en ce que les creux latéraux (48) des évidements (38), recevant les éléments de suspension (42), du corps de suspension (27) se rejoignent mutuellement à plat, du côté de la bride portante, avec une orientation tangentielle par rapport à la périphérie des éléments de renforcement.

7.- Dispositif d'amortissement d'oscillations dans des véhicules automobiles, notamment selon l'une des revendications 1 à 6, *caractérisé* en ce que le corps porteur (57) de la bride portante (56) de l'amortisseur d'oscillations (54) est agencé sous la forme de tube cylindrique circulaire et en ce que le corps de suspension (58) de l'amortisseur d'oscillations (54) comporte des éléments de suspension (58a, 58b, 58c), constitués d'une matière élastomère, ayant une forme de segments annulaires et reliés à la masse oscillante (26) et au corps porteur (57), des corps intermédiaires (59) de forme fixe, reliant partiellement les éléments entre eux et disposés radialement entre des fentes (61, 62), et des éléments de renforcement (64) en forme de fourreaux qui sont engagés dans les éléments de suspension (58a, 58b, 58c), en forme de segments annulaires.



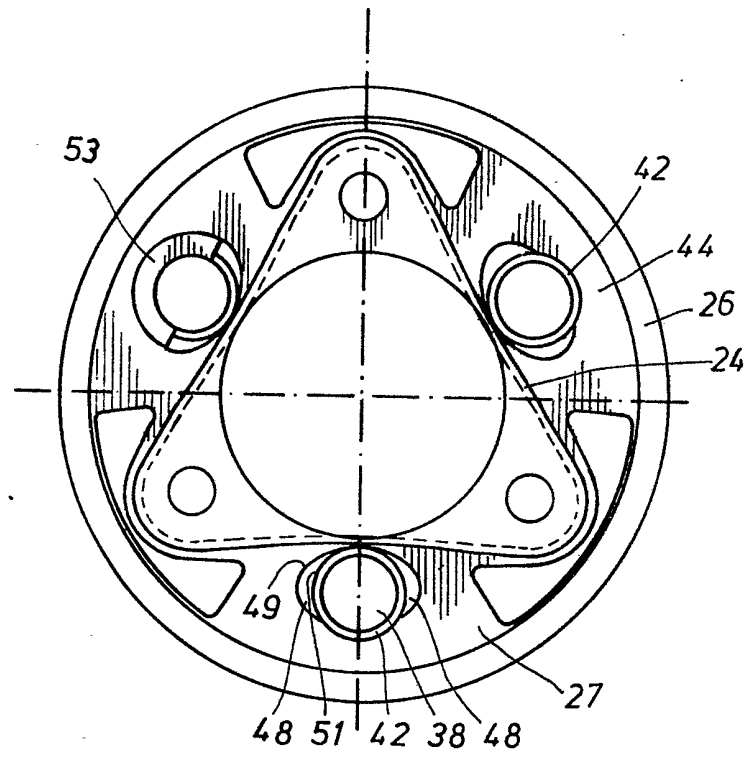


Fig. 3

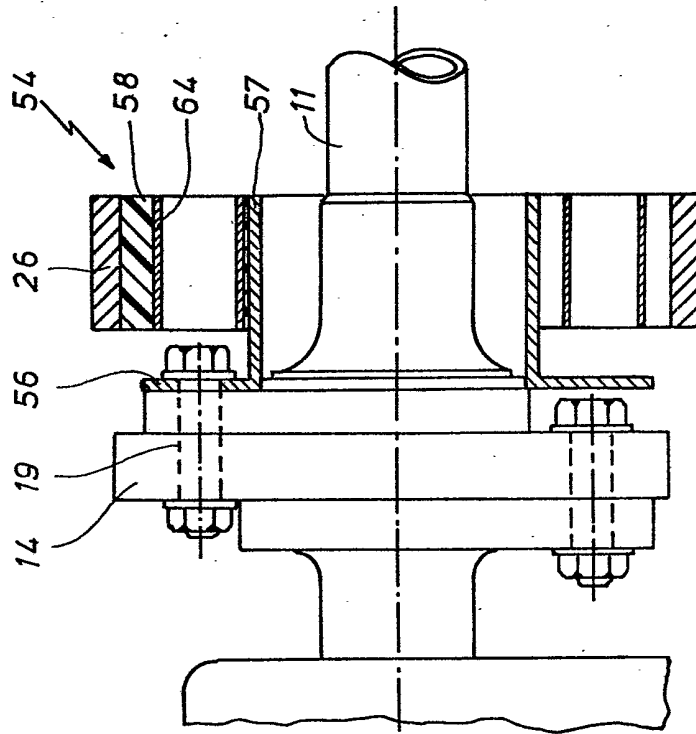


Fig. 5

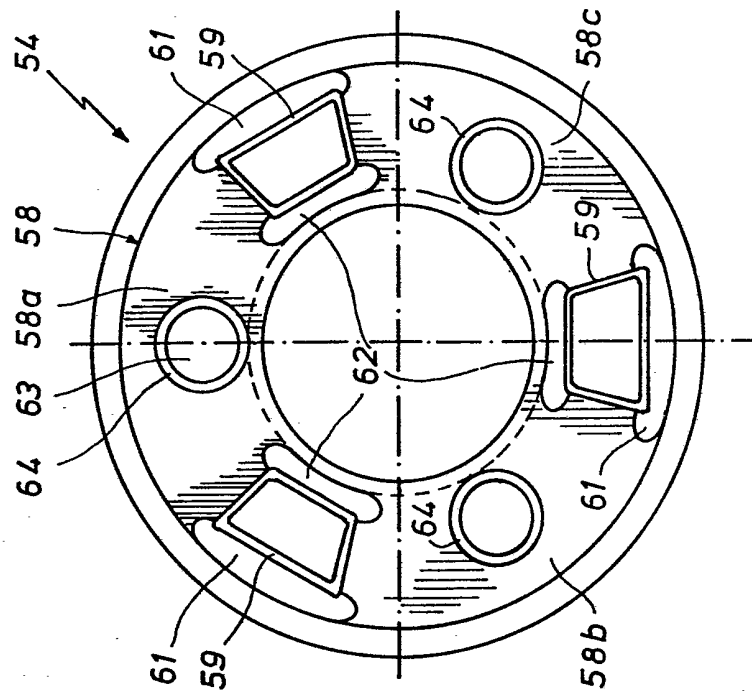


Fig. 4