

①②

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②② Date de dépôt : 17.11.00.

③⑦ Priorité : 08.12.99 DE 19958953.

④③ Date de mise à la disposition du public de la
demande : 15.06.01 Bulletin 01/24.

⑤⑥ Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été
établi à la date de publication de la demande.*

⑥⑦ Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

⑦① Demandeur(s) : LUK LAMELLEN UND KUPPLUNGS-
BAU GMBH — DE.

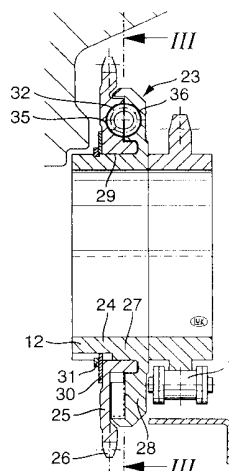
⑦② Inventeur(s) : LEHMANN STEFFEN, EHRMANN
KLEMENS et WELLER UWE.

⑦③ Titulaire(s) :

⑦④ Mandataire(s) : REGIMBEAU.

⑤④ MOTEUR A COMBUSTION COMPORTANT AU MOINS UN ARBRE DE COMPENSATION.

⑤⑦ L'invention concerne un moteur à combustion qui comporte au moins un arbre de compensation entraîné par le vilebrequin. Il est caractérisé en ce qu'un amortisseur (23) d'oscillations de rotation est prévu dans le trajet de transmission de couple entre le vilebrequin et l'arbre de compensation et inclut au moins un élément d'entrée (24) et un élément de sortie (25) qui peuvent tourner de façon limitée en opposition à des moyens d'amortissement (32) qui sont prévus entre eux et transmettent le couple d'entraînement à l'arbre de compensation. De préférence, une roue d'entraînement (12) est connectée au vilebrequin, une roue entraînée est connectée à l'arbre de compensation et l'amortisseur (23) d'oscillations de rotation est intégré dans au moins l'une de ces roues. De préférence aussi, le vilebrequin et l'arbre de compensation unique au moins sont connectés entre eux par l'intermédiaire d'un moyen d'entraînement sans fin.



La présente invention concerne un moteur à combustion pour véhicules à moteur, appelés simplement véhicules dans ce qui suit, qui comporte au moins un arbre de compensation entraîné par le vilebrequin.

Des arbres de compensation pour moteurs à combustion, appelés
5 simplement moteurs en général dans ce qui suit, sont par exemple connus par le brevet allemand DE-OS 196 20 233, et par les brevets des Etats Unis 4 677 948 et 5 083 535. De tels arbres de compensation servent à compenser des moments d'inertie libres, en particulier du premier et/ou du deuxième ordre. De tels moments d'inertie libres apparaissent en particulier dans des
10 moteurs à pistons alternatifs. La connexion d'entraînement entre le vilebrequin du moteur à combustion et les arbres de compensation s'effectue, soit directement par des engrenages, soit par l'intermédiaire d'un moyen d'entraînement sans fin, par exemple une chaîne ou une courroie, en particulier une courroie crantée. Dans des systèmes d'entraînement à chaîne sans fin ou à
15 courroie sans fin, une roue d'entraînement prévue sur le vilebrequin et entraînée par celui-ci est en connexion par l'intermédiaire de la chaîne sans fin et de la courroie sans fin, avec une roue entraînée prévue sur l'arbre de compensation correspondant. Chacune de ces roues est de préférence agencée à une extrémité de l'arbre correspondant.

20 La fabrication des moteurs modernes exige des matières de plus en plus légères, en particulier de l'aluminium et du magnésium, pour le bloc moteur, les têtes des cylindres ainsi que les pistons. Pour obtenir des économies de combustible, non seulement des moteurs plus légers sont utilisés, mais l'espace de course est en outre réduit, ce qui conduit aussi à des structures dans
25 lesquelles on n'utilise plus que deux ou trois cylindres. Afin de garantir la puissance nécessaire, les vitesses de rotation des moteurs doivent être de plus en plus élevées. Toutes ces tendances de développement conduisent à un fonctionnement moins calme ou, en d'autres termes, plus rude du moteur. Il est d'autant plus difficile d'amortir les oscillations, dans un tel moteur, que la
30 plage des vitesses de rotation de ces moteurs est très large et peut s'étendre d'environ 650 tours/minute en marche à vide jusqu'à 7000 tours/minute.

Afin de compenser au moins en partie les accélérations et les ralentissements engendrés dans les cylindres par les processus de combustion, il est

prévu de connecter entre autres au vilebrequin ce que l'on appelle un volant, qui réduit par l'effet de sa masse les irrégularités de rotation du vilebrequin et qui peut également consister en un volant en plusieurs parties à amortisseur d'oscillations intégré. Mais, puisqu'une masse trop élevée de volant exerce une influence défavorable sur la souplesse de rotation du moteur et donc sur sa nervosité, cette mesure ne peut réduire que légèrement le degré d'irrégularité du mouvement de rotation du vilebrequin. D'autres sources d'oscillations qui provoquent des vibrations, des basculements ou des pivotements au moins du moteur peuvent en outre résulter des processus de mouvement oscillants, tournants ou combinés de divers composants comme des bielles, des pistons etc, qui se produisent dans le moteur. Afin de minimiser encore les oscillations des moteurs à combustion, on a par conséquent prévu des masses additionnelles, en particulier sous forme d'arbres de compensation tournants, au moyen desquels au moins les moments d'inertie libres du premier et/ou du deuxième ordre, peuvent au moins partiellement être compensés.

De tels arbres de compensation sont entraînés par l'intermédiaire de systèmes d'entraînement du type mentionné dans l'introduction qui sont exposés, en raison des irrégularités de rotation du vilebrequin, à des sollicitations de forces considérables, qui peuvent en particulier être extrêmement élevées lors de l'apparition de certaines fréquences qui peuvent engendrer des oscillations de résonance. L'ampleur de ces sollicitations de force peut être suffisamment élevée pour qu'il puisse en résulter, pour le moyen d'entraînement sans fin, au moins un allongement tel que la position angulaire définie de l'arbre de compensation, par rapport au vilebrequin, n'est plus garantie. Les sollicitations élevées peuvent même provoquer une rupture du moyen d'entraînement sans fin ou des engrenages.

C'est le but principal de la présente invention que de réaliser un agencement et un entraînement d'au moins un arbre de compensation qui évitent des sollicitations inadmissibles dans le système d'entraînement qui est prévu pour l'arbre de compensation et consiste par exemple en un moyen d'entraînement sans fin, comme une chaîne ou une courroie en particulier.

C'est un deuxième but de l'invention que de garantir un coût de construction économique et un faible espace nécessaire pour l'entraînement.

C'est un troisième but que de réduire l'usure des bandes de guidage des tendeurs, lorsque le système d'entraînement de l'invention utilise des tendeurs de courroie ou de chaîne.

Ces buts sont atteints selon l'invention par le fait qu'un amortisseur d'oscillations de rotation est prévu dans le trajet de transmission de couple entre le vilebrequin et l'arbre de compensation et inclut au moins un élément d'entrée et un élément de sortie qui peuvent tourner de façon limitée en opposition à des moyens d'amortissement qui sont prévus entre eux et transmettent le couple d'entraînement à l'arbre de compensation. Les moyens d'amortissement peuvent consister ici, de façon avantageuse, en accumulateurs d'énergie ou en moyens qui engendrent une friction ou une hystérésis. Des ressorts cylindriques, en particulier en acier, des ressorts en caoutchouc, des ressorts en spirale etc. sont particulièrement adaptés comme accumulateurs d'énergie. Les moyens d'amortissement sont de préférence agencés entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie d'une manière telle qu'ils sollicitent ces éléments vers une position angulaire initiale définie ou les y maintiennent en l'absence de couple.

De façon avantageuse, le système d'entraînement qui intervient entre le vilebrequin et l'arbre de compensation peut comprendre une roue d'entraînement connectée au vilebrequin et une roue entraînée connectée à l'arbre de compensation.

La roue d'entraînement et la roue entraînée peuvent être directement en prise l'une avec l'autre, par exemple lorsqu'elles sont des engrenages, mais il est possible de prévoir aussi que le vilebrequin et l'arbre de compensation unique au moins sont connectés entre eux par l'intermédiaire d'un moyen d'entraînement sans fin, par exemple une chaîne ou une courroie, en particulier une courroie crantée. Une autre possibilité d'entraînement consiste à utiliser des roues intermédiaires, en particulier des engrenages intermédiaires.

Un agencement de l'amortisseur d'oscillations particulièrement économe en volume occupé consiste à intégrer celui-ci directement dans au moins l'une des roues du système d'entraînement de l'arbre de compensation. Il peut être particulièrement approprié de ne prévoir un amortisseur d'oscillations de rotation que dans l'une de ces roues. Mais il peut également être approprié

d'utiliser des structures dans lesquelles un tel amortisseur d'oscillations de rotation est prévu dans au moins deux roues. L'amortisseur d'oscillations de rotation peut, de façon particulièrement avantageuse, être intégré dans la roue d'entraînement connectée au vilebrequin, ce qui garantit que les pointes de couple provoquées par le vilebrequin ne sont pas transmises au moyen d'entraînement, par exemple la chaîne ou la courroie, de l'arbre de compensation unique au moins.

L'emploi d'un amortisseur d'oscillation dans le système d'entraînement de tels arbres de compensation n'a pas été envisagé jusqu'ici parce que la position angulaire ou phase angulaire de l'arbre de compensation par rapport à la position angulaire du vilebrequin doit être parfaitement définie pour garantir un fonctionnement sans problèmes pour l'arbre de compensation unique au moins. Mais les avantages qui peuvent être atteints par un amortisseur d'oscillations conforme à l'agencement de l'invention compensent largement les inconvénients qui peuvent éventuellement apparaître brièvement dans des phases définies de fonctionnement du moteur.

C'est le couple nécessaire pour entraîner l'arbre de compensation unique au moins qui est d'une importance particulière pour l'agencement de l'amortisseur d'oscillations de rotation. Ce couple d'entraînement, qui est également désigné dans ce qui suit par le terme de couple de traînée, varie en fonction de la vitesse de rotation du moteur en raison des diverses résistances au mouvement présentes dans le système d'entraînement, par exemple une friction des paliers, une friction entre chaîne et engrenages, etc. Dans la plupart des cas d'utilisation, ce couple de traînée croît de façon pratiquement linéaire lorsque la vitesse de rotation du moteur augmente. Pour des moteurs de voitures particulières, ce couple de traînée peut être de l'ordre de 0,5 à 1 Nm à une vitesse de rotation de marche à vide alors que ce couple de traînée peut être dans une plage de 3,5 à 7 Nm pour des vitesses de rotation plus élevées, par exemple à partir de 5000 tours/minute. Des valeurs plus faibles ou plus élevées sont à envisager, soit pour des moteurs très petits, soit pour des moteurs à espace de course. Il faut également prendre en compte le fait que le couple de traînée dépend du nombre des arbres de compensation à entraîner et qu'il existe fréquemment deux de ces arbres de compensation.

Un agencement avantageux de l'amortisseur consiste en ce que la position ou phase angulaire de l'arbre ou des arbres de compensation par rapport au vilebrequin soit, au moins pour un point de fonctionnement défini ou pour une zone définie de fonctionnement du moteur, la position qui est
5 optimale pour le fonctionnement silencieux du moteur. Afin que ceci soit garanti, il est possible de limiter l'angle de rotation possible de l'amortisseur, et d'adapter aux conditions de fonctionnement existantes la caractéristique d'amortissement ou caractéristique de résistance à la rotation ou rigidité de rotation de l'amortisseur.

10 Il peut être avantageux de prévoir, pour l'amortisseur d'oscillations de rotation, un angle de rotation possible d'au moins $\pm 3^\circ$ à partir de son état non sollicité.

Il peut être avantageux aussi que l'amortisseur d'oscillations de rotation admette, entre son élément d'entrée et son élément de sortie, un angle de
15 rotation relative plus grand lors d'une sollicitation en traction que lors d'une sollicitation en poussée. Mais il peut être approprié, dans de nombreux cas d'utilisation, de prévoir un comportement inverse pour cet angle de rotation, ou encore de prévoir un angle de rotation au moins approximativement égal pour les deux possibilités de rotation relative entre l'élément d'entrée et
20 l'élément de sortie.

Par le terme de sollicitation en traction, il faut comprendre l'état du véhicule dans lequel le moteur entraîne le véhicule, tandis que le terme de sollicitation en poussée désigne le cas de fonctionnement du véhicule dans lequel le moteur freine le véhicule, c'est-à-dire que le véhicule exerce un
25 couple sur le moteur. La limitation de la rotation relative entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie de l'amortisseur d'oscillations de rotation peut certes être pratiquement rigide. Il peut cependant être avantageux que cette limitation résulte de moyens qui possèdent une certaine flexibilité, c'est-à-dire des moyens qui présentent une caractéristique élastique très élevée, de façon
30 que les pointes de couple puissent être absorbées par exemple pour deux degrés de rotation angulaire, et même pour des valeurs plus petites. Il faut donc un effet de tampon très élevé pour ces moyens de butée, ce qui d'une part, évite des bruits et d'autre part, peut réduire considérablement les

sollicitations exercées sur les composants, en particulier sur les amortisseurs, en évitant des impacts trop durs entre les composants correspondants.

Il peut être avantageux que l'amortisseur d'oscillations de rotation puisse admettre un angle de rotation compris dans une plage de 5 à 20° lors d'une sollicitation en traction et un angle de rotation compris dans une plage de 3 à 10° lors d'une sollicitation en poussée. Dans d'autres cas, il peut être avantageux que l'amortisseur d'oscillations de rotation puisse admettre un angle de rotation compris entre 6 et 9° lors d'une sollicitation en poussée et un angle de rotation compris entre 10 et 15° lors d'une sollicitation en traction.

Il peut être particulièrement avantageux pour le fonctionnement du moteur à combustion et pour l'amortisseur d'oscillations de rotation que les accumulateurs d'énergie prévus entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie de l'amortisseur d'oscillations en rotation, en particulier des ressorts cylindriques, créent une rigidité de rotation comprise dans une plage 0,3 à 5 Nm/° entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie. Il est approprié, pour de nombreux cas d'utilisation, de prévoir une rigidité de rotation comprise dans une plage 0,5 à 1 Nm/°. Mais des valeurs plus élevées peuvent aussi être appropriées, en particulier pour des moteurs à espace de course plus grand, par exemple au-delà de 2,5 litres, car la masse des arbres de compensation est alors elle-même plus grande. Il est avantageux de monter une friction ou une hystérésis de friction en parallèle avec l'effet des accumulateurs d'énergie prévus entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie de l'amortisseur d'oscillations de rotation. À cet effet, les éléments d'entrée ou les éléments de sortie de l'amortisseur d'oscillations de rotation peuvent être logés l'un sur l'autre d'une manière telle qu'ils engendrent cette friction ou cette hystérésis de friction. Mais il est également possible d'utiliser des moyens additionnels sous forme de dispositifs de friction spéciaux qui interviennent entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie de l'amortisseur d'oscillations de rotation. Ces dispositifs de friction peuvent intervenir sur la totalité de l'angle de rotation possible entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie. Mais il peut être approprié dans d'autres cas d'employer des dispositifs de friction ou des dispositifs d'hystérésis qui n'interviennent que dans une zone partielle de l'angle de rotation possible entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie de l'amortisseur d'oscillations de rotation. De tels dispositifs de friction qui

n'interviennent que dans une zone partielle de l'angle de rotation possible peuvent n'intervenir de façon ciblée que dans un angle de rotation prédéterminée, ou être agencés pour engendrer une friction déportée. De tels dispositifs à friction déportée incluent un jeu de rotation de sorte que l'amortisseur d'oscillations de rotation est d'abord sans effet après une inversion du sens de rotation, et qu'il ne recommence à intervenir que lorsque ce jeu de rotation a été dépassé. Dans le cas d'un amortisseur d'oscillations de rotation à plusieurs allures, c'est-à-dire à courbe caractéristique à plusieurs pentes différentes, il est possible aussi d'utiliser une plaquette dite plaquette de friction de charge qui est associée à une allure élastique bien définie ou intervient lors de l'emploi d'une allure élastique.

Il peut être avantageux pour le fonctionnement et la structure de l'amortisseur d'oscillations en rotation que sa caractéristique de résistance à la rotation comporte au moins une allure pour la sollicitation en poussée, mais au moins deux allures pour la sollicitation en traction. Dans le cas d'un amortisseur d'oscillations à rotation à plusieurs allures, en direction de poussée et/ou de traction, il peut être particulier avantageux que la résistance à la rotation soit comprise dans une plage de 0,3 à 1 Nm/° pour la première allure et que la résistance à la rotation soit comprise dans une plage de 1 à 5 Nm/° pour la deuxième allures. La caractéristique de rotation angulaire ou caractéristique de résistance à la rotation, de l'amortisseur d'oscillations est définie, en fonction du couple d'entraînement nécessaire pour entraîner l'arbre de compensation unique au moins, peut être avantageusement adaptée d'une manière telle que le déphasage maximal de la position angulaire idéale de l'arbre de compensation par rapport au vilebrequin ne dépasse pas un angle de $\pm 5^\circ$, de préférence $\pm 3^\circ$ dans des états de fonctionnement du moteur dans lesquels la transmission du couple à l'arbre de compensation est pratiquement exempte d'oscillations de rotation. Il peut être particulièrement avantageux de définir la caractéristique de résistance à la rotation de l'amortisseur d'oscillations, en fonction du couple d'entraînement nécessaire pour entraîner l'arbre de compensation, d'une manière telle que la position angulaire de l'arbre de compensation prend, par rapport à l'arbre de vilebrequin, une position définie à l'intérieur d'une limite de tolérance, de $\pm 1^\circ$ par exemple, pour une vitesse de rotation déterminée ou pour un domaine de vitesses de

rotation inclus à l'intérieur d'une tolérance déterminée. Cette vitesse de rotation définie peut par exemple être dans une plage de 4000 à 5500 tours/minute pour des moteurs à explosion et dans une plage de 2000 à 4000 tours/minute dans le cas de moteur diesel. Mais il peut également être avantageux
5 que cette vitesse de rotation définie ou cette plage de vitesses de rotation soit moindre, par exemple dans une plage de 1500 à 3000 tours/minute.

Il peut être avantageux d'agencer la caractéristique de résistance à la rotation d'amortissement d'une manière telle que :

- le point de fonctionnement de l'amortisseur d'oscillations de rotation est
10 décalé en direction de poussée, par rapport à la position définie, lorsque la vitesse de rotation est inférieure à la vitesse de rotation déterminée, alors que
- le point de fonctionnement de l'amortisseur d'oscillations de rotation est
15 décalé en direction de traction, par rapport à la position définie, lorsque la vitesse de rotation est supérieure à la vitesse de rotation déterminée.

Selon une modalité de l'invention, l'amortisseur d'oscillations de rotation peut être agencé d'une manière telle que l'amortisseur d'oscillations de rotation intervient dans les zones de fonctionnement ou les phases de fonctionnement du véhicule ou du moteur dans lesquelles apparaissent des pointes de
20 couples particulièrement élevées intervenant par à-coups, tandis que l'amortisseur d'oscillations de rotation est bloqué dans une position bien définie, c'est-à-dire que son effet est annulé, dans les phases de fonctionnement du moteur ou du véhicule dans lesquelles il n'y a pas lieu de prévoir, ou seulement de façon relativement rare, de telles oscillations fortes du couple
25 de rotation.

Cette position de verrouillage de l'amortisseur d'oscillations en rotation correspond de façon appropriée à la position de phase de l'arbre unique au moins, par rapport au vilebrequin, dans laquelle le fonctionnement silencieux pratiquement optimal du moteur est atteint. Le verrouillage de l'amortisseur
30 d'oscillations en rotation peut par exemple s'effectuer à l'aide de moyens de verrouillage à commande par force centrifuge, par exemple des poids centrifuges, ou encore par des accouplements, des accouplements à commande électromagnétique, ou hydraulique, ou magnétique ou mécanique, par

exemple qui peuvent éventuellement être commandés par l'électronique nécessaire pour le fonctionnement du véhicule, en particulier pour le fonctionnement du moteur et/ou de la boîte de vitesses et/ou des freins.

Les buts, particularités et avantages de la présente invention exposés ci-dessus ainsi que d'autres ressortiront davantage de la description qui suit de modes de réalisation préférés en conjonction avec les dessins dans lesquels :

- la Figure 1 est une vue en élévation d'un moteur à combustion, à partir du côté sur lequel sont agencés les systèmes d'entraînement des arbres à cames et des arbres de compensation ;
- 10 — la Figure 2 est une vue en coupe transversale d'un amortisseur d'oscillations de rotation selon l'invention pour le système d'entraînement d'au moins un arbre de compensation ;
- la Figure 3 est une vue en coupe transversale selon la flèche III-III de la Figure 2 ; et
- 15 — la Figure 4 est un graphe d'un mode de fonctionnement d'un amortisseur d'oscillations de rotation.

Ainsi qu'il ressort de la Figure 1, le moteur à combustion 1 inclut deux arbres à cames 2, 3 situés en position haute ; chacun d'eux porte, à l'une de ses extrémités, un engrenage 4 ou 5, et ceux-ci sont entraînés au moyen d'une chaîne 7 dans l'exemple de réalisation représenté. La chaîne 7 est guidée sur des patins de guidage 8, 9 tels qu'au moins le patin de guidage ou la barre de guidage 9 peut être sollicité par un tendeur 10. La sollicitation du patin de guidage 9 et donc la tension de la chaîne 7 peut être modifiable à chaque instant en fonction des conditions de fonctionnement réelles du moteur à combustion à cet instant. La chaîne 7 est entraînée par le vilebrequin 11 du moteur à combustion : une roue, en particulier un engrenage qui se trouve axialement derrière l'engrenage visible 12 et est représenté comme engrenage 13 à la Figure 2 est prévu à cet effet, à l'extrémité correspondante du vilebrequin 11.

30 Un deuxième système d'entraînement 14 pour les arbres de compensation 15, 16 se trouve axialement à côté du système d'entraînement qui comporte la chaîne 7 pour les arbres à cames 2, 3. Pour entraîner les deux arbres de compensation 15, 16, le système d'entraînement 14 inclut un

moyen d'entraînement sans fin, en forme de chaîne 17. Un engrenage 18, 19 entraîné par la chaîne 17 est prévu à chacune des extrémités correspondantes des arbres de compensation 15, 16. La chaîne 17 est entraînée au moyen d'une roue, comme en particulier l'engrenage 12, montée à l'extrémité du vilebrequin 11. Dans l'exemple de réalisation représenté, la chaîne 17 passe en outre sur un galet de changement de direction ou un engrenage 20 de changement de direction ainsi que sur un patin de guidage ou une barre de guidage 21. Le patin de guidage 21 est sollicité par un tendeur 22 de chaîne et la force de tension exercée sur la chaîne 17 par le tendeur 22 de chaîne peut dépendre à chaque instant des conditions réelles de fonctionnement du moteur.

À la Figure 1 les deux systèmes d'entraînement à chaîne sont représentés ouverts. Mais des couvercles ou des éléments de carter peuvent être attachés sur le côté frontal correspondant du moteur à combustion 1 afin de former une enceinte pour les entraînements à chaîne pour que ceux-ci puissent être lubrifiés à l'huile.

À la Figure 2 est représenté l'engrenage d'entraînement 12 des arbres de compensation 15, 16, attaché à l'extrémité du vilebrequin 11. Un amortisseur 23 d'oscillations de rotation est intégré dans l'engrenage 12, ou cet engrenage constitue simultanément un amortisseur 23 d'oscillations de rotation. L'amortisseur 23 d'oscillations de rotation inclut une partie d'entrée 24 qui peut être connectée de façon fixe en rotation au vilebrequin du moteur à combustion. Cette connexion peut s'effectuer en engagement positif ou en engagement par force. Des clavettes parallèles fixées par vis ou des cales peuvent par exemple être employées à cet effet. Dans l'exemple de réalisation représenté, l'élément de sortie 25 de l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation consiste en un composant en forme de disque qui constitue directement par son bord extérieur une denture 26 par laquelle la chaîne 17 peut être entraînée. L'élément d'entrée comporte une zone 27 en forme de moyeu pour montage sur un tourillon de vilebrequin, ainsi qu'une zone 28 en forme de bague ou de bride qui s'étend radialement vers l'extérieur et est réalisée d'un seul tenant avec la zone 27. L'élément d'entrée 24 et/ou l'élément de sortie 25 peuvent être en acier, en métal fritté, en matière plastique ou en une combinaison de ces matières. Les éléments 24, 25

peuvent être fabriqués par forgeage ou par matriçage à froid. Lorsqu'ils sont en matière plastique, les éléments 24, 25 peuvent également être moulés par injection.

5 L'élément de sortie ou pignon 25 est logé sur l'élément d'entrée 24 dans la zone 29. Dans l'exemple de réalisation représenté, l'élément de sortie 25 est directement logé à coulissement sur l'élément d'entrée 24. Mais au moins un palier coulissant peut être prévu de façon avantageuse entre les deux composants 24, 25. Si nécessaire, le guidage axial entre les deux composants 24 et 25 peut également s'effectuer au moyen de bagues de glissement
10 agencées de façon correspondante. Il peut également être approprié, dans de nombreux cas, d'utiliser des paliers à roulement pour le logement ou le positionnement radial et/ou axial des deux composants 24, 25 ; il peut être particulièrement avantageux d'utiliser dans ce cas des roulements à aiguilles pour garantir que le logement occupe un espace minimal.

15 Dans l'exemple représenté, un disque de démarrage 30, qui peut consister aussi en une bague de friction, est prévu pour tenir axialement l'élément de sortie 25 sur l'élément d'entrée 24. Le disque de démarrage 30 est tenu axialement sur l'élément d'entrée 12, soit directement par exemple par matage, soit au moyen d'une bague de maintien 31, comme représenté à
20 la Figure 2. Les deux composants 24, 25 peuvent avantageusement être contraints axialement, auquel cas le disque de démarrage 30 peut à cet effet être contraint axialement par exemple à la manière d'un ressort à disques. Il est possible aussi de prévoir, au lieu de la bague de fixation 31, un accumulateur d'énergie à effet axial, par exemple un composant du type
25 rondelle ondulée ou ressort à disques, qui sollicite axialement le disque de démarrage 30. Une contrainte axiale adaptée permet d'engendrer entre les deux composants 24, 25, une friction ou un hystérésis de friction définie, qui intervient en parallèle avec les accumulateurs d'énergie 32, 33, agencés entre l'élément d'entrée 24 et l'élément de sortie 25. Dans l'exemple de réalisation
30 représenté, les accumulateurs d'énergie 32, 33 consistent en ressorts cylindriques de compression en acier. Mais au moins quelques-uns des accumulateurs d'énergie 32, 33, par exemple les accumulateurs d'énergie 33, peuvent consister en ressorts de caoutchouc. Dans de nombreux cas d'uti-

lisation, il peut également être avantageux qu'un amortissement hydraulique intervienne entre les deux composants 24, 25.

Les accumulateurs d'énergie 32, 33 agencés entre l'élément d'entrée 24 et l'élément de sortie 25 s'opposent à une rotation relative de ces composants
5 24, 25 ou sollicitent les composants 24, 25 vers une position relative angulaire définie.

Dans l'exemple de réalisation représenté, des cavités ou des dentelures axiales 35, 36 en forme de poches qui sont opposées axialement sont ménagées dans des zones radiales des composants 24, 25 pour permettre un
10 appui et une sollicitation périphérique ainsi qu'un guidage axial des ressorts cylindriques de compression 32, 33. Comme représenté à la Figure 2, les cavités 35, 36 en forme de poches sont configurées d'une manière telle que les ressorts cylindriques de compression 32, 33 y plongent à peu près jusqu'à moitié, de sorte que les ressorts cylindriques de compression 32, 33 peuvent
15 être comprimés, et de nouveau détendus, lors d'une rotation relative des deux composants 24 et 25.

Ainsi qu'il ressort en particulier de la Figure 3, les accumulateurs d'énergie 32, 33 ainsi que les poches réceptrices 35, 36 qui leur sont associées, sont configurés et agencés de manière à permettre d'engendrer une
20 caractéristique élastique à plusieurs allures. Dans l'exemple de réalisation représenté, ce sont d'abord simplement les ressorts 32 qui interviennent lors d'une rotation relative des deux composants 24, 25 à partir de la position de repos représentée à la Figure 3 ; en revanche, après un angle de rotation défini entre les deux composants 24 et 25, au moins dans l'une des directions de
25 rotation relatives possibles, les ressorts 33 sont eux aussi comprimés, de sorte que la pente de la caractéristique élastique est plus raide.

Pour limiter la rotation relative entre l'élément d'entrée 24 et l'élément de sortie 25 de l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation, des butées 37 et 38, 39 sont prévues sur ces éléments. Comme représenté à la Figure 3, les
30 butées 37 prévues sur l'élément d'entrée 24 consistent en saillies axiales, qui forment des taquets 27 tournés radialement vers l'intérieur, en vue selon une coupe transversale perpendiculaire à l'axe de rotation 40. Les saillies ou taquets 37 pénètrent radialement chacun dans un espace libre 41 qui est

limité, en vue en direction périphérique, par les contre-butées 38, 39. En vue en direction périphérique, les espaces libres 41 sont agencés entre les ressorts 32, 33 de l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation. Pour limiter la rotation relative entre l'élément d'entrée 24 et l'élément de sortie 25, les ressorts 32 et/ou les ressorts 33 peuvent également venir en butée.

Dans l'exemple de réalisation représenté aux Figures 2 et 3, les récepteurs 35, 36 en forme de poches, prévus pour les ressorts 32, peuvent également être configurés de même longueur, en vue en direction périphérique. En vue en direction périphérique, les poches 36 du composant 24, 10 prévues pour les ressorts 33, sont configurées d'une manière telle que les ressorts sont reçus dans ces poches pratiquement sans jeu ou même sous une certaine précontrainte, alors qu'en revanche, les poches 35 ménagées dans le composant 25 sont plus longues que les poches associées 36.

Ainsi qu'il ressort de la Figure 3, les poches 35 prévues pour les ressorts 15 33 sont configurées d'une manière telle qu'elles permettent entre les composants 24 et 25 un jeu de rotation 42 ou 43 dans les deux sens de rotation relative. Ces jeux de rotation 42, 43 permettent une rotation relative entre les composants 24 et 25, sans compression des ressorts 33. C'est seulement lorsque cet angle est dépassé que les ressorts 33 peuvent être 20 comprimés, et les butées 37 et 38, 38 peuvent être configurées et agencées l'une par rapport à l'autre, en vue en direction périphérique, d'une manière telle qu'une compression des ressorts 33, soit ne s'effectue que dans un sens de rotation relative, soit s'effectue dans les deux sens de rotation relative entre les éléments 24 et 25.

25 Ainsi qu'il ressort aussi de la Figure 3, il existe entre les butées 37 et les contre-butées 38, 39, en partant de la position de repos représentée, un jeu de rotation 44 dans l'un des sens de rotation relative et un jeu de rotation 45 dans l'autre sens de rotation relative. Dans l'exemple de réalisation représenté, le jeu de rotation 44 détermine l'angle maximal de rotation entre les éléments 30 24 et 25 lorsque l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation est sollicité en poussée. Le jeu de rotation 45 détermine l'angle maximal possible de rotation relative entre les composants 24 et 25 lorsque l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation est sollicité en traction. Une sollicitation est dite en traction

lorsque le moteur entraîne le véhicule tandis qu'une sollicitation est dite en poussée lorsque le véhicule est freiné par le moteur, c'est-à-dire qu'un couple est induit de l'extérieur dans le moteur.

5 Le graphe de la Figure 4 représente une courbe caractéristique qui peut être réalisé au moyen d'une structure d'amortisseur d'oscillations de rotation conforme aux Figures 2 et 3. L'angle de rotation est porté sur l'axe des abscisses et la résistance à la rotation ou le couple exercé entre l'élément d'entrée 24 et l'élément de sortie 25 est représenté sur l'axe des ordonnées.

10 Ainsi qu'il ressort de la Figure 4, l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation comporte une zone 46 de courbe caractéristique à une seule pente, de tracé rectiligne. La zone 46 de la courbe caractéristique correspond à une sollicitation de l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation en poussée ; les ressorts 32 sont seuls comprimés dans cette zone 46. Lorsque l'angle de rotation 47 est atteint, les butées 37 et les contre-butées 38 viennent
15 s'appuyer les unes sur les autres ce qui limite la rotation entre les composants 24 et 25. Ainsi qu'il ressort de la Figure 4, le jeu de rotation 44 est adapté au jeu de rotation 42 d'une manière telle que les ressorts 33 n'interviennent pas lorsque l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation est sollicité en poussée. Mais l'angle de rotation entre les composants 24 et 25, déterminé par le jeu de
20 rotation 44, peut aussi être plus grand que l'angle de rotation entre les composants 24 et 25 admis par le jeu de rotation 42, de sorte que les ressorts 33 peuvent intervenir aussi, au moins sur un angle de rotation faible, lors du fonctionnement en poussée.

25 La courbe caractéristique de l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation est à deux allures dans le sens de traction : la première allure s'étend dans la zone 48 et la deuxième allure dans la zone 49. Dans la zone 48, les ressorts 32 sont seuls comprimés tandis que les ressorts 33 sont comprimés en plus des ressorts 32 dans la zone 49, de sorte que la pente de la courbe caractéristique est plus raide.

30 La zone 46 de la courbe caractéristique s'étend jusqu'à un angle d'environ -7° et la zone 48 de courbe caractéristique jusqu'à un angle d'environ 11° . La courbe caractéristique 49 qui se raccorde à la partie 48 de courbe caractéristique se prolonge jusque 13° environ. Mais les zones individuelles

46, 48, 49 d'angle de rotation peuvent s'étendre plus ou moins selon le cas d'emploi. Il y a lieu de se référer aussi à ce sujet à la description générale.

La raideur de rotation de l'amortisseur 23 d'oscillations de torsion est d'environ $0,45 \text{ Nm/}^\circ$ dans les zones 46 et 48. Cette résistance à la rotation est d'environ 5 Nm/° dans la zone 49 de la courbe caractéristique. Mais ces valeurs peuvent être plus élevées ou plus faibles selon le cas d'emploi. Les angles de rotation et les raideurs de rotation mentionnés précédemment dépendent en particulier du couple nécessaire pour l'entraînement des arbres de compensation 18, 19.

10 Dans le cas de la courbe caractéristique représentée à la Figure 4, la friction ou hystérésis de friction qui intervient lors d'une rotation relative entre les composants 24 et 25 n'est pas prise en compte. Cette friction ou cette hystérésis de friction se superpose à la courbe caractéristique représentée.

La courbe caractéristique de rigidité en rotation de l'amortisseur 23 d'oscillations en rotation est de préférence adaptée au couple nécessaire pour l'entraînement des arbres de compensation 18, 19, d'une manière telle que ces arbres de compensation 18, 19 sont en phase correcte avec le vilebrequin 11 pour une vitesse de rotation déterminée, par exemple 5000 tours/minute. Ceci sera exposé à l'aide d'un exemple. Supposons que le couple d'entraînement, ou couple de traînée, nécessaire pour les arbres de compensation 18, 19 est de quatre Nm lorsque le moteur fonctionne à chaud à une vitesse de rotation d'environ 5000 tours/minute. Ceci signifie que le point de fonctionnement actuel de l'amortisseur 23 d'oscillations de torsion est d'environ 8° pour une pente de courbe caractéristique de $0,5 \text{ Nm/}^\circ$ dans la zone 48. Ce point de fonctionnement est désigné par la référence 50 à la Figure 4. L'engrenage 12 ou l'amortisseur 23 d'oscillations de torsion est monté sur le vilebrequin 11 selon un angle tel que les arbres de compensation 18, 19 occupent au point de fonctionnement 50 la position angulaire, ou position de phase, optimale souhaitée par rapport au vilebrequin 11, ce qui assure un amortissement optimal des oscillations du moteur. Pour des vitesses de rotation inférieures, le couple d'entrée nécessaire pour l'entraînement des arbres de compensation 18, 19 diminue de sorte que le point de fonctionnement 50 est déplacé en direction de poussée tandis que, pour des

vitesses de rotation plus élevées du moteur, ce couple d'entraînement nécessaire devient plus grand et que le point de fonctionnement 50 est déplacé en direction de traction, c'est-à-dire en direction de la zone 49 de la courbe caractéristique.

5 Il peut être avantageux de monter sous une certaine précontrainte les ressorts 32 qui interviennent à partir de la position neutre ou position de repos de l'amortisseur 23 d'oscillations de rotation d'une manière telle qu'une rotation relative entre l'élément d'entrée 24 et l'élément de sortie 25 de l'amortisseur d'oscillations de torsion correspondant ne puisse se produire que
10 pour un couple qui est suffisant pour dépasser tant la précontrainte des accumulateurs d'énergie 32 que la friction qui est éventuellement montée en parallèle à ceux-ci. Un tel agencement peut garantir une position de phase définie des arbres de compensation par rapport au vilebrequin, au moins dans une plage plus grande de vitesses de rotation. Un tel agencement d'amortisseur
15 d'oscillations de rotation permet aussi d'amortir des d'oscillations de torsion ou oscillations de couple. Une telle configuration d'amortisseur d'oscillations de rotation permet aussi de protéger le système d'entraînement, et en particulier la chaîne d'entraînement 17 des arbres de compensation 18, 19. Elle permet aussi d'éviter ou au moins de réduire les bruits de cliquetis au
20 moins dans le système d'entraînement des arbres de compensation 18, 19.

Les revendications annexées à la présente demande sont des propositions de formulation, sans préjudice de l'obtention d'une protection par brevet qui continue. La demanderesse se réserve le droit de revendiquer encore d'autres particularités qui ne sont jusqu'ici exposées que dans la description et/ou les
25 dessins.

Des références employées dans les sous-revendications concernent la poursuite du développement de l'objet de la revendication principale grâce aux particularités des sous-revendications respectives ; il ne faut pas les considérer comme un renoncement à l'obtention d'une protection autonome de l'objet
30 des particularités des sous-revendications concernées.

Mais les objets de ces sous-revendications constituent aussi des inventions autonomes, qui représentent une configuration indépendante des objets des sous-revendications précédentes.

L'invention n'est pas non plus limitée à l'exemple ou aux exemples de réalisation de la description. Bien plutôt, de nombreuses altérations et modifications sont possibles dans le cadre de l'invention, en particulier des variantes, éléments et combinaisons et/ou matières qui sont par exemple

5 inventives par combinaison ou transformation des particularités ou éléments ou étapes de procédé décrits dans la description générale et les modes de réalisation ainsi que les revendications et contenus dans les dessins, et qui conduisent par des particularités combinables à un nouvel objet ou à de nouvelles étapes de procédé ou séquences d'étapes de procédé, dans la mesure

10 aussi où ils concernent des procédés de fabrication, de vérification et d'usinage.

REVENDEICATIONS

1. Moteur à combustion qui comporte au moins un arbre de compensation entraîné par le vilebrequin, caractérisé en ce qu'un amortisseur d'oscillations de rotation est prévu dans le trajet de transmission de couple
5 entre le vilebrequin et l'arbre de compensation et inclut au moins un élément d'entrée (24) et un élément de sortie (25) qui peuvent tourner de façon limitée en opposition à des moyens d'amortissement qui sont prévus entre eux et transmettent le couple d'entraînement à l'arbre de compensation.

2. Moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'une roue
10 d'entraînement (12) est connectée au vilebrequin et une roue entraînée (18, 19) est connectée à l'arbre de compensation et en ce que l'amortisseur d'oscillations de rotation est intégré dans au moins l'une de ces roues.

3. Moteur selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que le vilebrequin (11) et l'arbre de compensation (15, 16) unique au moins sont
15 connectés entre eux par l'intermédiaire d'un moyen d'entraînement sans fin.

4. Moteur selon la revendication 3, caractérisé en ce que le moyen d'entraînement (17) consiste en une chaîne ou une courroie, en particulier une courroie crantée.

5. Moteur selon l'une quelconque des revendications 2 à 4, caractérisé
20 en ce que la roue d'entraînement (12) et la roue entraînée (18, 19) sont l'une et l'autre des engrenages.

6. Moteur selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que l'angle de rotation possible de l'amortisseur (23) d'oscillations de rotation, à partir de son état non sollicité, est d'au moins $\pm 3^\circ$.

25 7. Moteur (1) selon la revendication 6, caractérisé en ce que l'amortisseur d'oscillations de rotation admet, entre son élément d'entrée (24) et son élément de sortie (25), un angle de rotation relative plus grand lors d'une sollicitation en traction que lors d'une sollicitation en poussée.

8. Moteur (1) selon l'une quelconque des revendications 1 à 6,
30 caractérisé en ce que l'amortisseur (23) d'oscillations de rotation admet un angle de rotation compris dans une plage de 5 à 20° lors d'une sollicitation en

traction et un angle de rotation compris dans une plage de 3 à 10° lors d'une sollicitation en poussée.

9. Moteur selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, caractérisé en ce que les accumulateurs d'énergie (32) prévus entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie de l'amortisseur (23) d'oscillations en rotation, en particulier des ressorts cylindriques, créent une rigidité de rotation comprise dans une plage 0,3 à 5 Nm/° entre l'élément d'entrée et l'élément de sortie.

10. Moteur selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, caractérisé en ce que la caractéristique de résistance à la rotation comporte au moins deux allures, dans au moins l'une des deux possibilités de rotation relative entre l'élément d'entrée (24) et l'élément de sortie (25).

11. Moteur selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, caractérisé en ce que la caractéristique de résistance à la rotation de l'amortisseur d'oscillations en rotation comporte au moins une allure (46) pour la sollicitation en poussée, mais au moins deux allures (48, 49) pour la sollicitation en traction.

12. Moteur selon l'une quelconque des revendications 1 à 11, caractérisé en ce que lorsque la caractéristique de résistance à la rotation de l'amortisseur d'oscillations de rotation comprend au moins deux allures, la résistance à la rotation est comprise dans une plage de 0,3 à 1 Nm/° pour la première allure (48) et la résistance à la rotation est comprise dans une plage de 1 à 5 Nm/° pour la deuxième allure (49).

13. Moteur selon l'une quelconque des revendications 1 à 12, caractérisé en ce que la caractéristique de résistance à la rotation de l'amortisseur d'oscillations est définie, en fonction du couple d'entraînement nécessaire pour entraîner l'arbre de compensation unique au moins, d'une manière telle que le déphasage maximal de la position angulaire idéale de l'arbre de compensation (15, 16) par rapport au vilebrequin (11) ne dépasse pas un angle de $\pm 5^\circ$, de préférence $\pm 3^\circ$ dans des états de fonctionnement du moteur dans lesquels la transmission du couple à l'arbre de compensation est pratiquement exempte d'oscillations de rotation.

14. Moteur selon l'une quelconque des revendications 1 à 13, caractérisé en ce que la caractéristique de résistance à la rotation de

l'amortisseur d'oscillations est définie, en fonction du couple d'entraînement nécessaire pour entraîner l'arbre de compensation, d'une manière telle que la position angulaire de l'arbre de compensation (15, 16) prend, par rapport à l'arbre de vilebrequin (11), une position définie à l'intérieur d'une limite de tolérance, pour une vitesse de rotation déterminée ou pour un domaine de vitesses de rotation inclus à l'intérieur d'une tolérance déterminée.

15. Moteur selon la revendication 14, caractérisé en ce que le point de fonctionnement de l'amortisseur (23) d'oscillations de rotation est décalé en direction de poussée, par rapport à la position définie, lorsque la vitesse de rotation est inférieure à la vitesse de rotation déterminée, alors que le point de fonctionnement de l'amortisseur (23) d'oscillations de rotation est décalé en direction de traction, par rapport à la position définie, lorsque la vitesse de rotation est supérieure à la vitesse de rotation déterminée.

1/2

