

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 80 19306

(54)

Stabilisateur creux pour véhicules.

(51)

Classification internationale (Int. Cl. ³). B 60 G 21/04, 11/00; F 16 F 1/14.

(22)

Date de dépôt..... 5 septembre 1980.

(33) (32) (31)

Priorité revendiquée : Japon, 7 septembre 1979, n° 123804/79.

(41)

Date de la mise à la disposition du
public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 12 du 20-3-1981.

(71)

Déposant : Société dite : NHK SPRING CO., LTD., résidant au Japon.

(72)

Invention de : Akira Ohno, Toshiaki Sato et Kanji Inoue.

(73)

Titulaire : *Idem* (71)

(74)

Mandataire : Bureau D. A. Casalonga,
8, av. Percier, 75008 Paris.

Stabilisateur creux pour véhicules.

La présente invention concerne un stabilisateur creux pour un véhicule, ce stabilisateur étant fabriqué à partir d'un tube unique et comportant une section de torsion accouplée au châssis d'un véhicule, des sections courbées dont chacune s'étend depuis chaque extrémité de la section de torsion avec laquelle elle fait corps et des sections de bras dont chacune s'étend à partir de chaque section courbée avec laquelle elle fait corps et comporte une extrémité libre accouplée à une suspension de roue.

Les stabilisateurs de ce type ont été utilisés jusqu'à présent dans le but d'améliorer le confort sur route ainsi que la stabilité des véhicules, tels que des automobiles, en améliorant l'inclinaison que prend le véhicule dans un virage par suite de la force centrifuge ainsi que du déséquilibre de la pression du sol sur les roues latérales opposées, à ce moment. Habituellement, le stabilisateur a une structure constituée par un seul tube métallique comportant une section de torsion centrale se terminant à ses extrémités opposées par des sections courbées formant un angle obtus et se terminant elles-mêmes par des sections de bras respectives. La section de torsion est accouplée au châssis de l'automobile ou de tout autre véhicule, par l'intermédiaire d'éléments de montage, de telle manière qu'elle s'étend dans la direction latérale tandis que les sections de bras sont accouplées aux côtés opposés de la suspension du véhicule par l'intermédiaire de sections d'accouplement se trouvant à leurs extrémités libres. En étant monté de cette façon, le stabilisateur agit de manière à supprimer l'inclinaison du véhicule vers l'extérieur et également le flottement des roues intérieures au moment du virage du véhicule grâce à la torsion de la section de torsion, à la flexion des sections de bras et à la torsion et la flexion des sections courbées. On doit donc établir de façon appropriée les diverses caractéristiques du stabilisateur en tenant compte du poids du véhicule, de la hauteur du centre de ce véhicule, de la structure de la suspension des roues, etc.

Pour réduire le poids des stabilisateurs, il est de pratique courante de fabriquer le stabilisateur à partir d'un tube métallique. Toutefois, dans ce cas, si l'épaisseur du tube a été excessivement réduite pour augmenter le facteur de réduction de poids, la résistance à la fatigue se trouve réduite. Par conséquent, on a proposé de fixer de façon appropriée le diamètre extérieur et l'épaisseur du tube pour répondre à l'effort ou contrainte de charge maximale. Toutefois, un tel stabilisateur creux présente un diamètre extérieur uniforme ainsi qu'une épaisseur uniforme sur la totalité de sa longueur alors que certaines parties de ce stabilisateur n'exigent pas l'épaisseur préétablie, c'est-à-dire ont une épaisseur supplémentaire, de sorte qu'il existe encore des possibilités d'amélioration en ce qui concerne la réduction de poids.

La présente invention découle de recherches et d'investigations concernant la répartition de la charge appliquée au stabilisateur et son objet principal est de procurer un stabilisateur creux pour véhicule, ce stabilisateur étant léger et la matière qui le constitue étant répartie de façon adéquate pour empêcher la réduction de la résistance à la fatigue.

Pour atteindre l'objectif ci-dessus, le stabilisateur réalisé conformément à la présente invention et comprenant une section de torsion, des sections courbées et des sections de bras, on augmente l'épaisseur des sections courbées seules par rapport aux autres sections tandis que toutes les sections ont le même diamètre extérieur.

Avec cette structure du stabilisateur conforme à la présente invention, l'épaisseur accrue pour les sections courbées dans lesquelles la contrainte principale maximale apparaît, on peut obtenir la réduction de poids sans diminuer la résistance à la fatigue.

La présente invention sera mieux comprise à la lecture de la description détaillée donnée ci-après en référence aux dessins annexés, sur lesquels :

la figure 1 est une vue en coupe montrant la moitié gauche d'un mode de réalisation du stabilisateur selon la présente invention;

les figures 2(a), 2(b) et 2(c) sont des graphiques

montrant respectivement la caractéristique de répartition de contrainte de flexion, la caractéristique de répartition de contrainte de cisaillement et la caractéristique de répartition de contrainte principale du stabilisateur de la figure 1; et

la figure 3 est un graphique montrant la relation entre la contrainte maximale principale et le nombre de répétitions d'essais.

La figure 1 montre la moitié gauche du stabilisateur selon la présente invention. Du fait que ce stabilisateur est symétrique par rapport à un axe O, sa moitié droite n'a pas été représentée.

Le stabilisateur illustré comporte une section de torsion se terminant à chaque extrémité par une section courbée 2 qui forme un angle obtus et qui se termine elle-même par une section de bras 3. L'extrémité libre de la section de bras 3 est munie d'une section d'accouplement plate 4 qui est accouplée à une suspension de roue (non représentée). La section de torsion 1, les sections courbées 2 et la section de bras 3 sont formées à partir d'un seul tube. La section de torsion 1, les sections courbées 2 et les sections de bras 3 ont un diamètre uniforme, et les sections d'accouplement 4 ont une forme plate. Une partie prédéterminée du stabilisateur comprise entre les points M et N et comprenant la section courbée 2 a une épaisseur \underline{t} supérieure à l'épaisseur t_1 du reste ($t > t_1$); en d'autres termes le diamètre intérieur de cette partie est plus petit par rapport à celui du reste du stabilisateur. Dans le présent mode de réalisation, le rapport d'épaisseur t/D (\underline{t} étant l'épaisseur et D étant le diamètre extérieur) de la section M-N est 0,20 de sorte que son facteur de réduction de poids (c'est-à-dire le facteur de réduction de superficie de surface de section) par rapport à une tige pleine ayant le même diamètre extérieur est 30%. Par contre, dans le reste du stabilisateur, le rapport d'épaisseur t_1/D est 0,12 et le facteur de réduction de poids est 50%. La section de torsion 1 est accouplée à ses extrémités opposées à un châssis de véhicule (non représenté) par des bagues 5 en caoutchouc et des organes de montage 6 représentés en traits mixtes.

On va maintenant décrire la raison de la conception de la structure ci-dessus ainsi que ses effets.

Les figures 2(a) à 2(c) montrent les répartitions de contrainte dans le stabilisateur, l'axe des ordonnées
5 représentant la contrainte, et les points A, B, C, D, N, M et O sur l'axe des abscisses correspondant aux points respectifs du stabilisateur sur la figure 1, y compris la position de l'axe central O. La figure 2(a) montre la répartition de la contrainte de flexion. Comme on peut le voir, la contrainte
10 de flexion maximale est engendrée dans une section B-C comprenant la section courbée 2. La figure 2(b) montre la répartition de la contrainte de cisaillement. Comme on peut le voir, aucune contrainte de cisaillement n'est engendrée dans la section A-B mais une contrainte uniforme est engendrée dans
15 la section C-O. La figure 2(c) montre la répartition de contrainte principale qui est la résultante des répartitions de contrainte des figures 2(a) et 2(b). On comprendra que la contrainte principale maximale est engendrée dans la section B-C comprenant la section courbée 2 et que, dans beaucoup de
20 cas, un point de rupture dû à la fatigue se produit dans cette section B-C. Ceci est vérifié dans la pratique.

La figure 3 montre la relation entre la contrainte principale maximale (S) et le nombre (n) d'essais de charge ou essais de fatigue répétés pour divers tubes. La courbe G
25 sur la figure 3 représente la caractéristique d'un tube STKM 17 en acier au carbone pour constructions mécaniques qui a été traité thermiquement (HRC étant 40 ou plus) et qui présente un rapport d'épaisseur $t/D = 0,20$ ainsi qu'un facteur de réduction de poids de 30%. La courbe H représente la caracté-
30 ristique du même tube mais avec un rapport d'épaisseur $t/D = 0,12$ et un facteur de réduction de poids de 50%. La courbe I représente la caractéristique du même tube mais avec un rapport d'épaisseur $t/D = 0,08$ et un facteur de réduction de poids de 60%.

35 D'une façon générale, on exige que le stabilisateur puisse à coup sûr supporter 10^5 essais de rupture sous contrainte principale maximale. Parmi les courbes de la

figure 3, seule la courbe G est qualifiée et représente une caractéristique qui correspond à une durée de vie utile supérieure à 10^5 essais répétés avec la contrainte principale maximale d'environ 50 kg/mm^2 représentée sur la figure 2(c).

- 5 La courbe H représente une caractéristique correspondant à une durée de vie utile supérieure à 10^5 essais répétés avec une contrainte principale maximale d'environ 42 kg/mm^2 . La courbe pour ce niveau de contrainte principale de la figure 2(c) correspond à la partie hâchurée de la section M-N. On
- 10 établit donc la section N-N comprenant la section courbée 2 sur la figure 1 de manière qu'elle coïncide avec la section M-N de la figure 2(c).

- Plus particulièrement, on établit pour la section M-N de la figure 1 un rapport d'épaisseur $t_1/D = 0,20$ et un
- 15 facteur de réduction de poids de 30% de manière à obtenir la caractéristique de courbe G de la figure 3 tout en établissant un rapport d'épaisseur $t_1/D = 0,12$ et un rapport de réduction de poids de 50% pour le reste du stabilisateur. La structure ainsi conçue peut supporter plus de 10^5 essais de
- 20 rupture répétés.

- On s'est aperçu par des calculs que la longueur de la section M-N correspond à environ $1/4$ de la longueur de la section A-O. Par conséquent, le facteur de réduction de poids de la totalité de la longueur du stabilisateur ayant la structure
- 25 représentée sur la figure 1 est $1/4 \times 30\% + 3/4 \times 50\%$. En d'autres termes, on peut obtenir un facteur de réduction de 45% de la totalité de la longueur du stabilisateur et cette valeur représente une augmentation de 15% par rapport au facteur de réduction de poids de 30% obtenu de façon classique.
- 30 De plus, on peut obtenir ce résultat sans sacrifier la résistance à la fatigue.

- Du fait que la répartition des contraintes dans le stabilisateur varie avec le genre et le type de véhicule ainsi qu'avec la forme du stabilisateur et, particulièrement du fait
- 35 que les dimensions de la section M-N varient avec la matière utilisée, la section d'épaisseur accrue doit couvrir au moins la section courbée 2, c'est-à-dire la section B-C.

Comme décrit ci-dessus, dans le stabilisateur selon la

présente invention, la section de torsion, les sections courbées et les sections de bras ont toutes un diamètre extérieur uniforme et l'épaisseur n'est augmentée que pour les sections courbées où la contrainte maximale principale se manifeste.

- 5 Il n'est donc pas seulement possible d'améliorer la résistance mécanique des sections courbées et d'empêcher la réduction de la résistance à la fatigue, mais on peut encore augmenter le facteur de réduction de poids du stabilisateur complet car l'épaisseur des sections autres que les sections courbées est
- 10 faible.

- De plus, du fait que le stabilisateur lui-même a ainsi un poids réduit, le poids du véhicule dans lequel ce stabilisateur est monté peut être diminué. En outre, l'augmentation du facteur de réduction de poids sous-entend une réduction de
- 15 matière utilisée, c'est-à-dire que, grâce à la présente invention, des économies peuvent être effectuées sur le coût de la matière.

REVENDICATIONS

- 5 1. Stabilisateur creux pour un véhicule formé d'un seul
tube comprenant une section de torsion accouplée au châssis
du véhicule, des sections courbées s'étendant depuis chaque
extrémité de ladite section de torsion avec laquelle elles
font corps et des sections de bras dont chacune s'étend à
partir de chaque section courbée avec laquelle elle fait corps
et est accouplée à la suspension du véhicule, caractérisé par
10 le fait que ladite section de torsion, lesdites sections
courbées et lesdites sections de bras ont le même diamètre
extérieur, lesdites sections courbées ayant une épaisseur
supérieure à l'épaisseur de ladite section de torsion et
desdites sections de bras.
- 15 2. Stabilisateur creux suivant la revendication 1, caracté-
risé par le fait que ladite section de torsion et lesdites
sections de bras ont la même épaisseur.

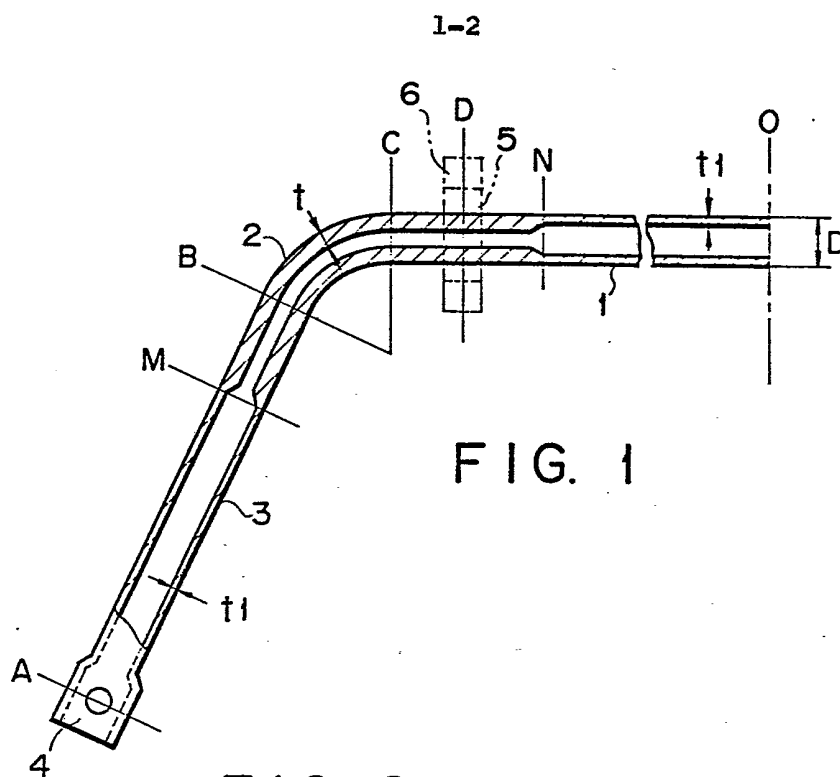


FIG. 2

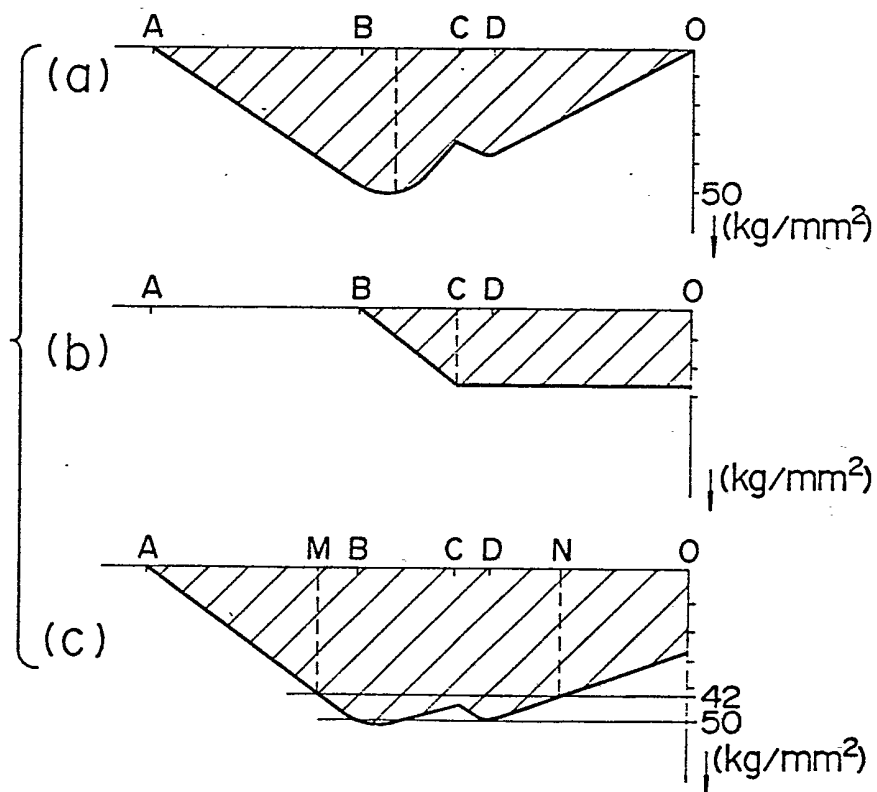


FIG. 3

