

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 81 23812

(54)

Suspension de roue indépendante.

(51)

Classification internationale (Int. Cl.³). B 60 G 3/18.

(22)

Date de dépôt..... 21 décembre 1981.

(33) (32) (31)

Priorité revendiquée : RFA, 23 décembre 1980, n° P 30 48 837.0.

(41)

Date de la mise à la disposition du
public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 26 du 2-7-1982.

(71)

Déposant : DAIMLER-BENZ AG, résidant en RFA.

(72)

Invention de : Manfred von der Ohe et Helmut Flemming.

(73)

Titulaire : *Idem* (71)

(74)

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

La présente invention concerne une suspension de roue indépendante, comportant un support de roue, relié à la caisse du véhicule par l'intermédiaire d'éléments de guidage qui déterminent pour le support de roue, par rapport à des forces latérales, un point supérieur et un point inférieur de guidage, dont au moins un est mobile élastiquement dans la direction transversale par rapport à la caisse, et qui définissent ensemble pour le support de roue un premier axe vertical de pivotement par rapport auquel ledit support de roue peut tourner autour et une barre d'accouplement orientée transversalement et disposée avec un décalage latéral en vue latérale, qui le soutient.

Dans une suspension de roue connue de ce type (demande de brevet allemand DE-AS 19 03 640), l'élément supérieur de guidage est constitué par une jambe d'amortissement qui est reliée au support de roue et qui est soutenue d'autre part sur la caisse par une articulation formant le point supérieur de guidage, avec élasticité. L'élément inférieur de guidage est constitué par le demi-arbre de roue monté sur le support de roue et soutenu par rapport au différentiel sans flexibilité dans la direction transversale. La barre d'accouplement est fixée sur le support de roue en étant articulée avec un décalage vers l'arrière, en vue latérale. En outre, pour le guidage longitudinal, il est prévu un bras orienté en oblique vers l'avant et sur lequel s'appuie le ressort.

Le point d'articulation quasi-rigide, par rapport aux forces engendrées sous l'influence des forces latérales, de la jambe d'amortisseur sur la caisse ainsi que le palier de montage du demi-arbre dans le support de roue constituent les points de guidage par lesquels est déterminé le premier axe de pivotement, orienté dans ce cas essentiellement verticalement dans le plan transversal médian de roue. Des forces latérales agissent par rapport à ce premier axe de pivotement en étant décalées vers l'arrière et elles sont absorbées par l'intermédiaire de la barre d'ac-

couplement, placée également avec un décalage vers l'arrière, des élasticités existant dans l'appui de la barre d'accouplement par rapport à la caisse et/ou le support de roue faisant alors en sorte que le support, sur lequel est fixée la roue, effectue un pivotement dans le sens d'une divergence de roue sous l'influence des forces latérales. Cela est généralement indésirable, notamment pour les roues arrière de voitures de tourisme, pour autant que celles-ci, comme cela est classique pour des voitures confortables, soient conçues de manière à être sous-vireuses lors de la négociation d'un tournant.

Pour obtenir, sous l'influence de forces latérales, un pivotement de roue dans le sens d'une convergence ou pincement, on sait disposer l'axe de pivotement déterminé par les points de guidage de telle sorte qu'il coupe le plan d'appui de la roue en arrière, en vue latérale, du point d'application de la force latérale. A lui seul, un tel positionnement de l'axe de pivotement ne permet cependant jamais d'obtenir le résultat désiré, notamment en tenant compte de l'élasticité de la suspension de roue, et, pour cette raison et notamment en vue d'obtenir le plus grand confort possible en marche pour des véhicules de série, on adopte souvent des compromis en vue d'obtenir d'une part le confort envisagé par l'intermédiaire d'élasticités correspondantes prévues dans la suspension de roue et de garantir d'autre part une tenue de route satisfaisante et la sécurité de marche nécessaire. En plus des véhicules de série de la catégorie - confort, il existe pour le même modèle fréquemment également des versions sportives pour lesquelles non seulement on réduit les impératifs de confort mais en outre on souhaite souvent un mode de conduite plus sportif, auquel cas on cherche à obtenir pour de tels véhicules sportifs, suivant les circonstances, un comportement à tendance sur-vireuse en virage. De telles modifications nécessitent dans la plupart des cas d'apporter des modifications importantes à la suspension de roue.

L'invention a en conséquence pour but de proposer une solution qui permette d'agir additionnellement sur la suspension de roue pour tenir compte des forces latérales de manière à pouvoir accentuer la tendance à la modification de parallélisme dans le sens d'une convergence ou dans le sens d'une divergence, suivant ce qui est souhaitable en fonction des considérations données ci-dessus et aussi bien pour différentes conceptions de base que pour la compensation d'effets donnant un plus grand confort en marche, par exemple par augmentation des élasticités dans la suspension.

Conformément à la présente invention, ce résultat est atteint, avec une suspension de roue du type défini ci-dessus, en ce que, sous l'influence de forces latérales, le point supérieur de guidage est déplaçable vers l'extérieur par rapport au point inférieur de guidage - en considérant la direction transversale du véhicule - et en ce qu'il est prévu un second axe de pivotement déterminé par le point inférieur du guidage et le point d'articulation de la barre d'accouplement sur le support de roue et qui est positionné en vue latérale de telle sorte que, suivant qu'il se manifeste une tendance dans le sens d'une convergence ou dans le sens d'une divergence de la roue, cet axe de pivotement soit orienté en oblique vers l'avant et vers le haut ou bien en oblique vers l'avant et vers le bas. En correspondance, on obtient pour le premier axe de pivotement une position située en avant ou en arrière du plan transversal médian de la roue et qui, en considérant le point d'intersection avec le plan de roue, est avantageuse pour une divergence ou une convergence.

La solution selon l'invention permet ainsi avantageusement, en faisant intervenir seulement de légères modifications, d'influencer sensiblement la tenue de route et elle fournit, notamment lors d'une application simultanée aux roues arrière et avant d'un véhicule, une possibilité de donner à l'ensemble du véhicule une tendance sous-vireuse

ou sur-vireuse en courbe avec des moyens et modifications relativement simples. Pour pouvoir satisfaire à cette relation ou à cette tendance au mouvement de pivotement de la roue autour du second axe de pivotement dans le sens d'une convergence ou d'une divergence, le spécialiste dispose d'une possibilité additionnelle d'action, qui est notamment importante pour le réglage précis, extraordinairement compliqué et coûteux, du mécanisme de conduite lors de l'utilisation d'un grand nombre de moyens de fixation élastiques et difficiles à contrôler. Dans le cadre de la solution conforme à l'invention, on peut utiliser des éléments de guidage de natures très différentes et l'invention est applicable entre autres à des jambes élastiques, à des essieux à jambes d'amortissement, à des essieux transversaux à double bras et également à des essieux comportant des bras de guidage divisés en bras individuels. Notamment dans le cas de bras de guidage divisés en bras individuels et comportant des points idéaux de guidage, on obtient une solution additionnelle élargissant encore les possibilités de construction.

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 est une vue latérale schématique d'une suspension de roue conforme à l'invention, dans laquelle les éléments de guidage du support de roue sont constitués par un bras supérieur et un bras inférieur et où une barre d'accouplement est articulée additionnellement sur le support de roue, ladite barre étant placée en avant du plan transversal médian de la roue et son point d'articulation sur le support de roue déterminant, en coopération avec le point correspondant d'articulation du bras transversal inférieur, un axe de pivotement;

- la figure 2 est une représentation correspondant à la figure 1 et dans laquelle le point d'articulation du

bras transversal inférieur sur le support de roue ainsi que le point d'articulation de la barre d'accouplement sur le support de roue sont situés en arrière du plan transversal médian de la roue de telle sorte que, comme avec l'agencement de la figure 1, on obtient un axe de pivotement incliné vers le haut dans le sens de marche; et

5
- la figure 3 est une représentation semblable à la figure 1 et dans laquelle cependant l'axe de pivotement est incliné, en considérant le sens de marche, en oblique
10 vers l'avant et vers le bas.

Sur les figures, on a désigné par 1 le support de roue d'une suspension de roue indépendante, qui est soutenu par l'intermédiaire d'éléments de guidage par rapport à la caisse, non représentée, d'un véhicule agencé sous
15 forme d'une voiture de tourisme. Comme éléments de guidage, il est prévu un bras transversal supérieur 2, un bras transversal inférieur 3 et une barre d'accouplement 4.

Les bras transversaux supérieur et inférieur sont agencés, dans l'exemple considéré, schématiquement sous forme de bras triangulaires, qui sont chacun fixés d'une manière connue par rapport à la caisse par l'intermédiaire de deux paliers 6, 7. L'articulation des bras transversaux 2, 3 sur le support de roue 1 est effectuée aux points de guidage 8 et 9.

25 Dans la vue latérale représentée, les points de guidage 8 et 9 sont situés, en considérant le sens de marche F, en arrière du plan transversal médian 10 de la roue et ils déterminent un premier axe de pivotement 11 qui est orienté, en considérant la vue latérale représentée, approxi-
30 mativement parallèlement au plan transversal médian de la roue.

La barre d'accouplement 4 est articulée sur le support de roue 1 en avant du plan transversal médian de roue, en considérant le sens de marche F, et le point d'articulation correspondant a été désigné par 12. L'articulation de
35

la barre d'accouplement 4 sur la caisse est effectuée par l'intermédiaire d'un palier 13.

5 Dans l'exemple considéré, les points de guidage 8 et 9 et le point d'articulation 12 sont chacun constitués par des articulations à rotules. Parmi ces points, le point de guidage 9 du bras transversal inférieur 3 sur le support de roue 1 et le point d'articulation 12 de la barre d'accouplement 4 sur le support de roue 1 déterminent un second axe de pivotement 14 qui, en considérant le sens de marche F, qui est incliné en oblique vers l'avant en vue latérale.

15 Pour des véhicules de conception sportive, il est classique de donner une très grande raideur aux paliers 6 et 7 des bras transversaux 2 et 3 et également au palier 13 de la barre d'accouplement 4, en vue d'éliminer les influences aussi bien des forces longitudinales que des forces latérales sur la cinématique de guidage de la roue qui est établie par les bras transversaux et la barre d'accouplement.

20 Un tel guidage cinématique précis du support de roue 1, et par conséquent de la roue, ne peut cependant pas être envisagé en pratique pour un véhicule de série classique pour des raisons de confort.

25 Pour cette raison, dans des véhicules connus, on donne habituellement au moins aux paliers placés du côté de la caisse du véhicule une structure à flexibilité élastique.

30 Si on se base maintenant sur le fait que, par l'intermédiaire des paliers 6 et/ou 7, on établit une plus grande élasticité dans la direction transversale du véhicule, on peut combiner la cinématique de guidage précis avec la mobilité qui est conférée par l'élasticité desdits paliers. En considérant une force longitudinale B agissant comme une force de freinage, celle-ci fait par exemple en sorte que, sous l'action du moment engendré par la force B autour d'un axe vertical, les paliers 6 et 7, placés en avant, par rap-

port au sens de marche F, se déplacent légèrement vers l'extérieur à partir du milieu du véhicule tandis que les paliers arrières 6 et 7, par rapport au sens de marche F, sont par contre déplacés vers le milieu du véhicule. Les points de guidage 8 et 9 déterminant le premier axe de pivotement 11 sont décalés en correspondance et, par l'intermédiaire de la barre d'accouplement 4, le support de roue tourne légèrement autour de l'axe de pivotement 11. En correspondance à l'agencement indiqué de la barre d'accouplement 4, le support de roue pourrait, sous l'influence de la force longitudinale, conserver une position approximativement neutre tout au moins en ce qui concerne la convergence ou pincement de la roue, en fonction de la grandeur de l'élasticité désirée prévue dans le palier 13.

Si on considère le comportement de la même structure sous l'influence d'une force latérale, par exemple une force agissant d'une manière connue, lors de la négociation d'un tournant, en un point S situé légèrement en arrière du plan transversal médian 10 de la roue, il se produit initialement une force orientée vers le milieu du véhicule et appliquée au point de guidage 9 tandis que le point 8 est sollicité par une force orientée en sens opposé au milieu du véhicule. Le décalage du support de roue 1 ainsi engendré dans la direction transversale du véhicule peut faire en sorte que, en fonction de la position et du montage de la barre d'accouplement ainsi que de la dureté du palier 13, le support de roue 1 ou bien la roue aient tendance à s'écarter dans le sens d'une divergence, bien qu'il doive se produire sous l'effet de la force latérale, et dans la position indiquée de l'axe de pivotement 11, un pivotement dans le sens d'une convergence ou pincement de la roue.

Lorsqu'une telle tendance se manifeste dans une suspension de roue déterminée, il est possible de la contrebalancer par les élasticités et la tendance établie par la cinématique de guidage afin qu'il puisse se produire, en relation avec lesdites élasticités, un pivotement autour

d'un second axe de pivotement 14 pour contrebalancer la première tendance.

5 Le second axe de pivotement 14 est déterminé par le point de guidage 9 du bras inférieur de guidage 3 sur le support de roue 1 et par le point d'articulation 12 et il est placé, en vue d'exercer une influence dans le sens d'une convergence ou pincement de la roue, de telle sorte qu'il soit orienté, en considérant le sens de marche F, en oblique vers l'avant et vers le haut, à savoir notamment 10 avec un réglage tel qu'il coupe le plan d'appui 15 de la roue en arrière de son plan transversal médian 10. En relation avec un choix des élasticités pour lequel le point supérieur de guidage 8 se déplace vers l'extérieur par rapport au point inférieur de guidage sous l'influence d'une 15 force latérale, il se produit notamment pour la roue et son support 1 un mouvement de pivotement autour du second axe 14, qui modifie l'orientation de la roue dans le sens d'une convergence.

20 Du fait que, par un réglage correspondant à celui indiqué sur la figure 3, on peut obtenir également l'effet opposé, la solution selon l'invention fournit une possibilité intéressante d'amplifier les tendances souhaitables ou de contrebalancer les tendances indésirables.

25 Cela est particulièrement important pour effectuer un réglage précis sur des véhicules de manière que, par exemple en conservant pratiquement la cinématique désirée, on puisse agir aussi bien sur l'essieu avant que sur l'essieu arrière et les adapter mutuellement en vue d'accentuer les tendances sur-vireuse ou sous-vireuse du véhicule.

30 L'exemple de réalisation de la figure 1 correspond à une solution qui permet d'augmenter la convergence ou le pincement de la roue sous l'influence d'une force latérale. On part initialement du fait qu'au moins le palier 6 et/ou 7, mais avantageusement également le palier 13, possèdent une 35 élasticité suffisamment grande dans la direction transversale. Ensuite on décale avantageusement vers l'arrière le premier

axe de pivotement 11 par rapport au plan transversal médian de la roue, à savoir jusqu'à ce que le point S d'application de force latérale soit situé, en considérant le sens de marche F, en avant du premier axe de pivotement 11. On obtient ainsi déjà une certaine tendance à l'établissement d'une convergence ou pincement sous l'influence d'une force latérale. Ensuite on agit également sur l'adaptation mutuelle des duretés des paliers 6 et 7 de telle sorte que, sous l'influence d'une force latérale, le point de guidage 8 se déplace vers l'extérieur par rapport au point de guidage 9. Il en résulte que la roue exécute additionnellement un mouvement de pivotement autour de l'axe 14 de sorte que la partie inférieure de la roue pivote vers l'intérieur et qu'on enregistre à nouveau une tendance à une modification dans le sens d'une convergence.

Dans l'exemple de réalisation de la figure 1, on a affecté aux références numériques déjà citées l'indice alphabétique a et on a adopté par ailleurs en principe les mêmes proportions que dans l'exemple de réalisation de la figure 1. Notamment le second axe de pivotement 14a a une position approximativement identique, qui est cependant mis en évidence seulement pour une barre d'accouplement 4a placée en arrière du plan transversal médian 11a de la roue. En correspondance, le point d'articulation 12a est également placé en arrière du plan transversal médian 10a de la roue et également en arrière du point de guidage 9a, à chaque fois par rapport au sens de marche F.

Par contre la figure 3 représente un exemple de réalisation dans lequel, sur la base du principe conforme à l'invention, on obtient une possibilité d'agir dans le sens d'établissement d'une divergence. A cet égard, et en considérant le sens de marche F, l'axe de pivotement 14b - on a utilisé également dans cet exemple de réalisation des références numériques correspondant à celles de la figure 1 mais affectées de l'indice alphabétique b - est orienté en oblique vers l'avant et vers le bas. On obtient ainsi d'une manière

concrète que le point d'articulation 12b de la barre d'accouplement 4b soit placé au-dessus et, en considérant le sens de marche, en arrière du point de guidage 9b. Comme pour la figure 2, la barre d'accouplement pourrait
5 cependant également être placée sur le côté opposé du plan transversal médian 10b de la roue, pour autant que le point d'articulation 12b soit disposé de telle sorte que, en relation avec le point d'articulation 9b et les élasticités déjà citées, l'axe de pivotement 14b conserve
10 une position correspondante.

Dans les exemples de réalisation décrits ci-dessus, on a prévu, pour des raisons de simplification, un agencement des bras transversaux sous la forme de bras triangulaires. Cependant les bras transversaux peuvent être
15 également divisés et être constitués par exemple par des leviers indépendants s'accrochant à chaque fois en deux points sur le support de roue, de sorte qu'on obtient des points idéaux de guidage. Cela correspond à des modes avantageux de réalisation. En outre il est également possible que le point supérieur de guidage soit constitué,
20 lorsque la suspension de roue est agencée sous la forme d'un essieu à jambe d'amortissement ou à jambe élastique, par le point supérieur d'articulation de la jambe d'amortissement ou de la jambe élastique, pour autant que dans
25 ce cas le point supérieur d'articulation de l'amortisseur central et/ou de son élément inférieur de guidage possède une mobilité transversale suffisamment grande.

Lorsque la suspension de roue décrite est appliquée à des essieux avants, la barre d'accouplement fait partie de
30 la timonerie de direction et les possibilités de principe définies ci-dessus ne sont par conséquent pas atténuées.

REVENDICATIONS

1) Suspension de roue indépendante, comportant un support de roue, relié à la caisse du véhicule par l'intermédiaire d'éléments de guidage qui déterminent pour le support de roue, par rapport à des forces latérales, un point supérieur et un point inférieur de guidage, dont au moins un est mobile élastiquement dans la direction transversale par rapport à la caisse, et qui définissent ensemble pour le support de roue un premier axe vertical de pivotement par rapport auquel ledit support de roue peut tourner autour d'une barre d'accouplement orientée transversalement et disposée avec un décalage latéral en vue latérale, qui le soutient, caractérisée en ce que, sous l'influence d'une force latérale, le point supérieur de guidage (8, 8a) peut être déplacé vers l'extérieur par rapport au point inférieur de guidage (9, 9a) et en ce que, pour une action dans le sens d'une convergence, il est prévu un second axe de pivotement (14, 14a), déterminé par le point inférieur de guidage (9, 9a) et le point d'articulation (12, 12a) de la barre d'accouplement (4, 4a) sur le support de roue (1, 1a) et qui est orienté, en vue latérale et par rapport au sens de marche (F), en oblique vers l'avant et vers le haut.

2) Suspension de roue selon la revendication 1, caractérisée en ce que le second axe de pivotement (14, 14a) coupe le plan d'appui de roue (15) en arrière du plan transversal médian (10, 10a) de la roue.

3) Suspension de roue selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que le second axe de pivotement (14, 14a) coupe le plan d'appui de roue en arrière du point d'intersection du premier axe de pivotement (11, 11a).

4) Suspension de roue selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisée en ce que le point d'articulation (12) de la barre d'accouplement (4) est placé, en vue latérale, à un niveau supérieur à celui du point

inférieur de guidage (9) et décalé, par rapport au sens de marche (F), vers l'avant par rapport à celui-ci.

5) Suspension de roue selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que le point d'articulation (12a) de la barre d'accouplement (4a) est placé, en vue latérale, à un niveau plus bas que celui du point inférieur d'articulation (9a) et décalé, par rapport au sens de marche (F), vers l'arrière par rapport à celui-ci.

6) Suspension de roue indépendante, comportant un support de roue, relié à la caisse du véhicule par l'intermédiaire d'éléments de guidage qui déterminent pour le support de roue, par rapport à des forces latérales, un point supérieur et un point inférieur de guidage, dont au moins un est mobile élastiquement dans la direction transversale par rapport à la caisse, et qui définissent ensemble pour le support de roue un premier axe vertical de pivotement autour duquel ledit support de roue peut tourner autour en étant soutenu par une barre d'accouplement orientée transversalement et disposés avec un décalage latéral en vue latérale, caractérisée en ce que, sous l'influence d'une force latérale, le point supérieur de guidage (8b) peut être décalé vers l'extérieur par rapport au point inférieur de guidage (9b) et en ce que, en vue d'une action dans le sens d'une divergence, il est prévu un second axe de pivotement (14b) déterminé par le point inférieur de guidage (9b) et le point d'articulation (12b) de la barre d'accouplement (4b) sur le support de roue (1b) et qui, en vue latérale et par rapport au sens de marche (F), est incliné en oblique vers l'arrière et vers le haut.

7) Suspension de roue selon la revendication 6, caractérisée en ce que le second axe de pivotement (14b) coupe le plan d'appui de roue en avant du plan médian de roue (10b).

8) Suspension de roue selon l'une des revendications 6 et 7, caractérisée en ce que le second axe de pivotement (14b) coupe le plan d'appui de roue (15) en avant du point

d'intersection du premier axe de pivotement (11b).

- 5 9) Suspension de roue selon l'une quelconque des revendications 6 à 8, caractérisée en ce que le point d'articulation (12b) de la barre d'accouplement (4b) est placé, en vue latérale, à un niveau supérieur à celui du point inférieur d'articulation (9b) et est décalé, par rapport au sens de marche (F), vers l'arrière par rapport à celui-ci.
- 10 10) Suspension de roue selon l'une quelconque des revendications 6 à 9, caractérisée en ce que le point d'articulation (12b) de la barre d'accouplement est placé, en vue latérale, à un niveau plus bas que celui du point inférieur d'articulation (9b) est décalé par rapport à celui-ci vers l'avant dans la direction longitudinale
- 15 du véhicule.

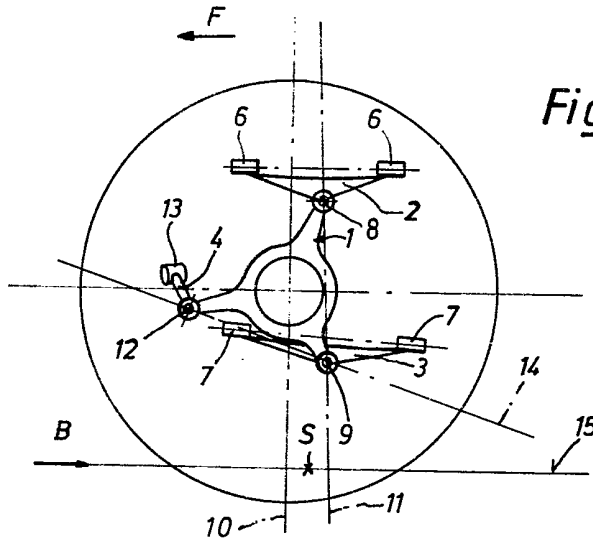


Fig.1

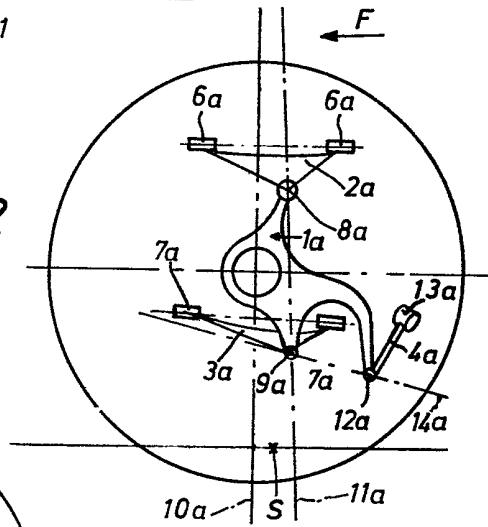


Fig.2

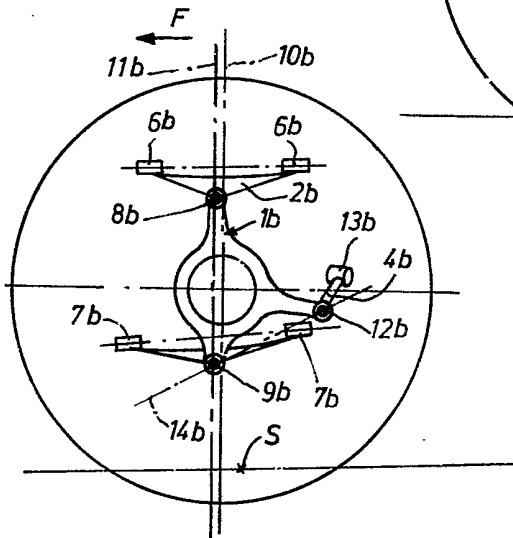


Fig.3