

①2

**DEMANDE DE BREVET D'INVENTION**

A1

②2 Date de dépôt : 28 mai 1984.

③0 Priorité : DE, 28 mai 1983, n° P 33 19 465.3.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 48 du 30 novembre 1984.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

⑦1 Demandeur(s) : Société dite : ALFRED TEVES GMBH.  
— DE.

⑦2 Inventeur(s) : Juan Belart.

⑦3 Titulaire(s) :

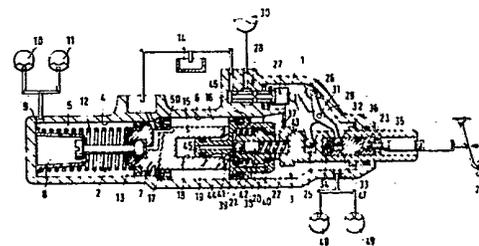
⑦4 Mandataire(s) : Jean Pothet.

⑤4 Amplificateur hydraulique de force de freinage, notamment pour véhicule automobile.

⑤7 L'invention concerne un amplificateur hydraulique de force de freinage, notamment pour véhicule automobile, comprenant un piston amplificateur 20 et une valve de freinage 28.

La pression dans une chambre d'amplification 29 fermée par un piston 22, 23 actionné par la pédale de frein 24 est dosée par la valve de freinage 28 en fonction de la pression sur la pédale.

Lorsque cette pression est faible, les freins raccordés à la chambre de travail 8 du maître-cylindre 2 sont d'abord remplis tandis qu'un prolongement 19 du piston amplificateur 20 pénètre dans un alésage borgne 18 du piston du maître-cylindre 7, connecté à la chambre d'amplification 29, jusqu'à ce que cette connexion soit fermée par une valve 44, 45 commandée par la pédale.



La présente invention concerne un amplificateur hydraulique de force de freinage, notamment pour actionner un maître-cylindre dans une installation de freinage d'un véhicule automobile, comportant un piston amplificateur et une valve de freinage agencée sensiblement parallèlement à ce piston amplificateur et par laquelle l'entrée de fluide dans une chambre de l'amplificateur peut être commandée en fonction d'une force d'actionnement, ladite chambre d'amplificateur étant fermée par le piston amplificateur et par une tige de piston actionnable par la pédale de frein.

Par le brevet allemand n° 31 08 908.9, on connaît un dispositif ayant les caractéristiques précitées. Dans l'amplificateur de force de freinage connu, un piston de maître-cylindre, d'une seule pièce avec un piston amplificateur, est agencé dans un premier alésage du maître-cylindre. Par l'intermédiaire d'une âme, ce piston du maître-cylindre est lié au piston amplificateur. Une face frontale du piston amplificateur, située côté pédale, du piston, délimite alors une chambre d'amplificateur formée dans un carter et est coaxiale à une tige de piston, actionnable par la pédale. Sur cette tige est articulé un agencement à leviers pour actionner une valve de freinage. Par application d'une force à la tige de piston, et par actionnement approprié de la valve de freinage, on peut commander l'admission, dans la chambre d'amplificateur, d'une pression proportionnelle à la force d'actionnement, pression qui déplace, dans la direction d'actionnement de l'amplificateur de force de freinage, le piston de maître-cylindre lié au piston amplificateur, ce qui a pour effet qu'une pression correspondante est établie dans la chambre de travail du maître-cylindre. A la chambre de travail du maître-cylindre sont raccordés des freins de roues qui sont ainsi mis sous pression, de sorte qu'un freinage correspondant du véhicule intervient.

Lors d'une application de pression à la chambre de l'amplificateur, la tige de piston liée à la pédale de frein est également sollicitée en pression, de sorte que l'on peut percevoir à la pédale de frein une force de réaction correspondante fournissant au conducteur une information concernant l'intensité du

freinage qu'il déclenche.

Dans certaines conditions de fonctionnement, il peut être par contre souhaitable qu'un certain volume de fluide soit déjà refoulé aux freins des roues avant qu'une force de réaction notable puisse être perçue à la pédale de frein.

La présente invention a donc pour but de développer un amplificateur hydraulique de force de freinage, du genre mentionné au début, de façon que, pour des forces de réaction à la pédale de frein d'abord relativement faibles, une faible pression de freinage soit établie dans les freins des roues, de sorte qu'au moins le volume d'absorption nécessaire pour les organes d'actionnement raccordés aux chambres du maître-cylindre soit fourni dans la phase initiale du freinage.

Selon l'invention, ce but est atteint par le fait que le piston amplificateur pénètre, par un prolongement situé sur son côté éloigné de la pédale, dans un alésage borgne d'un piston du maître-cylindre, et par le fait qu'une communication hydraulique entre l'alésage borgne et la chambre de l'amplificateur peut être fermée par un système de valve actionnable par la pédale. D'une telle configuration, il résulte, de façon avantageuse, qu'une première surface du piston du maître-cylindre est efficacement mise sous pression, dans la phase initiale, tandis qu'après la fermeture du passage de valve, le déplacement du piston du maître-cylindre est provoqué par la surface totale du piston de l'amplificateur. Il est prévu que le prolongement situé du côté éloigné de la pédale possède un plus petit diamètre que le piston amplificateur, de sorte qu'une force relativement faible est exercée sur le piston du maître-cylindre, dans la phase initiale du freinage, cela ayant pour effet de refouler, hors de la chambre de travail du maître-cylindre, un volume relativement faible qui correspond à peu près au volume d'absorption des organes d'actionnement raccordés à la chambre de travail. Ensuite, après la fermeture du système de valve actionnable par la pédale, la surface totale du piston amplificateur devient efficace, de sorte qu'une force plus grande est exercée, par le piston du maître-cylindre, sur la chambre de travail.

Le système de valve actionnable par la pédale peut en principe être réalisé de diverses manières. Dans une forme de réalisation avantageuse, il est toutefois prévu que le prolongement du piston amplificateur est muni d'un canal axial dont l'embouchure, proche  
5 de la pédale et située dans le piston amplificateur, constitue un siège de valve qui, avec un organe obturateur monté sur la tige de piston, constitue un passage de valve. De préférence, c'est une bille chargée par un ressort, agencée dans un alésage borgne de la  
10 tige de piston, qui est utilisée comme organe obturateur, cette bille venant au contact du siège de valve après un déplacement prédéterminé de la tige de piston et maintenant fermé le canal axial dans le prolongement du piston amplificateur, même si la pression augmente encore dans la chambre de l'amplificateur de force hydraulique.

15 Dans un mode de réalisation avantageux de l'objet de l'invention, il est prévu qu'une butée axiale, située du côté proche de la pédale, est formée sur le piston amplificateur, un relief de la tige de piston étant apte à prendre appui contre cette butée, dans la direction du relâchement des freins. Une telle forme de  
20 réalisation a pour effet que, lors de l'actionnement des freins, la tige de piston accomplit un trajet correspondant à la force à la pédale, puisque la butée axiale du piston amplificateur vient, lors de l'actionnement des freins, en butée contre le relief de la tige de piston et déplace celle-ci dans la direction correspondant  
25 à l'actionnement des freins. Il est en outre prévu que le relief de la tige de piston est élastiquement précontraint contre la butée axiale du piston amplificateur, ce qui a pour effet d'assurer que le passage de valve entre la chambre de l'amplificateur et l'alésage borgne est ouvert dans la condition de non-freinage.  
30 Comme piston de maître-cylindre, on peut utiliser un piston étagé dont l'étage à plus petit diamètre est muni d'un alésage borgne. Dans ce cas, l'étage de piston à plus petit diamètre et l'alésage du maître-cylindre forment une chambre annulaire reliée à un réservoir d'alimentation sans pression, chambre hors de laquelle un  
35 volume de fluide est refoulé dans la chambre de travail du maître-

cylindre lors d'un déplacement du piston amplificateur dans la direction correspondant à l'actionnement des freins. Il en résulte ainsi un effet de "préremplissage" grâce auquel la pression dans la chambre de travail du maître-cylindre s'établit pour un déplacement de la tige de piston relativement faible.

Concernant un actionnement de secours de l'amplificateur de force hydraulique dans le cas d'une défaillance de l'énergie auxiliaire hydraulique, il est avantageusement prévu que le piston du maître-cylindre peut prendre appui contre le piston amplificateur. Dans le cas d'un freinage dans de telles conditions, le piston du maître-cylindre peut donc être déplacé mécaniquement, par le piston amplificateur, dans la direction d'actionnement, de sorte que l'on est assuré que, même en cas de défaillance de l'énergie hydraulique auxiliaire, une pression hydraulique pourra être établie dans la chambre de travail du maître-cylindre, pression par laquelle un freinage minimal du véhicule est assuré. La présente invention prévoit en outre que le piston amplificateur possède une surface efficace plus grande que le piston du maître-cylindre. Une telle forme de réalisation permet de réduire la pression qu'il faut dans la chambre de l'amplificateur pour actionner les freins, ce qui contribue directement à la possibilité de réduire la capacité des moyens utilisés pour fournir l'énergie hydraulique auxiliaire, de sorte que l'on parvient à une solution qui, dans l'ensemble, est économiquement avantageuse.

Les différents objets et caractéristiques de l'invention seront maintenant détaillés dans la description qui va suivre, faite à titre d'exemple non limitatif, en se reportant à la figure unique du dessin annexé qui représente une vue en coupe longitudinale d'une forme de réalisation de l'invention.

Sur le dessin, la référence 1 désigne un carter dans lequel sont agencés un maître-cylindre 2 et un amplificateur hydraulique de force de freinage 3. Le maître-cylindre 2 dispose d'un alésage cylindrique 4 comportant une portion 5 à plus petit diamètre et une portion 6 à diamètre agrandi par rapport à la portion 5. Dans la portion 5 à plus petit diamètre de l'alésage 4 du maître-

cylindre est guidé un piston 7 de maître-cylindre, piston qui, avec le carter 1, forme une chambre de travail 8, laquelle est en communication hydraulique avec des freins de roues 10 et 11 par l'intermédiaire d'un raccord de carter 9 et de conduites de pression correspondantes, les freins 10 et 11 étant de préférence situés à l'essieu avant d'un véhicule automobile. Le piston 7 du maître-cylindre est précontraint, dans la direction correspondant au relâchement des freins, par un ressort de compression 12, et dispose d'une valve centrale 13 par laquelle, lors d'un déplacement correspondant du maître-cylindre 7 dans la direction d'actionnement des freins, une communication entre la chambre de travail 8 du maître-cylindre 2 et un réservoir d'alimentation sans pression 14 peut être interrompue.

Le piston 4 du maître-cylindre dépasse, par une portion 15 à plus petit diamètre, dans la portion 6 de l'alésage du maître-cylindre, et, avec le carter 1, enferme une chambre annulaire 16 qui, dans la position de non-freinage représentée, est en communication, via le canal 17 du carter, avec le réservoir d'alimentation sans pression 14.

L'extrémité du piston 7 du maître-cylindre qui, sur le dessin, est située à droite, est dotée d'un alésage borgne 18 dans lequel un prolongement 19 d'un piston amplificateur 20 est guidé avec étanchéité. Ce prolongement 19 est une partie constitutive du piston amplificateur 20 qui est guidée avec étanchéité dans la portion 6, portion à plus grand diamètre, de l'alésage 4 du maître-cylindre. Le piston amplificateur 20 dispose d'un alésage borgne 21 avec une ouverture qui est tournée vers la pédale et qui reçoit une tige de piston 22. La tige de piston 22 sort, en étant guidée avec étanchéité, du carter 1 et reçoit un piston central 23 qui est relié à une pédale de frein 24. Dans un évidement 25 de la tige de piston 22 prend appui un premier levier 26 dont l'extrémité éloignée de la tige de piston 22 prend appui sur un tiroir de commande 27 d'une valve de freinage 28 par laquelle est commandée une communication hydraulique entre une chambre d'amplificateur 29 et un accumulateur de pression 30, ou le réservoir

d'alimentation sans pression 14, selon le cas.

Sur le premier levier 26 est monté, par une liaison d'articulation 31, un deuxième levier 32 qui, par son extrémité supérieure, prend appui dans le carter 1, avec possibilité d'y pivoter, et qui, par son extrémité éloignée de ce point de pivotement, s'engage dans un évidement 33 du piston central 23. Ce piston central 23 est précontraint, par un ressort de compression 34, contre un collet annulaire 35 de la tige de piston 22. Pour sa part, cette tige de piston 22 prend appui, par un collet annulaire 36, sur le carter de l'amplificateur de force hydraulique.

Le piston amplificateur 20 est muni d'une butée 37 côté pédale, cette butée formant une enchâssure pour un collet annulaire 38 de la tige de piston 22, un ressort de compression 39 assurant que la butée annulaire 37 et le collet annulaire 38 sont en contact mutuel dans la position de non-freinage. Le ressort de compression 39 assure en outre, dans la position de non-freinage, que l'extrémité que la tige de piston 22 comporte à gauche sur le dessin est à une certaine distance radiale du fond de l'alésage borgne 21 dans le piston amplificateur 20. En outre, dans la tige de piston 22, il est prévu un alésage 40 dont l'extrémité non-tournée vers la pédale de frein 24 est munie d'une butée axiale 41 contre laquelle une bille de valve, 44, est amenée en contact par un corps presseur 42 et un ressort de compression 43. Le prolongement 19 du piston amplificateur 20 est muni d'un canal axial 45 qui débouche dans le fond de l'alésage borgne 21 du piston amplificateur 20 et qui se trouve en face de la bille de valve 44. Une communication hydraulique existe normalement entre la chambre 29 de l'amplificateur et l'alésage borgne 18 dans le piston 7 du maître-cylindre. Entre la chambre recevant le ressort de compression 39, délimitée par la tige de piston 22 et par le piston amplificateur 20, il y a, par un canal de fluide 46, une communication allant à la chambre 29 de l'amplificateur sur laquelle est en outre prévu un raccord de carter 47 auquel sont raccordés, par des conduites de pression correspondantes, des freins de roues 48 et 49 qui se trouvent de préférence à l'essieu arrière du véhicule.

Le fonctionnement du système de freinage décrit est expliqué de manière plus détaillée dans ce qui suit. Dans la position de non-freinage représentée sur le dessin, la chambre 29 de l'amplificateur hydraulique 3 communique, via la valve de freinage 28, avec le réservoir d'alimentation sans pression 14. Si une force d'actionnement est exercée sur la pédale de frein 24, le piston central 23 accomplit alors un mouvement relatif par rapport à la tige de piston 22, le ressort de compression 34 étant alors contraint et le deuxième levier basculant dans le sens horaire, autour de son point de pivotement solidaire du carter. Un tel mouvement de pivotement du deuxième levier conduit à ce que le tiroir de commande 27 de la valve de freinage 28 est déplacé vers la gauche en considérant le dessin, ce qui a d'abord pour effet que la communication entre la chambre 29 de l'amplificateur hydraulique et le réservoir d'alimentation sans pression est fermée. Enfin, le tiroir de commande de la valve de freinage 28 parvient à une position axiale dans laquelle une communication hydraulique est établie entre l'accumulateur de pression 30 et la chambre 29 de l'amplificateur. La pression qui règne alors dans la chambre 29 de l'amplificateur parvient, principalement par le canal de fluide 46 et le canal axial 45 dans le prolongement 17, à l'alésage borgne 18, ce qui a pour effet que le piston 7 du maître-cylindre est finalement déplacé, contre la force du ressort de compression 12, dans la direction d'actionnement, la chambre de travail 8 diminuant de volume, de sorte qu'un certain volume de fluide est refoulé vers les freins de roues 10 et 11, ce volume correspondant au volume d'absorption des freins de roues 10 et 11. La force exercée, au cours de cette phase, sur le piston 7 du maître-cylindre résulte de la pression hydraulique dans la chambre 29 de l'amplificateur et du diamètre efficace du prolongement 19. Dès que le piston 7 du maître-cylindre exécute un mouvement axial dans la direction d'actionnement, le canal 17 du carter est fermé par un joint d'étanchéité souple 50 solidaire du carter, de sorte qu'une communication hydraulique entre la chambre annulaire 16 et le réservoir d'alimentation sans pression est

interrompue. Le mouvement axial du piston 7 du maître-cylindre est alors déjà si important que la valve centrale 13 est fermée avec étanchéité à la pression.

Si la force à la pédale 24 augmente, la tige de piston 22 est déplacée vers la gauche en considérant le dessin, de sorte que la bille de valve 44 vient finalement au contact de l'embouchure du canal axial 45, si bien qu'une communication hydraulique entre la chambre 29 de l'amplificateur hydraulique et l'alésage borgne 18 dans le piston 7 du maître-cylindre est interrompue. Alors, c'est désormais la surface totale du piston amplificateur 20 qui est efficace de sorte qu'une force accrue de manière correspondante est exercée sur le piston 7 du maître-cylindre. La pression régnant dans la chambre 29 de l'amplificateur parvient en outre directement aux freins de roues 48 et 49, de sorte que tous les organes d'actionnement des freins du véhicule sont mis sous pression. En cas d'absence de la force d'actionnement agissant sur la pédale de frein 24, les processus décrits s'inversent, jusqu'à ce que les parties mobiles du système de freinage atteignent de nouveau la position à laquelle elles sont représentées.

En cas de défaillance de l'accumulateur de pression 30, le système de freinage décrit peut, sans problème, être mis sous pression par voie mécanique, une pression de freinage ne pouvant bien entendu être produite que dans les freins de roues 10 et 11. Dans le cas d'un tel actionnement des freins, lorsqu'une force d'actionnement est exercée sur la pédale de frein, le piston central 23 est déplacé dans la direction d'actionnement, contre la force du ressort de compression 34, jusqu'à ce qu'un contact mécanique soit établi entre ce piston central et la tige de piston. Cette tige de piston 22 est alors sollicitée par une force de façon telle que son extrémité située à gauche sur le dessin vienne au contact du fond de l'alésage borgne 21. En cas d'accroissement de la force d'actionnement exercée sur la pédale de frein 24, le piston 7 du maître-cylindre va donc, après fermeture de la valve centrale 13 et du canal 17 du carter, être déplacé dans la direction d'actionnement, la chambre de travail 8 diminuant de volume, de sorte qu'une pres-

sion proportionnelle à la force d'actionnement va agir dans les freins de roues 10 et 11.

Il est bien évident que les descriptions qui précèdent ont été données qu'à titre d'exemple non limitatif et que de  
5 nombreuses variantes peuvent être envisagées sans sortir pour autant du cadre de l'invention.

10

15

20

25

30

35

## REVENDEICATIONS

1. Amplificateur hydraulique de force de freinage, notamment pour actionner un maître-cylindre dans une installation de freinage d'un véhicule automobile, comportant un piston amplificateur et une valve de freinage agencée sensiblement parallèlement à ce piston amplificateur et par laquelle l'entrée de fluide dans une chambre de l'amplificateur peut être commandée en fonction d'une force d'actionnement, ladite chambre de l'amplificateur étant fermée par le piston amplificateur et par une tige de piston actionnable par une pédale, caractérisé en ce que le piston amplificateur (20) pénètre, par un prolongement (19) situé sur son côté éloigné de la pédale, dans un alésage borgne (18) d'un piston (7) du maître-cylindre, et en ce qu'une communication hydraulique entre l'alésage borgne (18) et la chambre (29) de l'amplificateur peut être fermée par un système de valve (44, 45) actionnable par la pédale.

2. Amplificateur de force de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le prolongement situé du côté éloigné de la pédale possède un plus petit diamètre que le piston amplificateur (20).

3. Amplificateur de force de freinage, selon la revendication 1, caractérisé en ce que le prolongement (19) est muni d'un canal axial (45) dont l'embouchure, proche de la pédale située dans le piston amplificateur (20), constitue un siège de valve qui, avec un organe obturateur (44) monté sur la tige de piston (22), constitue un passage de valve.

4. Amplificateur de force de freinage selon la revendication 3, caractérisé en ce que c'est une bille (44) chargée par ressort, agencée dans un alésage borgne (40) de la tige de piston (22), qui est utilisée comme organe obturateur.

5. Amplificateur de force de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'une butée axiale (37), située du côté proche de la pédale, est formée sur le piston amplificateur, un relief (38) de la tige de piston (22) étant apte à prendre appui contre cette butée (37),

dans la direction du relâchement des freins.

6. Amplificateur de force de freinage selon la revendication 5, caractérisé en ce que le relief (38) de la tige de piston (22) est élastiquement précontraint contre la butée axiale (37) du piston amplificateur (20).

7. Amplificateur de force de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le piston (7) du maître-cylindre utilisé est un piston étagé dont l'étage à plus petit diamètre comporte l'alésage borgne (18).

8. Amplificateur de force de freinage selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'une chambre annulaire (16) reliée à un réservoir d'alimentation sans pression (14) est formée par l'étage à plus petit diamètre et par l'alésage (4) du maître-cylindre.

9. Amplificateur de force de freinage selon les revendications 7 et 8, caractérisé en ce que le piston (7) du maître-cylindre peut prendre appui sur le piston amplificateur.

10. Amplificateur de force de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que le piston amplificateur (20) possède une surface efficace plus grande que le piston (7) du maître-cylindre.

25

30

35

