

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

(11) N° de publication :
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

2 571 326

(21) N° d'enregistrement national :

85 07549

(51) Int Cl^{*} : B 60 T 8/26.

(12)

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

(22) Date de dépôt : 20 mai 1985.

(30) Priorité : DE, 24 mai 1984, n° P3419311.1.

(43) Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 15 du 11 avril 1986.

(60) Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés :

(71) Demandeur(s) : Société dite : Alfred TEVES GmbH. —
DE.

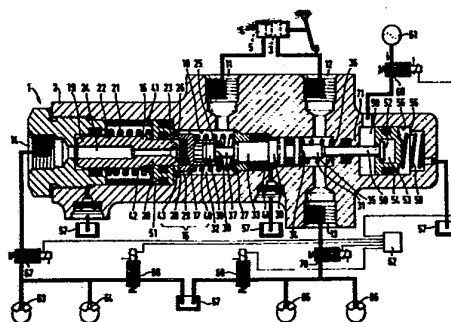
(72) Inventeur(s) : Bernd Schuett et Martin Kronenberg.

(73) Titulaire(s) :

(74) Mandataire(s) : Philippe Kohn, ITT Data Systems France
SA.

(54) Système hydraulique de freinage pour véhicules automobiles.

(57) Système hydraulique de freinage, destiné en particulier à des véhicules automobiles, comprenant un maître-cylindre renfermant au moins deux chambres de travail, et comprenant au moins deux circuits de freinage, un premier circuit de freinage étant en communication hydraulique constante avec une première chambre de travail du maître-cylindre tandis qu'une unité de régulation de pression est prévue sur un second circuit de freinage relié à la seconde chambre de travail, ladite unité permettant d'influer de manière prédéterminée sur la pression du second circuit de freinage, caractérisé en ce que l'unité de régulation de pression 1 est conçue pour être commutée par une unité électronique de surveillance du glissement 62 de manière que la commande de la pression de freinage dans le second circuit de freinage ne s'effectue qu'en cas de défaillance de l'installation de régulation du glissement de freinage.



FR 2 571 326 - A1

La présente invention concerne un système hydraulique de freinage, destiné en particulier à des véhicules automobiles, comprenant un maître-cylindre renfermant au moins deux chambres de travail, et comprenant au moins deux circuits de freinage, un premier circuit de freinage étant en communication hydraulique constante avec une première chambre de travail du maître-cylindre tandis qu'une unité de régulation de pression est prévue sur un second circuit de freinage relié à la seconde chambre de travail, ladite unité permettant d'influer de manière prédéterminée sur la pression du second circuit de freinage.

La demande de brevet allemand 29 26 499 décrit une unité de régulation de la pression de freinage destinée à des systèmes de freinage pour véhicules automobiles, grâce à laquelle un premier circuit de freinage, de préférence celui affecté aux freins des roues avant, est en communication hydraulique permanente avec une chambre de travail d'un maître-cylindre en tandem. Un second circuit de freinage est affecté aux freins de roue de l'essieu arrière du véhicule automobile et est relié à une seconde chambre de travail du maître-cylindre en tandem. Comme le montre en détail ladite demande de brevet allemand 29 26 499, la pression hydraulique du circuit de freinage affecté aux freins des roues arrière est influencée de manière prédéterminée. Au-delà d'une pression prédéfinie dans les freins des roues avant, la pression appliquée aux freins des roues arrière est réduite de sorte que la pression régnant dans les freins des roues arrière augmente moins vite que la pression de freinage dans les roues avant lorsque le frein est serré. Les unités de régulation de la pression de freinage de ce type sont notamment destinées à éviter un freinage excessif des roues arrière qui se traduit, en général, par une conduite instable.

En outre, pour assurer une conduite stable, il est connu d'utiliser des systèmes dits "antiblocage" dans lesquels du liquide de pression est prélevé sur les freins de roue et refoulé vers un réservoir d'alimentation sans pression lors de l'apparition de valeurs de glissement critiques. Ces systèmes de freinage permettent également d'éviter dans toute la mesure du possible un freinage ex-

cessif des roues de l'essieu arrière d'un véhicule automobile.

Les systèmes hydrauliques de freinage où sont prévues à la fois une valve de régulation de la pression de freinage et une régulation de la pression de freinage s'effectuant par un prélèvement de
5 liquide de pression sur les freins de roue présentent souvent un inconvénient dans la pratique, à savoir que, pendant la régulation du glissement de freinage, la variation de la pression de freinage dans les freins de roue subit une influence défavorable de la part de l'unité de commande de la pression de freinage. Les raisons de ce
10 phénomène tiennent en premier lieu au fait que les électrovannes affectées aux freins de roue présentent une fréquence de commutation relativement élevée que l'unité de régulation de la pression de freinage n'est pas capable de suivre en raison notamment des forces d'inertie. Lors du fonctionnement de l'installation de régulation du
15 glissement de freinage, il peut donc se produire une variation indésirable de la pression de freinage dans les freins de roue. D'autre part, il faut également considérer qu'en raison de l'installation de régulation du glissement de freinage, la pression de freinage dans les roues de l'essieu arrière est également réglée de manière à
20 éviter avec certitude tout phénomène de freinage excessif.

L'un des buts de la présente invention est donc de fournir un système hydraulique de freinage tel qu'indiqué précédemment, permettant d'éviter que la courbe caractéristique de pression de freinage ne soit influencée par l'unité de régulation de la pression de
25 freinage lors de la régulation du glissement de freinage.

Conformément à la présente invention, ce but est atteint en ce que l'unité de régulation de pression est conçue pour être commutée par une unité électronique de surveillance du glissement de manière que la commande de la pression de freinage dans le second circuit de freinage ne s'effectue qu'en cas de défaillance de l'installation de régulation du glissement de freinage. Pendant le
30 fonctionnement normal des freins et lorsque l'installation de régulation du glissement de freinage est intacte, l'unité de régulation de pression est donc fonctionnellement désexcitée de sorte qu'une libre
35 communication hydraulique est également établie entre le maître-cy-

lindre et les freins de roue de l'essieu arrière. Tant que l'installation de régulation du glissement de freinage est intacte, le freinage excessif des freins de roue affectés à l'essieu arrière du véhicule automobile n'est évité que par une modulation de pression dans
5 les freins de roue correspondants, lesdits freins de roue étant associés selon une manière connue en soi avec des électrovannes qui sont commandées par une unité électronique de surveillance du glissement et à travers lesquelles du liquide de pression peut être prélevé sur
10 l'installation de régulation du glissement de freinage, l'unité de régulation de pression est mise en circuit de sorte que, au-delà d'une pression de commutation prédéterminée, la pression de freinage dans les freins de roue de l'essieu arrière augmente moins fortement que la pression de freinage dans les freins de roue de l'essieu
15 avant. On évite ainsi que manière simple et avantageuse que l'unité de régulation de pression n'influe défavorablement sur la variation de la pression de freinage dans freins de roue lors du fonctionnement de l'installation de régulation du glissement de freinage.

Dans un perfectionnement avantageux de la présente invention, il est prévu que l'unité de régulation de pression est conçue
20 pour être mise hors circuit par la pression d'une source de pression auxiliaire. En l'occurrence, un mode de réalisation avantageux est obtenu si un passage de l'unité de régulation de pression communique avec un piston coulissant dans un alésage axial, une première face
25 d'extrémité dudit piston étant conçue pour être soumise à la pression de la source de pression auxiliaire dans le sens d'ouverture du passage de l'unité de régulation de pression tandis qu'un ressort de compression agissant à l'encontre de la force de pression est en
30 butée contre une seconde face d'extrémité. Dans cet agencement, le piston peut coulisser avantageusement sur une distance prédéterminée par rapport à un poussoir commandant l'ouverture du passage de valve. Grâce à une telle mesure, on évite avantageusement que l'unité de régulation de pression ne commence à fonctionner complètement ou partiellement si la source de pression auxiliaire est fortement sollicitée pendant une opération de régulation du glissement de freinage
35

et si la pression de la source de pression auxiliaire baisse en conséquence.

Dans un perfectionnement avantageux de la présente invention, une valve de commande directionnelle à trois voies/deux positions normalement ouverte est mise en place entre la source de pression auxiliaire et la surface extrême du piston soumise à la pression, ladite valve pouvant être commutée en position fermée par l'unité électronique de surveillance du glissement. Tant que l'installation de régulation du glissement de freinage est en ordre de marche, la valve de commande directionnelle à trois voies/deux positions adopte une position dans laquelle la source de pression auxiliaire est reliée à la surface du piston soumise à la pression. Dès que l'unité électronique de surveillance détecte une perturbation à l'intérieur de l'installation de régulation du glissement de freinage, la valve de commande directionnelle à trois voies/deux positions est commutée de sorte que la liaison hydraulique entre la source de pression auxiliaire et la surface du piston soumise à la pression est fermée. En l'occurrence, il est avantageusement prévu que la valve de commande directionnelle à trois voies/deux positions soit commandée électromagnétiquement. Ladite valve de commande directionnelle à trois voies/deux positions est de préférence intégrée dans le boîtier de l'unité de régulation de pression ce qui permet d'obtenir une unité de construction relativement compacte.

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 annexée qui en représente une vue en coupe.

Sur la figure, le chiffre de référence 1 désigne une unité de régulation de la pression dont les pièces mobiles sont logées dans un boîtier 2. Ledit boîtier 2 comporte des orifices de connexion 11 à 14. L'orifice 13 est relié aux cylindres de frein de l'essieu avant tandis que l'orifice 14 est en communication avec les cylindres de frein de l'essieu arrière. Une première chambre de pression 3 d'un maître-cylindre en tandem 4 est en communication avec l'orifice 12 et une seconde chambre de pression 5 communique avec l'orifice 11. Entre

l'orifice 11 du maître-cylindre et l'orifice 14 de l'essieu arrière qui lui est affecté, il est prévu une unité de régulation de pression 15 dont l'élément de fermeture est conçu sous la forme d'un piston étagé de régulation ou de commande 16 et dont le siège 17 est un
5 élément composé d'une ou de plusieurs pièces. Tous les détails sont indiqués sur la figure. En conséquence, les deux pièces 16 et 17 sont des éléments à symétrie de révolution disposés coaxialement l'un par rapport à l'autre et par rapport à l'alésage étagé 18 qui les reçoit. Ledit alésage 18 ou compartiment est subdivisé de manière connue en
10 chambres pour recevoir les différentes pièces, ladite subdivision étant effectuée au moyen de joints, butées, bouchons filetés, circlips et parties alésées de divers diamètres.

La partie gauche 19 du piston 16, affectée à la sortie de l'essieu arrière 14 présente un diamètre supérieur à celui de la
15 partie droite 20. Elle est traversée coaxialement par un canal 24. La figure représente ce piston 16 dans sa position gauche extrême vers laquelle il est poussé par un ressort hélicoïdal 21. A droite, le ressort 21 prend appui sur une pièce en forme de rondelle annulaire ou de manchon considérée comme faisant partie du boîtier et, à gau-
20 che, il prend appui sur un circlip 22 monté sur le piston 16 et servant d'appui au ressort. Par sa face gauche, le circlip 22 vient en butée contre la paroi extrême gauche du compartiment recevant le ressort 21. L'extrémité droite 23 du piston 16, dont le diamètre est inférieur à celui de la partie gauche 19 du piston, est conçue sous
25 la forme d'une arête d'étanchéité autour de l'orifice du canal axial 24. Cette arête d'étanchéité frontale est située en vis-à-vis de l'élément de siège de valve 17 monté mobile dans le boîtier 2 et coopère avec ledit siège de valve - en fonction de sa position - pour étrangler ou fermer le canal. A sa périphérie extérieure, ledit élé-
30 ment de siège de valve 17 est guidé axialement sur la paroi de la chambre ou de l'alésage, sans toutefois assurer une étanchéité. Pour garantir l'écoulement du liquide, des rainures 29 sont pratiquées dans la surface extérieure cylindrique de l'élément de siège de valve et s'étendent dans le sens des génératrices périphériques de cet
35 élément. En outre, l'élément 17 comporte, à sa surface extrême tour-

née vers le piston 16, des saillies radiales 43 s'étendant sur un rayon placé à l'extérieur du rayon de la partie droite 20 du piston et comporte, entre lesdites saillies, des joues permettant à l'élé-
ment de venir en butée avec ces saillies 43 contre une surface ra-
5 diale de butée 26 du manchon 51 sans pour autant nuire au bon écou-
lement du liquide. L'élément de siège de valve est poussé vers cette
position de butée par un ressort de valve en forme de ressort héli-
coïdal 25 qui, sur son côté droit, prend appui sur une surface radia-
le de butée 27. La partie intérieure 28 de la surface extrême de
10 l'élément mobile 17 forme le siège destiné à l'arête d'étanchéité de
l'extrémité 23 du piston.

Le même alésage qui intercepte le canal s'étendant entre les
deux orifices 12 et 13 reçoit, coaxialement aux éléments décrits
ci-dessus, un autre piston étagé 30 tenant lieu de capteur de pres-
15 sion, un ressort 31 agissant en permanence sur ledit piston pour le
pousser vers la gauche. La chambre 32 recevant l'élément de siège de
valve 17 est en communication permanente avec le maître-cylindre ou
cylindre d'actionnement 4 ; en face de cette chambre est placée la
surface de plus faible section transversale du piston étagé 30 dont
20 la surface correspond au diamètre de la partie gauche 33 du piston
30. La surface extrême 34 du piston 30 orientée dans la direction
opposée est supérieure à sa surface extrême sollicitée hors de la
chambre 32. Par conséquent, la force due à la pression régnant dans
la chambre 32 est contrariée par le ressort 31, mais aussi par la
25 force due à la pression régnant dans le canal 12, 13 du fait de la
surface extrême plus importante 34. Le déplacement du piston vers la
droite est limité par un tourillon coaxial 35 dirigé vers la droite.
La limitation vers la gauche est déterminée par la coopération entre
un étage du piston et un anneau correspondant 44 car, lorsque l'an-
30 neau 44 est atteint, la surface du piston 30 qui est effectivement
soumise à la pression et qui est tournée vers la chambre 32 est aug-
mentée de la surface de cet anneau 44.

Les composants 30, 17 et 16 sont donc mobiles dans le sens
axial. Il est prévu un mécanisme d'entraînement ou un embrayage en-
35 tre les composants 17 et 30. La surface extrême de la partie 33 du

piston 30 se prolonge axialement par un col 37 qui se termine par une tête 38 de diamètre supérieur. La transition du col 37 à la tête 38 est réalisée sous la forme d'un étage 39 qui est enserré par derrière par des étages d'accouplement correspondants prévus à l'extrémité de
5 doigts 40 dirigés vers la droite dans le sens axial, lesdits doigts formant une couronne sur un rayon de la face arrière dudit élément et débordant de ce dernier. Pour l'assemblage, la tête 38 qui comporte un chanfrein correspondant sur sa surface extrême gauche peut être enfoncée facilement dans l'espace existant entre les doigts 40 et y
10 être maintenue. Le jeu, dans le sens axial, de cette tête à l'intérieur de la cage formée par les doigts 40 est défini par la différence entre la longueur axiale entre les étages internes des doigts et la surface extrême droite de l'élément 17 et la longueur du prolongement axial de la tête 38 entre son étage 39 et sa surface frontale
15 avant qui vient en butée au centre de l'élément 17.

Le mode de fonctionnement de l'unité de régulation de la pression 1 est le suivant :

Dans la position de repos représentée, les espaces creux du boîtier, c'est-à-dire la chambre et les entrées, sont remplis de liquide de pression, mais ne sont pas soumis à une pression. En tout
20 état de cause, les seules forces effectives sont celles des ressorts, comme indiqué sur la figure, et les trois composants mobiles 16, 17 et 30 trouvent en appui sur leurs butées respectives vers la gauche. Dans cet agencement, les dimensions sont choisies pour que l'arête d'étanchéité en
25 23 ne repose pas sur sa surface de siège de valve 28 de sorte qu'il existe un passage libre entre les orifices 11 et 14. Dans cette situation, l'élément de siège de valve 17 et le piston étagé 30 ne sont pas non plus enclenchés axialement ; cette situation ne change pas tant que le produit de la pression regnant dans le canal 12, 13 par
30 la section transversale de la surface 34 plus la force exercée par le ressort 31 est supérieur au produit de la pression à l'orifice 11 par la surface transversale de la partie 33 du piston. Par conséquent, si une pression est appliquée aux entrées 11 et 12 par le maître-cylindre ou le cylindre d'actionnement 4 pour obtenir un serrage des
35 freins, la condition indiquée précédemment est remplie et la position

du piston n'est pas modifiée.

Le liquide de pression provenant de l'entrée 11 peut se propager pratiquement sans obstacle, passer devant l'élément 17 jusqu'à sa surface extrême gauche 28, de là, pénétrer dans l'alésage axial 24 du piston 16 et donc traverser la sortie 14 en direction des cylindres de frein de l'essieu arrière. La pression qui s'établit à la sortie 14 exerce une force de pression résultante croissante sur le piston étagé 16 en raison du rapport des surfaces transversales des parties 19 et 20 du piston qui se déplace alors vers la droite à l'encontre de la force du ressort 21 et ferme le passage de liquide de pression 24 (canal axial) en raison de l'application de l'arête d'étanchéité en 23 sur la surface de siège de valve 28. Etant donné que la pression côté entrée continue d'augmenter, il se produit côté sortie une élévation de pression qui est réduite dans le rapport des surfaces du piston étagé 16 (piston de commande).

Un tel agencement permet d'obtenir au départ une répartition égale de la pression de freinage sur les deux essieux, cette répartition se modifiant toutefois à partir d'un certain point lorsque la pression de freinage de l'essieu arrière augmente moins que celle de l'essieu avant.

Lorsque la pression du circuit de l'essieu avant disparaît en raison, par exemple, d'une rupture de conduite de frein alors qu'une pression d'actionnement est maintenue, le canal 12, 13 perd sa pression et la pression provenant du cylindre d'actionnement et régnant dans la chambre 32, 11 déplace le piston 30 vers la droite à l'encontre de la force du ressort 31. Le même phénomène se produit également si le circuit de freinage de l'essieu avant ne perd pas sa pression, mais s'il existe simplement une différence de pression. Dans chacun de ces cas, l'élément de siège de valve 17 est emmené vers la droite par le mécanisme d'entraînement et de traction 38, 17 et la surface du siège de valve 28 est éloignée de l'arête d'étanchéité 23. La course de déplacement du piston étagé 16 qui est définie par la distance axiale entre l'étage 42 du piston 20 et la surface de butée correspondante 41 est inférieure à l'espace subsistant entre le fond 36 et l'extrémité de butée droite (sur le tourillon 35) du pis-

ton 30. Si l'on suppose que la tête 38 et les crochets extrêmes des doigts 40 sont déjà enclenchés, le piston 30 entraîne l'élément de siège de valve 17 selon la distance existant entre 36 et 35 et, ce faisant, décolle dans tous les cas la surface du siège de valve 28 de l'arête d'étanchéité 23 car le piston 16 ne peut pas aller aussi loin. En l'occurrence, tout phénomène d'étranglement entre les orifices 11 et 14 est directement éliminé de sorte que la totalité de la pression d'actionnement parvient immédiatement aux cylindres de frein de l'essieu arrière.

10 C'est-à-dire que l'unité de régulation de la pression décrite se caractérise fonctionnellement en ce que, lorsqu'elle est intacte, la totalité de la pression d'actionnement non étranglée est envoyée dans les deux circuits de freinage au début du freinage, et en ce que la fourniture de pression à l'un des circuits de freinage, c'est-à-dire, en l'occurrence, au circuit de freinage de l'essieu arrière, n'est étranglée ou réduite que légèrement plus tard. A tout moment du processus et pour quelque raison que ce soit, toute rupture dans l'autre circuit de freinage 12, 13 ou perte totale de pression quelconque et même un abaissement de la pression se traduisent par une
15 ouverture complète et immédiate de la conduite de liquide de pression du premier circuit de freinage (par exemple, le circuit de freinage de l'essieu arrière).

Quand les circuits de freinage sont intacts et qu'un processus de freinage se termine, ce qui s'effectue par réduction de la pression d'actionnement, le ressort de valve 25 détermine pour l'essentiel la différence entre les pressions en 14 et 11 qui est nécessaire pour ouvrir le circuit de freinage 14, 24, car ces pressions agissent à l'encontre l'une de l'autre pratiquement par l'intermédiaire de la même surface, à savoir celle entourée par l'arête d'étanchéité en 23 et 28. La différence de pression désirée est obtenue grâce au dimensionnement du ressort 25. Si le circuit de freinage des roues avant 12, 13 n'est pas équipé d'une unité de régulation identique, les deux circuits de freinage seront également asymétriques d'un point de vue hydraulique. Depuis le début du freinage jusqu'à
25 l'obtention d'une pression prédéterminée, l'augmentation de la pres-

sion dans les deux circuits de freinage est semblable mais, si l'augmentation se poursuit, la pression s'élève moins fortement dans le circuit de l'essieu arrière que dans celui de l'essieu avant. Lors du processus de relâchement des freins, la pression dans le circuit de freinage de l'essieu arrière suit avec un certain retard la pression dans le circuit de freinage de l'essieu avant.

En outre, on peut voir sur les figures que sur le tourillon 35 est prévu un poussoir 50 qui s'engage de manière étanche dans une paroi de boîtier 71 et qui comporte une tête élargie 52 à son extrémité droite lorsqu'on regarde la figure. Ladite tête élargie 52 du poussoir 50 est disposée dans un alésage borgne 53 d'un piston 54, ledit piston 54 étant guidé dans un alésage de boîtier 55 qui s'étend sensiblement coaxialement par rapport aux autres éléments cou-lissants. La surface extrême droite du piston 54, lorsqu'on regarde la figure, délimite une chambre de boîtier 56 qui est en communication permanente avec un réservoir d'alimentation sans pression 57 et qui reçoit un ressort de compression 58, ledit ressort de compression 58 reposant d'une part sur la surface limite de la chambre de boîtier 56, c'est-à-dire à la droite de la figure, et d'autre part sur le piston 54. En revanche, la surface extrême gauche du piston 54, lorsqu'on regarde le dessin, délimite une chambre 59 qui est reliée à une source de pression auxiliaire 61 par des canaux du boîtier et au travers d'une valve de commande directionnelle 60 à trois voies/deux positions et à commande électromagnétique. La valve de commande directionnelle 60 à trois voies/deux positions et à commande électromagnétique adopte normalement une position dans laquelle il existe une communication entre la source de pression auxiliaire 61 et la chambre de boîtier 59 et dans laquelle le piston adopte une position extrême, vers la droite lorsqu'on regarde le dessin, en fonction de la force du ressort de compression 58.

La valve de commande directionnelle 60 à trois voies/deux positions et à commande électromagnétique est commutable au moyen d'une unité électronique de surveillance du glissement 62 et l'actionnement de la bobine excitatrice de la valve de commande directionnelle 60 à trois voies/deux positions ne s'effectue que lorsque

l'unité électronique de surveillance du glissement 62 décèle un défaut dans l'installation de contrôle du glissement de freinage.

Une telle mise sous pression du piston 54 entraîne l'ouverture permanente du passage de valve de l'unité de régulation de la pression 1 de sorte que ladite unité de régulation de la pression 1 est fonctionnellement mise hors circuit tant que l'installation de contrôle de glissement fonctionne correctement. Tant que ladite installation ne connaît pas de défaillance, la modulation de la pression de freinage dans les freins de roue 63, 64 de l'essieu arrière et dans les freins de roue 65, 66 de l'essieu avant est assurée par des électrovannes 67, 68, 69, 70 qui sont commandées par l'unité électronique de surveillance du glissement 62. Les électrovannes 67, 70 sont ouvertes à l'état désexcité tandis que les électrovannes 68, 69 adoptent une position fermée à l'état désexcité.

Il résulte des explications précédentes que, lorsque l'installation de contrôle du glissement fonctionne correctement, l'unité de régulation 1 est influencée au moyen du piston 54 de manière à établir en permanence un libre passage hydraulique entre les chambres de travail 3, 5 du maître-cylindre en tandem 4 et les électrovannes 67, 70 ou, selon le cas, les freins de roue 63, 64, 65, 66. Dès que l'unité électronique de surveillance 62 détecte une défaillance quelconque à l'intérieur de l'installation de contrôle de glissement, la valve de commande directionnelle 60 à trois voies/deux positions est actionnée de sorte que ladite valve de commande directionnelle 60 à trois voies/deux positions adopte une position fermée. En raison de la force du ressort de compression 58 et des pression pouvant s'établir à l'intérieur de l'unité de régulation 1, le piston 54 se déplace vers la gauche, lorsqu'on regarde la figure, et permet ainsi à l'unité de régulation de fonctionner de la manière décrite précédemment.

Selon un perfectionnement de l'invention, la bobine excitatrice de la valve de commande 60 est fonctionnellement reliée en parallèle à un dispositif d'alarme indiquant une défaillance de l'installation de contrôle du glissement de freinage.

REVENDEICATIONS

1. Système hydraulique de freinage, destiné en particulier à des véhicules automobiles, comprenant un maître-cylindre renfermant au moins deux chambres de travail, et comprenant au moins deux circuits de freinage, un premier circuit de freinage étant en communication hydraulique constante avec une première chambre de travail du maître-cylindre tandis qu'une unité de régulation de pression est prévue sur un second circuit de freinage relié à la seconde chambre de travail, ladite unité permettant d'influer de manière prédéterminée sur la pression du second circuit de freinage, caractérisé en ce que l'unité de régulation de pression (1) est conçue pour être commutée par une unité électronique de surveillance du glissement (62) de manière que la commande de la pression de freinage dans le second circuit de freinage ne s'effectue qu'en cas de défaillance de l'installation de régulation du glissement de freinage.

2. Système hydraulique de freinage conforme à la revendication 1, caractérisé en ce que l'unité de régulation de pression (1) est conçue pour être mise hors circuit par la pression d'une source de pression auxiliaire (61).

3. Système hydraulique de freinage conforme aux revendications 1 et 2, caractérisé en ce qu'un passage de l'unité de régulation de pression (1) est relié fonctionnellement à un piston (54) coulissant dans un alésage axial (55), une première surface extrême dudit piston (54) étant conçue pour être soumise à la pression de la source de pression auxiliaire (61) dans le sens d'ouverture du passage de l'unité de régulation de pression (1) tandis qu'un ressort de compression (58) vient en butée contre une seconde surface extrême et agit à l'encontre de la force de pression.

4. Système hydraulique de freinage conforme à la revendication 1, caractérisé en ce que le piston (54) peut coulisser sur une distance prédéterminée par rapport à un poussoir (35) qui commande l'ouverture du passage de valve de l'unité de régulation de pression.

5. Système hydraulique de freinage conforme à l'une quelcon-

que des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'une valve de commande directionnelle (60) à trois voies/deux positions normalement ouverte est prévue entre la source de pression auxiliaire (61) et la surface extrême du piston (54) soumise à la pression, ladite valve
5 pouvant être commutée en position fermée par l'unité électronique de surveillance du glissement (62).

6. Système hydraulique de freinage conforme à la revendication 5, caractérisé en ce que la valve de commande directionnelle (60) à trois voies/deux positions est commandée électromagnétique-
10 ment.

7. Système hydraulique de freinage conforme à l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la bobine excitatrice de la valve de commande directionnelle (60) à trois voies/deux positions est fonctionnellement reliée en parallèle à un
15 dispositif d'alarme indiquant une défaillance de l'installation de régulation du glissement de freinage.

8. Système hydraulique de freinage conforme à l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la valve de commande directionnelle (60) à trois voies/deux positions est intégrée dans le boîtier de l'unité de régulation de pression (1).
20

