

①9 RÉPUBLIQUE FRANÇAISE  
INSTITUT NATIONAL  
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE  
PARIS

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

**2 550 149**

②1 N° d'enregistrement national :

**84 12072**

⑤1 Int Cl<sup>4</sup> : B 60 T 13/14, 8/32, 11/16.

⑫

## DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②2 Date de dépôt : 30 juillet 1984.

③0 Priorité : DE, 4 août 1983, n° P 33 28 104.1.

④3 Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 6 du 8 février 1985.

⑥0 Références à d'autres documents nationaux apparentés :

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

⑦2 Inventeur(s) : Juan Belart.

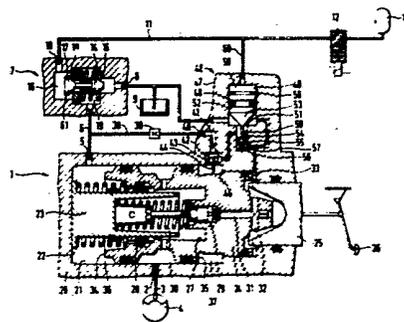
⑦3 Titulaire(s) :

⑦4 Mandataire(s) : Jean Pothet, ITT Data Systemes France SA.

⑤4 Générateur de pression de freinage pour système de freinage de véhicule.

⑤7 Ce générateur comprend un piston 23 guidé dans un manchon de positionnement 24 lequel peut être couplé avec le piston 23 dans la direction d'actionnement et soumis à une pression dans la direction opposée, une chambre à volume variable formée dans le manchon de positionnement 24 étant couplée à un frein de roue 4.

Un conduit à étranglement 38, 39 réunit la chambre 36 située en avant de l'extrémité 34 du manchon 24 opposée à la pédale avec une chambre 37 délimitée par une surface du manchon 24 tournée vers la pédale, surface plus petite que celle de l'extrémité 34. Dans ce conduit est disposée une valve d'arrêt 41 commutée en fonction de la course d'actionnement.



FR 2 550 149 - A1

D

La présente invention concerne un générateur de pression de freinage pour système de freinage hydraulique de véhicule avec contrôle de glissement, dans lequel un piston pouvant de préférence être mis sous pression à l'aide d'une pression auxiliaire est guidé par  
05 glissement dans une douille de positionnement, la douille de positionnement est conçue pour être couplée avec le piston dans la direction d'actionnement et pour être mise sous pression dans le sens opposé à la direction d'actionnement, le piston est conçu en deux pièces de telle sorte que les pièces du piston forment dans  
10 la douille de positionnement une chambre à volume variable associée avec au moins un des freins de roue, et où la surface annulaire de la douille de positionnement qui peut être mise sous pression dans le sens opposé à la direction d'actionnement est reliée à sa surface annulaire côté pédale par un canal à étranglement et où  
15 la surface active côté pédale est plus petite que la surface active opposée à la pédale, suivant la demande de brevet P 3325424.9.

Dans le système de freinage selon la proposition précédente, un piston amplificateur pouvant de préférence être mis sous pression à l'aide d'une pression auxiliaire est déplacé dans la direction d'actionnement lorsque la pédale de frein est actionnée, la chambre de travail délimitée à l'intérieur de la douille de positionnement par les pièces du piston étant ainsi réduite tandis que  
25 la pression augmente. Après une course d'actionnement pouvant être définie par construction, le piston amplificateur bute contre la douille de positionnement et déplace la pièce de piston côté pédale avec la douille de positionnement dans la direction de la pièce de piston opposée à la pédale, si bien que la pression dans la chambre de travail est encore augmentée, la pression produite dans la chambre de travail se propageant vers au moins l'un des freins de roue  
30 surveillé par un système électronique de contrôle du glissement de freinage.

Lorsque des valeurs critiques de glissement sont atteintes à la roue du véhicule correspondant au frein de roue, il se produit une commutation d'une valve de commande qui se situe dans une connexion  
35 hydraulique entre un accumulateur de pression hydro-pneumatique et une chambre annulaire périphérique délimitée par la surface annulaire opposée à la pédale de la douille de positionnement. Lors de

la commutation de la valve de commande, la pression de l'accumulateur de pression est transmise à une valve d'inversion qui sépare d'abord la chambre du carter délimitée par la grande surface active de la douille de positionnement du réservoir d'alimentation sans pression, puis la connecte directement à l'accumulateur de pression. La mise sous pression de cette chambre du carter provoque un déplacement de la douille de positionnement dans le sens opposé à sa direction d'actionnement, la pédale de frein étant déplacée, si nécessaire, dans le sens du relâchement des freins.

10 Lors de la mise sous pression de la chambre du carter connectable à l'accumulateur de pression, une chambre annulaire du carter délimitée par la petite surface active de la douille de positionnement est également mise sous pression, la pression s'établissant dans cette chambre annulaire étant supérieure, du fait de la différence des surfaces actives, et pouvant s'adapter graduellement à celle de la chambre du carter connectable à l'accumulateur de pression par un canal à étranglement. De ce fait, le mouvement de retour de la douille de positionnement est retardé, si bien que l'on évite une action brutale de relâchement.

20 Dans le système de freinage décrit ci-dessus, une limitation de la course est nécessaire pendant l'action de commande afin d'assurer un volume minimal dans la chambre de travail du générateur de pression de freinage, car une panne de l'accumulateur de pression ou de composants du système électronique de contrôle de glissement, même pendant l'opération de commande, ne peut pas être exclue. Même s'il se produit un tel incident, pendant une opération de commande, il faut garantir que la chambre de travail puisse être mise sous pression de manière à ce que la décélération minimale prescrite du véhicule soit assurée et ce uniquement par l'effet de la force agissant sur la pédale de freinage. La pratique a montré qu'il est suffisant de limiter la course d'actionnement du piston amplificateur à approximativement la moitié de sa course totale. En conséquence, il n'est pas nécessaire de ramener le piston amplificateur pendant l'opération de commande lorsqu'il a effectué moins de la moitié de sa course maximale.

35 L'objet de la présente invention est donc d'améliorer un système de freinage du type ci-dessus, à l'aide de moyens constructifs simples, de manière à ce qu'un retour de la pédale de freinage et/ou du piston amplificateur ne soit commandé que lorsque la course de réserve minimale du générateur de pression de freinage est

40

dépassée pendant l'opération de commande.

Selon l'invention, cet objectif est atteint en ce qu'une valve d'arrêt est disposée dans le canal d'étranglement. Tant que la valve d'arrêt est en position de fermeture, le canal d'étranglement  
05 entre les deux surfaces actives de la douille de positionnement est inopérant. La surface active de la douille de positionnement côté pédale délimite ainsi une chambre annulaire close, laquelle empêche un déplacement de la douille de positionnement dans le sens opposé à la direction d'actionnement, en cas de mise sous pression de sa  
10 face opposée à la pédale. Dans une réalisation constructive intéressante, le canal à étranglement est formé dans le carter contenant la douille de positionnement.

De manière avantageuse, il est en outre prévu que la valve d'arrêt puisse être commutée en fonction de la course d'actionnement du générateur de pression de freinage. De cette manière, la valve d'arrêt reste en position d'ouverture tant que la course d'actionnement correspondant à la réserve minimale de course n'est pas dépassée. Lorsque la course de réserve minimale est dépassée, la valve d'arrêt prend une position d'ouverture par laquelle les deux  
20 surfaces actives de la douille de positionnement sont mises en communication par le canal à étranglement. Si une phase de commande commence dans un tel état de fonctionnement du générateur de pression de freinage, la douille de positionnement est ramenée jusqu'à un point où le volume du fluide sous pression contenu dans la chambre de travail correspond à la réserve minimale. Dès que ce point  
25 est atteint, la valve d'arrêt prend à son tour une position d'ouverture dans laquelle le canal à étranglement est inopérant et où un déplacement de la douille de positionnement dans un sens opposé à la force d'actionnement est empêché. Une réalisation constructive avantageuse  
30 de la présente invention est obtenue en plaçant une valve basculante dans la chambre du carter délimitée par la surface active côté pédale de la douille de positionnement, ladite valve basculante pouvant être commutée par l'intermédiaire d'une rampe formée sur la pièce du piston côté pédale. Dans une telle construction, la valve  
35 d'arrêt est donc conçue comme une valve basculante disposant d'un poussoir d'actionnement qui établit automatiquement la position voulue de la valve d'arrêt en fonction de la course d'actionnement. Le point de commutation de la valve d'arrêt est de préférence fixé à la moitié de la course maximale du générateur de pression de  
40 freinage. Cependant, la rampe formée sur la pièce du piston côté

pédale peut facilement être conçue de manière à ce que le point de commutation de la valve d'arrêt soit déjà atteint pour une course d'actionnement inférieure à la moitié de la course maximale du générateur de pression de freinage, si bien qu'un plus grand volume de fluide sous pression est disponible dans la chambre de travail du générateur de pression de freinage pour une situation d'urgence du système de freinage. Afin de simplifier la production et de réduire les coûts, on peut également prévoir que la pièce du piston côté pédale ne constitue qu'une seule pièce avec la douille de positionnement.

Une réalisation particulièrement favorable de la présente invention prévoit en outre que la chambre délimitée par la face côté pédale de la douille de positionnement et abritant la valve d'arrêt soit connectée à un réservoir d'alimentation sans pression par une valve d'isolement normalement ouverte. Une telle réalisation a pour effet que la chambre annulaire délimitée par la face côté pédale est normalement en communication hydraulique avec le réservoir d'alimentation sans pression, cette communication pouvant être interrompue si besoin est. Une fermeture de cette communication est particulièrement nécessaire lorsque la valve d'arrêt prend une position d'ouverture et qu'il faut effectuer un rappel de la douille de positionnement jusqu'au point de commutation structurellement prédéterminé de la valve d'arrêt. L'actionnement de la valve d'isolement peut, en principe, être réalisé de différentes façons. Il est toutefois particulièrement facile de commuter la valve d'isolement en position de fermeture lorsque la surface annulaire opposée à la pédale du piston de positionnement est mise sous pression. De cette manière, la valve d'isolement peut être commandée en fonction de la pression, l'invention prévoyant avantageusement qu'un tiroir commandant le passage de valve de la valve d'isolement peut être mis sous pression dans la direction de fermeture de la valve d'isolement par la pression destinée à agir sur la face opposée à la pédale de la douille de positionnement et est chargé dans la direction d'ouverture à l'aide d'un ressort de compression.

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.

Sur la figure, la référence 1 désigne un générateur de pression de freinage qui communique avec un frein de roue 4 de la roue d'un véhicule devant être décéléré, par un raccord de carter 2 et une

conduite de pression 3. Le générateur de pression de freinage 1 dispose d'un raccord de carter 5 qui est connecté à une valve d'inversion 7 par une conduite de pression 6. La valve d'inversion 7 dispose à son tour d'un raccord de carter 8 qui est en communication  
05 permanente avec un réservoir d'alimentation sans pression 9 et d'un raccord de carter 10 qui, par l'intermédiaire d'une conduite de pression 11, est associé à une valve de commande 12 à laquelle est connecté un accumulateur de pression hydro-pneumatique 13. La valve de commande 12 est conçue comme une valve à deux voies/deux  
10 positions et elle est commandée par un système électronique de contrôle de glissement non représenté. Lorsque des valeurs critiques de glissement sont atteintes au niveau de la roue du véhicule correspondant au frein de roue 4, la valve de commande est commutée, ce qui permet l'écoulement du fluide sous pression entre l'accumula-  
15 teur de pression hydro-pneumatique 13 et le raccord de corps 10 de la valve d'inversion 7 par l'intermédiaire de la valve de commande 12 et de la conduite de pression 11.

La valve d'inversion 7, dont la conception et les caractéristiques fonctionnelles ont été décrites plus en détail dans la de-  
20 mande de brevet mentionnée, possède un passage de valve 14,15 qui est ouvert lorsque le système de freinage se trouve sans contrôle de glissement, le raccord de carter 5 du générateur de pression de freinage 1 étant alors en communication avec le réservoir d'alimentation sans pression 9. Lorsqu'une chambre d'entrée 16 de la valve  
25 d'inversion 7 est mise sous pression, le passage de valve 14,15 prend la position de fermeture, si bien que la communication entre le réservoir d'alimentation sans pression 9 et le raccord de carter 5 du générateur de pression de freinage est interrompue. Lorsque la pression hydraulique dans la chambre d'entrée 16 de la valve d'in-  
30 version 7 est à nouveau augmentée, un passage de valve 17,18 est ouvert, ce qui permet à la pression régnant dans la conduite de pression 11 d'être transmise par la chambre de sortie 19 au raccord de carter 5 du générateur de pression de freinage.

Le générateur de pression de freinage 1 dispose d'un carter 20  
35 dans lequel est ménagé un alésage cylindrique 21. Un piston 23 dont le diamètre est inférieur à celui de l'alésage cylindrique 21 porte sur le fond 22 de l'alésage cylindrique 21 du générateur de pression de freinage 1. Dans l'alésage cylindrique 21, un piston 24 ayant une liaison par assemblage avec un piston de commande 25 est de  
40 plus guidé de manière étanche, ce piston pouvant soit être mis sous

pression par une pression hydraulique auxiliaire soit être déplacé par la seule force exercée sur la pédale de freinage 20. Le piston 24 est doté d'un alésage borgne 27, dont le diamètre correspond essentiellement au diamètre extérieur du piston 23. Entre les pistons 23,24 se trouve un joint en U 28.

Le piston 24 du générateur de pression de freinage 1 est en outre équipé d'une valve centrale 29 qui se ferme après une faible course d'actionnement du piston 24, si bien qu'une chambre de travail 30 du générateur de pression de freinage 1 est isolée du réservoir d'alimentation sans pression 9, qu'elle atteignait par des canaux de pression 31,32 et un raccord de carter 33.

Le piston 24 dispose d'une surface annulaire de grand diamètre 34 et d'une surface annulaire de petit diamètre 35, les chambres annulaires 36,37 délimitées par les surfaces annulaires 34,35 étant connectées par un canal de fluide de pression 38 disposé dans le carter 20. A l'intérieur du canal de fluide sous pression 38, un étranglement 39 est disposé entre les chambres annulaires périphériques 36,37. Le canal de fluide de pression 38 débouche sur un raccord de carter 40 qui est en communication avec la chambre annulaire périphérique 37 du générateur de pression de freinage 1 par une valve basculante 41. La valve basculante 41 comprend essentiellement un élément de fermeture 42 qui est normalement maintenu par un ressort de compression 43 dans une position où le canal de fluide sous pression 38 est isolé de la chambre annulaire périphérique 37. La valve basculante 41 dispose en outre d'un poussoir de valve 44 qui ouvre la valve basculante 41 lorsqu'il est actionné par une force dans la direction d'actionnement du générateur de pression de freinage. A l'extrémité droite (sur la figure) du piston 24, une rampe périphérique 45 est prévue pour l'actionnement de la valve basculante 41 et/ou du poussoir de valve 44, ladite rampe périphérique venant en butée contre l'extrémité du poussoir de valve 44 après une certaine course d'actionnement du piston 24 et plaçant ainsi la valve basculante 41 en position d'ouverture.

Une valve d'isolement 46, comprenant un carter 47 dans lequel un alésage étagé 48 est prévu, est reliée à la chambre annulaire périphérique 37 du générateur de pression de freinage 1. L'alésage étagé 48 comprend une partie de grand diamètre 49 et une partie de petit diamètre 50, si bien qu'un siège de valve 51 est formé entre les parties 49, 50 de l'alésage, lequel siège de valve constitue avec un élément de fermeture 53 formé sur un tiroir 52 un passage

de valve. A l'extrémité inférieure (sur la figure) de l'élément de fermeture 53 se trouve formée une extension 54 qui guide de manière étanche une portion de piston 55 dans la partie de petit diamètre 50 de l'alésage. La portion de piston 55 est chargée par un ressort de compression 56 et délimite une chambre du carter 57 associée au réservoir d'alimentation sans pression 9. Le tiroir 52 est chargé élastiquement dans la direction d'ouverture du passage de valve 51,53 et il est préchargé contre une butée du carter, 58, à l'aide du ressort de compression 56. La face supérieure (sur la figure) du tiroir 52 délimite une chambre d'entrée 59 qui est en communication hydraulique avec la conduite de pression 11 par l'intermédiaire d'une conduite de pression 60.

Le mode de fonctionnement du système de freinage décrit ci-dessus sera détaillé ci-dessous en partant d'une position de non-freinage, dans laquelle toutes les pièces mobiles sont dans les positions indiquées sur la figure. Lorsqu'une force est exercée sur la pédale de frein 26, le piston 24 est déplacé relativement au piston 23 dans la direction d'actionnement, la valve centrale 29 dans le piston 24 étant fermée après une brève course d'actionnement, si bien que la chambre de travail 30 du générateur de pression de freinage 1 est séparée du réservoir d'alimentation sans pression 9. Lorsque la force exercée sur la pédale de freinage est augmentée, le piston 24 se déplace relativement au piston 23, ce qui réduit la chambre de travail 30 du générateur de pression de freinage 1, si bien que la pression hydraulique est augmentée dans la chambre de travail 30, laquelle pression est transmise au frein de roue 4 par la conduite de pression 3. Lorsque les freins sont relâchés, les déplacements décrits sont inversés jusqu'à ce que les pièces mobiles retrouvent la position illustrée sur la figure.

Si, pendant une opération de freinage, il apparaît dans la chambre de travail 30 du générateur de pression de freinage 1 une pression hydraulique telle que la roue du véhicule correspondant au frein de roue 4 entre dans un domaine critique de glissement, cet état de fait est enregistré par un système électronique de contrôle du glissement non représenté sur la figure, à la suite de quoi un signal correspondant est envoyé à la vanne de commande 12.

Lorsque la vanne de commande 12 est actionnée, une communication hydraulique est établie entre l'accumulateur de pression hydro-pneumatique 13 et la conduite de pression 11, à la suite de quoi la valve d'isolement, du fait de la mise sous pression de la

chambre d'entrée 59, vient d'abord dans une position fermant le passage de valve 51,53. La pression de l'accumulateur de pression hydro-pneumatique 11 régnant alors dans la conduite de pression 11 est transmise par le raccord de carter 10 de la valve d'inversion 05 7 à la chambre d'entrée 16 et agit sur un piston 61 situé dans la valve d'inversion 7, lequel piston, ensuite, se déplace vers la droite (sur la figure) et ferme le passage de valve 14,15, si bien que la chambre annulaire périphérique 36 est séparée du réservoir d'alimentation sans pression 9. Lorsque le piston 61 continue sa 10 course, le passage de valve 17,18 s'ouvre, et la pression régnant dans la chambre d'entrée 16 se propage par l'intermédiaire de la chambre de sortie 19 et de la conduite de pression 6 à la chambre annulaire périphérique 36.

L'explication suivante repose dans un premier temps sur l'hypothèse que le volume contenu dans la chambre de travail 30 du 15 générateur de pression de freinage 1 est supérieur à la réserve de volume nécessaire du générateur de pression de freinage 1 lorsque la valve de commande 12 est commutée et/ou lorsqu'on atteint des valeurs critiques de glissement. Dans ce cas, la valve basculante 41 20 reste donc dans sa position de fermeture lorsque l'action de commande commence. Un retour du piston 24 n'est donc pas possible, puisque la chambre annulaire périphérique 37 du générateur de pression de freinage 1 forme un système hydraulique clos duquel le fluide sous pression ne peut pas s'échapper.

25 Si, au départ de l'action de commande et/ou de la commutation de la valve de commande 42, le piston 24 a déjà été déplacé dans la direction d'actionnement de telle manière que la valve basculante 41 a été ouverte par la rampe 45 du piston 24, un retour du piston 24 se produit lorsque la chambre annulaire périphérique 36 est mise 30 sous pression par l'intermédiaire de la conduite sous pression 36 et de l'étranglement interposé 39 jusqu'à ce que la valve basculante 41 reprenne une position de fermeture faisant que la chambre annulaire périphérique 37 se trouve hydrauliquement close. Lorsque le piston 24 a atteint cette position axiale, pour laquelle une réserve de volume 35 prédéterminable est contenue dans la chambre de travail du générateur de pression de freinage, le mouvement du piston 24 contre la force de commande est interrompu, la position relative des pistons 23,24 restant inchangée.

Après avoir prévenu le risque de blocage à l'aide d'une modulation adéquate de la pression dans le frein de roue 4, la vanne 40

de commande 12 est replacée dans la position de repos illustrée par la figure, où la conduite sous pression 11 est séparée de l'accumulateur de pression hydro-pneumatique 13.

Pendant l'opération de relâchement des freins, les opérations 05 de déplacement décrites ci-dessus sont inversées jusqu'à ce que les pièces mobiles aient retrouvé les positions de repos illustrées par la figure.

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

Revendications

1. Générateur de pression de freinage pour système hydraulique de freinage de véhicule avec contrôle de glissement, dans lequel un piston pouvant de préférence être mis sous pression à l'aide d'une pression auxiliaire est guidé par glissement dans une douille de positionnement, la douille de positionnement est conçue pour être couplée avec le piston dans la direction d'actionnement et pour être mise sous pression dans le sens opposé à la direction d'actionnement, le piston est conçu en deux pièces de telle sorte que les pièces du piston forment dans la douille de positionnement une chambre de volume variable associée avec au moins un des freins de roue, et la surface annulaire de la douille de positionnement qui peut être mise sous pression dans le sens opposé à la direction d'actionnement est reliée à sa surface annulaire côté pédale par un canal à étranglement et où la surface active côté pédale est plus petite que la surface active opposée à la pédale, caractérisé en ce qu'une valve d'arrêt (41) est disposée dans le canal d'étranglement (38).

2. Générateur de pression de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que le canal à étranglement (38) est formé dans le carter (20) dans lequel se trouve la douille de positionnement (24).

3. Générateur de pression de freinage selon la revendication 1, caractérisé en ce que la valve d'arrêt (41) peut être commutée en fonction de la course d'actionnement du générateur de pression de freinage (1).

4. Générateur de pression de freinage selon les revendications 1 et 3, caractérisé en ce que en ce qu'une valve basculante (41) est disposée dans la chambre du carter (37) délimitée par la surface active côté pédale (35) de la douille de positionnement (24), ladite valve basculante pouvant être commutée par une rampe (45) formée sur la pièce du piston (24) proche de la pédale.

5. Générateur de pression de freinage selon les revendications 3 et 4, caractérisé en ce que en ce que la valve d'arrêt (41) prend normalement une position de fermeture et qu'elle est ouverte à partir d'une course prédéterminable de la pièce du piston côté pédale (24).

6. Générateur de pression de freinage selon la revendication 5, caractérisé en ce que le point de commutation de la valve d'arrêt (41) est de préférence fixé à la moitié de la course maximale du générateur de pression de freinage (1).
- 05 7. Générateur de pression de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la pièce du piston côté pédale (24) est intégrée à la douille de positionnement.
- 10 8. Générateur de pression de freinage selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la chambre (37) délimitée par la face côté pédale (35) de la douille de positionnement et abritant la valve basculante (41) est connectée à un réservoir d'alimentation sans pression (9) par l'intermédiaire d'une valve d'isolement (46) normalement ouverte.
- 15 9. Générateur de pression de freinage selon la revendication 8, caractérisé en ce que la valve d'isolement (46) prend une position de fermeture lorsque la surface annulaire opposée à la pédale (34) du piston de positionnement (24) est mise sous pression.
- 20 10. Générateur de pression de freinage selon la revendication 9, caractérisé en ce que la valve d'isolement (46) peut être commutée en fonction de la pression.
- 25 11. Générateur de pression de freinage selon les revendications 8 à 10, caractérisé en ce qu'un tiroir (52) commandant le passage de valve (51,53) de la valve d'isolement (46) peut être mis sous pression dans le sens de la fermeture de la valve d'isolement (46) à l'aide de la pression destinée à agir sur la face opposée à la pédale (34) de la douille de positionnement (24) et est chargé dans la direction d'ouverture par un ressort de compression (56).

