

RÉPUBLIQUE FRANÇAISE

INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

PARIS

(11) N° de publication :

2 458 708

(A n'utiliser que pour les
commandes de reproduction).

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 80 12428

(54)

Soupape de détection de la charge pour un système de freinage hydraulique d'un véhicule à roues.

(51)

Classification internationale (Int. Cl.³). F 16 D 8/22.

(22)

Date de dépôt..... 4 juin 1980.

(3) (32) (31)

Priorité revendiquée : Japon, 5 juin 1979, n° 54-69381.

(41)

Date de la mise à la disposition du

public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 1 du 2-1-1981.

(71)

Déposant : Société dite : NISSAN MOTOR COMPANY LTD, résidant au Japon.

(72)

Invention de : Tatsuo Uchihara, Tadao Takimoto, Junichi Fujimoto, Katuhiro Morita et Hitoshi Kubota.

(73)

Titulaire : *Idem* (71)

(74)

Mandataire : Cabinet Z. Weinstein, 20, av. de Friedland, 75008 Paris.

La présente invention se rapporte en général à un système de freinage anti-dérapant pour un véhicule, et plus particulièrement à une soupape de détection de la charge du type sans liaison ou tringlerie.

5 Selon la présente invention, on prévoit une soupape de détection de la charge pour un système de freinage hydraulique d'un véhicule. La soupape comprend une soupape de proportionnement pour régler la pression hydraulique dans un orifice de sortie d'un fluide en réponse à
10 l' application d'une pression hydraulique à un orifice d'entrée du fluide, une soupape de détection de décélération pour changer la caractéristique de réglage de pression de la soupape de proportionnement selon la grandeur de la pression hydraulique dans une chambre où est renfermé le
15 fluide, la pression hydraulique renfermée étant variable selon le quantité de décélération du véhicule, et un dispositif de compensation pour faire varier le volume d'un espace communiquant avec la chambre renfermant le fluide selon la grandeur de la pression hydraulique
20 renfermée quand cette pression hydraulique est plus faible qu'une valeur prédéterminée pour changer la caractéristique de réglage de pression de la soupape de proportionnement.

La présente invention a pour objet une soupape de détection de charge perfectionnée du type sans liaison ou
25 tringlerie, réglant la caractéristique de distribution de pression sur les freins des roues avant et arrière dans des conditions variables de la charge du véhicule.

La présente invention a pour autre objet une soupape de détection de charge du type sans liaison ou tringlerie
30 où, lors d'un freinage sous une condition de charge légère du véhicule, la pression renfermée produite par la soupape G est appropriée pour freiner le véhicule en toute sécurité tandis que lors d'un freinage sous une forte charge, la pression renfermée augmente pour
35 freiner le véhicule en toute sécurité.

La présente invention a pour autre objet une soupape de détection de charge du type sans liaison ou tringlerie, empêchant les roues arrière de s'enrayer même si la pédale

du frein est rapidement enfoncée.

L'invention sera mieux comprise et d'autres buts, caractéristiques, détails et avantages de celle-ci apparaîtront plus clairement au cours de la description explicative qui va suivre faite en référence aux dessins
5 schématiques annexés donnés uniquement à titre d'exemple illustrant plusieurs modes de réalisation de l'invention et dans lesquels :

- la figure 1 est un système de freinage anti-dérapant pour automobile utilisant une soupape de
10 détection de charge du type sans liaison ou tringlerie traditionnelle ;

- la figure 2 est un graphique représentant les caractéristiques de la soupape traditionnelle de la figure 1 ;

15 - les figures 3 à 6 sont des coupes de soupapes de détection de charge de premier, second, troisième et quatrième modes de réalisation de l'invention ;

- la figure 7 est une comparaison graphique des caractéristiques de la soupape de détection de charge de la présente invention et de la soupape traditionnelle de
20 la figure 1 ; et

- la figure 8 est une coupe d'une soupape de détection de charge selon un cinquième mode de réalisation de la présente invention .

25 Avant de décrire en détail la construction de la soupape de détection de charge du type sans liaison selon l'invention, on expliquera une soupape traditionnelle en se référant à la figure 1.

En se référant à la figure 1 des dessins, elle
30 montre un système de freinage anti-dérapant pour véhicule automobile, utilisant une soupape de détection de charge du type sans liaison traditionnelle. Sur le dessin, les repères 1, 2 et 3 désignent respectivement une pédale de freinage, un maître cylindre produisant une pression
35 hydraulique en réponse à l'enfoncement de la pédale 1 et la soupape de détection de charge du type sans liaison traditionnelle. Les repères 4 et 5 désignent respectivement les cylindres des freins des roues avant et les cylindres

des freins des roues arrière. Les repères 6a, 6b, 7a, 7b et 7c indiquant des conduites de fluide permettant la communication de fluide entre le maître cylindre 2, la soupape de détection 3 et les cylindres des roues avant et arrière 4 et 5. Les repères 8, 9 et 10 désignent une bille, une chambre d'étanchéité et un piston de mise en action faisant partie d'une soupape de détection de décélération (soupape G). Les repères 11, 12, 13 et 14 désignent respectivement un ressort interne, un ressort externe, un siège de ressort et un plongeur faisant partie d'une soupape de proportionnement (soupape P). Le repère 15 désigne des soupapes de purge d'air. La soupape de détection de charge du type sans liaison décrite ci-dessus est clairement décrite dans le brevet US n° 3 922 020.

15 Dans le système de freinage anti-dérapiant ci-dessus mentionné, si la pédale 1 de freinage est suffisamment enfoncée, le maître cylindre 2 produit une pression hydraulique appliquée aux cylindres 4 des freins des roues avant par la conduite de fluide 6a et une pression

20 hydraulique appliquée aux cylindres des freins des roues arrière 5 par la conduite de fluide 7a, la soupape de détection 3 et la conduite de fluide 7c, afin de freiner ainsi le véhicule. Quand la décélération du véhicule dépasse une valeur prédéterminée, déterminée par un angle

25 d'inclinaison " θ " de la soupape de détection par rapport à l'axe H du véhicule, la bille 8 de la soupape G se déplace vers la gauche sur le dessin pour fermer un passage 8b formé dans un siège de soupape 8a, scellant ou renfermant le fluide dans la chambre 9. Proportionnellement

30 à la grandeur de la pression du fluide renfermé dans la chambre 9, le piston 10 se déplace vers la gauche contre les forces produites par les ressorts interne et externe 11 et 12, comprimant le ressort 11, changeant ainsi la pression hydraulique critique (P_g) dans la soupape

35 de proportionnement P. La pression critique P_g est définie comme étant la pression à laquelle le rapport de la pression hydraulique du maître cylindre et de la pression hydraulique de freinage des roues arrière change. Comme la décélération

du véhicule est inversement proportionnelle à sa charge, on comprendra que la pression hydraulique critique P_s déterminée par la force exercée par le ressort interne 11 augmente avec l'augmentation de la charge sur le véhicule.

5 Cependant, dans la soupape de détection de charge traditionnelle ci-dessus mentionnée, on rencontre les inconvénients qui suivent :

10 (a) Comme on le comprendra par le graphique de la figure 2, il est difficile d'obtenir une différence clairement définie de grandeur entre une pression renfermée P_{G1} quand le véhicule est sous une condition de faible charge et une pression renfermée P_{G2} quand le véhicule est sous une condition de forte charge. Par conséquent la soupape de détection de charge a une caractéristique
15 de réglage de pression considérablement limitée.

20 (b) Quand la pédale du frein 1 est enfoncée rapidement, la pression renfermée P_1 dans la chambre 9, qui provoque le mouvement du piston 10 vers la gauche, augmente comme cela est indiqué par la ligne en pointillés sur la figure 2.
25 Par conséquent, lors d'un enfoncement rapide de la pédale du frein, la pression renfermée à une faible charge du véhicule, devient supérieure à un niveau prédéterminé. Ainsi, la pression hydraulique appliquée aux cylindres des freins des roues arrière 5 est
30 normalement accrue et les roues arrière peuvent s'enrayer.

35 En se référant à la figure 3, elle montre un système de freinage anti-déraperant utilisant une soupape de détection de charge du type sans liaison ou tringlerie 110A selon un premier mode de réalisation de la présente invention.

Sur le dessin, le repère 102 désigne un maître cylindre en tandem actionné par une pédale 101 du frein. Les cylindres 104 des freins des roues avant sont reliés par une conduite de fluide 106 à la chambre avant du maître cylindre 102 ; les cylindres 105 des freins des roues arrière sont reliés à la chambre arrière du maître cylindre par des conduites 107b et 107a et la soupape de détection de charge sans liaison ou

tringlerie perfectionnée 110A. La soupape 110A de ce mode de réalisation comprend un corps 111 contenant une chambre cylindrique 111a, une plus petite chambre cylindrique aveugle 111b concentrique avec elle, et une autre chambre cylindrique 111c parallèle à elle. A l'extrémité ouverte de la chambre aveugle 111b est vissé un organe annulaire de guidage ou manchon 112 qui supporte coulissant un plongeur 113 reçu coaxialement dans les chambres 111a et 111b afin d'y être axialement mobile. Le plongeur 113 comporte un méplat 113a formé en une section dans la chambre aveugle 111b. Le méplat 113a est en engagement étanche avec la paroi cylindrique de la chambre aveugle 111b pour la diviser en première et seconde sections 111b-1 et 111b-2, comme cela est représenté. La section 111b-1 est isolée de la chambre 111a par l'organe annulaire de guidage 112, mais elle communique avec la chambre 111c par un passage 114. La section 111b-2 communique avec un orifice de sortie du fluide 107.

Le plongeur 113 contient une chambre axiale aveugle 113b ouvrant vers la seconde section 111b-2 de la chambre aveugle 111b. Dans la chambre aveugle 113b est agencée une soupape à tige 115 sollicitée pour se déplacer vers la droite par un ressort préchargé 116 qui y est placé. Un siège cylindrique de soupape 117 est placé dans la chambre aveugle 113b pour engager la soupape à tige 115 afin de sceller la chambre aveugle par rapport à la chambre 111b-2. Le siège de soupape 117 comporte des ouvertures 117a permettant la communication entre la chambre aveugle 113b et la seconde section 111b-2 de la chambre aveugle. La soupape à tige 115 comporte une tige 115a construite afin d'engager la paroi extrême de la chambre aveugle 111b et d'ouvrir la soupape à tige. La chambre aveugle 113b du plongeur 113 est en communication constante avec la première section 111b-1 de la chambre aveugle par des passages 113c formés dans le plongeur. Ainsi, quand la tige 115a de la soupape à tige contacte le fond de la chambre

aveugle 111b, la soupape à tige 115 s'ouvre pour établir une communication entre la seconde section 111b-2 et la première section 111b-1 au moyen des ouvertures 117a, de la chambre aveugle 113b et des passages 113c.

5 L'extrémité gauche de la chambre cylindrique 111a est fermée par un tampon d'étanchéité 118 comportant une chambre aveugle 118a ouvrant dans la chambre 111a. Un piston 119 est disposé dans la chambre aveugle 118a pour définir une chambre de manœuvre 118a-1 entre le piston 119
10 et le fond de la chambre 118a. Ce piston 119 a une aire superficielle de pression plus faible que sa contre-partie 10 du dispositif selon l'art antérieur de la figure 1. Deux passages 119" et 120 sont formés dans le tampon d'étanchéité 118 pour communiquer avec la chambre 118-1,
15 s'en étendant radialement vers l'extérieur. Une soupape de purge d'air 121 est vissée au corps 111 pour communiquer avec le passage 119". Un passage 122 est formé dans le corps 111 pour relier le passage 120 à la chambre 111c.

20 Un siège de ressort 123 comportant une ouverture centrale (non repérée) est disposé mobile dans la chambre cylindrique 111a. Un ressort externe 124 est agencé et comprimé entre le siège de ressort 123 et le fond de la chambre 111a pour solliciter le siège de ressort vers
25 la gauche sur le dessin.

Un siège de ressort 125 ayant la forme d'une coupe est disposé dans la chambre 111a et il est fixé en son fond, à l'extrémité gauche du plongeur 113. Un ressort interne 126 est agencé et comprimé entre le fond du siège
30 de ressort 125 et le siège de ressort 123.

L'extrémité droite de la chambre 111c est scellée ou obturée au moyen d'un tampon ou bouchon 127. La chambre 111c reçoit une bille 128 qui la divise en première et seconde sections 111c-1 et 111c-2.
35 Ces sections communiquent l'une avec l'autre par une gorge axiale 129 formée dans la paroi cylindrique de la chambre 111c. Le corps de soupape 111 comporte un orifice 130 d'entrée du fluide en communication avec la

seconde section 111c-2 de la chambre 111c. La chambre 111c comporte un siège de soupape 131 pour une étanchéité contre la bille 128 afin de fermer la communication entre la chambre et le passage 122.

5 Comme on peut le voir à la section gauche inférieure de la soupape de détection de charge 110A de la figure 3, un dispositif de compensation 132 est installé dans le corps 111. Le dispositif 132 comprend un boîtier 133, en forme de coupe, vissé dans un alésage 134 formé dans le
10 corps 111. Un passage 136 est formé dans le corps 111, pour relier le passage 120 débouchant dans la chambre de manœuvre 118a-1, à une chambre 135 dans le boîtier 133. Un piston 137 est disposé dans la chambre 135, et un ressort 138 est agencé et comprimé entre le piston et le fond du
15 boîtier 133 pour solliciter le piston contre la paroi extrême de l'alésage 134. Ce ressort 138 produit une force de compression bien plus faible que la somme des forces des ressorts interne et externe 126 et 124, agissant indirectement contre le piston 119. Par conséquent,
20 sous l'application d'une pression accrue du fluide, le piston 137 se déplace avant le piston 119. Le piston 137 a une tige 137a pour limiter sa course. Sous une pression croissante de fluide, la tige 137a force le piston 137 à s'arrêter avant que la pression n'augmente
25 suffisamment pour surmonter la force des ressorts 124 et 126 pour décaler le piston 119. Une bague d'étanchéité 139 est disposée entre l'extrémité ouverte du boîtier 133 et le fond de l'alésage 134 pour assurer l'étanchéité aux fluides entre eux.

30 Avant de décrire la fonction du dispositif de compensation 132, on expliquera le fonctionnement de la soupape de proportionnement (soupape P) comprenant généralement le plongeur 113, la soupape à tige 115 et le ressort 126, et la soupape de détection de décélération
35 (soupape G) comprenant généralement la bille 128, le piston 129 et le siège de ressort 123.

Quand la soupape de détection de charge 110A est montée sur un véhicule, elle est inclinée à un angle

"O" par rapport à l'axe H du véhicule, ainsi normalement la bille 128 repose contre le tampon ou bouchon 127 sous son propre poids, comme cela est représenté sur la figure 3. De plus, dans des conditions normales de fonctionnement, le dispositif de compensation 132, le dispositif de détection de décélération, le piston 119, le plongeur 113 et la soupape à tige 115 restent à la position représentée sur la figure 3.

La figure 7 montre une comparaison des caractéristiques de la soupape selon l'invention et de celles de la soupape traditionnelle de la figure 1, en montrant la relation entre la pression (P_f) dans la chambre renfermant le fluide sous pression telle que la chambre 118-1 et le temps écoulé pendant lequel la pression (P_f) continue à augmenter tandis que l'on enfonce la pédale du frein. La courbe de la soupape selon la présente invention est représentée par la ligne en trait gras a-b-c-d, tandis que la courbe de la soupape traditionnelle est représentée par la ligne en pointillés.

Dans des conditions normales de fonctionnement, la bille 128 repose contre le tampon ou bouchon 127, permettant un écoulement de fluide à travers le siège de soupape 131. En réponse à l'enfoncement de la pédale de freinage 101, le maître cylindre 102 applique une pression hydraulique P_f au système de freinage des roues avant et arrière. Cette pression P_f est transmise par la seconde section 111c-2, le siège de soupape 131, les passages 122, 136 et 120 à la chambre renfermant la pression de fluide 118a-1. Quand la pression P_f atteint le point "a", sur le graphique de la figure 7, le piston 137, auquel s'oppose une force de ressort de compression plus faible que celle du piston 119, commence à se déplacer contre le ressort 138, le piston 119 restant stationnaire. Tandis que la pression P_f continue à augmenter, le piston 137 descend, augmentant le volume de la chambre définie par le boîtier 133 au-dessus du piston. Ainsi, P_f augmente à une vitesse relativement plus lente comme cela est indiqué par la ligne a-b. Quand la pression

P_f atteint le point "b", la tige 137 du piston contacte le fond du boîtier en forme de coupe 133, empêchant ainsi une plus ample augmentation du volume de la chambre de fluide. Dans cette condition, la pression P_f augmente rapidement comme cela est indiqué par la ligne b-c. 5
Quand la pression P_f a suffisamment augmenté pour surmonter la force exercée par les ressorts interne et externe 126 et 124, la pression sollicite le piston 119 vers la droite pour augmenter le volume de la chambre 118a-1. 10
Avec l'augmentation de ce volume, la pression P_f augmente plus lentement comme cela est indiqué par la ligne c-d.

Simultanément, la pression P_f indiquée la ligne a-b-c-d sur la figure 7 est exposée à la chambre aveugle 111b par le passage 114 où, dans des conditions normales de fonctionnement, sa pression(P_f) est transmise par 15
le passage 113c du plongeur 113, la chambre aveugle 113b, les ouvertures 117a du siège de soupape 117, l'orifice de sortie 107 et jusqu'aux cylindres des freins des roues arrière 105.

Dans une condition sans freinage, cette pression P_f est la même pour les cylindres des roues avant et arrière 20
104 et 105. Avec l'augmentation de cette pression P_f avec l'enfoncement de la pédale de freinage comme on l'a décrit ci-dessus, une telle pression dans la chambre aveugle 111b-1 apourrésultat une force agissant sur le 25
plongeur 113 pour surmonter la force du ressort 126, déplaçant ainsi le plongeur vers la gauche jusqu'à ce que le siège de ressort 125 contacte le siège de ressort 123. Avant que les sièges 125 et 123 ne s'arrêtent l'un 30
contre l'autre cependant, le siège de soupape 117 engage la soupape à tige 115 pour la fermer pour empêcher l'écoulement de fluide à travers elle vers les cylindres des roues arrière 105. La pression hydraulique à cet instant est la pression hydraulique critique P_f , pression 35
à laquelle le rapport de la pression hydraulique au maître cylindre et de la pression hydraulique aux cylindres des roues arrière change.

Tandis que la pression au maître cylindre P_f continue

à augmenter le long de la ligne c-d de la figure 7, elle surmonte la force du ressort 124, sollicitant le piston 119, les sièges de ressort 123 et 125 et le plongeur 113, en une unité, vers la droite. Tandis que cela se produit, la tige 115a de la soupape engage la paroi extrême de la chambre aveugle 111b pour de nouveau ouvrir la soupape à tige pour permettre l'écoulement de fluide à travers elle, permettant ainsi l'application de la pression P_f du maître cylindre par la soupape de détection 110A aux cylindres des roues arrière 105 à la plus lente vitesse d'augmentation comme cela est indiqué par la ligne c-d de la figure 7.

On notera, à la lecture de la description de la soupape de détection 110A selon l'invention, que la force de compression du ressort 126 est un facteur majeur pour déterminer la pression hydraulique critique P_s . La soupape G régule l'effet de cette force de ressort comme suit.

Lors d'une décélération rapide, la soupape G 128 se décale vers la gauche pour fermer le passage 122 forçant le fluide dans la chambre 118a-1 à y être scellé, et immunisant la chambre des effets de plus amples augmentations de la pression du fluide P_f dans le maître cylindre. Une telle plus ample augmentation de pression, cependant, agit sur le plongeur 113 pour le solliciter vers la gauche contre la force du ressort 126 et jusqu'à ce que les sièges de ressort 123 et 125 s'arrêtent l'un contre l'autre comme on l'a expliqué précédemment. Comme cela sera évident à ceux qui sont compétents en la matière, la pression critique P_s ainsi déterminée quand la soupape G a scellé ou obturé la chambre 118a-1 contre l'effet d'une plus ample augmentation de la pression au maître cylindre, est inférieure à la pression critique déterminée quand la pression dans la chambre 118a-1 a augmenté pour décaler le piston 119 vers la droite, augmentant ainsi la force de compression du ressort 126 ce qui, à son tour, régule la pression critique P_s .

Sur le graphique de la figure 7, t_1 représente le temps où la bille 128 ou 8 de la soupape G est amenée en contact avec le siège de soupape 131 ou 8a pour sceller la chambre renfermant le fluide 118a-1 ou 9 dans le cas d'une charge légère du véhicule ; t_2 représente le temps où la bille de la soupape G obture la chambre dans le cas d'une charge importante du véhicule. Ainsi, on notera que P_{G3} et P_{G1} représentent respectivement la pression renfermée dans la chambre 118a-1 de la soupape selon l'invention et dans la chambre 9 de la soupape traditionnelle de la figure 1 dans le cas d'une charge légère du véhicule, et que P_{G4} et P_{G2} représentent des pressions correspondantes dans le cas d'une charge importante. En comparant la différence de pression entre P_{G3} et P_{G4} à celle entre P_{G1} et P_{G2} , on peut noter que selon la présente invention, il y a une différence considérablement plus importante de grandeur entre la pression renfermée P_{G3} à une charge légère du véhicule et la pression renfermée P_{G4} à une forte charge du véhicule. Par conséquent, la soupape de détection de charge selon la présente invention a une caractéristique de réglage de pression considérablement plus importante que la soupape traditionnelle de la figure 1.

En se référant à la figure 4, elle montre une modification 110B de la soupape de détection de charge selon la présente invention. Comme on peut le voir, un passage aveugle 118a' du bouchon d'étanchéité 118 se compose d'une première section 118a'-1 de plus grand diamètre qui reçoit un piston 119', et d'une seconde section 118a'-2 de plus petit diamètre qui reçoit un piston 137'. Le piston 137' est pourvu d'un alésage central (non repéré) pour recevoir une tige 119a' du piston 119'. De plus, le piston 137' est pourvu d'une tige 137a' pour venir s'appuyer contre le piston 119' et qui a la même fonction que le dispositif de compensation 132 du premier mode de réalisation. Un ressort 138' est agencé et comprimé entre le piston 119' et le piston 137' pour solliciter ces pistons en directions opposées. Comme dans le

ressort 138 du dispositif de compensation 132 du premier mode de réalisation, le ressort 138' permet au piston 137' de se déplacer avant le piston 119'. On notera que le mode de réalisation de la figure 4 ne comporte pas de dispositif de compensation 132, cette fonction étant accomplie par le piston 137', le ressort 138' et le piston 119'. Ceux qui sont compétents en la matière reconnaîtront facilement que le fonctionnement du mode de réalisation de la figure 4 est identique à celui de la figure 3.

En se référant à la figure 5, elle montre un troisième mode de réalisation 110C de la présente invention, comprenant généralement les mêmes pièces que dans le cas du premier mode de réalisation 110A de la figure 3 à l'exception que le dispositif de compensation 140 est placé dans le tampon d'étanchéité 118, comme pour le dispositif de la figure 4. Comme on peut le voir, le dispositif de compensation 140 comprend un piston 141 reçu dans un alésage 142 formé dans le tampon 118. Le piston 141 comprend un alésage 141a pour recevoir une protubérance cylindrique 119b du piston 119, et un alésage de plus petit diamètre 141b permettant une communication entre l'alésage 141a et la chambre 111a. Le piston 141 comporte une section 141d de diamètre réduit, qui fait saillie dans la chambre 111a par l'ouverture centrale du siège de ressort 123. Une partie annulaire et échelonnée 141c est espacée du siège de ressort 123 d'une distance L. Comme ceux qui sont compétents en la matière le noteront facilement, cette partie annulaire et échelonnée 141c a une fonction identique à la tige 137a du dispositif de la figure 3 et à la tige 137a' du dispositif de la figure 4 pour limiter la course du piston 141. Un ressort 143 est agencé et comprimé entre le piston 141 et le siège de ressort 123 pour solliciter le piston et le siège de ressort dans des directions opposées. Comme dans les modes de réalisation précédemment expliqués, le ressort 143 est choisi pour permettre aux pistons 119 et 141 de se déplacer avant le siège de ressort 123. Ceux qui sont compétents en la matière

reconnaîtront que le fonctionnement du mode de réalisation de la figure 5 est identique à celui des figures 3 et 4.

La figure 6 montre un quatrième mode de réalisation de la présente invention qui est une légèremodification
5 du troisième. Dans la soupape de détection de charge 110D du quatrième mode de réalisation, la position la plus à gauche du piston 141 est déterminée par une bague à fermeture automatique 144 montée sur la section de diamètre réduit 141d du piston 141 pour établir la
10 distance maximum "L" de la course du piston par rapport au siège de ressort 123.

Bien que les quatre modes de réalisation ci-dessus mentionnés soient d'un type employé dans un système de freinage hydraulique où le système de freinage des
15 roues avant et le système de freinage des roues arrière sont indépendants l'un de l'autre, le dispositif selon la présente invention peut également s'adapter à un système de freinage du type à jonction croisée, où le frein de la roue avant droite et le frein de la roue arrière gauche forment un système de freinage, et le frein de la
20 roue avant gauche et le frein de la roue arrière droite forment l'autre système de freinage.

La figure 8 montre un cinquième mode de réalisation de la présente invention étudié pour être utilisé avec
25 un tel système à jonction croisée. La soupape de détection de charge 110E de ce mode de réalisation se compose de deux soupapes de proportionnement parallèles 200L et 200R, la soupape 200L contrôlant la pression hydraulique appliquée au cylindre 105L du frein de la roue arrière gauche et
30 la soupape 200R contrôlant la pression hydraulique appliquée au cylindre 105R du frein de la roue arrière droite. La soupape 200L comporte un orifice d'entrée 201L et un orifice de sortie 202L, la soupape 200R comporte un orifice d'entrée 201R et un orifice de sortie 202R.
35 Chaque soupape de proportionnement a sensiblement la même construction que la soupape de proportionnement du premier mode de réalisation de la figure 3, et elle fonctionne également d'une manière identique. De même, la

soupape de compensation du dispositif de la figure 8 est très semblable et a une fonction identique au mode de réalisation de la figure 5 à l'exception que le ressort 208 sollicitant le piston 209 vers sa position appuyée (vers la droite) produit une force constante, contrairement au ressort 143 du dispositif de la figure 5, cette force étant fonction de la pression P_f au maître cylindre dans la soupape de proportionnement et la soupape de détection de décélération.

Comme on peut le voir sur la figure 8, les plongeurs 203L et 203R des soupapes respectives 200L et 200R font saillie dans une chambre 204a de réception de ressorts formée dans un corps 204, et les parties formant têtes en saillie contactent un siège de ressort commun 205 dans la chambre 204a. Un ressort 206 est agencé et comprimé entre le siège 205 et un siège de ressort 207 mobile dans la chambre 204a pour solliciter ces sièges de ressort en directions opposées. Le siège de ressort 207 est pourvu d'une ouverture centrale 207a à travers laquelle un ressort 208 est agencé et comprimé entre la paroi gauche de la chambre 204a et une section formant rebord 209a d'un piston 209. Le piston 209 est disposé dans un alésage 210 pour former une chambre d'étanchéité du fluide 210-1. Le piston 209 peut se déplacer sur une distance "L" avant d'engager le siège de ressort 207. La constante du ressort 208 est inférieure à celle du ressort 206.

La chambre 210-1 communique avec une chambre 212 de réception d'une bille par un passage (non repéré) formé dans un siège de soupape 211. Une bille 213 est placée dans la chambre 212 pour la diviser en première et seconde sections 212-1 et 212-2. Une gorge 214 relie ces deux sections 212-1 et 212-2.

Dans le corps de la soupape de détection de charge 110E est prévue une soupape de commutation comprenant un piston 215 disposé dans un alésage 216. L'alésage 216 est ainsi divisé par le piston 215 en première et seconde sections 216-1 et 216-2. Cette première section communique

avec la seconde section 212-2 par un passage 217. La première section 216-1 de l'alésage 216 ouvre vers un orifice d'entrée 219 et la seconde section 216-2 ouvre vers un orifice d'entrée 221 et un orifice de sortie 220, comme on peut le voir. Un ressort 222 est agencé et comprimé entre le piston 215 et la paroi droite de l'alésage 216 pour solliciter le piston dans une direction tendante à fermer la communication entre l'orifice d'entrée 221 et l'orifice de sortie 220.

La chambre de fluide avant (non repérée) du maître cylindre 102 est reliée par une conduite 223 au cylindre 104L du frein de la roue avant gauche, l'orifice d'entrée 201R de la soupape de proportionnement 200R et l'orifice d'entrée 221 de la soupape de commutation ; la chambre de fluide arrière du maître cylindre 102 est reliée par la conduite 224 au cylindre 104R du frein de la roue avant droite, à l'orifice d'entrée 201L de la soupape de proportionnement 200L et à l'orifice d'entrée 219 de la soupape de commutation. L'orifice de sortie 202L de la soupape de proportionnement 200L est relié par une conduite 225 au cylindre 105 du frein de la roue arrière gauche ; l'orifice de sortie 202R de la soupape de proportionnement 200R est relié par une conduite 226 au cylindre 105R du frein de la roue arrière droite et à l'orifice de sortie 220 de la soupape de commutation.

La soupape de commutation donne, au système de freinage, une fonction d'auto-vérification comme on le décrira ci-après. Quand le cylindre 104R du frein de la roue avant droite et le cylindre 105L du frein de la roue arrière gauche manquent à fonctionner, provoquant un abaissement anormal de la pression hydraulique dans l'orifice d'entrée 219 de la soupape de commutation, le piston 215 se déplace vers la droite pour ouvrir la communication entre l'orifice d'entrée 221 et l'orifice de sortie 220, avec pour résultat que la pression hydraulique produite dans la chambre de fluide avant du maître cylindre 102 est directement appliquée par la seconde section 216-2 de la soupape de commutation, au cylindre 104L du frein de la roue

avant gauche et au cylindre 105R du frein de la roue
arrière droite, by-passant la soupape de proportionnement
200R. Comme la pression hydraulique de la soupape de
proportionnement 200R lors d'un manque des cylindres
5 du frein de la roue avant droite et du frein de la roue
arrière gauche n'augmente pas pour efficacement freiner
les roues avant gauche et arrière droite, l'introduction
directe ci-dessus mentionnée de pression hydraulique vers
les cylindres des freins de ces roues est nécessaire.
10 Quand le cylindre 104L du frein de la roue avant gauche
et le cylindre 105R du frein de la roue arrière droite manque
à fonctionner, provoquant un abaissement anormal de
la pression hydraulique dans l'orifice d'entrée 221 de
la soupape de commutation, le piston 215 reste à sa
15 position la plus à gauche, maintenant la communication
entre la seconde section 212-2 de la chambre à bille 212 et
l'orifice d'entrée 219 de la soupape de commutation.
Cependant, dans ce cas, la soupape G fonctionne normalement,
ainsi lors d'un freinage du véhicule, une grande quantité
20 de fluide de freinage est amenée à la chambre d'étanchéité
210-1 du dispositif de compensation, déplaçant ainsi
le piston 209 vers la gauche pour contacter et déplacer
le siège du ressort 207 pour comprimer le ressort 206
ainsi, la soupape de proportionnement 200L peut produire,
25 dans le cylindre 105L du frein de la roue arrière gauche,
une pression hydraulique critique suffisamment élevée.

On décrira maintenant le fonctionnement de la soupape
de détection de charge 110E par rapport au dispositif
de compensation dans une condition normale de fonctionnement
30 du système de freinage.

Quand la pression P_f dans la chambre de fluide 210-1
atteint le point "a" (voir figure 7), le piston 209
commence à se déplacer vers la gauche, vers le siège
de ressort 207 contre la force produite par le ressort
35 208. Quand la pression P_f augmente encore, le piston 209
continue à se déplacer, augmentant le volume de la chambre
210-1, forçant ainsi la pression P_f à augmenter selon la
courbe représentée par a-b sur le graphique de la figure 7.

Quand la pression P_f atteint le point "b", le piston 209 contacte le siège de ressort 207. Dans cette condition, la pression P_f augmente rapidement comme cela est indiqué par b-c. Une plus ample augmentation de la
5 pression dans la chambre 210-1 déplace le ressort 206, ainsi la pression P_f augmente à la vitesse d'augmentation indiquée par c-d.

A la lecture de la description qui précède, on notera que dans la soupape de détection de charge selon
10 l'invention, lors d'un freinage du véhicule, la pression renfermée dans la chambre d'étanchéité du fluide sous une condition de charge légère du véhicule est considérablement abaissée, et que cette pression sous une condition de forte charge du véhicule est considérablement accrue.

15 Bien entendu, l'invention n'est nullement limitée aux modes de réalisation décrits et représentés qui n'ont été donnés qu'à titre d'exemple. En particulier, elle comprend tous les moyens constituant des équivalents techniques des moyens décrits ainsi que leurs combinaisons
20 si celles-ci sont exécutées suivant son esprit et mises en œuvre dans le cadre de la protection comme revendiquée.

R E V E N D I C A T I O N S

1. Soupape de détection de charge pour un système de freinage hydraulique d'un véhicule à roues, caractérisée en ce qu'elle comprend :

5 une soupape de proportionnement pour régler la pression hydraulique dans son orifice de sortie de fluide (107, 202L, 202R) en réponse à l'application d'une pression hydraulique à un orifice d'entrée du fluide (130, 201L, 201R) ;

10 une soupape de détection de décélération pour changer la caractéristique de réglage de pression de ladite soupape de proportionnement selon la grandeur d'une pression hydraulique renfermée dans une chambre d'étanchéité du fluide (118a-1, 210-1), ladite pression hydraulique renfermée étant variable selon la quantité de décélération dudit véhicule ; et

15 un moyen de compensation (132; 137', 138' ; 141, 143; 209a) pour faire varier le volume d'un espace en communication avec ladite chambre d'étanchéité du fluide selon la grandeur de la pression hydraulique renfermée au moment où ladite pression hydraulique renfermée est inférieure à un niveau prédéterminé qui correspond à une pression provoquant le changement de la caractéristique de réglage de pression de ladite soupape de proportionnement.

25 2. Soupape selon la revendication 1, caractérisée en ce que le moyen de compensation précité comprend un piston (137) reçu de façon étanche et axialement mobile dans un alésage (135) pour définir une chambre dilatable communiquant avec la chambre d'étanchéité du fluide précité, et un moyen de sollicitation (138) pour solliciter ledit piston pour qu'il se déplace dans une direction tendant à réduire le volume de ladite chambre dilatable.

35 3. Soupape selon la revendication 2, caractérisée en ce que l'alésage précité est défini dans un boîtier

(133) en forme de coupe vissé dans un alésage (134) formé dans un corps (111) de ladite soupape, et en ce que le moyen de sollicitation précité est un ressort (138) agencé et comprimé entre le fond dudit boîtier et le piston précité.

5 4. Soupape selon la revendication 3, caractérisée en ce que le piston précité a une tige (137a) qui s'étend vers le fond du boîtier précité pour limiter le mouvement dudit piston dans une direction de dilatation de la
10 chambre dilatable précitée.

5. Soupape selon la revendication 1, caractérisée en ce que la soupape de proportionnement précitée comprend un plongeur (113) axialement mobile dans une direction contre un ressort (126) en réponse à l'application
15 d'une pression hydraulique à l'orifice d'entrée du fluide, et en ce que la soupape de détection de décélération précitée comporte un piston (119;119') qui supporte une extrémité dudit ressort par un siège (123), et qui est reçu axialement mobile et de façon étanche dans un
20 alésage (118a; 118a'-1; 118a) pour définir la chambre d'étanchéité précitée.

6. Soupape selon la revendication 5, caractérisée en ce que le moyen de compensation précité comprend un piston (137) reçu axialement mobile et de façon étanche
25 dans un alésage (135) pour définir une chambre dilatable qui communique avec la chambre d'étanchéité du fluide précitée, et un moyen de sollicitation (138) pour solliciter ledit piston dudit moyen de compensation pour qu'il se déplace dans une direction tendant à réduire
30 le volume de ladite chambre dilatable.

7. Soupape selon la revendication 6, caractérisée en ce que l'alésage précité du moyen de compensation précité est défini dans un boîtier en forme de coupe (133) vissé dans un alésage formé dans un corps (111) de ladite soupape
35 de détection de charge, et en ce que le moyen de sollicitation précité est un ressort (138) agencé et comprimé entre le fond dudit boîtier et le piston dudit moyen de compensation.

8. Soupape selon la revendication 7, caractérisée en ce que le piston précité du moyen de compensation précité comporte une tige (130a) qui s'étend vers le fond du boîtier précité pour limiter le mouvement dudit piston dans une direction de dilatation de la chambre dilatable.

9. Soupape selon la revendication 5, caractérisée en ce que le moyen de compensation précité comprend un piston (137') disposé axialement mobile et de façon étanche dans l'alésage de la soupape de détection de décélération précitée afin de quitter la chambre d'étanchéité du fluide précité et un ressort (138) agencé et comprimé entre le piston de ladite soupape de détection de décélération et le piston dudit moyen de compensation afin de solliciter lesdits pistons en directions opposées.

10. Soupape selon la revendication 9, caractérisée en ce que le piston du moyen de compensation précité est coaxial au piston de la soupape de détection de décélération précitée.

11. Soupape selon la revendication 10, caractérisée en ce que le piston du moyen de compensation précité est traversé d'une chambre à travers laquelle une tige (119'a) s'étendant du piston de la soupape de détection de décélération précitée est disposée de façon étanche et mobile.

12. Soupape selon la revendication 5, caractérisée en ce que le moyen de compensation précité comprend un piston (141) dont une extrémité axiale contacte le piston de la soupape de détection de décélération précitée et dont l'autre extrémité axiale traverse de façon coulissante une ouverture du siège de ressort précité, un ressort (143) agencé et comprimé entre le piston dudit moyen de compensation et ledit siège de ressort, et un moyen d'arrêt (141c) pour arrêter le mouvement dudit piston dudit moyen de compensation par rapport audit siège de ressort quand ledit piston s'est déplacé sur une distance prédéterminée.

13. Soupape selon la revendication 12, caractérisée

en ce que le moyen d'arrêt précité est une partie échelonnée (141) formée sur le piston du moyen de compensation précité, ladite partie échelonnée étant amenée en contact avec le siège de ressort précité quand
5 le piston dudit moyen de compensation se déplace par rapport audit siège de ressort sur la distance prédéterminée précitée.

14. Soupape selon la revendication 12, caractérisée en ce que le piston du moyen de compensation précité
10 est traversé d'un alésage central (141a) dans lequel est reçue une protubérance centrale (119b) du piston de la soupape de détection de décélération précitée.

15. Soupape selon la revendication 14, caractérisée en ce que qu'une bague à fermeture automatique (144) est
15 montée solidement à l'autre extrémité axiale du piston précité pour empêcher ledit piston du moyen de compensation de venir en contact avec un corps qui définit l'alésage de la soupape de détection de décélération précitée.

16. Soupape selon la revendication 1, caractérisée
20 en ce que le soupape de proportionnement comporte un plongeur (203L ou 203R) qui est axialement mobile dans une direction contre un ressort (206) en réponse à l'application de la pression hydraulique à l'orifice d'entrée du fluide, ledit ressort reposant sur un siège
25 (207) et en ce que la soupape de détection de décélération précitée comporte un piston (209) reçu de façon étanche et axialement mobile dans un alésage (210) pour définir la chambre d'étanchéité (210-1) précitée, le piston de ladite soupape de détection de décélération étant sollicité
30 par un ressort (208) pour se déplacer dans une direction tendant à réduire le volume de ladite chambre d'étanchéité, et en ce que le moyen de compensation précité comporte un rebord (209a) formé sur le piston de ladite soupape de détection de décélération, ledit rebord étant amené
35 en contact avec ledit siège de ressort pour comprimer ledit ressort (206) de ladite soupape de proportionnement quand le piston de ladite soupape de détection de décélération se déplace par rapport audit siège de ressort sur une distance prédéterminée.

FIG. 1

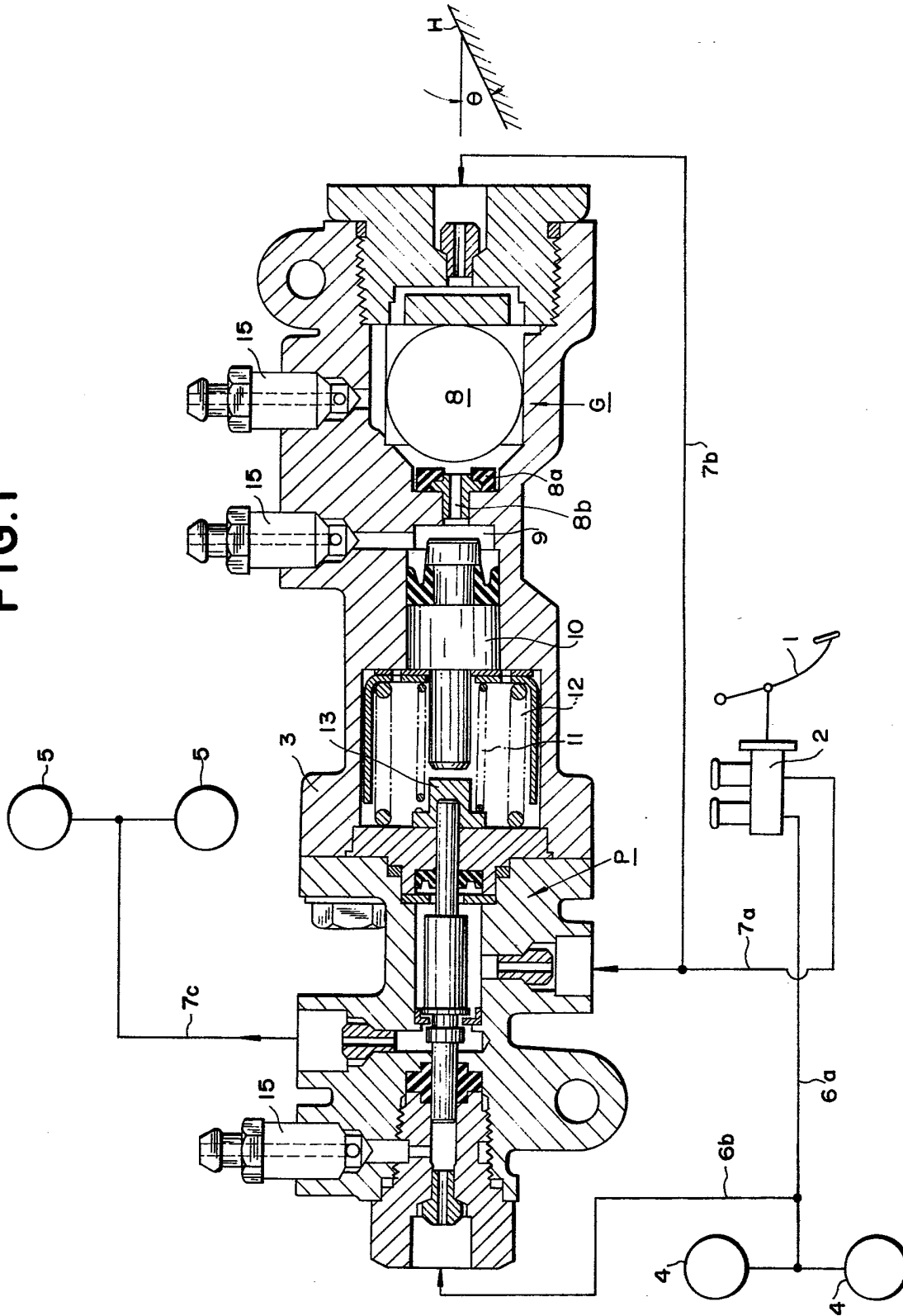


FIG.2

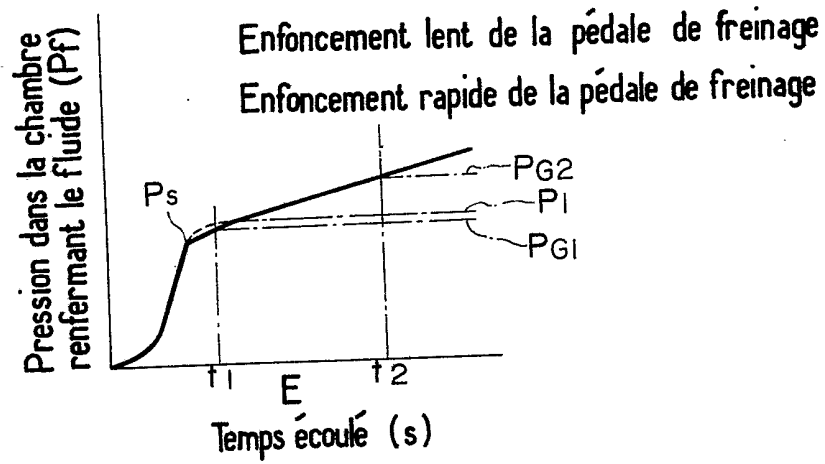


FIG.7

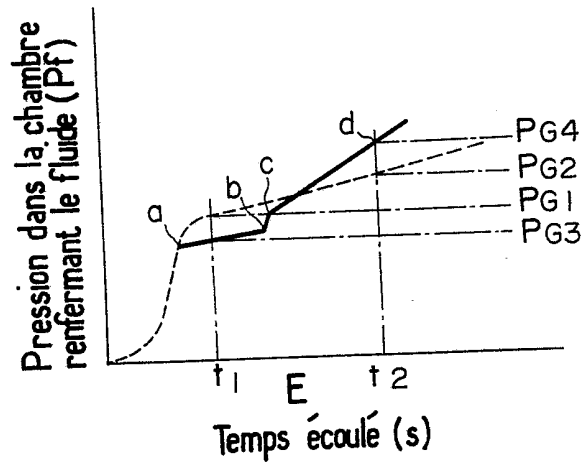


FIG. 3

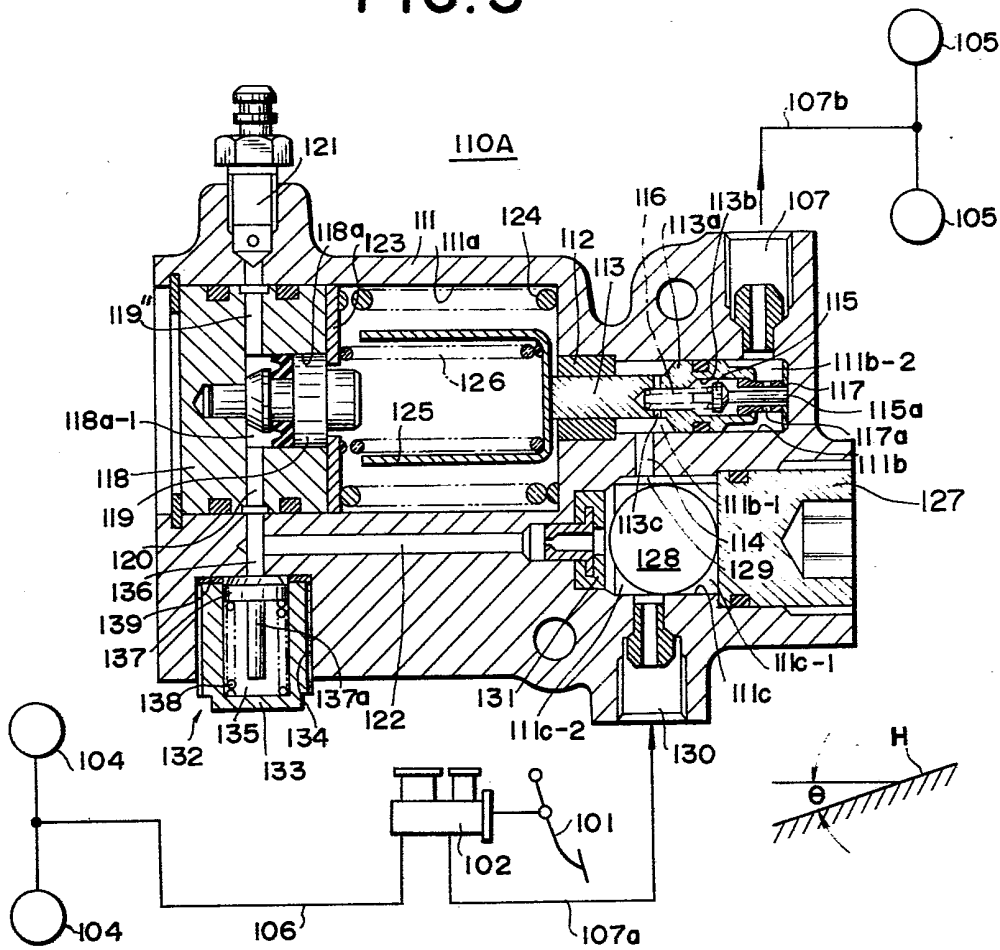


FIG. 4

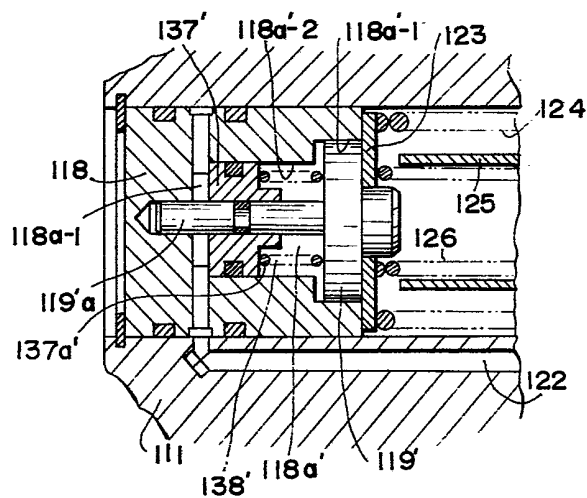


FIG.5

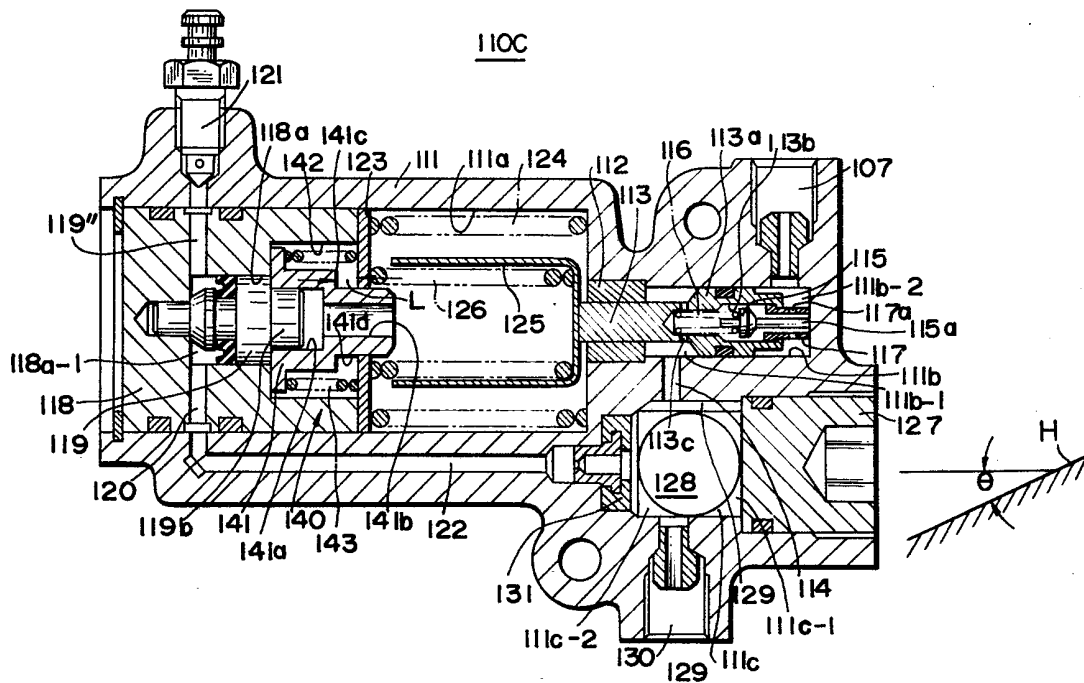


FIG.6

