

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 80 24068

(54) Valve de commande de pression hydraulique pour un système de freinage à double circuit.

(51) Classification internationale (Int. Cl.³). **B 60 T 11/28, 8/14.**

(22) Date de dépôt 12 novembre 1980.

(33) (32) (31) Priorité revendiquée :

(41) Date de la mise à la disposition du
public de la demande B.O.P.I. — « Listes » n° 19 du 14-5-1982.

(71) Déposant : Société dite : NISSAN MOTOR CO., LTD, résidant au Japon.

(72) Invention de : Hitoshi Kubota et Tadao Takimoto.

(73) Titulaire : *Idem* (71)

(74) Mandataire : Bureau D. A. Casalonga,
8, av. Percier, 75008 Paris.

Valve de commande de pression hydraulique pour un système de freinage à double circuit.

La présente invention concerne, d'une façon générale,
5 un système de freinage antidérapiage pour un véhicule à moteur
et elle a trait, plus particulièrement, à un agencement de
valve de commande de pression hydraulique pour un système de
freinage du type dit à double circuit qui fonctionne de
manière à commander l'augmentation entre la pression hydraulique
10 d'entrée et la pression hydraulique de sortie dans ce système.

Un système de freinage à double circuit comprenant
deux systèmes de freinage est utilisé communément dans les
véhicules à moteur en raison de sa fiabilité plus élevée. Dans
un tel système, on utilise habituellement les deux procédés
15 suivants : (1) un procédé dans lequel le système de freinage
est réalisé de telle sorte que la pression hydraulique d'une
des sorties d'un maître-cylindre en tandem est appliquée au
cylindre de frein de roue avant droite et au cylindre de
frein de roue arrière gauche tandis que la pression de l'autre
20 sortie est appliquée au cylindre de frein de roue avant gauche
et au cylindre de frein de roue arrière droite, et (2) un
procédé dans lequel deux cylindres de freins sont utilisés
sur chaque roue avant et le système de freinage est réalisé
de telle sorte que la pression hydraulique d'une des sorties
25 du maître-cylindre est appliquée à un des cylindres respectifs
de freins de roue avant droite et de roue avant gauche ainsi
qu'au cylindre de frein de roue arrière gauche, tandis que la
pression de l'autre sortie est appliquée à l'autre des
cylindres respectifs de roue avant droite et de roue avant
30 gauche ainsi qu'au cylindre de frein de roue arrière droite.

Le premier procédé est connu comme étant un procédé
de branchement du type X et le second procédé comme étant un
procédé de branchement du type J-J. Dans l'un et l'autre de
ces procédés de branchement, il est nécessaire d'utiliser un
agencement de valve de commande de pression hydraulique, comme
35 par exemple un agencement de valve de limitation ou un agen-
cement de valve de dosage dans les canalisations respectives
d'alimentation en pression hydraulique aboutissant aux cylindres

de freins de roues arrière pour compenser le transfert de poids utile du véhicule à moteur pendant le freinage. Par conséquent, le système de freinage classique à double circuit exige deux agencements de valve de commande de pression hydraulique. Ceci
5 présente les inconvénients du point de vue de l'espace de montage et de l'opération d'assemblage du véhicule.

C'est pourquoi on a proposé d'utiliser pour le système de freinage à double circuit un seul agencement de valve dans lequel deux agencements de valve de dosage remplissant les
10 fonctions respectives de commande de pression hydraulique pour les systèmes de freinage de roues arrière sont disposés dans un corps commun parallèlement l'un à l'autre, les plongeurs respectifs de ces agencements de valve étant sollicités par un ressort commun agissant sur un siège de ressort commun. Toutefois,
15 dans un tel agencement de valve unique, la pression critique (la pression de freinage des roues arrière au moment où varie la vitesse d'accroissement de la pression de freinage des roues arrière par rapport à la pression du maître-cylindre) est constant, ce qui rend constante la caractéristique de répartition de la force de freinage appliquée aux
20 roues avant et aux roues arrière.

Comme il est bien connu dans la technique, pour obtenir une caractéristique de répartition idéale de la force de freinage de roue avant et de roue arrière qui permette aux roues avant et aux roues arrière de freiner d'une façon
25 régulière, il faut que la répartition de la force de freinage varie avec la variation du poids du véhicule et la pression hydraulique critique mentionnée ci-dessus doit augmenter en fonction de l'augmentation de poids du véhicule. De ce point de vue, l'agencement de valve de commande de pression
30 hydraulique du type mentionné ci-dessus ne convient pas pour les camions poids lourds et autres véhicules analogues dont le poids varie considérablement selon qu'ils sont vides ou chargés.

Pour remédier à cette difficulté, on a proposé une
35 valve dite de détection de décélération qui est incorporée à l'agencement de valve unique comportant deux valves de dosage. Grâce à la présence de la valve de détection de

décélération, la caractéristique de la pression appliquée aux freins des roues arrière est commandée en fonction du poids du véhicule.

Un objet de la présente invention est de procurer un
5 agencement de valve de commande de pression hydraulique pour un système de freinage à double circuit, cet agencement étant muni non seulement de la valve de détection de décélération mentionnée ci-dessus, mais également d'un moyen de sécurité
10 qui est réalisé de telle sorte que lorsque l'un des systèmes de freinage a une défaillance, l'autre système de freinage fonctionne de manière telle qu'un des cylindres de freins de roues avant et un des cylindres de freins de roues arrière sont actionnés pour freiner le véhicule.

Conformément à la présente invention, on réalise un
15 agencement de valve de commande de pression hydraulique pour un système de freinage à double circuit d'un véhicule à roues. L'agencement de valve comprend deux agencements de valve de dosage parallèles qui sont munis respectivement de plongeurs pouvant se déplacer axialement dans une direction à l'encontre
20 d'un ressort commun en réponse à l'application d'une pression hydraulique aux lumières d'entrée de manière à commander la valeur de la pression hydraulique aux lumières de sortie respectives, un agencement de valve de détection de décélération qui, quand les premier et second systèmes de freinage fonction-
25 nent normalement, règle la valeur de la charge appliquée au ressort commun en fonction du degré de décélération du véhicule, et un moyen de sécurité qui est réalisé de manière telle que, lorsque le premier système de freinage a une défaillance de fonctionnement, le moyen de sécurité forme un
30 passage de dérivation entre les lumières d'entrée et de sortie associées au second système de freinage, de manière à appliquer ainsi directement la pression régnant dans la lumière d'entrée du second système de freinage à la lumière de sortie du second système de freinage et que, lorsque le second système de
35 freinage a une défaillance de fonctionnement, le moyen de sécurité bloque le passage de dérivation et permet à la pression régnant dans le premier système de freinage de comprimer le ressort commun.

D'autres objets et avantages de la présente invention
5 apparaîtront au cours de la description donnée ci-après en
référence aux dessins annexés, sur lesquels :

la figure 1 est une vue en coupe verticale d'un
agencement de valve de commande de pression hydraulique
selon la présente invention, cette vue montrant l'emplacement
10 de l'agencement de valve dans un système de freinage hydraulique
à double circuit pour véhicule à moteur;

la figure 2 est un graphique montrant la relation
entre la pression du maître-cylindre et la pression de freinage
aux roues arrière;

15 la figure 3 est un graphique montrant la relation
entre le poids du véhicule et la pression critique; et

la figure 4 est une vue en coupe agrandie d'une partie
principale d'une variante de réalisation de la présente
invention.

20 En se référant à la figure 1, on voit que l'on y a
représenté un agencement de valve de commande de pression
hydraulique selon la présente invention, cet agencement étant
désigné d'une façon générale par la référence 10. L'agencement
de valve 10 comprend un corps 12 dans lequel sont formées
25 une première chambre 14 de plongeur et une seconde chambre
16 de plongeur. Ces chambres 14 et 16 sont parallèles et
débouchent dans une surface d'extrémité 12a du corps 12. Dans
le corps 12 sont formées une première lumière d'entrée 18
et une première lumière de sortie 20 qui communiquent avec la
30 première chambre 14 de plongeur, et une seconde lumière
d'entrée 22 ainsi qu'une seconde lumière de sortie 24 qui
communiquent avec la seconde chambre 16 de plongeur. Dans les
chambres respectives 14 et 16, sont disposés des premier et
second agencements de valve de commande 26 et 28 destinés
35 à établir et à interrompre sélectivement l'écoulement hydraulique
entre les lumières d'entrée et de sortie 18 et 20 et entre les
lumières d'entrée et de sortie 22 et 24.

Les agencements de valve de commande 26 et 28 sont
des agencements de valve de dosage ayant une structure identique.

Pour faciliter l'explication, la description de la structure de ces agencements de valve de dosage 26 et 28 ne sera donnée que pour un seul de ceux-ci, par exemple l'agencement 26 associé à la première chambre 14 de plongeur. Mais pour
5 faciliter la compréhension et la description, on a désigné les pièces de l'autre agencement de valve 28 en ajoutant le signe " ' " après chaque référence numérique correspondante.

Un plongeur 30 est disposé de façon mobile axialement dans la première chambre 14 de plongeur. Le plongeur
10 30 comporte à son extrémité de gauche un trou borgne 34 à l'intérieur duquel est logée une soupape champignon 32. A l'extrémité ouverte du trou borgne 34 est fixé par matage. un siège 36 de soupape en direction duquel la soupape champignon 32 est poussée par un ressort 38. Quand le plongeur
15 30 se déplace vers la droite par rapport à la figure jusqu'à une certaine position, la soupape champignon 32 est contrainte de reposer sur le siège 36 sous l'action du ressort 38, ce qui a pour effet de fermer le passage entre les lumières d'entrée et de sortie 18 et 20. La longueur de la partie
20 formant tige 40 de la soupape champignon 32 est déterminée de manière à faire saillie du côté gauche du siège 36 de soupape. De ce fait, quand le plongeur 30 prend sa position gauche extrême, le sommet de sa tige 40 vient en contact avec le fond de la chambre 14 de plongeur, ce qui a pour effet de
25 séparer la soupape champignon 32 du siège 36 de soupape et de permettre ainsi à la soupape 32 de prendre sa position ouverte.

Le siège 36 de soupape comporte des trous 42 destinés à établir une communication entre la lumière de sortie 20 et l'intérieur du siège 36 de soupape, tandis que le plongeur 30
30 comporte des trous 44 destinés à établir une communication entre la lumière d'entrée 18 et le trou borgne 34. La chambre 14 de plongeur loge de façon étanche un manchon 46 qui entoure une partie de plus petit diamètre du plongeur 30, un espace libre existant entre ce manchon et cette partie. Le manchon
35 46 comporte des trous 48 destinés à établir une communication entre la lumière d'entrée 18 et l'espace libre. On comprendra donc que, lorsque la soupape champignon 32 s'ouvre, un passage libre pour le fluide hydraulique est formé entre les lumières d'entrée et de sortie 18 et 20.

Le plongeur 30 fait saillie de l'extrémité ouverte de la chambre 14 de plongeur, comme représenté. La section d'extrémité de droite du plongeur 30 est guidée par une bague de retenue 50 qui est montée dans la chambre 14 de plongeur et rendue étanche par un joint d'étanchéité 52.

Les extrémités saillantes 30a et 30a' des plongeurs 30 et 30' portent contre une partie formant rebord 54a d'un support cylindrique 54 de ressort. Le support 54 loge dans son trou central 54b une douille 56 en matière plastique. Une tige de guidage 58 comportant sur son côté droit une section autour de laquelle la douille 56 est montée de façon coulissante est fixée au corps 12. Un ressort 60 est disposé et comprimé entre la partie formant rebord 54a du support 54 de ressort et un siège 62 de ressort que l'on va décrire de façon plus détaillée ci-après. Le ressort 60 presse donc les plongeurs 30 et 30' des agencements de valve de commande 26 et 28 en vue de maintenir les soupapes champignons 32 et 32' dans la position ouverte. Pour la raison qui apparaîtra clairement par la suite, la superficie de section droite du trou central de la douille 56 dans sa section de droite, augmente progressivement à mesure que s'accroît la distance par rapport à la partie généralement médiane du trou de la douille de manière à former un espace libre conique 59 entre la section de droite de la tige de guidage 58 et la section de droite de la douille 56, comme on peut le voir.

Les éléments tels que le ressort 60, le support 54 de ressort, la douille 56, etc., sont logés à l'intérieur d'une partie creuse cylindrique 64a d'un corps 64 d'un agencement de valve 66 de détection de décélération. Le corps 64 est fixé au corps 12 mentionné précédemment et, entre ces corps, se trouve une plaque d'étanchéité 68. A l'intérieur de la partie creuse cylindrique 64a est logé un autre ressort 70 qui est disposé et comprimé entre le siège 62 de ressort et la plaque d'étanchéité 68, de manière à pousser le siège 62 vers la droite. Dans le corps 64 sont formées une chambre cylindrique 72, débouchant dans l'intérieur de la partie cylindrique 64a, et une chambre 74 à bille. Les chambres 72 et 74 communiquent par l'intermédiaire d'un passage 76

formé dans le corps 64. Un siège 78 de valve est fixé à l'extrémité ouverte du passage 76 à l'endroit d'une partie qui est exposée à la chambre 74.

Un piston 80, qui fait corps avec le siège 62 de
5 ressort mentionné précédemment, est disposé de façon étanche et coulissante dans la chambre cylindrique 72 de manière qu'une section de chambre d'actionnement 72a expansible soit formée entre ce piston 80 et le fond de la chambre 72. Une soupape 8 de décharge d'air est fixée au corps de manière à communiquer
10 avec la section 72a de chambre d'actionnement. Une bille 84 est disposée de façon mobile dans la chambre 74. La chambre 74 à bille est fermée par un bouchon 86. Les rainures 88, en nombre approprié, sont formées dans la paroi de la chambre 74 à bille en vue d'établir une communication entre les première
15 et seconde sections de chambre 74a et 74b formées à l'avant et à l'arrière de la bille 84.

Dans l'agencement 10 de valve de commande de pression hydraulique selon la présente invention, on prévoit en outre un agencement 90 de valve de commutation qui agit en tant
20 que moyen de sécurité ou moyen antidéfaillance. L'agencement 90 comprend un trou cylindrique épaulé formé dans le corps 64. Le trou comprend une section 92 de grand diamètre et une section 94 de petit diamètre qui sont alignées coaxialement. L'extrémité ouverte du trou est fermée par un bouchon 96,
25 dans lequel une lumière d'entrée 98 est formée de manière à communiquer avec la section 92. A l'intérieur du trou est disposé de façon axiale et mobile un piston 100. Le piston 100 comporte une portée ou collet 100a qui est logée de façon coulissante et étanche dans la section 92 de grand
30 diamètre de manière à la diviser en des première et seconde chambre 92a et 92b. Les chambres 92a et 92b communiquent respectivement avec la chambre 74 à bille et avec l'atmosphère par l'intermédiaire des passages respectifs 102 et 104 formés dans le corps 64. L'extrémité de gauche du piston 100 est
35 logée de façon étanche et coulissante dans la section 94 de petit diamètre du trou de manière à former entre l'extrémité de gauche du piston 100 et le fond de la section de chambre 94 une chambre d'actionnement 94a expansible. La chambre 94a communique à la fois avec la lumière d'entrée 106 et la

lumière de sortie 108 formées dans le corps 64. Une bague 110 en caoutchouc est fixée à l'extrémité gauche extrême du piston 100 de sorte que lorsque le piston 100 prend sa position gauche extrême, il bloque, c'est-à-dire interrompt, la communication entre la lumière d'entrée 106 et la chambre d'actionnement 94a. Pour assurer ce blocage, un siège 112 de valve est monté dans une partie contre laquelle porte la bague 110 en caoutchouc. Un ressort 114 est disposé dans la seconde chambre 92b de la section de trou 92 de grand diamètre et est comprimé entre le piston 100 et le bouchon 86 de manière à pousser le piston 100 pour qu'il bloque la communication entre la lumière d'entrée et de sortie 106 et 108. Comme on le comprendra par la suite, dans la condition normale du système de freinage, le piston 100 est maintenu dans sa position gauche extrême, de sorte que seul le passage entre la lumière d'entrée 98 et la chambre 74 à bille, est ouvert.

Quand l'agencement de valve de commande de pression hydraulique 10 selon la présente invention est placé sur la structure du véhicule, il est incliné par rapport à l'axe "H" du véhicule d'un angle " θ ", tel que dans des conditions normales de l'agencement 10, la bille 84 porte contre le bouchon 86 sous l'effet de son propre poids, ce qui a pour effet d'ouvrir le passage 76 entre la chambre 74 à bille et la chambre d'actionnement 72a expansible.

Dans l'utilisation pratique de l'agencement de valve 10, les lumières d'entrée 98 et 106 sont raccordées respectivement aux lumières de sortie 116a et 116b d'un maître cylindre 116 du type tandem. La lumière d'entrée 18 est raccordée au cylindre 118 de frein de roue avant droite et à la lumière de sortie 116a du maître-cylindre 116 tandis que la lumière de sortie 20 est raccordée au cylindre 120 de frein de roue arrière gauche. La lumière d'entrée 22 est raccordée au cylindre 122 de frein de roue arrière gauche et à la lumière de sortie 116b du maître-cylindre 116 tandis que la lumière de sortie 24 est raccordée au cylindre 124 de frein de roue arrière droite. Une pédale de frein 126 actionne le maître-cylindre 116 de manière à engendrer des pressions hydrauliques identiques aux lumières de sortie 116a et 116b de ce dernier.

De même que pour une valve de dosage classique, chaque plongeur 30 ou 30' a une section de diamètre b_1 et une section de diamètre b_2 , b_1 étant supérieur à b_2 .

Dans l'analyse mathématiques ci-après, on utilisera
 5 les désignations b_1 , b_2 et b_3 . Les techniciens en la matière comprendront que ces désignations doivent être interprétées comme étant les superficies ou aires des surfaces respectives b_1 , b_2 et b_3 et non pas les diamètres.

Pendant le fonctionnement, quand on enfonce la pédale
 10 de frein 126 de manière à faire engendrer par le maître-cylindre 116 des pressions P_{M1} et P_{M2} aux lumières de sortie 116a et 116b, les pressions P_{M1} et P_{M2} (dans la pratique, $P_{M1} = P_{M2}$) sont appliquées au cylindre 118 de frein de roue avant droite et à la lumière d'entrée 18 ainsi qu'au cylindre
 15 122 de frein de roue avant gauche et à la lumière d'entrée 22, respectivement. Ces pressions P_{M1} et P_{M2} de maître-cylindre sont également appliquées directement au cylindre correspondant 120 et 124 de frein de roue arrière, respectivement, car dans la condition initiale du fonctionnement du maître-cylindre,
 20 les soupapes-champignons 32 et 32' sont maintenues ouvertes. Dans ces conditions, les pressions hydrauliques de freinage de roue avant et de roue arrière augmentent donc selon la caractéristique indiquée par "a-b" sur la figure 2. L'équation d'équilibre de la force appliquée aux plongeurs respectifs
 25 30 et 30' dans ces conditions est donnée par les équations suivantes, dans lesquelles la force engendrée par le ressort 60 est représentée par "F" :

$$P_M \times b_2 = \frac{1}{2} \times F \quad \dots\dots\dots (1)$$

30 (Ici, $P_{M1} = P_{M2} = P_M$)

$$\therefore P_M = \frac{F}{2b_2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

35 (Ici, $P_M = P_{R1} = P_{R2} = P_R$, P_{R1} et P_{R2}

étant les pressions hydrauliques aux lumières de sortie 20 et 24, respectivement)

Du fait que l'on continue d'enfoncer la pédale de frein 126, la pression hydraulique P_M du maître-cylindre augmente

jusqu'à un degré qui satisfait la relation suivante :

$$P_M \times b_2 > \frac{1}{2} \times F \dots\dots\dots (3)$$

les plongeurs 30 et 30' se déplacent vers la droite à l'encontre
 5 de la force du ressort 60 et les soupapes-champignons 32 et 32'
 se ferment, ce qui interrompt la communication entre les
 lumières d'entrée et de sortie respectives 18 et 20, 22 et 24.
 La pression appliquée aux cylindres 120 et 124 de freins de
 roues arrière est donc bloquée. Dans ces conditions, l'équation
 10 de l'équilibre est donnée comme suit :

$$P_M \times (b_1 - b_2) + \frac{1}{2} \times F = P_R \times b_1 \dots\dots\dots (4)$$

$$\therefore P_R = \frac{b_1 - b_2}{b_1} \times P_M + \frac{F}{2b_1} \dots\dots\dots (5)$$

15 Si la pression P_M du maître-cylindre augmente encore
 du fait que l'on continue d'enfoncer la pédale de frein 126,
 la pression P_M agissant sur la superficie différentielle
 $b_1 - b_2$ fait revenir les plongeurs 30 et 30' à leurs positions
 20 initiales et les soupapes-champignons 32 et 32' s'ouvrent de
 nouveau, grâce à quoi les pressions de freinage aux roues
 arrière augmentent avec une pente plus faible $\frac{b_1 - b_2}{b_1}$, comme
 représenté par "b-c" sur la figure 2. On évite donc un
 patinage indésirable des roues arrière.

25 Il convient de remarquer que, pendant l'opération
 mentionnée ci-dessus, l'agencement 90 de valve de commutation
 se maintient dans la position représentée sur la figure 1,
 position dans laquelle la communication entre les lumières
 d'entrée et de sortie 106 et 108 est bloquée et la communi-
 30 cation entre la lumière d'entrée 98 et la chambre 74 à bille
 est établie. Il en est ainsi en raison du fait que le piston
 100 est poussé vers la gauche non seulement par la force du
 ressort 114, mais également par la force correspondant au
 produit de la pression du maître-cylindre par la différence
 35 des superficies réceptrices de pression entre l'extrémité de
 côté droit de la portée du piston orientée vers la chambre 92
 et l'extrémité de gauche du piston orientée vers la chambre 94.

Seule la pression du maître-cylindre provenant de
 la sortie 116a est appliquée à la chambre 74 à bille par

l'intermédiaire de la lumière d'entrée 98 et du passage 102 de manière à actionner l'agencement 66 de valve de détection de décélération d'une manière que l'on va décrire ci-après.

Comme il est connu, lorsque la pression P_M du maître cylindre augmente, la force de freinage "B" augmente également et la décélération " α " qui est obtenue par division de la force de freinage "B" par le poids "W" du véhicule, augmente également, comme il apparaît clairement dans les équations ci-après :

$$B = C \times P_M \quad \dots\dots\dots (6)$$

(C est une constante)

$$\frac{\alpha}{g} = \frac{B}{W} \quad \dots\dots\dots (7)$$

Quand le rapport de décélération " $\frac{\alpha}{g}$ " atteint une valeur prédéterminée fixée par l'angle d'inclinaison " θ " de l'agencement 10 de valve par rapport à l'axe "H" du véhicule, c'est-à-dire lorsque :

$$\left(\frac{\alpha}{g}\right)_0 = f(\theta) \quad \dots\dots\dots (8)$$

($f(\theta)$: fonction de " θ "),

la bille 84 se déplace vers la gauche (sur la figure 1) sous l'effet de son poids à l'encontre de la composante de force de l'accélération gravitationnelle dans la direction de l'angle d'inclinaison " θ " de manière à fermer l'ouverture du siège 78 de valve. Dans ces conditions, même si la pression P_M du maître cylindre augmente encore, la pression appliquée au piston 80 se maintient à cette valeur au moment où la bille 84 ferme l'ouverture du siège 78 de valve. La pression P_G dans la chambre d'actionnement 72a expansible, est représentée par l'équation suivante :

$$P_G = \frac{f(\theta)}{C} \times W \quad \dots\dots\dots (9)$$

La force poussant le piston 80 vers la gauche sur la figure 1, force qui est représentée par le produit de la pression P_G par l'aire réceptrice de pression b_3 du piston 80, équilibre la somme des forces F et F' des ressorts 60 et 70, et on obtient l'équation suivante :

$$F + F' = P_G \times b_3 = \frac{f(\theta)}{C} \times b_3 \times W \dots\dots\dots (10)$$

La force F agit de manière à pousser les plongeurs 30 et 30' vers la gauche sur la figure 1 et la force F' est reçue par la plaque d'étanchéité 68 intercalée entre le corps 12 et le corps 64.

On obtient respectivement les forces F et F' en ajoutant les valeurs obtenues par le produit de la distance Δx dont se déplace le piston 80 par les constantes k_1 et k_2 de ressort des ressorts 60 et 70 aux charges établies f_1 et f_2 de ces ressorts au moment où $P_M = 0$. La relation entre F et F' est donc représentée par l'équation suivante :

$$F' = f_2 + \frac{K_2}{K_1} (F - f_1) \dots\dots\dots (11)$$

D'après les équations (10) et (11), on obtient l'équation suivante :

$$F = \frac{\frac{f(\theta)}{C} b_3 W - f_2 - \frac{K_2}{K_1} f_1}{1 + \frac{K_2}{K_1}} \dots\dots\dots (12)$$

D'autre part, la pression critique P_s est représentée par l'équation (2) comme suit :

$$P_s = \frac{F}{2b_2} \dots\dots\dots (13)$$

Si, dans l'équation (13), on remplace F par sa valeur donnée par l'équation (12), on obtient :

$$P_s = \frac{\frac{f(\theta)}{C} b_3 W - (f_2 - \frac{K_2}{K_1} f_1)}{2b_2 (1 + \frac{K_2}{K_1})} \dots\dots\dots (14)$$

Si $(f_2 - \frac{K_2}{K_1} f_1) > 0$, on obtient la relation de la pression critique P_s par rapport au poids W du véhicule comme représenté sur la figure 3. Il est clair, d'après ce graphique, que la pression critique P_s augmente à mesure qu'augmente le poids W du véhicule.

A mesure que le point d'inflexion b, représenté sur

la figure 2, augmente en fonction de l'accroissement de la charge du véhicule, la pression P_R de freinage de roues arrière augmente. Par exemple, dans le cas où le véhicule est à demi chargé, la pression P_R de freinage de roues arrière augmente
5 selon la caractéristique indiquée par a-b"-c", laquelle est sensiblement la caractéristique idéale, comme il est bien connu des techniciens en la matière.

Dans le cas où l'un des systèmes de freinage, comprenant le cylindre 122 de frein de la roue avant gauche,
10 tombe en panne, le piston 100 de l'agencement 90 de valve de commutation reste à la position représentée sur la figure 1 en maintenant le blocage entre les lumières d'entrée et de sortie 106 et 108 et en maintenant la communication entre la lumière d'entrée 98 et la chambre 74 à bille. Il en est ainsi
15 en raison du fait que l'agencement 90 de valve de commutation est réalisé de manière à maintenir la position illustrée, que la lumière d'entrée 106 reçoive ou ne reçoive pas de fluide sous pression de l'un des systèmes de freinage, tant que l'autre système de freinage, comprenant le cylindre 118
20 de frein de la roue avant droite, fonctionne normalement. De ce fait, même lorsqu'une telle défaillance de fonctionnement se produit, l'agencement 66 de valve de détection de décélération fonctionne normalement, sensiblement de la même manière que celle mentionnée précédemment. Toutefois, l'agencement 28 de
25 valve de dosage ne fonctionne pas. Par conséquent, le plongeur 30' reste dans la position représentée sur la figure 1. Quand la pression hydraulique dans le système de freinage normalement actionné, système qui comprend le cylindre 118 de frein de roue avant droite, augmente, le plongeur 30 de
30 l'agencement 26 de valve de dosage se déplace vers la droite à l'encontre de la force du ressort 60. Le support 54 de ressort s'incline alors progressivement de manière à pivoter autour du point où il est en contact avec le plongeur 30'. Cette inclinaison est possible grâce à l'espace libre conique
35 59 compris entre la tige de guidage 58 et la douille 56. Le support 54 de ressort, plus particulièrement la partie de rebord 54a, s'éloigne ensuite de l'extrémité saillante 30a' du plongeur 30' et coulisse avec la douille 56 sur la tige

de guidage 58, grâce à quoi la soupape champignon 32 se ferme. A ce moment, le ressort 60 agit uniquement sur l'agencement 26 de valve de dosage. On obtient donc l'équation suivante :

$$P_R = \frac{b_1 - b_2}{b_1} \times P_M + \frac{F}{b_1} \dots\dots\dots (15)$$

et, de ce fait, une force de freinage plus importante, comme représentée par a-b'-c' sur la figure 2, est appliquée uniquement par un seul système de freinage qui, à ce moment, comprend le cylindre 118 de frein de roue avant droite, en compensant ainsi l'insuffisance de force de freinage due à la défaillance de l'autre système de freinage.

D'un point de vue pratique, quand un des systèmes de freinage tombe en panne, l'enfoncement de la pédale 126 de frein se fait avec une force deux fois plus grande que celle nécessaire quand les deux systèmes de freinage fonctionnent normalement, cela pour obtenir la même force de freinage que celle obtenue quand les deux systèmes fonctionnent de façon normale. De ce fait, dans la pratique, quand un des systèmes de freinage a une défaillance, la pression P_G régnant dans la chambre d'actionnement 72a expansible, lors du fonctionnement de l'agencement 66 de valve de détection de décélération, présente une valeur deux fois plus grande que celle qu'elle présente lorsque les deux systèmes de freinage fonctionnent normalement. Par conséquent, quand on enfonce fortement la pédale de frein 126 en vue d'obtenir une décélération rapide du véhicule, dans le cas d'une telle défaillance de fonctionnement, la distance sur laquelle le piston 80 se déplace en raison de l'augmentation de la pression P_G régnant à l'intérieur de la chambre 72a (c'est-à-dire la distance dont est comprimé le ressort 60) prend une valeur égale à deux fois celle qu'elle présente lorsque les deux systèmes de freinage fonctionnent normalement, de sorte que la pression de freinage de roue arrière s'incorporant à l'agencement 26 de valve de dosage augmente selon la caractéristique indiquée par a-b''-c'' sur la figure 2. On obtient donc une force de freinage accrue uniquement avec un seul système de freinage.

Il convient de remarquer que la pression de freinage de roues arrière indiquée par le point d'inflexion b'' prend une valeur qui dépasse la valeur assurée dans la pratique par le maître-cylindre. En d'autres termes, lors d'une

5 défaillance de fonctionnement d'un des systèmes de freinage comprenant le cylindre 22 de frein de roue avant gauche, le cylindre 120 de frein de roue arrière gauche reçoit une pression hydraulique sensiblement égale à la pression P_M du maître-cylindre. On obtient donc une force de freinage

10 suffisante uniquement à l'aide d'un seul système de freinage.

De même, quand l'autre système de freinage comprenant le cylindre 118 de frein de roue avant droite tombe en panne, le piston 100 de l'agencement 90 de valve de commutation se déplace jusqu'à sa position extrême de droite à l'encontre

15 de la force du ressort 114 en raison de l'absence de pression hydraulique dans la chambre 92, ce qui a pour effet d'ouvrir la communication entre les lumières d'entrée et de sortie 106 et 108. Dans ces conditions, la pression P_M du maître-cylindre est donc directement appliquée au cylindre 124 de frein de

20 roue arrière droite par l'intermédiaire des lumières 106 et 108 sans être modifiée par l'agencement 28 de valve de dosage.

La pression de freinage dans le cylindre 124 de frein de roue arrière droite augmente donc suivant la caractéristique indiquée par a-d sur la figure 2. On obtient donc

25 une force de freinage suffisante.

Comme on l'a décrit ci-dessus, dans la valve de commande de pression hydraulique selon la présente invention, l'agencement 66 de valve de détection de décélération n'est incorporé qu'à un seul des systèmes de freinage, de telle

30 sorte qu'un mauvais fonctionnement d'un des systèmes de freins n'entraîne pas un mauvais fonctionnement de l'autre système de frein. En outre, grâce à l'agencement 90 de valve de commutation, une force de freinage suffisante est assurée même quand un des systèmes de freinage tombe en panne.

La figure 4 montre une variante de l'agencement 90 de valve de commutation mentionnée ci-dessus. Pour faciliter la description, les pièces qui ont sensiblement la même structure que celles représentées sur la figure 1 sont désignées par les mêmes références numériques. L'agencement modifié 90'

de valve de commutation comprend un trou cylindrique régulier 92' formé dans le corps 64 et un piston 100' comportant une portée 100'a et logé de façon étanche et coulissant dans le trou cylindrique 92'. Comme on peut le voir, l'aire réceptrice de pression définie sur le côté gauche de la portée 100'a est identique à celle définie sur le côté droit de cette portée. Grâce à un ressort 114' comprimé entre le côté droit de la portée 100'a de piston et le bouchon 96, le piston 100' est maintenu dans sa position gauche extrême, comme représenté, dans le cas d'un fonctionnement normal des deux systèmes de freins et dans le cas d'une défaillance de fonctionnement d'un des systèmes de freins comprenant les lumières d'entrée et de sortie 106 et 108. Toutefois, quand l'autre système de freinage a une défaillance de fonctionnement, l'agencement modifié de valve de commutation représenté sur la figure 4 fonctionne d'une manière identique à l'agencement 90 du mode de réalisation préféré; comme on l'a décrit précédemment.

Il est bien entendu que la description qui précède n'a été donnée qu'à titre purement illustratif et non limitatif et que des variantes ou des modifications peuvent y être apportées dans le cadre de la présente invention.

REVENDICATIONS

1. Valve de commande de pression hydraulique pour un système de freinage à double circuit d'un véhicule à roues,
5 caractérisé par le fait qu'il comprend :

deux valves de dosage parallèles (26,28) munies respectivement de plongeurs (30,30') mobiles axialement dans une direction à l'encontre d'un ressort commun (60) en réponse à l'application d'une pression hydraulique à des
10 lumières d'entrée respectives (18,22) de manière à commander la valeur de la pression hydraulique aux lumières de sortie respectives (20,24);

une valve (66) de détection de décélération qui, lorsque les premier et second systèmes de freinage (116a,116b)
15 fonctionnent normalement, règle la valeur de la charge appliquée au ressort commun en fonction du degré de décélération du véhicule; et

un moyen de sécurité (90) antidéfaillance qui est réalisé de telle sorte que, lorsque le premier système de
20 freinage (116a) a une défaillance de fonctionnement, ledit moyen forme un passage de dérivation entre les lumières d'entrée et de sortie associées au second système de freinage, de manière à appliquer ainsi directement la pression présente dans la lumière d'entrée du second système de freinage à la
25 lumière de sortie du second système de freinage et que, lorsque ledit second système de freinage (116b) a une défaillance de fonctionnement, ledit moyen bloque ledit passage de dérivation et permet à la pression présente dans le premier système de freinage de comprimer ledit ressort
30 commun, de manière à augmenter ainsi dans le premier système de freinage la pression critique.

2. Valve de commande de pression hydraulique suivant la revendication 1, caractérisée par le fait que ladite valve de détection de décélération comprend un piston (80) qui
35 supporte une extrémité dudit ressort commun, ledit piston

étant disposé de façon étanche dans un trou (72) de manière à délimiter une chambre d'actionnement (72a) expansible et étanche qui communique avec une chambre (74) à bille dans laquelle une bille (84) est disposée de façon mobile.

5

3. Valve de commande de pression hydraulique suivant la revendication 2, caractérisée par le fait que ledit moyen de sécurité comprend :

10 un corps comportant un trou (92,94,92') et des premier, second, troisième et quatrième passages (106,108, 98,102) qui communiquent avec ledit trou, lesdits premier et second passages étant raccordés respectivement aux lumières d'entrée et de sortie (22,24) associées au second système de freinage (116b), lesdits troisième et quatrième passages
15 étant raccordés respectivement à la lumière d'entrée (18) associée au premier système de freinage (116a) et à ladite chambre (74) à bille de ladite valve de détection de décélération;

20 un piston (100,100') disposé de façon mobile axialement dans ledit trou central de manière à prendre sélectivement des première et seconde positions, ladite première position étant telle que lesdits premier et second passages communiquent mais lesdits troisième et quatrième passages sont bloqués, ladite seconde position étant telle
25 que lesdits premier et second passages sont bloqués mais lesdits troisième et quatrième passages communiquent; et un moyen de sollicitation (114,114') pour solliciter ledit piston de manière qu'il prenne ladite seconde position.

30 4. Valve de commande de pression hydraulique suivant la revendication 3, caractérisée par le fait que l'aire réceptrice de pression dudit piston contre laquelle est appliquée la pression de la lumière d'entrée du second système de freinage est plus petite que l'autre aire réceptrice de pression du piston contre laquelle la pression de
35 la lumière d'entrée du premier système de freinage est appliquée.

FIG.2 2/3

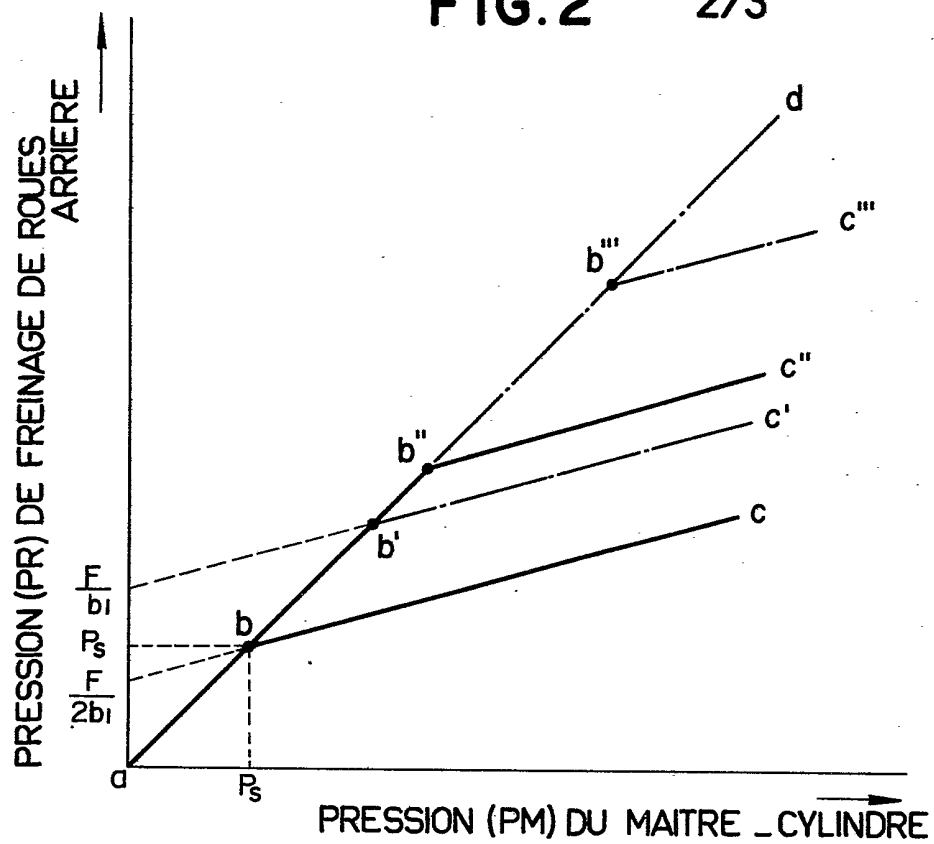


FIG.3

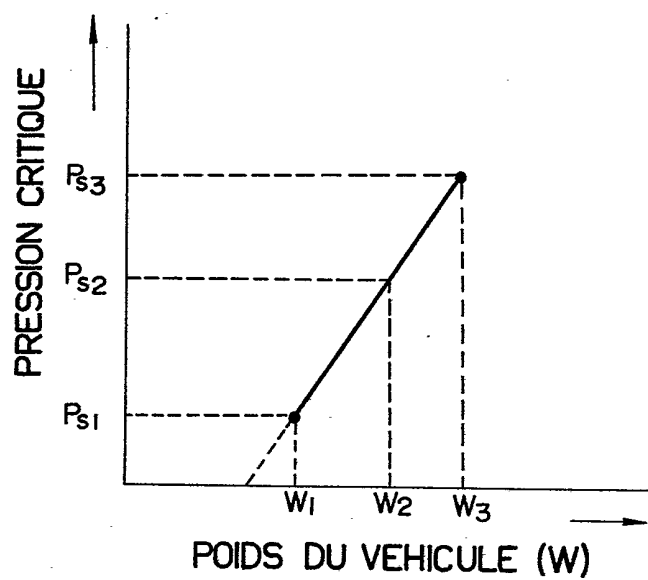


FIG. 4

