

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 80 08525

(54)

Servofrein hydraulique.

(51)

Classification internationale (Int. Cl. ³). B 60 T 13/12.

(22)

Date de dépôt..... 16 avril 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° 43 du 23-10-1981.

(71)

Déposant : Société dite : SOCIETE ANONYME DBA, résidant en France.

(72)

Invention de : André Tobiasz.

(73)

Titulaire : *Idem* (71)

(74)

Mandataire : D. Clanet, service brevets Bendix,
44, rue François-1^{er}, 75008 Paris.

L'invention concerne un servofrein hydraulique pour système de freinage à double circuit pour véhicule automobile.

On connaît de tels servofreins, par exemple de la demande de brevet français N° 72.21053, comprenant : un boîtier dans lequel est prévu un alésage ; un piston monté coulissant dans l'alésage et définissant avec celui-ci une première chambre de pression pourvue d'un orifice de sortie destiné à être relié à l'un des circuits de freinage, et d'un orifice de remplissage destiné à être relié à un réservoir de fluide ; une tige d'actionnement, coaxiale au piston et située à l'opposé de la première chambre de pression, destinée à être actionnée par une pédale de freinage pour déplacer le piston vers cette chambre de pression ; et une valve de réglage de pression interposée entre un orifice d'admission, destiné à être relié à une source de fluide sous pression, et une seconde chambre de pression, destinée à être reliée au second circuit de freinage. Dans le servofrein décrit dans la demande citée ci-dessus, la valve de réglage est commandée par un système mécanique actionné par la tige d'actionnement.

Bien que les servofreins de ce type fonctionnent de manière satisfaisante, on a cherché à mettre en oeuvre des systèmes de commande de la valve de réglage qui ne soient pas en liaison mécanique avec la tige d'actionnement.

De la demande de brevet français N° 76.07023, est connu un servofrein du type précité, dans lequel la valve de réglage est commandée par la pression régnant dans la première chambre de pression.

Ce type de commande est obtenu en donnant à la valve de réglage la forme d'un noyau monté coulissant dans un passage, une face du noyau étant soumise à la pression régnant dans la première chambre de pression tandis que son autre face est soumise à une force de rappel élastique. De manière à équilibrer les pressions régnant dans les deux chambres de pression, la seconde face du noyau est soumise à la pression régnant dans la seconde chambre de pression.

Néanmoins, à la lecture de la demande de brevet sus-mentionnée, on constate que ce mode de réalisation présente les inconvénients suivants : le déplacement du noyau de valve dans la direction de l'ouverture s'effectuant à l'encontre du ressort de rappel, il existe nécessairement une différence de pression entre la première et la seconde chambres de pression. En outre, les forces de frottement qui s'opposent au coulisement du noyau de valve dans son passage entraînent une augmentation de cette différence de pression. Enfin, pour qu'un tel servofrein soit conforme

aux réglementations, il serait nécessaire de prévoir un joint d'étanchéité sur le noyau de valve pour éviter la fuite de liquide sur le pourtour du noyau. Un tel joint augmenterait les forces de frottement entre le noyau de valve et son passage et, par voie de conséquence, l'écart de pression entre les deux chambres de pression.

Pour remédier à ces inconvénients, l'invention propose un servo-frein hydraulique du type comprenant : un boîtier dans lequel est prévu un alésage ; un piston monté coulissant dans l'alésage et définissant avec celui-ci une première chambre de pression pourvue d'un orifice de sortie destiné à être relié à l'un des circuits de freinage, et d'un orifice de remplissage destiné à être relié à un réservoir de fluide ; une tige d'actionnement, coaxiale au piston et située à l'opposé de la première chambre de pression, destinée à être actionnée par une pédale de freinage pour déplacer le piston vers cette chambre de pression ; et une valve de réglage de pression interposée entre un orifice d'admission, destiné à être relié à une source de fluide sous pression, et une seconde chambre de pression, destinée à être reliée au second circuit de freinage ; et comprenant en outre : un premier moyen de commande sensible à la pression régnant dans la première chambre de pression pour solliciter la valve de réglage en position ouverte et un second moyen de commande sensible à la pression régnant dans la seconde chambre de pression pour solliciter la valve de réglage en position fermée, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande comprennent un bloc en matériau élastomère séparant les deux chambres de pression et maintenu à sa périphérie dans le boîtier.

On comprendra mieux à la lecture de la description qui va suivre que le bloc élastomère se déforme en sa partie centrale pour une très faible pression dans la première chambre de pression et que cette déformation est exempte des frottements inhérents aux déplacements d'un piston dans un cylindre. De la sorte, l'écart de pression entre les deux chambres est maintenu à un niveau extrêmement faible.

Selon une caractéristique intéressante de l'invention, le servo-frein hydraulique comprend une chambre d'assistance située du côté du piston opposé à la première chambre de pression, dans laquelle se projette une partie de la tige d'actionnement, et reliée à la seconde chambre de pression, et une valve de décharge entre la chambre d'assistance et un compartiment de décharge destiné à être relié à un réservoir de fluide, ladite tige d'actionnement étant montée avec un jeu axial prédéterminé par rapport au piston et commandant la valve de décharge, laquelle est en

position fermée lorsque la tige d'actionnement est déplacée en direction du piston et en position ouverte lorsque la tige d'actionnement est déplacée en éloignement du piston.

5 Grâce à cette disposition, lorsque l'effort de freinage est relâché, la chambre d'assistance et le second circuit de freinage sont mis en communication avec le compartiment de décharge dès que la tige d'actionnement subit un recul par rapport au piston. Le temps de réponse du système est ainsi réduit au minimum, en comparaison avec l'arrangement connu de la demande N° 76.07023 selon lequel le noyau de la valve de réglage assure, en réponse à une chute de pression dans la première chambre de pression, la mise en communication de la seconde chambre de pression avec le
10 compartiment de décharge.

L'invention sera maintenant décrite en se référant à la Figure unique des dessins annexés, qui est une représentation schématique d'un système de freinage incorporant un servofrein selon l'invention, lequel est représenté en coupe longitudinale.
15

Le système de freinage représenté schématiquement à la Figure comprend un servofrein hydraulique 10, un premier circuit de freinage 12, un second circuit de freinage 14 et un circuit d'alimentation "haute pression" 16.
20

Le servofrein hydraulique 10 comprend un boîtier 18 percé d'un alésage composé de trois parties successives 20, 22 et 24, chaque partie ayant un diamètre supérieur à celui de la précédente.

Dans la partie d'alésage 22, de diamètre "a", est monté coulissant un piston 26 muni d'un joint d'étanchéité antérieur 28 et d'un joint d'étanchéité postérieur 30.
25

Dans la partie d'alésage 20 est montée coulissante une tige d'actionnement 32 sollicitée vers l'extérieur du boîtier par un ressort 34. La tige d'actionnement a la forme d'un fourreau dont la partie postérieure 36 a sensiblement le même diamètre que la partie d'alésage 20 et dont la partie antérieure 38 a un diamètre inférieur "b". A l'intérieur de la tige d'actionnement 32 est fixée une pièce de butée 40 sur laquelle prend appui une tringlerie liée à la pédale de freinage 42, l'enfoncement de cette dernière provoquant le déplacement de la tige d'actionnement 32 vers l'intérieur du boîtier.
30
35

La tige d'actionnement 32 et le piston 26 sont montés avec un jeu relatif "c" l'un par rapport à l'autre, de la manière suivante : le piston comporte une face radiale postérieure 44 de laquelle se projettent des oreilles 46, régulièrement espacées sur le pourtour du piston et entre

lesquelles coulisse l'extrémité 48 de la partie antérieure 38 de la tige d'actionnement 32. Cette extrémité antérieure porte un jonc 50 et les faces internes des oreilles 46 sont évidées sur une distance limitée pour permettre un déplacement relatif de la tige d'actionnement 32 par rapport au piston 26 au plus égal à "c". On notera également que le piston est entraîné, dans les deux sens par la tige d'actionnement : vers la gauche, si l'on considère la Figure, par venue en butée de l'extrémité 48 de la tige sur la face radiale postérieure 44 du piston, et vers la droite, par venue en engagement du jonc 50 sur les oreilles 46.

Un ensemble de butée 52, situé à la jonction des parties d'alésage 20 et 22, limite le déplacement du piston 26 et de la tige 32 vers la droite pour définir leur position de repos : cet ensemble de butée comprend un anneau 54, de forme légèrement cônica, emmanché à force et de manière étanche au fond de la partie d'alésage 22, et une collerette ajourée 56, formée d'une partie radiale et de languettes axiales dirigées vers l'anneau 54 et en butée contre ce dernier. Au repos, les oreilles 46 du piston viennent buter contre la partie radiale de la collerette 56.

Le volume compris entre l'extrémité postérieure du piston 26, l'alésage 22 et l'anneau 54 constitue une chambre d'assistance 58, dans laquelle se projette l'extrémité 48 de la tige d'actionnement, tandis que le volume compris entre l'alésage 20, l'anneau 54 et la surface externe de la partie 38 de la tige d'actionnement 32 constitue un compartiment de décharge 60, relié à un réservoir de fluide 62 par un conduit 64. Un joint-clapet 66 assure la séparation entre la chambre d'assistance 58 et le compartiment de décharge 60. Maintenu prisonnier axialement entre la collerette 56 et l'anneau 54, le joint-clapet comporte un corps annulaire coopérant de manière étanche avec la surface extérieure de la partie 38 de la tige de commande et une lèvre radiale plaquée contre l'anneau 54.

Le passage intérieur 68 de la partie antérieure 38 de la tige d'actionnement communique d'une part avec la chambre d'assistance 58 par son extrémité 48 et d'autre part avec le compartiment de décharge 60 par des passages radiaux 70. Dans ce passage 68 est disposée une valve de décharge 72 constituée comme suit : un siège de valve 74 est fixé à la pièce de butée 40, un élément de fermeture tubulaire 76 est monté coulisant dans le passage intérieur 68 et son extrémité 77 en regard du siège 74 est amincie de telle sorte que l'élément de fermeture 76 vienne en appui sur le siège 74 sur une zone pratiquement circulaire de diamètre égal au diamètre extérieur de l'élément de fermeture 76. Ce dernier est

positionné à l'intérieur du passage 68 grâce à deux ressorts antagonistes 78 et 80 agissant sur un noyau 82 fixé à l'intérieur de l'élément de fermeture 76 ; le premier ressort 78, de forte raideur, prend appui sur le piston 26 tandis que le second ressort 80, de faible raideur, prend appui sur le
5 siège de valve 74. La distance qui sépare au repos l'élément de fermeture 76 de son siège 74 est bien entendu inférieure à "c". Enfin, le noyau 80 comporte des passages axiaux permettant un libre écoulement de fluide de part et d'autre de celui-ci.

Le piston 26 délimite avec l'alésage 22 une première chambre de
10 pression 84, reliée d'une part à un réservoir de fluide 86 via un orifice de dilatation 88 et d'autre part au premier circuit de freinage 12 via un orifice de sortie 90.

Un bouchon 92, vissé à l'extrémité de l'alésage 24 assure le maintien d'un bloc réalisé en matériau élastomère 94 au fond de l'alésage 24. Le
15 bloc élastomère comporte une surface périphérique 96, en engagement étanche avec la paroi de l'alésage 24, une première face radiale 98 constituant le fond de la première chambre de pression 84, et une seconde face radiale 100, constituant le fond d'une seconde chambre de pression 102. La seconde chambre de pression est par ailleurs délimitée par un évidement 104 du bou-
20 chon 92 ; elle communique d'une part avec le second circuit de freinage 14 via des passages 106 et une gorge circonférentielle 108 prévus dans le bouchon 92 puis via un orifice de sortie 110 du boîtier, et d'autre part avec la chambre d'assistance 58 via un passage 112.

Enfin, une valve de réglage de pression 114, logée dans un insert
25 115 emmanché dans le bouchon 92, est interposée entre l'orifice d'admission 116 et la seconde chambre de pression 102.

L'orifice d'admission 116 est relié au circuit haute pression 16, lequel comprend une source de pression constituée, par exemple, d'une pompe 118 et d'un accumulateur 120. Pour des raisons expliquées plus loin, les
30 réservoirs 86 et 62 communiquent entre eux et le trop-plein de liquide contenu dans ces réservoirs est relié par un conduit 122 à une bache 124 dans laquelle la pompe 118 aspire le liquide.

La valve 114 elle-même comprend une bille 126, située du côté de l'orifice 116, sollicitée par un ressort 128 en appui sur un siège fixe
35 prévu dans un passage de l'insert 115. La face 100 du bloc 94 porte, sensiblement en son centre, un doigt 130 se projetant axialement en direction de la bille 126 et lorsque les deux chambres sont à la pression atmosphérique, séparé d'une courte distance de la bille 126. Et l'on remarquera

enfin que l'extrémité antérieure 132 du piston 26 a une forme convexe pour des raisons qui seront expliquées plus loin.

Le servofrein qui vient d'être décrit fonctionne de la manière suivante : lors d'une application de freinage, l'enfoncement de la pédale 42
5 provoque tout d'abord la venue en butée de l'extrémité 48 de la tige de commande 32 sur la face postérieure 44 du piston 26. L'élément de fermeture tubulaire 76 restant pratiquement immobile par rapport au piston, ce déplacement de la tige de commande entraîne la fermeture de la valve de décharge 72 par venue en contact du siège de valve 74 avec l'extrémité 77 de l'élément
10 de fermeture.

Lorsqu'on poursuit l'enfoncement de la pédale, le piston 26 est déplacé vers la gauche. Tout d'abord, tant que le joint 28 n'a pas dépassé l'orifice de dilatation 88, la pression régnant dans la première chambre de pression 84 reste égale à la pression atmosphérique. A cause de ce déplacement du piston, le volume de la chambre d'assistance 58 augmente et la
15 réalimentation de cette chambre s'effectue depuis le compartiment de décharge 60 grâce au décollement de la lèvre radiale du joint-clapet 66. Ensuite, lorsque le joint 28 a dépassé l'orifice de dilatation 88, le piston 26 comprime le liquide dans la première chambre de pression 84 et cette pression
20 est transmise au premier circuit de freinage 12.

Le bloc élastomère 94, soumis sur sa face 98 à la pression créée dans la première chambre de pression et sur sa face 100 à la pression atmosphérique régnant dans la seconde chambre de pression, se déforme par conséquent en direction de cette dernière, et ce, pour une très faible augmentation de pression dans la première chambre, grâce aux propriétés du matériau
25 élastomère. On remarquera également que grâce à ces propriétés, la déformation est exempte de phénomènes d'hystérésis causés par les frottements comme, par exemple, dans l'appareil décrit dans la demande N° 76.07023 déjà citée.

La déformation du bloc élastomère entraîne un déplacement correspondant du doigt 130 qui provoque l'ouverture de la valve de réglage 114 en repoussant la bille 126 de son siège. Le fluide sous pression provenant de la pompe pénètre alors dans la seconde chambre de pression, puis, via les passages 106, 108, 110 et 112, dans le second circuit de freinage 14 et
30 dans la chambre d'assistance 58. Lorsque la pression dans la seconde chambre de pression est devenue égale à la pression dans la première chambre le bloc élastomère est alors soumis sur ses deux faces à des pressions égales et reprend la forme qu'il a au repos, la valve de réglage étant à nouveau fermée en raison du recul du poussoir 130.

La mise en pression de la chambre d'assistance procure une assistance au freinage, le rapport d'assistance étant égal au rapport des sections efficaces de la partie 38 de la tige d'actionnement et du piston 26, dont la valeur est égale à $(b/a)^2$.

5 On notera que le faible espace annulaire séparant la paroi externe de l'élément de fermeture tubulaire 76 de la valve de décharge 72 et la paroi interne du passage 68 permet une faible fuite permanente de la chambre d'assistance 58 vers le compartiment de décharge 60. De la sorte, la valve de réglage de pression est constamment en balance entre position ouverte et
10 position fermée, ce qui rend le temps de réponse du servofrein extrêmement court.

Lorsqu'on relâche l'effort de freinage à la pédale, la tige d'actionnement 32 est rappelée vers la droite par le ressort 34 et se déplace en éloignement du piston 26. Par le fait que la pression régnant dans la
15 chambre d'assistance agit de manière égale sur les deux extrémités de l'élément de fermeture tubulaire 76 de la valve de décharge 72, cet élément est équilibré vis-à-vis de la pression et est repoussé en éloignement de son siège 74 sous l'influence du ressort 80. La chambre d'assistance 58 est donc mise en communication avec le compartiment de décharge 60 et la pres-
20 sion régnant dans la chambre d'assistance 58, dans la seconde chambre de pression 102 et dans le second circuit de freinage 14 décroît. Le piston 26 est alors déséquilibré et se déplace en rapprochement de la tige de commande, dont il résulte une décroissance de la pression dans la première chambre de pression 84 et dans le premier circuit de freinage 12. On notera
25 que durant toute la phase du relâchement de l'effort de freinage, les pressions dans les deux circuits décroissent ensemble et de la même manière. De plus, la valve de décharge étant équilibrée, le temps de réaction du servofrein est également extrêmement court.

Le liquide de frein qui s'écoule en retour vers le réservoir 62
30 sert, si besoin est, à compléter le niveau de liquide dans le réservoir 86 et le trop plein est évacué vers la bache 124 de la pompe 118 via le conduit 122.

En cas de défaillance de la source de fluide sous pression ou du second circuit de freinage, le servofrein fonctionne comme un maître-cylindre
35 classique, en alimentant sans assistance le premier circuit de freinage 12 uniquement.

En cas de défaillance du premier circuit de freinage, le piston se déplace dans la première chambre de pression jusqu'à ce que son extrémité

132 vient en contact avec le bloc élastomère 94. Sous la poussée de la pédale, le bloc se déforme et provoque l'ouverture de la valve de réglage et, par conséquent, l'alimentation du second circuit de freinage 14. Dans ce cas, il y a également assistance au freinage puisque le fluide sous pression est également admis dans la chambre d'assistance 58. La forme convexe de l'extrémité 132 du piston permet d'assurer la progressivité de l'établissement de la pression dans le second circuit de freinage, grâce au fait que le bloc élastomère peut, sous l'effet de la pression dans la seconde chambre, fluer progressivement sur le pourtour de la tête du piston.

REVENDEICATIONS

1. Servofrein hydraulique pour un système de freinage à double circuit pour véhicule automobile, comprenant : un boîtier (18) dans lequel est prévu un alésage (22) ; un piston (26) monté coulissant dans l'alésage et définissant avec celui-ci une première chambre de pression (84) pourvue d'un orifice de sortie (90) destiné à être relié à l'un des circuits de freinage (12), et d'un orifice de remplissage (88) destiné à être relié à un réservoir de fluide (86) ; une tige d'actionnement (32), coaxiale au piston et située à l'opposé de ladite première chambre de pression, destinée à être actionnée par une pédale de freinage (42) pour déplacer le piston vers cette chambre de pression ; une valve de réglage de pression (114) interposée entre un orifice d'admission (116), destiné à être relié à une source de fluide sous pression (118), et une seconde chambre de pression (102), destinée à être reliée au second circuit de freinage (14) par l'intermédiaire d'un second orifice de sortie (110) ; et un premier moyen de commande (94, 98, 130) sensible à la pression régnant dans la première chambre de pression (84) pour solliciter la valve de réglage (114) en position ouverte et un second moyen de commande (94, 100, 130) sensible à la pression régnant dans la seconde chambre de pression (102) pour solliciter la valve de réglage (114) en position fermée, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande (94, 98, 100, 130) comprennent un bloc de matériau élastomère (94) séparant les deux chambres de pression et maintenu à sa périphérie (96) dans ledit boîtier (18).

2. Servofrein hydraulique selon la revendication 1, caractérisé en ce que ledit bloc élastomère (94) comprend deux faces (98, 100), respectivement exposées aux pressions régnant dans la première (84) et dans la seconde chambres (102) de pression, de surfaces égales.

3. Servofrein hydraulique selon la revendication 2, caractérisé en ce que lesdits moyens de commande (94, 98, 100, 130) comprennent un poussoir de valve (130) fixé audit bloc élastomère (94) sensiblement au centre de sa face (100) située du côté de la seconde chambre de pression (102) et en saillie par rapport à ladite face.

4. Servofrein hydraulique selon la revendication 3, caractérisé en ce que ladite valve de réglage (114) comporte un élément de fermeture mobile (126), situé du côté dudit orifice d'admission (116), élastiquement sollicité vers un siège fixe dans ledit boîtier, situé du côté de ladite seconde chambre de pression (102), ledit poussoir de valve (130), d'un diamètre inférieur à celui dudit siège de valve, étant situé, en l'absence de pression dans les deux chambres de pression, à une très courte distance dudit élément de fermeture (126).

5. Servofrein hydraulique selon l'une quelconque des revendications 2 à 4, caractérisé en ce que celle des deux faces (98) dudit bloc élastomère (94) exposée à la pression dans la première chambre de pression (84) fait face audit piston (26), lequel comporte une extrémité convexe (132)

5 susceptible de venir engager progressivement ladite face.

6. Servofrein hydraulique selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'il comprend en outre une chambre d'assistance (58), située du côté du piston opposé à ladite première chambre de pression (84), dans laquelle se projette une partie (48) de ladite tige d'actionnement (32), ladite chambre d'assistance (58) étant reliée à ladite

10 seconde chambre de pression (102).
7. Servofrein hydraulique selon la revendication 6, caractérisé en ce que ladite partie (48) de la tige d'actionnement (32) qui se projette dans la chambre d'assistance (58) a une section efficace inférieure à la

15 section efficace dudit piston (26).
8. Servofrein hydraulique selon l'une ou l'autre des revendications 6 et 7, caractérisé en ce qu'il comprend en outre une valve de décharge (72) entre ladite chambre d'assistance (58) et un compartiment de décharge (60) destiné à être relié à un réservoir de fluide (62), ladite tige d'actionnement (32) étant montée avec un jeu axial prédéterminé (c) par

20 rapport audit piston (26) et commandant ladite valve de décharge (72), laquelle est en position fermée lorsque la tige d'actionnement est déplacée en direction du piston et en position ouverte lorsque la tige d'actionnement est déplacée en éloignement du piston.
9. Servofrein hydraulique selon la revendication 8, caractérisé en ce que ladite partie (48) de la tige d'actionnement (32) qui se projette dans la chambre d'assistance (58) a la forme d'un fourreau (38) dont le passage axial (68) communique d'une part avec la chambre d'assistance (58) et d'autre part avec le compartiment de décharge (60), ladite valve de

30 décharge (72) comportant un élément de fermeture tubulaire (76) monté coulissant dans ledit fourreau (38) et un siège fixe (74) dans le fourreau (38) situé en regard de l'une des extrémités (77) de l'élément de fermeture tubulaire (76) et du côté dudit compartiment de décharge (60).
10. Servofrein hydraulique selon la revendication 9, caractérisé en ce que ledit siège (74) comporte une face radiale plane et que l'extrémité

35 (77) de l'élément de fermeture tubulaire (76) qui lui fait face se termine par une arête (77) située dans un plan radial et de diamètre égal au diamètre extérieur de l'élément de fermeture tubulaire (76).

11. Servofrein hydraulique selon la revendication 9 ou la revendication 10, caractérisé en ce que ladite valve de décharge (72) comprend un noyau (82) fixé à l'intérieur dudit élément de fermeture tubulaire (76) et comportant des passages axiaux, ledit noyau (82) étant maintenu prisonnier
5 entre deux ressorts antagonistes : l'un (78) de forte raideur prenant appui sur le piston (26) et l'autre (80) de faible raideur prenant appui sur ledit siège fixe (74).

12. Servofrein hydraulique selon l'une quelconque des revendications 8 à 11, caractérisé en ce qu'il comporte un clapet anti-retour (52) entre
10 ladite chambre d'assistance (58) et ledit compartiment de décharge (60).

13. Servofrein hydraulique selon la revendication 12, caractérisé en ce que ledit clapet anti-retour (52) est confondu avec un organe d'étanchéité (66) annulaire situé entre la tige d'actionnement (32) et le boîtier (18), ledit organe d'étanchéité (66) comportant une lèvre radiale périphérique coopérant avec une paroi radiale (54) du boîtier.
15

14. Servofrein hydraulique selon l'une quelconque des revendications 8 à 13, caractérisé en ce qu'il comprend un passage de fuite de faible section entre ladite chambre d'assistance (58) et ledit compartiment de décharge (60).

15. Servofrein hydraulique selon la revendication 14, prise en combinaison avec l'une quelconque des revendications 9 à 11, caractérisé en ce que ledit passage de fuite est défini entre ladite partie en forme de fourreau (38) de la tige d'actionnement (32) et ledit élément tubulaire (76) de la valve de décharge (72).
20

