

A1

**DEMANDE
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

N° 81 23839

(54)

Valve de chargement pour frein de véhicule ferroviaire.

(51)

Classification internationale (Int. Cl.³). F 16 K 7/17; B 60 T 15/36; B 61 H 13/00.

(22)

Date de dépôt..... 21 décembre 1981.

(33) (32) (31)

Priorité revendiquée : *EUA, 19 décembre 1980, n° 06/217 969.*

(41)

Date de la mise à la disposition du
public de la demande..... B.O.P.I. — « Listes » n° 25 du 25-6-1982.

(71)

Déposant : Société dite : AMERICAN STANDARD INC., résidant aux EUA.

(72)

Invention de : James E. Hart et Robert J. Zahradnik.

(73)

Titulaire : *Idem* (71)

(74)

Mandataire : Rinuy, Santarelli,
14, av. de la Grande-Armée, 75017 Paris.

L'invention concerne des dispositifs de freinage pour véhicules ferroviaires, et plus particulièrement un dispositif tel que celui décrit dans la demande de brevet des Etats-Unis d'Amérique N ° 195 149 déposée le 8 octobre 1980 au nom de James E. Hart.

La demande précitée décrit un dispositif à cylindre de frein à deux pistons conçu pour emmagasiner autant d'air qu'il est nécessaire pour développer les forces de freinage souhaitées, sans qu'il soit nécessaire de faire appel à des réservoirs d'emmagasinement classiques. Les deux pistons sont montés en tandem, l'un étant plus grand que l'autre et coopérant avec le corps du cylindre de frein pour former des chambres d'emmagasinement d'air sur ses faces opposées.

Lors du desserrage, l'air est dirigé vers ces chambres d'emmagasinement par un dispositif à valve de commande qui agit en réponse à des variations de la pression de la conduite de frein du train. Lorsqu'un serrage du frein de service est déclenché, le dispositif à valve de commande fait passer l'air de la conduite de frein ainsi que d'un premier côté du grand piston vers le côté opposé du petit piston. Un dispositif à soupape est prévu pour égaliser les pressions entre les chambres opposées du grand piston afin de permettre aux deux pistons de se déplacer dans le sens du serrage sous l'effet de la pression agissant sur le petit piston. Une fois que les pistons montés en tandem sont en position de serrage, la valve de commande relâche la pression du premier côté du grand piston afin d'appliquer à ce dernier une pression différentielle et d'exercer ainsi une force de freinage.

Au cours d'un freinage d'urgence, la ventilation de la chambre du cylindre de frein est assurée par un dispositif à soupape sensible d'urgence et est commandée par une valve de chargement conçue pour commander l'accumulation des forces de freinage d'urgence s'exerçant le long d'un train, conformément à un profil prédéterminé des forces de freinage, de façon que ces forces de freinage produisent initialement une compression rapide des jeux

du train, les forces de freinage étant ensuite maintenues constantes pendant une durée prédéterminée afin d'assurer une "compression" suffisante des jeux du train, puis étant élevées rapidement pour maintenir la distance d'arrêt.

5 L'invention a donc pour objet un dispositif à valve de chargement qui intervient au cours des freinages d'urgence pour commander la décharge de la pression de la chambre de serrage du dispositif à cylindre de frein afin de produire des forces de freinage conformes au profil
10 précité des forces de freinage. La valve de chargement selon l'invention est capable de soutenir la phase de "maintien " du profil de freinage pendant une durée prédéterminée, indépendamment du niveau de charge de la conduite de frein ou du degré de la pression effective de
15 freinage au moment d'un freinage d'urgence.

L'invention concerne donc un équipement de frein pour véhicule ferroviaire comprenant un dispositif à cylindre de frein du type comportant deux pistons reliés l'un à l'autre et auxquels la timonerie de frein du
20 véhicule est reliée, des première et seconde chambres étant formées sur les faces opposées de celui des deux pistons, plus grand que l'autre, et de l'air comprimé étant emmagasiné dans ces chambres afin d'être utilisé pour commander les freins du véhicule. L'équipement de frein comporte
25 également un dispositif à valve de commande qui intervient à la suite d'une réduction de la pression de la conduite de frein afin de provoquer une réduction rapide de service de la pression de la conduite de frein en branchant cette conduite sur une troisième chambre formée sur un premier
30 côté du petit piston, en même temps qu'est transmise à cette troisième chambre la pression régnant dans la première chambre formée sur le côté du grand piston opposé au premier côté du petit piston. L'air emmagasiné dans la
35 la première chambre afin d'empêcher qu'une pression différentielle se développe sur le grand piston avant qu'une force suffisante soit exercée sur le petit piston pour déplacer les pistons et la timonerie de frein vers une

position de serrage du frein. Lorsqu'une pression prédé-terminée, conçue pour actionner les pistons et la timonerie de frein vers la position de serrage, apparaît dans la troisième chambre, la valve de commande décharge la

5 pression régnant dans la première chambre afin d'appliquer au grand piston une pression différentielle et d'exercer ainsi des forces de freinage qui correspondent à la réduction de pression de la conduite de frein. Une valve combinée de freinage rapide de service et d'urgence agit en continu

10 en service rapide pendant les freinages de service en même temps qu'elle stabilise le piston d'urgence, qui ne travaille qu'en cas d'urgence pour provoquer une réduction de la pression régnant dans la première chambre à un

15 niveau inférieur à celui auquel la pression peut être réduite pendant un freinage de service, afin que les forces de freinage obtenues soient plus grandes en cas d'urgence. Le piston d'urgence pilote également un dispositif à soupape de ventilation qui propage la réduction d'urgence de la pression de la conduite de frein par chacun

20 des véhicules du train. De plus, la valve combinée de service rapide et d'urgence actionne une valve à haute pression en cas d'urgence afin de retenir la pression d'un volume de temporisation dans une première chambre sous le piston de commande de la valve de chargement, le volume

25 de temporisation ayant été précédemment mis sous pression depuis la chambre de serrage du cylindre de frein, en même temps que la pression de la chambre de serrage du cylindre de frein, se déchargeant et régnant dans une chambre située au-dessus du piston de commande de la

30 valve de chargement, est réduite. Il en résulte l'application au piston de commande d'une pression différentielle qui vainc la force d'un ressort de rappel et déplace à force le piston vers une position de coupure dans laquelle un élément d'obturation, actionné par le piston de commande,

35 se ferme pour interrompre momentanément la poursuite de la décharge de la pression régnant dans la chambre de serrage du cylindre de frein. Dans cette position de coupure du piston de commande de la valve de chargement, le piston

est dégagé d'un siège pour permettre à la pression retenue d'agir sur une plus grande surface du piston de commande et pour déclencher une purge temporisée de la pression du volume de temporisation par l'intermédiaire d'un étrangleur de temporisation. La surface du piston de commande, sou-

5 mise à la pression différentielle, ainsi obtenue assure l'établissement d'un délai constant avant que le piston de commande soit repositionné pour rétablir la décharge de la pression régnant dans la chambre de serrage du frein.

10 L'invention sera décrite plus en détail en regard des dessins annexés à titre d'exemple nullement limitatif et sur lesquels :

- les figures 1, 2 et 3 sont des coupes schématiques partielles qui, considérées bout à bout, représentent le dispositif à valves de commande comprenant la

15 valve de chargement selon l'invention ; et

- la figure 4 est une coupe schématique d'un dispositif à cylindre de frein selon l'invention, pouvant être relié à la partie du dispositif à valve de commande représentée sur la figure 2.

20

Comme représenté sur la figure 4, un dispositif combiné 1 à cylindre de frein et réservoir d'air comprend un corps principal moulé 2 comportant des parties cylindriques 3 et 4 de différentes dimensions. La partie cylindrique 3 la plus petite est fermée par une paroi extrême

25 5 du corps 2, tandis que la partie cylindrique 4 la plus grande est fermée par un élément rapporté d'obturation 7. Les parties cylindriques 3 et 4 sont séparées par un élément central 8.

30 La partie cylindrique 3 contient un piston 9 de positionnement qui coopère avec la paroi extrême 5 afin de former une chambre 10 à une première extrémité, et avec l'élément central 8 afin de former une chambre atmosphérique 11 à son extrémité opposée. La partie cylindrique 4 contient un piston 12 de puissance qui coopère

35 avec l'élément central 8 pour former une chambre 13 à une première extrémité et avec l'élément 7 d'obturation pour former une chambre 14 à son extrémité opposée.

Le piston 9 de positionnement et le piston 12 de puissance sont reliés à une tige creuse 15 de pistons qui passe de façon étanche dans une ouverture 16 de l'élément central 8 et dans une autre ouverture 17 de l'élément 7 d'obturation. Une timonerie de frein (non représentée) de type classique peut être actionnée par une tige de poussée disposée dans la tige creuse 15 des pistons et en faisant saillie de façon classique afin de transmettre les forces de freinage produites par les pistons 9 et 12. Un ressort 18 de rappel des pistons est disposé autour de la tige creuse 15, dans la chambre 14.

Un capot 19 est convenablement monté au moyen d'une bride sur le corps principal 2 afin de former avec la petite partie cylindrique 3 du corps principal 2 un réservoir d'urgence 20. Un bossage 21 de montage vient de fonderie avec une chambre 22 à action rapide et plusieurs orifices auxquels les diverses chambres du dispositif combiné 1 à cylindre de frein et réservoir d'air sont reliées et auxquels également un conduit de branchement provenant de la conduite de frein du train, peut être relié.

Une face 23 de montage du bossage 21 (figure 4) est fixée à une face correspondante 24 (figure 3) d'un dispositif 25 à valves de commande de frein qui comprend une valve 26 de service, une valve 27 de serrage et de desserrage, une valve 28 de transfert, une valve pilote 29 de transfert, une valve combinée 30 de service rapide et d'urgence, une valve 31 de chargement et une valve 32 d'évent.

Comme représenté sur la figure 3, la valve 26 de service comprend deux butées 33 et 34 à piston de différentes dimensions. Une de ces butées, à savoir la butée 33, comporte un piston 35 à diaphragme auquel est reliée une tige 36 comportant un siège annulaire 37 de soupape formé sur l'une de ses extrémités. Une bague annulaire 38 d'étanchéité, portée par une soupape pilote 39 de serrage/desserrage, est destinée à coopérer avec le siège 37 et avec un siège annulaire 40 de soupape

portés par le corps principal et entourant le siège 37. Une chambre 41 est formée sur un premier côté du piston 35 à diaphragme et une chambre 42 est formée sur le côté opposé.

5 L'autre butée 34 à piston comporte un piston
43 à diaphragme qui comprend une tige 44 faisant saillie
vers la butée 33. Cette tige 44 présente un canal central
45 qui renferme un étrangleur 46 de stabilité par lequel
10 les fluides sous pression contenus dans des chambres 47
et 48, situées de part et d'autre du piston 43 à diaphragme,
communiquent. Un siège annulaire 49 de soupape est monté
de manière à pouvoir coulisser sur la tige 44 qui est
reliée à une autre tige 50 par l'intermédiaire d'une sou-
pape 51 de stabilité au desserrage portant une bague
15 annulaire 52 d'étanchéité placée à peu de distance d'un
siège annulaire 53 présenté par l'élément 49 à siège de
soupape. Une soupape 54 de serrage modulé, portant une
bague annulaire 55 d'étanchéité proche d'un siège annulaire
20 56 formé par le corps principal, peut coulisser dans un
alésage ménagé dans la soupape 51 de stabilité au desser-
rage. Un épaulement 56a est formé sur la tige 50, à une
certaine distance de la soupape 54 de serrage modulé,
cette distance étant supérieure à l'écartement entre la
bague 52 de la soupape 51 de stabilité au desserrage et
25 le siège 53, et cette dernière distance étant elle-même
supérieure à celle comprise entre la bague 38 d'étanchéité
et le siège 40 de la soupape pilote 39 en position de
desserrage de la valve 26 de service, comme montré, afin
que l'on obtienne une mise en action séquentielle de la
30 valve pilote, de la valve de desserrage et de la valve
de serrage, respectivement.

La valve 27 de serrage et de desserrage comprend
une soupape 57 de chargement, une soupape circulaire
58 de commande de la pression de desserrage, une soupape
35 circulaire 59 de service rapide et un organe 60 de commande
à piston à diaphragme contre lequel sont appliquées les
soupapes 57, 58 et 59 par la force de ressorts qui agis-
sent sur ces soupapes. L'organe 60 de commande à piston

délimite, sur ses côtés opposés, une chambre pilote 61 et une chambre 62 d'évent.

La valve 28 de transfert comporte une soupape circulaire 63 de desserrage accéléré, une soupape circulaire 64 de charge, une soupape circulaire 65 de transfert, une soupape circulaire 66 de limitation en service rapide et un élément 67 de commande à piston à diaphragme contre lequel les soupapes circulaires 63, 64, 65 et 66 sont appliquées par des ressorts qui agissent sur ces soupapes. Une chambre pilote 68 et une chambre d'évent 69 sont formées sur les faces opposées de l'élément 67 de commande à piston.

La valve pilote 29 de transfert comprend un siège annulaire 70 de soupape et une soupape 71 à piston à diaphragme qui est rappelée par un ressort 72 afin de porter normalement contre le siège 70.

La valve combinée 30 de service rapide et d'urgence comprend un piston 73 d'urgence, une soupape 74 de serrage accéléré, une soupape pilote 75 de la valve d'évent, une soupape 76 de respiration de la chambre à action rapide et une soupape 77 à haute pression. Un diaphragme 78 du piston 73 d'urgence forme, sur ses faces opposées, des chambres 79 et 80 de pression. Un siège annulaire 82 de soupape est formé sur une tige 81 du piston 73. Un canal central 83 est ménagé dans la tige 81, entre le siège 82 et la chambre 80 de pression.

La soupape 74 de serrage accéléré comporte un clapet 84 qui travaille par ses deux faces, la face supérieure portant une bague annulaire 85 d'étanchéité qui coopère, par son bord périphérique intérieur, avec le siège 82, et qui est rappelé par un ressort afin de porter normalement, par son bord périphérique extérieur, contre un siège annulaire 86 qui est concentrique au siège 82. La face inférieure du clapet 84 porte une bague annulaire 87 d'étanchéité qui coopère avec un siège annulaire 88 formé sur un élément 89 rappelé par un ressort.

L'extrémité de la soupape 74 de serrage accéléré opposée à celle portant le clapet 84 à deux faces, porte

contre une première extrémité d'un poussoir 90 soumis à la force d'un ressort et dont l'autre extrémité est située à une distance prédéterminée de la soupape pilote 75 de la valve d'évent. La soupape pilote 75 de la valve d'évent
5 comporte une bague annulaire 91 d'étanchéité qui est normalement appliquée par un ressort contre un siège annulaire 92 et qui n'est écartée de ce siège que lorsque le poussoir 90 est déplacé sur une distance dépassant ladite distance prédéterminée précitée, par contact avec le clapet 84
10 à deux faces.

La soupape 76 de respiration de la chambre à action rapide comprend une soupape 93 à piston à diaphragme qui forme, sur ses faces opposées, des chambres 94 et 95 de pression et qui coopère avec un siège annulaire 96
15 situé dans la chambre 95. Une première extrémité d'un poussoir 97 dépasse dans la chambre 94 afin de porter contre la soupape 93 à piston, tandis que l'autre extrémité porte un siège annulaire 98 qui coopère avec le bord périphérique intérieur d'une bague annulaire 99 d'étanchéité de la
20 soupape 77 à haute pression. Un siège annulaire 100, formé sur une partie du corps et concentrique au siège annulaire 98, coopère avec le bord périphérique extérieur de la bague 99 d'étanchéité et est normalement appliqué contre cette bague du fait du rappel par ressort de la soupape
25 77 à haute pression. L'extrémité de la soupape 77 à haute pression opposée à la bague 99 d'étanchéité comporte un épaulement 101 qui est destiné à entrer en contact avec un clapet 102 d'urgence portant une bague annulaire 103 d'étanchéité qui coopère avec un siège annulaire 104.

30 La valve 31 de chargement comprend une soupape 105 à piston à diaphragme, formant une chambre 106 sur son côté supérieur et coopérant avec un siège annulaire 107 sur son côté inférieur afin de former une chambre 108 de pression à l'intérieur du périmètre du siège. La pression
35 régnant dans les chambres 106 et 108 agit sur des surfaces de pression opposées, de préférence égales, du piston 105. La zone située à l'extérieur de la périphérie du siège annulaire 107 coopère avec le piston 105 pour former une

chambre 108a qui est ouverte à l'atmosphère par l'intermédiaire d'un étrangleur 189. La chambre 108a délimite une surface de pression du piston 105 qui, lorsqu'elle est combinée à la surface de pression définie par la chambre 5 108, est supérieure à la surface de pression définie par la chambre 109 afin d'établir une surface de pression différentielle du piston 105, pour une fonction décrite ci-après. Une tige 109, pouvant porter contre la face inférieure de la soupape 105 à piston, commande la coopération 10 d'un clapet 110 de retenue avec un siège annulaire 111 formé sur la partie du corps.

Une valve 32 d'évent comprend une soupape 112 à piston à diaphragme qui forme une chambre 113 de pression sur sa face supérieure et dont la face inférieure 15 coopère avec un siège annulaire 114 pour former une chambre 115 de pression extérieure au périmètre du siège et une chambre atmosphérique 116 intérieure au périmètre du siège 114 et à laquelle un protecteur d'évent classique (non représenté) peut être fixé.

20 Pendant la mise en charge, la pression de la conduite de frein est transmise de la conduite dérivée de la conduite principale de chaque véhicule d'un train à un orifice 120 et à un dépoussiéreur 121 par l'intermédiaire duquel la pression de la conduite de frein est 25 transmise à la chambre 115 de la valve d'évent, aux chambres 42 et 48 de la valve 26 de service par un canal 117, à la chambre 80 du piston 73 d'urgence par un canal 122 dérivé du canal 117 et à la chambre 113 de la valve d'évent par le canal 117, un canal central 123 ménagé dans la 30 soupape pilote 75 de la valve d'évent, l'extrémité du poussoir 90 et un canal 124.

De la chambre 80, la pression de la conduite de frein est transmise par le canal central 83 et le 35 siège 82 à un canal 125 qui aboutit à la chambre 94 de la soupape 76 de respiration de la chambre à action rapide. Un étrangleur 126 de chargement de la chambre à action rapide transmet la pression de la chambre 94 à la chambre 22 à action rapide par l'intermédiaire d'un étrangleur 127

de respiration disposé dans la périphérie du siège 96 et d'un canal 128. La pression de la chambre à action rapide est transmise du canal 128 à la chambre 79 du piston d'urgence 73 qui est stabilisé dans sa position la plus haute, comme représenté.

A partir du dépoussiéreur 121 de la conduite de frein, un canal 129 transmet la pression de la conduite de frein à la soupape 57 de charge qui, dans la position représentée transmet la pression de la conduite de frein au réservoir d'urgence 20 par l'intermédiaire d'un étrangleur 130 de chargement et d'un canal 131. La pression du réservoir d'urgence s'écoule également du canal 131 vers un canal 132 aboutissant à une chambre 133 de la soupape d'urgence 102 et à la zone intérieure délimitée par le contact de la bague 38 d'étanchéité de la soupape pilote 29 de serrage et de desserrage avec le siège 37, dans la position de desserrage de la valve 26 de serrage, comme représenté. La pression du réservoir d'urgence s'écoule également du canal 131 vers un canal 134 aboutissant à la soupape circulaire 63 de desserrage accéléré où la pression est retenue par la fermeture du joint 135 de la soupape circulaire contre son siège 136 sous l'action d'un ressort 137.

De la soupape 57 de charge, la pression de la conduite de frein pénètre également dans la chambre 13 du dispositif combiné 1 à cylindre de frein et réservoir d'air par l'intermédiaire d'un canal 138 et d'un étrangleur 139 de chargement disposé dans le canal 138. Cette pression de la chambre 13 s'écoule également du canal 138 vers la chambre 41 de la butée 33 à piston de la valve de service par l'intermédiaire d'un canal 139 et vers la soupape circulaire 64 de chargement par l'intermédiaire d'un canal 140.

La soupape circulaire 64 de chargement transmet, dans la position représentée, la pression du canal 140 à la chambre 14 du dispositif combiné 1 à cylindre de frein et réservoir d'air par l'intermédiaire d'un canal 142, d'un étrangleur 143 de chargement et d'un canal 144. La

pression s'écoule du canal 142 par un canal dérivé 146 qui aboutit à la soupape circulaire 58 de commande de la pression de desserrage où, dans la position représentée, la pression est arrêtée par le fait que le joint 147

5 de la soupape circulaire est fermé contre son siège 148. La pression appliquée à la chambre 14 du cylindre de frein s'écoule également du canal 144 vers la chambre 47 de la butée 34 à piston de la valve de service, par l'intermédiaire d'un conduit dérivé 149, et vers la chambre 106

10 du piston 105 de la valve de chargement par l'intermédiaire d'une dérivation 150 du canal 144, ainsi que vers un volume 151 de temporisation par l'intermédiaire d'une dérivation 152 du canal 144, du clapet ouvert 98-99 de la soupape 77 à haute pression et d'un canal 153. Cette pression du

15 volume de temporisation est également introduite, par une dérivation 154 du canal 153, dans la chambre 108 située au-dessous du piston 105 de la valve de chargement. Les surfaces utiles opposées du piston 105 de la valve de

20 chargement étant sensiblement égales, un ressort 155 maintient efficacement la valve 31 de chargement dans la position représentée, le clapet 110 de retenue étant dégagé de son siège 111.

Pour effectuer un serrage du frein de service, le conducteur réduit la pression régnant dans la conduite

25 de frein du train à un rythme de service d'une valeur correspondant au degré souhaité de serrage du frein, conformément aux manoeuvres classiques et bien connues entrant dans la commande du frein d'un train. Cette réduction de la pression de la conduite de frein du train est trans-

30 mise au dispositif 25 à valves de commande de frein de chaque véhicule par la conduite dérivée du véhicule qui est reliée à l'orifice 120 présenté par le bossage 21 de montage du cylindre de frein. Par conséquent, la réduction de la pression de la conduite de frein est transmise

35 aux chambres 42 et 48 de la valve 26 de service, ce qui applique aux butées 33 et 34 à piston une pression différentielle suffisante pour provoquer un déplacement vers le bas de l'empilage des éléments de la valve de service.

Le début du mouvement de descente provoque d'abord l'entrée en contact de la bague 38 d'étanchéité de la soupape pilote de serrage et de desserrage avec le siège 40 pour couper toute communication de fluide sous pression entre un canal 5 156 de commande pilote et un canal 157 de décharge, tout en dégageant simultanément le siège 37 de la bague 38 d'étanchéité, ce qui établit une communication de fluide sous pression entre le canal 132 et le canal 156 de commande pilote. Par conséquent, la pression du réservoir 10 d'urgence est appliquée à la chambre pilote 61 de la valve 27 de serrage et de desserrage afin de déplacer l'élément 60 de commande à piston à diaphragme et, par conséquent, d'actionner les soupapes 57, 58 et 59.

Dans sa position actionnée, la soupape circulaire 15 57 achève de charger le réservoir d'urgence 20 et la chambre 13 du cylindre de frein par l'intermédiaire de gorges annulaires formées sur le corps de la soupape circulaire, et elle achève également de ventiler la chambre 10 par fermeture du joint 158 de cette soupape circulaire 20 sur son siège 159. De plus, la bague 147 d'étanchéité de la soupape 58 est dégagée de son siège 148, ce qui fait communiquer les canaux 146 et 160 afin de maintenir l'équilibre des pressions entre les chambres 13 et 14 du cylindre de frein pendant que les pistons 9 et 12 25 se déplacent ensuite.

Enfin, une bague 161 d'étanchéité de la soupape circulaire 59 est dégagée de son siège 162 pour établir une communication de fluide sous pression entre un canal 163 de dérivation du canal 129, un canal 164 et un étrangleur 164a de commande aboutissant à la soupape circulaire 30 66 de limitation de service rapide de la valve 28 de transfert.

Etant donné que la valve 28 de transfert n'est pas actionnée à ce moment, une bague 165 d'étanchéité de 35 la soupape circulaire 68 est dégagée de son siège 166 afin de faire communiquer le canal 164 avec un canal 167 aboutissant à la chambre 10 du cylindre de frein. Ainsi, une réduction locale, en service rapide, de la pression

de la conduite de frein est obtenue par mise en communication de cette pression avec la chambre 10 du cylindre de frein pendant la phase initiale d'un serrage du frein de service, afin d'accélérer la réduction de la pression dans la conduite de frein le long du train. Il apparaît que
5 cette fonction de service rapide est déclenchée uniquement lorsque la valve de commande est en mode de desserrage et de chargement au moment du serrage de service.

L'action en service rapide décrite ci-dessus
10 assure un mouvement continu de l'empilage des éléments de la valve 26 de service, de sorte que la bague 52 d'étanchéité du clapet 51 de stabilité au desserrage entre ensuite en contact avec le siège 53 afin de couper la communication de pression entre les chambres 47 et 48
15 par l'intermédiaire de l'étrangleur 46 de stabilité et du canal central 45, étant évident que pendant le desserrage du frein, l'étrangleur de stabilité sert à dissiper les variations de la pression de la conduite de frein afin d'empêcher toute manoeuvre inopinée du frein.

La poursuite du mouvement de l'empilage des
20 éléments de la valve 26 de service finit par faire porter l'épaulement 56a du poussoir 50 contre la soupape 54 de serrage modulé et par déplacer cette soupape afin que sa bague 55 d'étanchéité s'éloigne de son siège 56. Ceci
25 établit une communication du fluide sous pression entre le canal 149 et un canal 168. Par conséquent, la pression régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein est transmise à la soupape circulaire 65 de transfert par l'intermédiaire d'un orifice et du canal 144, du canal
30 149, de la soupape ouverte 55-56, du canal 168, du clapet de retenue ouvert 110-111 de la valve de chargement, d'un étrangleur 169 de chargement et d'un canal 170. Etant donné que la valve 28 de transfert n'est pas actionnée à ce moment, un siège 171 de la soupape circulaire 65 est
35 dégagé de sa bague 172 d'étanchéité afin de faire communiquer le canal 170 avec un canal 173 qui aboutit à la chambre 10 du cylindre de frein par l'intermédiaire du canal 167. La pression régnant dans la chambre 14 du

cylindre de frein est donc appliquée à la chambre 10 du cylindre de frein en même temps que la pression régnant dans la conduite du frein de service rapide, comme décrit précédemment, de façon à déplacer les pistons 9 et 12

5 vers la droite jusqu'à la position de serrage du frein. Au cours des mouvements des pistons 9 et 12 vers la position de serrage du frein, la pression régnant dans la chambre 14 est transmise à la chambre 13 par la soupape circulaire 58, comme indiqué précédemment, ainsi que par
10 un clapet 174 de retenue monté entre les canaux 138 et 144 de manière qu'une grande partie de l'air contenu initialement dans la chambre 14 s'écoule vers la chambre 13 et que les pressions puissent s'égaliser entre les chambres 13 et 14 pendant que le piston 12 est déplacé.

15 Lorsque les pistons 9 et 12 des cylindres de frein occupent la position de serrage du frein, c'est-à-dire lorsque le mouvement des pistons n'est plus possible par suite de l'entrée en contact des sabots de frein avec les roues, la pression régnant dans la chambre 14 continue
20 d'être appliquée à la chambre 10 en même temps que la pression de la conduite de frein jusqu'à ce qu'une pression prédéterminée soit établie dans cette chambre, cette pression prédéterminée correspondant à une certaine force
25 régnant dans la chambre 13 s'écoule vers la chambre 14 par l'intermédiaire de la valve circulaire 58 afin que les pressions restent équilibrées entre les chambres 13 et 14.

Lorsque la pression prédéterminée mentionnée
30 ci-dessus est atteinte dans la chambre 10, par exemple une pression de 175 kPa, la soupape 71 à piston à diaphragme de la valve pilote 29 de transfert, qui est soumise à la pression de la chambre 10, est dégagée du siège 70 contre la résistance opposée par le ressort 72 de rappel
35 afin d'appliquer la pression de la chambre 10 à la chambre pilote 68 de la soupape 65 de transfert par l'intermédiaire du canal 167, de la valve pilote ouverte 29 de transfert et d'un canal 175. Par conséquent, l'élément 67 de commande

à piston de la valve de transfert est actionné pour actionner, lui-même, en même temps, les soupapes circulaires respectives 63, 64, 65 et 66.

Le clapet 165-166 de la soupape circulaire 66
5 se ferme donc pour que la pression de la conduite de frein ne puisse plus s'écouler vers la chambre 10 du cylindre de frein, ce qui achève l'action initiale de service rapide. Le clapet 171-172 de la soupape circulaire 65 se
10 ferme également pour arrêter en même temps la poursuite de l'écoulement du fluide sous pression de la chambre 14 du cylindre de frein vers la chambre 10. Par conséquent, une force minimale et prédéterminée de serrage du frein de service est assurée. Lorsque le siège 171 de la soupape circulaire 65 entre en contact avec la bague 172 d'étan-
15 chéité, cette dernière est dégagée de son autre siège annulaire 176 par lequel la pression du fluide régnant dans la chambre 14 est transmise à un canal 177 aboutissant à l'atmosphère. Ainsi, l'actionnement de la soupape circulaire 65 fait passer la pression du fluide, régnant
20 dans la chambre 14, de la chambre 10 à l'atmosphère, lorsque la valve 28 de transfert est actionnée.

De plus, un siège 178 de la soupape circulaire 64 porte contre sa bague 179 d'étanchéité afin d'interrompre toute communication de pression entre les canaux
25 140 et 142, ce qui fait cesser l'écoulement du fluide sous pression de la chambre 13 vers la chambre 14 du cylindre de frein pendant que cette dernière est à l'atmosphère.

En outre, le clapet 135-136 de la soupape circulaire 63 est ouvert afin de transmettre la pression du
30 réservoir d'urgence, régnant dans le canal 134, à un canal 180 où la pression est arrêtée par le contact d'un siège 181 de la soupape circulaire 59 avec une bague 161 d'étanchéité dans la position d'actionnement de la valve
35 27 de serrage et de desserrage, ce qui conditionne la soupape circulaire 59 pour transmettre ensuite cette pression du réservoir d'urgence à la conduite de frein afin d'obtenir un desserrage accéléré des freins, comme

décrit ci-après.

Lorsque la pression régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein est ainsi évacuée dans une certaine proportion par rapport à la réduction de pression dans la conduite de frein, une pression différentielle se développe de part et d'autre du piston 12 de puissance du cylindre de frein, car la pression régnant dans la chambre 13 reste à présent constante. La force résultante produite par le piston 12 de puissance coopère avec la force initiale minimale prédéterminée du freinage de service, développée par le piston de positionnement 9, afin que l'on obtienne la force de freinage souhaitée, conformément, en fait, au degré de réduction de la pression de la conduite de frein.

Lorsque la pression régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein continue de s'échapper, une réduction de pression en résulte dans la chambre 47 de la valve 26 de service. Lorsque cette pression de la chambre 14 descend suffisamment au-dessous de la pression de la conduite de frein pour appliquer à la butée 34 à piston une pression différentielle orientée vers le haut et suffisante pour compenser la pression différentielle existante, orientée vers le bas et appliquée à la butée 33 à piston, un équilibre des forces est rétabli et l'empilage des pistons s'élève jusqu'à une position neutre dans laquelle la bague 55 d'étanchéité est de nouveau appliquée contre le siège 56 pour arrêter toute poursuite de l'échappement de la pression de la chambre 14 du cylindre de frein. Etant donné que la surface présentée par la butée 33 à piston est supérieure à celle de la butée 34 à piston, on obtient un certain rapport de la réduction de pression de la chambre 14 à la réduction de pression de la conduite de frein, par exemple un rapport de 4:1. Un clapet 168a de retenue de limitation de service est monté dans le canal 168 aboutissant à la valve 31 de chargement afin de limiter la réduction maximale de pression que la valve 26 de service peut provoquer dans la chambre 14.

Pendant le serrage précité du frein, la valve combinée 30 de service rapide et d'urgence peut produire

une action continue de service rapide et elle assure également la stabilité du freinage de service en empêchant tout serrage d'urgence indésiré. Lorsque la pression de la conduite de frein est en cours de réduction, une diminution de pression apparaît dans la chambre 80 du piston 73 d'urgence. Etant donné que la pression régnant dans la chambre opposée 79 à action rapide reste relativement constante du fait de la présence de l'étrangleur 126 de chargement qui réduit l'écoulement de retour de la pression de la chambre à action rapide vers la conduite de frein, une force différentielle est appliquée au diaphragme 78 du piston 73 d'urgence par suite de la pression prépondérante régnant dans la chambre 79 à action rapide, ce qui a pour effet de faire descendre le piston d'urgence jusqu'à ce que le siège 82 situé sur la tige 81 de ce piston porte contre la soupape 74 de serrage accéléré.

Aux très faibles vitesses de réduction de la pression dans la conduite de frein, cette force de déplacement du piston 73 est insuffisante pour actionner la soupape 74 de serrage accéléré contre la force de son ressort 74a. Par conséquent, la pression de la conduite de frein régnant dans la chambre 94 de la soupape 96 de respiration est déchargée par le canal 125, un étrangleur 182 de serrage accéléré et le canal central 83 de la tige 81 de piston. Etant donné que la pression de la chambre à action rapide régnant dans la chambre 95 de la soupape 76 de respiration peut suivre cette faible vitesse de réduction de la pression de la conduite de frein par l'intermédiaire de l'étrangleur 126 de respiration et de l'étrangleur 127 de charge, le diaphragme 93 de la soupape de respiration est soumis à une pression différentielle insuffisante pour être dégagé de son siège 96. Par conséquent, le piston 73 est stabilisé et la soupape 76 de respiration de la chambre à action rapide reste dans la position représentée dans laquelle il ne se produit aucune ventilation en service rapide de la pression de la conduite de frein.

Aux vitesses de service plus élevées de la réduction de la pression de la conduite de frein, une pression différentielle plus importante se développe sur le diaphragme 78, ce qui déplace le piston 73 vers le

5 bas sous une force suffisante pour vaincre celle du ressort 74a et actionner ainsi la soupape 74 de serrage accéléré, de sorte que le clapet 85-86 s'ouvre et que le clapet 82-85 se ferme. Par conséquent, la pression de la conduite de frein régnant dans la chambre 94 de la

10 soupape 76 de respiration est isolée de la pression de la conduite de frein régnant dans le canal 83 et elle est déchargée rapidement par le canal 125, le clapet ouvert 85-86 et un canal 183 de décharge, si bien que cette

15 décharge s'effectue indépendamment de la pression de la conduite de frein 120 du train et à une vitesse relativement élevée. Une fois que la pression régnant dans la chambre 94 et dans le canal 125 a été réduite, la pression de la conduite de frein est également déchargée à l'atmosphère à un rythme déterminé par l'intermédiaire du canal

20 83 et de l'étrangleur 182 de serrage accéléré, en dérivation du clapet fermé 82-85. La pression de la chambre à action rapide, régnant dans la chambre 95, ne peut suivre la réduction de pression de la chambre 94, de sorte que le diaphragme 93 de la soupape de respiration

25 se trouve soumis à une pression différentielle suffisante pour dégager ce diaphragme du siège 96. A ce moment, la totalité de la face inférieure du diaphragme 93 est soumise à la pression de la chambre à action rapide, de sorte que le diaphragme 93 est éloigné de son siège à

30 force et rapidement. La pression de la chambre à action rapide, qui règne dans la chambre 79 du piston 73 d'urgence, est ainsi déchargée par le canal 128, l'étrangleur 127 de respiration, le siège 96, un canal 184, le clapet ouvert 87-88 et un canal 183 de décharge, ce qui inverse la

35 pression différentielle appliquée au piston 73 d'urgence pour ramener ce dernier vers sa position normale, sans qu'il se déplace suffisamment pour déclencher un freinage d'urgence, comme indiqué ci-après. Dans la position normale

du piston d'urgence, le clapet 85-86 est fermé et le clapet 82-85 est ouvert, ce qui rétablit la communication de pression entre la conduite de frein et la chambre 94. Lorsque la chambre 94 est ainsi rechargée, le diaphragme 5 93 de la soupape de respiration est repositionné et une autre réduction locale de la pression de la conduite de frein se produit et s'ajoute à la réduction effective de la pression de la conduite de frein pour accélérer ainsi la réduction globale de service de la pression de la 10 conduite de frein et, par conséquent, le serrage de service le long du train.

Tant que cette réduction de service de la pression de la conduite de frein continue, le piston 73 de service continue son cycle de mouvements successifs rapides sans 15 se déplacer suffisamment pour actionner la soupape pilote 75 de la valve d'évent. Cependant, cette action cyclique provoque, en fait, des réductions de service continues, locales et rapides de la pression de la conduite de frein.

Dans le cas d'une diminution à un rythme ou 20 une vitesse d'urgence de la pression de la conduite de frein, le rythme de réduction, par l'intermédiaire de l'étrangleur 127 de respiration, de la pression régnant dans la chambre à action rapide est insuffisant pour inverser la pression différentielle provoquant un déplacement 25 vers le bas du piston 73 d'urgence, qui est donc suffisamment déplacé pour fermer le clapet 87-88 de la soupape 74 de serrage accéléré afin d'arrêter la ventilation de la pression de la chambre à action rapide par l'intermédiaire du canal 184. La pression de la chambre à 30 action rapide est donc obligée de suivre la pression de la conduite de frein par l'intermédiaire de l'étrangleur 127 de respiration et de l'étrangleur 126 de charge montés en série. Etant donné que la capacité d'écoulement de l'étrangleur 126 de charge limite la vitesse à laquelle 35 la pression de la chambre à action rapide peut suivre la pression de la conduite de frein, le rythme d'urgence, plus élevé, de la réduction de la pression de la conduite de frein ne peut être en fait compensé et le diaphragme 93

de la soupape de respiration est soumis à une pression différentielle suffisante pour qu'il soit déplacé vers sa position la plus haute, tandis que, simultanément, le diaphragme 78 du piston d'urgence est soumis à une pression
5 différentielle suffisante pour déplacer vers le bas le piston 73 d'urgence, vers sa position d'urgence.

Dans la position la plus haute de la soupape 93 à piston à diaphragme, le poussoir 97 est déplacé afin d'actionner la soupape 77 à haute pression qui, elle-même,
10 actionne la soupape 102 d'urgence. Lorsqu'elle est actionnée, la soupape 77 à haute pression dégage sa bague 99 d'étanchéité de son siège, afin de décharger la pression régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein par l'intermédiaire des canaux 144 et 152, du clapet ouvert 99-100, d'un
15 canal 185, du clapet ouvert 110-111 de la valve 31 de chargement, de l'étrangleur 169, du canal 170 et de la soupape circulaire 65. Ceci se produit en parallèle avec la décharge de la chambre 14 par l'intermédiaire de la valve 26 de service, etc. Il apparaît donc qu'en cas d'urgence,
20 la décharge de la pression de la chambre 14 du cylindre de frein se produit en dérivation du clapet 168a de limitation de service, ce qui entraîne une autre diminution d'urgence de la pression de la chambre 14 qui est en fait mise à l'atmosphère, par rapport au niveau de réduction
25 réalisé lors d'un freinage de service. Par conséquent, en cas d'urgence, la pression différentielle appliquée au piston 12 de puissance est plus grande, de même, par conséquent, que la force de freinage appliquée.

Cette force de freinage plus élevée, exercée par
30 le piston 12 de puissance en cas d'urgence, est complétée par une force plus grande exercée également par le piston 9 de positionnement. L'actionnement de la soupape 102 d'urgence provoque l'application de la pression du réservoir d'urgence à la chambre 10 du cylindre de frein par
35 l'intermédiaire des canaux 131 et 132, de la chambre 133 de la soupape 102 d'urgence, du clapet ouvert 103-104, d'un canal 186, d'un étrangleur 186a, d'un clapet de retenue 187 et d'un canal 167. La pression du réservoir d'urgence

s'ajoute donc à la pression de serrage normal de service régnant dans la chambre 10 jusqu'à ce qu'une différence de pression prédéterminée apparaisse entre le réservoir d'urgence 20 et la chambre 10 du cylindre de frein. Par conséquent, le piston 9 de positionnement exerce une force de freinage prédéterminée qui est plus grande en cas d'urgence que pendant un freinage de service.

De plus, le mouvement du piston 73 d'urgence vers sa position d'urgence provoque l'entrée en contact étanche du poussoir 90 de la soupape 74 de serrage accéléré avec la bague 91 d'étanchéité de la soupape pilote 75 et, ensuite, le dégagement de la bague 91 d'étanchéité de son siège fixe 92. La pression pilote régnant dans le volume relativement faible de la chambre 113 située au-dessus du diaphragme 112 de la soupape d'évent est donc isolée de la pression régnant dans la conduite de frein et elle est évacuée rapidement à l'atmosphère par le canal 124, le clapet ouvert 91-92 et le canal 183 de décharge. La pression de la conduite de frein régnant dans la chambre 115, autour du siège 114, peut donc soulever de son siège la soupape 112 d'évent à diaphragme et elle peut être déchargée directement à l'atmosphère, par exemple en passant par un protecteur classique d'évent (non représenté). Ainsi, on obtient, en fait, une capacité locale élevée de ventilation de la pression de la conduite de frein en réponse au rythme d'urgence de la réduction de la pression de la conduite de frein, ce qui assure la propagation du freinage d'urgence.

Conformément à la description précédente qui a trait au déroulement d'un freinage d'urgence, il convient de noter que la réduction d'urgence de la pression régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein s'effectue par l'intermédiaire de la valve 31 de chargement. La fonction de cette valve de chargement est de commander l'augmentation d'urgence des forces de freinage le long d'un train, conformément à un profil prédéterminé, afin d'optimiser l'interaction des véhicules du train en réduisant les forces

s'exerçant au niveau des attelages sans nuire à la distance d'arrêt du train. On agit sur les forces de freinage d'urgence en commandant la décharge de la pression de la chambre 14 du cylindre de frein par l'intermédiaire de la valve 26 de service et de la valve d'urgence 30, afin de provoquer initialement une compression rapide des jeux entre les attelages des véhicules, les forces de freinage étant maintenues à une valeur relativement constante pendant un certain temps afin d'assurer une "compression" suffisante des jeux du train, puis ces forces de freinage étant augmentées rapidement pour maintenir la distance d'arrêt.

Lorsqu'un freinage d'urgence est déclenché, par suite d'une réduction au rythme d'urgence de la pression de la conduite de frein, la valve 26 de service et la valve 30 d'urgence sont actionnées, comme décrit précédemment, afin de décharger la pression de la chambre 14 du cylindre de frein par l'intermédiaire de la valve 31 de chargement, sachant que des pressions égales existent initialement dans les chambres 106 et 108 et agissent sur des surfaces utiles sensiblement égales du piston 105. Par conséquent, le ressort 155 de rappel logé dans la chambre 106 peut maintenir le piston 105 dans sa position la plus basse dans laquelle la tige 109 maintient le clapet 110-111 de la valve de chargement en position d'ouverture jusqu'à ce que la force du ressort 155 soit vaincue. Au cours du premier stade du freinage d'urgence, une décharge maximale de la pression de la chambre 14 du cylindre de frein est réalisée par l'intermédiaire du clapet ouvert 110-111 de retenue de la valve de chargement. En réponse à la mise en action de la soupape 77 à haute pression en cas d'urgence, le clapet 98-99 se ferme afin de couper toute communication de pression entre les canaux 152 et 153 et de retenir ainsi la pression du fluide dans la chambre 108 et dans le volume 151 de temporisation, à une valeur égale à celle de la pression régnant dans la chambre 14 au moment du déclenchement du freinage d'urgence, tandis que la pression régnant dans la chambre 106

est déchargée avec la pression régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein. Il en résulte l'application au piston 105 d'une pression différentielle orientée vers le haut et suffisante pour vaincre la force du ressort 155 de rappel lorsqu'une réduction prédéterminée de pression s'est produite dans la chambre 14 du cylindre de frein, par exemple 210 kPa. A ce stade, le piston 105 est élevé à force, ce qui permet à un ressort 189 de fermer le clapet 110-111 de retenue de la valve de chargement et d'interrompre ainsi momentanément la décharge de la pression de la chambre 14 du cylindre de frein. Lorsque le piston 105 est élevé à force, il se dégage de son siège 107 afin que la totalité de la face inférieure de ce piston 105 soit soumise à la pression régnant dans le volume de temporisation, ce qui produit un mouvement rapide du piston et la fermeture soudaine et ferme du clapet 110-111 de retenue de la valve de chargement, en même temps que la pression régnant dans le volume 151 de temporisation est mise à l'atmosphère par l'intermédiaire de l'étrangleur 190 de temporisation, d'un canal 191, d'un canal 195 et du canal 183 de décharge. Cette dernière opération établit une période de temporisation qui représente une seconde phase du freinage d'urgence au cours de laquelle le clapet de retenue de la valve de chargement reste fermé afin d'empêcher la poursuite de la décharge de la pression de la chambre 14 du cylindre de frein et, par conséquent, de maintenir les forces de freinage sensiblement constantes, bien qu'un accroissement progressif de l'effort de freinage se produise pendant cette phase par suite de l'élévation progressive de la pression arrivant du réservoir 20 d'urgence dans la chambre 10, comme décrit précédemment. Lorsque la pression du volume de temporisation a suffisamment diminué pour permettre au ressort 155 et à la pression du fluide restant dans la chambre 106 de repositionner le piston 105 sur le siège 107, la tige 109 ouvre de nouveau, en même temps, le clapet 110-111 de retenue de la valve de chargement et elle rétablit ainsi la décharge de la pression de la chambre 14

du cylindre de frein, ce qui augmente encore plus la force de freinage. Il convient de noter que le clapet 168a de retenue de service arrête la décharge de la pression de la chambre 14 à une valeur maximale et prédéterminée de service, mais que la soupape 79 à haute pression de la valve d'urgence reste en action pour achever la ventilation de la pression de la chambre 14.

Il ressort de ce qui précède que dans sa position haute, dans laquelle la totalité de sa face inférieure est exposée à la pression du volume de temporisation, le piston 105 présente une surface de pression différentielle ayant pour effet d'exiger un pourcentage prédéterminé de chute de pression dans le volume 151 de temporisation pour réduire suffisamment la pression différentielle, s'exerçant vers le haut sur ce piston 105, pour permettre au ressort 188 de repositionner le piston 105 et, par conséquent, d'ouvrir de nouveau le clapet 110-111. Etant donné que la surface différentielle du piston 105 à diaphragme exige un certain pourcentage de chute de la pression régnant dans le volume de temporisation pour repositionner le piston 105, il s'ensuit que pour des pressions initiales plus élevées, la chute réelle de pression dans le volume de temporisation est plus grande que pour des pressions initiales plus faibles dans le volume de temporisation. La valeur de cette variation de la réduction réelle de pression nécessaire pour repositionner le piston 105 à partir de pressions initiales différentes assure le maintien à une valeur constante de la période de temporisation mentionnée précédemment, représentant la seconde phase d'urgence, quelles que soient les différentes pressions régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein au moment de l'application du frein d'urgence. Cette variation de la réduction de pression du volume de temporisation est nécessaire pour compenser la relation caractéristique non linéaire entre la pression et le temps qui existe lors de la décharge de la pression d'un volume donné tel que le volume 151 de temporisation. Par exemple, il faut une pression initiale plus élevée et un temps plus court

pour réduire une quantité donnée, alors qu'il faut une pression initiale plus faible pour réduire la même quantité d'un volume donné. Il apparaît donc que l'on compense cette absence de linéarité par l'action de la surface différentielle du piston 105 qui fait varier la réduction réelle de pression dans le volume 151 de temporisation, nécessaire au repositionnement du piston 105 à partir de différentes pressions présentes au moment d'un freinage d'urgence. Par exemple, si la pression régnant dans la chambre 14 du cylindre de frein et, par conséquent, dans le volume 151 de temporisation au moment du déclenchement d'un freinage d'urgence est relativement basse, il faut, pour réduire d'une quantité donnée la pression régnant dans le volume de temporisation, une période de temps relativement plus longue que celle qui serait nécessaire pour effectuer une réduction de la même amplitude sous des pressions du volume de temporisation relativement plus grandes. Etant donné que la surface différentielle du piston 105 exige une diminution d'un pourcentage prédéterminé de la pression du volume de temporisation délimité sous le piston 105 pour permettre au ressort 188 de repositionner ce piston 105, l'amplitude de la réduction réelle de la pression du volume de temporisation est cependant proportionnellement inférieure pour des pressions inférieures du volume de temporisation. Par conséquent, bien qu'il faille une plus longue période de temps pour effectuer une réduction d'amplitude donnée sous des pressions relativement faibles du volume de temporisation, la réduction réelle, d'amplitude donnée, est en fait obtenue par l'action de la surface différentielle du piston 105 pour compenser le manque de linéarité et, par conséquent, établir une période de temporisation constante. Par une conception appropriée des détails de la valve de chargement, cette chute variable de pression peut être établie afin de compenser très étroitement la relation non linéaire caractéristique entre la pression et le temps qui existe à la décharge à l'atmosphère de la pression régnant dans un volume donné. Par conséquent, la durée

pendant laquelle le clapet 110-111 de la valve de chargement reste fermé au cours de la seconde phase du freinage d'urgence est sensiblement constante, quelle que soit la pression régnant dans le volume de temporisation au moment du déclenchement d'un freinage d'urgence.

L'empilage à pistons de la valve 26 de service étant en position neutre après un serrage du frein de service, comme décrit précédemment, un accroissement de la pression de la conduite de frein, par suite d'une variation de pression, élève suffisamment la butée 34 à piston pour soulever la soupape 51 de stabilité au desserrage et dissiper ainsi la variation de pression de la conduite de frein par l'intermédiaire de l'étrangleur 46 de stabilité et du clapet ouvert 52-53, ce qui réduit légèrement la pression utile de la conduite de frein et accroît légèrement la pression régnant dans la chambre 47 afin de stabiliser l'empilage de la valve de service et d'empêcher tout relâchement indésirable du freinage.

Dans le cas où un accroissement franc de la pression de la conduite de frein se produit par suite d'un relâchement souhaité de l'effort de freinage, le débit d'écoulement de la pression de la conduite de frein par l'étrangleur 46 de stabilité est insuffisant pour stabiliser l'empilage de pistons de la valve 26 de service. Par conséquent, un accroissement de pression apparaît dans les chambres 42 et 48, ce qui engendre un déséquilibre de force, agissant, vers le haut sur l'empilage de pistons de la valve 26 de service, ce déséquilibre étant suffisant pour élever cet empilage jusqu'à la position de desserrage et soulever ainsi le clapet 38 de son siège 40. La pression pilote régnant dans la chambre 61 de la valve 27 de serrage et de desserrage est donc ventilée à l'atmosphère par l'intermédiaire du canal 156, du clapet 38-40, du canal 157 et de la chambre atmosphérique 116. Ceci permet à l'élément 60 de commande à piston d'être ramené en position de desserrage par les ressorts de rappel des soupapes circulaires.

La soupape circulaire 59 de service rapide est donc déplacée à force vers sa position de repos dans laquelle le clapet 161-162 de service rapide est fermé et le clapet 161-181 de desserrage accéléré est ouvert, ce
5 dernier clapet faisant communiquer la pression du réservoir d'urgence, établie précédemment dans le canal 180, avec la conduite de frein par l'intermédiaire des canaux 163, 129 et 120. Ceci provoque un desserrage direct des freins (conformément aux instructions A.A.R. pour la manoeuvre
10 du frein marchandises), tout en accélérant également le desserrage par l'écoulement de la pression du réservoir d'urgence dans la conduite de frein, dans chaque véhicule.

Simultanément, la soupape 57 de chargement n'est plus actionnée afin d'ouvrir le clapet 58-59 et de trans-
15 mettre ainsi la pression de la chambre 10 du cylindre de frein à l'atmosphère par l'intermédiaire des canaux 167, 173 et 186, d'un étrangleur 192 de décharge logé dans un canal 193, de la chambre atmosphérique 62 de la valve 27 de serrage et de desserrage, du canal 177 et de la
20 chambre atmosphérique 116. De plus, la soupape 57 de chargement rétablit la communication de chargement entre la conduite de frein et le réservoir d'urgence par l'intermédiaire de l'étrangleur 130, et la chambre 13 de cylindre de frein par l'intermédiaire de l'étrangleur 139.

25 En outre, la soupape circulaire 58 de commande de la pression de desserrage n'est plus actionnée afin que son clapet 147-148 se ferme pour couper ainsi toute communication éventuelle de pression entre les chambres 13 et 14 du cylindre de frein, en parallèle avec l'étrangleur 143, ce qui assure un temps approprié de desserrage
30 du frein en raison de la régulation, par l'étrangleur 143, de l'égalisation de pression entre les chambres 13 et 14. Il apparaît que la remise en communication des chambres 13 et 14 par l'intermédiaire de l'étrangleur 143 est
35 commandée par la mise au repos de la soupape circulaire 64.

Lorsque la pression régnant dans la chambre 10 du cylindre de frein est réduite, la pression de commande pilote régnant dans la chambre pilote 68 de la valve de

transfert est déchargée simultanément par l'intermédiaire de la valve pilote 29 de transfert. Lorsque la pression régnant dans la chambre 10 approche de la pression atmosphérique, l'élément 67 de commande à piston de la valve de transfert est repositionné par les ressorts de rappel des soupapes circulaires 63, 64, 65 et 66 qui sont déplacées simultanément vers leurs positions de repos.

La soupape circulaire 63 ferme alors le clapet 135-136 et interrompt ainsi la poursuite de l'écoulement de la pression du réservoir d'urgence vers la conduite de frein, ce qui fait donc cesser l'action de desserrage accéléré.

La soupape circulaire 64 ouvre son clapet 178-179 pour permettre une égalisation de pression entre les chambres 13 et 14 du cylindre de frein par l'intermédiaire de l'étrangleur 143 de chargement, annulant ainsi la pression différentielle qui s'exerce sur le piston 12 de puissance, ce qui, conjointement à la force du ressort 18 de rappel et à la décharge de la pression exercée sur le piston 9 de positionnement, provoque le desserrage des forces de freinage. La dimension de l'étrangleur 143 est choisie de manière que le desserrage complet des freins demande un temps prédéterminé, par exemple 25 secondes, de façon à limiter l'action des jeux entre véhicules du train.

La soupape circulaire 65 ferme le clapet 172-176 pour isoler le canal 170 du canal 177 de décharge et elle ouvre son clapet 171-172 pour faire communiquer la chambre 10 du cylindre de frein avec le canal 170. Cependant, étant donné l'absence de pression dans ces éléments, aucune action n'a lieu.

Enfin, la soupape circulaire 66 ouvre son clapet 165-166 pour faire communiquer la soupape circulaire 59 de service rapide avec la chambre 10 de positionnement du cylindre de frein en vue d'une action de déclenchement de service rapide lors du freinage qui suit le desserrage.

Après un freinage d'urgence, la pression régnant dans la chambre à action rapide, au-dessous du clapet 93

à piston à diaphragme de la soupape 76 de respiration de la chambre à action rapide, descend à une vitesse déterminée par l'intermédiaire de l'étrangleur 127 de respiration, de l'étrangleur 126 de chargement, de la chambre 5 94, du canal 125, du clapet 85-86 de la soupape 74 de serrage accéléré, et du canal 183 d'évent aboutissant à la chambre atmosphérique 116. Etant donné que l'étrangleur 127 de respiration et l'étrangleur 126 de chargement sont en série, l'étrangleur de chargement, qui est plus petit, 10 limite cet écoulement. De plus, la pression de la chambre à action rapide est évacuée par l'intermédiaire de la soupape ouverte 96, du canal 184, d'un étrangleur 184a de purge, du clapet ouvert 85-86 et du canal 183 d'évent. Ainsi, les étrangleurs parallèles 126 et 184a coopèrent 15 pour régler la vitesse de purge de la chambre à action rapide afin d'établir un délai d'environ 60 secondes avant qu'une purge complète de la pression de la chambre à action rapide puisse se produire. Pendant cette période, la pression de la chambre à action rapide, régnant effective- 20 ment dans la chambre 79, maintient le piston 73 d'urgence dans sa position la plus basse dans laquelle la soupape pilote 75 de la valve d'évent est maintenue actionnée pour que son clapet 91-92 reste ouvert. La chambre de la valve d'évent 32 est donc ventilée, de sorte que si 25 l'on tente de rétablir la pression de la conduite de frein pendant ce délai (qui est imposé pour assurer une durée suffisante à l'arrêt complet d'un train par un freinage d'urgence), la pression de la conduite de frein est simplement évacuée à l'atmosphère par l'intermédiaire du clapet 30 ouvert 112-114 de la valve 32 d'évent, et est donc impuissante à provoquer un desserrage.

Une fois que le délai imposé expire, la soupape pilote 75 de la valve d'évent est ramenée par ressort dans sa position normale, à savoir par la force d'un res- 35 sort 193 de rappel, ce qui provoque la fermeture du clapet 91-92 et, par conséquent, isole de l'atmosphère la chambre 113 de la valve d'évent. Ceci permet à la pression de remplissage de la conduite de frein de s'élever dans

la chambre 113 et de commander fermement la fermeture de la valve d'évent. Lorsque ce remplissage de la conduite de frein atteint environ 80 % de la pression initiale ayant régné précédemment dans la conduite de frein,

- 5 l'empilage à pistons de la valve 26 de service se déplace vers la position de desserrage afin de provoquer le desserrage du frein de la manière indiquée précédemment pour le desserrage après un freinage de service.

- 10 Il va de soi que de nombreuses modifications peuvent être apportées au dispositif décrit et représenté sans sortir du cadre de l'invention.

REVENDECATIONS

1. Valve de chargement, caractérisée en ce qu'elle comporte un premier dispositif d'obturation (110-111) qui peut prendre des positions d'ouverture et de

5 fermeture pour conduire et interrompre, respectivement, la ventilation de la pression d'un fluide de commande de frein, ventilation qui déclenche le serrage du frein, un piston (105) de commande qui peut prendre des première et seconde positions dans lesquelles il peut porter contre

10 le premier dispositif d'obturation afin d'en commander les mouvements vers lesdites positions d'ouverture et de fermeture, respectivement, ce piston de commande présentant des chambres opposées (106, 108) de pression formées sur ses côtés correspondants et soumises à la pression

15 de commande de frein, la pression de commande de frein régnant dans une première (108) desdites chambres opposées agissant sur une première surface de pression du piston de commande et la pression de commande de frein régnant dans la seconde (106) desdites chambres opposées agissant

20 sur une seconde surface de pression du piston de commande, un organe (155) rappelant le piston de commande dans sa première position dans laquelle la pression de commande de frein régnant dans la première chambre (108) est retenue en cas d'un freinage d'urgence de manière que

25 ladite ventilation de la pression de commande de frein, pendant ledit freinage d'urgence, soumette ledit piston de commande à une pression différentielle qui vainc la force de rappel et déplace à force le piston de commande vers ladite seconde position, ledit piston de commande

30 présentant en outre une troisième surface de pression située du même côté que la première surface de pression de manière que l'ensemble desdites première et troisième surfaces soit supérieur , d'un pourcentage prédéterminé, à ladite seconde surface de pression, cette troisième

35 surface de pression étant définie par une chambre (108a) de pression ventilée, le piston de commande comprenant en outre un second dispositif d'obturation qui agit dans ladite seconde position de ce piston de commande afin de

transmettre la pression de commande de frein, retenue, à ladite chambre de pression ventilée pour qu'elle puisse agir sur lesdites première et troisième surfaces de pression du piston de commande et empêcher ainsi ce dernier d'être ramené dans sa première position pendant une
5 durée prédéterminée.

2. Valve de chargement selon la revendication 1, caractérisée en ce qu'elle comporte un volume (151) de temporisation qui communique avec ledit premier côté
10 du piston de commande, dans les limites de ladite première surface de pression de ce piston.

3. Valve de chargement selon l'une des revendications 1 et 2, caractérisée en ce qu'elle comporte un étrangleur (190) disposé dans la chambre de pression ventilée et par lequel ladite pression de fluide retenue
15 dans la première chambre de pression est ventilée dans ladite seconde position du piston de commande.

4. Valve de chargement selon la revendication 1, caractérisée en ce que les première et seconde surfaces
20 de pression du piston de commande sont égales.

5. Valve de chargement selon la revendication 4, caractérisée en ce que ladite durée prédéterminée est sensiblement constante, quel que soit le niveau de la pression de commande de frein au moment du déclenchement
25 d'un freinage d'urgence.

6. Valve de chargement selon la revendication 1, caractérisée en ce que le second dispositif d'obturation comprend ledit piston (105) de commande et un siège annulaire (107) contre lequel ce piston peut porter lorsqu'il
30 est dans sa première position, ce siège annulaire séparant ainsi les première et troisième surfaces de pression de manière que, lorsque le piston de commande s'éloigne dudit siège annulaire pour prendre sa seconde position, la pression retenue de commande de frein, agissant sur
35 la première surface de pression du piston, soit appliquée à la troisième surface de pression dudit piston.

7. Valve de chargement destinée à être utilisée avec un dispositif à cylindre de frein comportant un

piston sur les côtés opposés, duquel sont formées des première et seconde chambres d'emmagasinement, ainsi qu'avec un dispositif à valve de commande de frein d'urgence par l'intermédiaire duquel la pression du fluide régnant dans la

5 première chambre d'emmagasinement est déchargée en réponse à un ordre de freinage d'urgence afin qu'une force de freinage d'urgence s'exerce sur ledit piston, conformément à la différence de pression entre les première et seconde

10 chambres d'emmagasinement, la valve de chargement étant caractérisée en ce qu'elle comporte un premier dispositif d'obturation (110-111) qui peut prendre des positions d'ouverture et de fermeture pour conduire et interrompre

15 respectivement, ladite décharge de la pression du fluide de ladite première chambre d'emmagasinement, un piston (105) de commande qui peut prendre les première et seconde positions dans lesquelles il peut porter contre le premier

20 dispositif d'obturation afin d'en commander les mouvements vers lesdites positions d'ouverture et de fermeture, respectivement, ce piston de commande présentant des

chambres opposées (106, 108) de pression formées sur ses

côtés respectifs et soumises à ladite pression du fluide de la première chambre d'emmagasinement, un organe (155) qui rappelle le piston de commande dans sa première

25 position, le dispositif à valve de commande du frein d'urgence agissant, au cours d'un freinage d'urgence, afin de retenir la pression régnant dans la première chambre d'emmagasinement dans une première (108) desdites chambres

opposées de pression, tandis que la pression de la première chambre d'emmagasinement, qui règne dans la seconde

30 (106) desdites chambres opposées, est déchargée lorsque ledit premier dispositif d'obturation est dans sa position d'ouverture, ce qui établit ainsi, entre les deux chambres opposées de pression, une différence de pression

suffisante pour vaincre la force de rappel et, par

35 conséquent, pour déplacer à force le piston de commande vers sa seconde position, ledit piston de commande comportant en outre un second dispositif d'obturation qui agit dans ladite seconde position du piston de commande afin

de ventiler la pression du fluide, retenu dans ladite première chambre, pour que ledit piston de commande soit ramené dans sa première position après une durée prédéterminée.

5 8. Valve de déchargement selon la revendication
7, caractérisée en ce qu'elle présente une chambre de
pression ventilée (108a) formée sur le même côté du piston de commande
que ladite première chambre (108), le second dispositif
10 d'obturation comprenant le piston (105) de commande et
un siège annulaire (107) contre lequel ce piston peut
porter lorsqu'il est dans sa première position afin d'in-
terrompre toute communication entre ladite première cham-
bre et la chambre de pression ventilée, le piston de
commande étant dégagé du siège annulaire lorsqu'il est
15 dans sa seconde position, afin d'établir une communica-
tion entre la première chambre et la chambre ventilée
pour permettre la ventilation de la pression du fluide
retenu dans ladite première chambre.

 9. Valve de chargement selon la revendication
20 8, caractérisée en ce que la première chambre (108) de
pression délimite une première surface de pression du
piston de commande, la seconde chambre (106) de pression
délimite une deuxième surface de pression du piston de
commande et la chambre de pression ventilée (108a) déli-
25 mite une troisième surface de pression du piston de
commande, les première et troisième surfaces de pression
lorsqu'elles sont associées, étant supérieures d'un pour-
centage prédéterminé à ladite deuxième surface de pression
afin d'établir ladite durée prédéterminée avant laquelle
30 le piston de commande peut se repositionner.

 10. Valve de chargement selon l'une des reven-
dications 8 et 9, caractérisée en ce qu'elle comporte
un volume (151) de temporisation qui communique avec
ladite première des chambres opposées de pression.

35 11. Valve de chargement selon l'une quelconque
des revendications 8, 9 et 10, caractérisée en ce qu'elle
comporte un étrangleur (190) par l'intermédiaire duquel
la pression du fluide régnant dans la chambre ventilée

de pression est déchargée.

12. Valve de chargement selon la revendication 9, caractérisée en ce que les première et deuxième surfaces de pression sont égales.

1/4

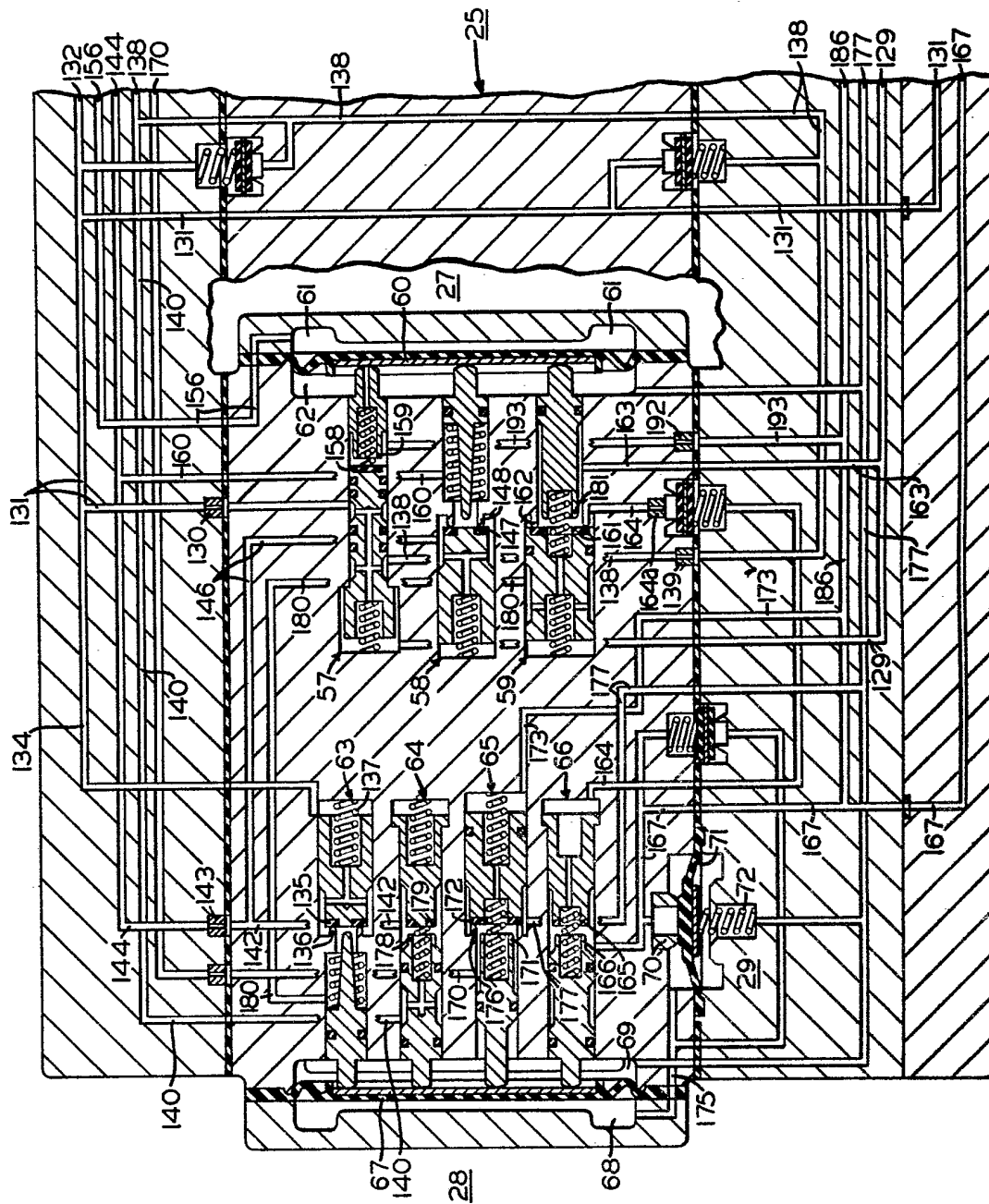
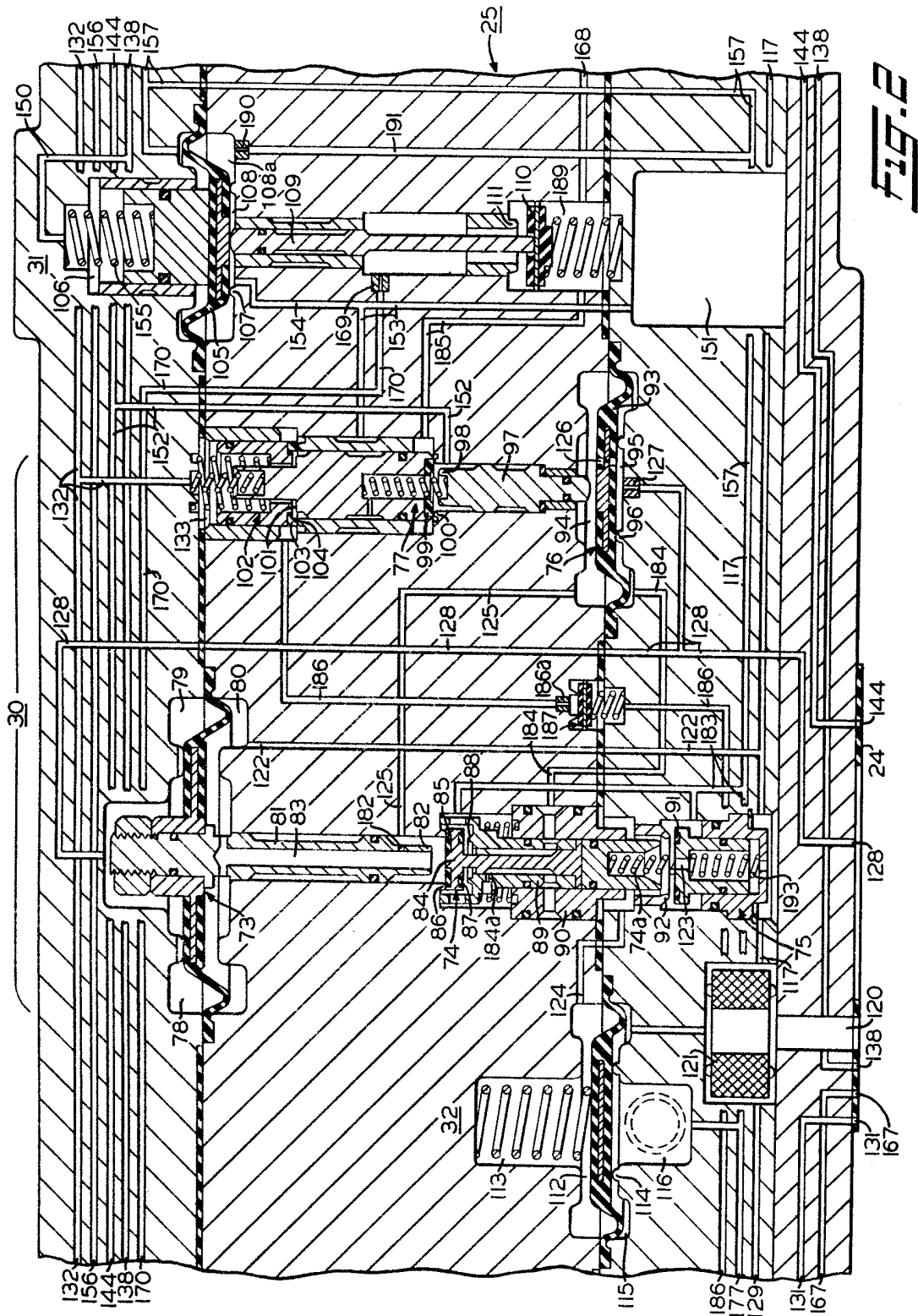
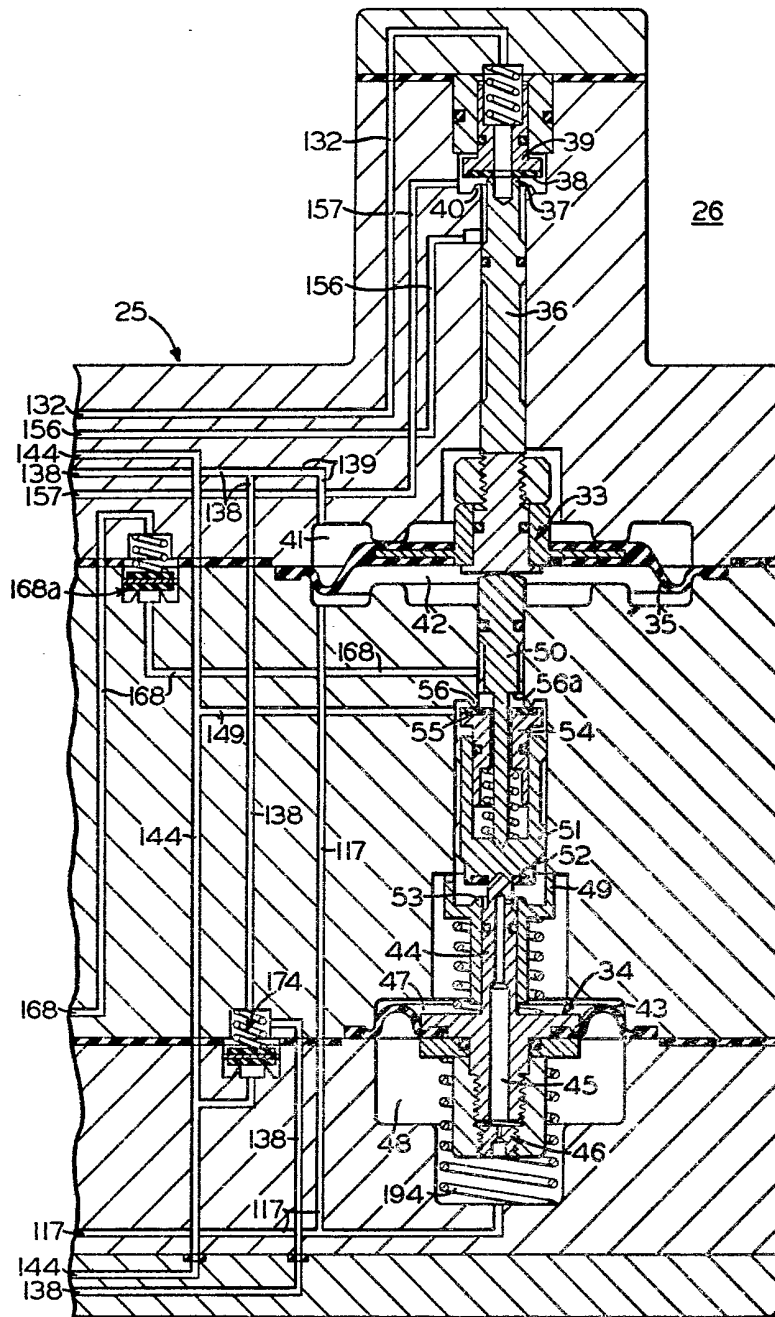
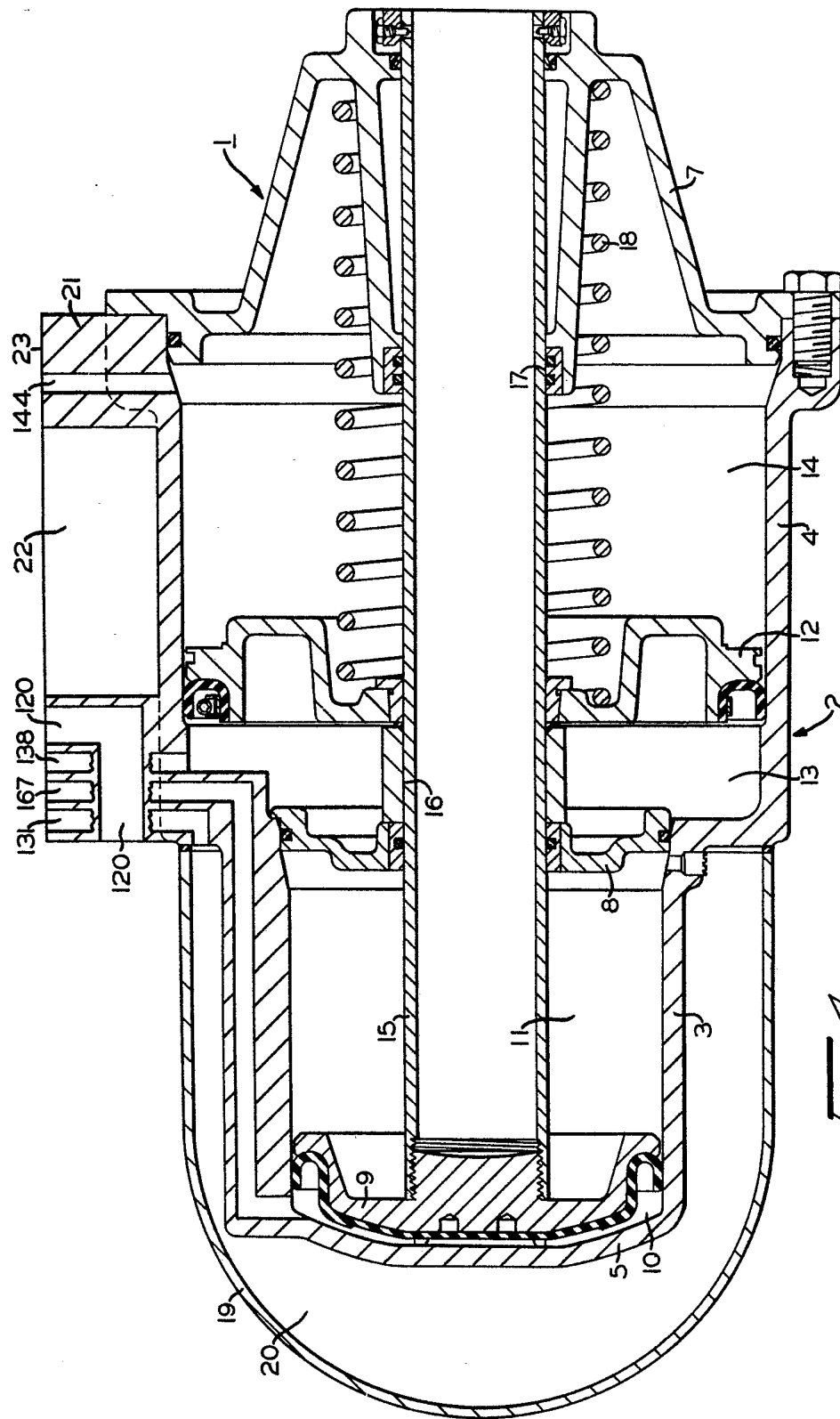


FIG. 1



**FIG. 3**

**Fig. 4**