

①② **DEMANDE DE BREVET D'INVENTION**

A1

②② Date de dépôt : 23 août 1983.

③① Priorité DE, 28 août 1982, n° P 3232052.3.

④③ Date de la mise à disposition du public de la
demande : BOPI « Brevets » n° 9 du 2 mars 1984.

⑥① Références à d'autres documents nationaux appa-
rentés :

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

⑦② Inventeur(s) : Juan Belart, Jochen Burgdorf, Dieter Kir-
cher, Hans-Wilhelm Bleckmann et Lutz Weise.

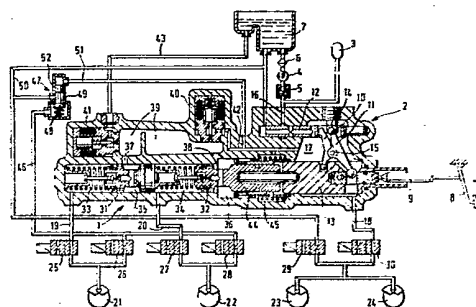
⑦③ Titulaire(s) :

⑦④ Mandataire(s) : Jean Pothet.

⑤④ Méthode et dispositif pour commander et contrôler des installations hydrauliques de régulation du glissement de
freinage de véhicules automobiles.

⑤⑦ L'invention concerne les installations hydrauliques de ré-
gulation du glissement de freinage de véhicules automobiles.

Elle vise, au moyen d'une valve 47 disposée sur le trajet de
retour 46 du fluide déchargé des circuits de freinage statiques
21, 22 lors de la régulation à n'autoriser une régulation effec-
tive que si la pression dynamique en 42, 17 a été convenable-
ment établie lors de l'actionnement des freins.



La présente invention concerne une méthode pour commander et contrôler des installations hydrauliques de régulation du glissement de freinage de véhicules automobiles alimentées en énergie extérieure, dans laquelle la pression est transmise aux cylindres des freins des roues par l'intermédiaire d'au moins un circuit de freinage statique et / ou d'au moins un circuit de freinage dynamique, et dans laquelle un afflux d'un circuit dynamique vers au moins un circuit de freinage statique a lieu en cas de régulation. Des dispositifs de mise en oeuvre de cette méthode entrent également dans le cadre de l'invention.

On connaît déjà des installations de régulation du glissement de freinage dans lesquelles des valves actionnées électromagnétiquement ou hydrauliquement sont placées sur les conduites de liaison par lesquelles du fluide hydraulique pénètre dans l'antichambre du maître-cylindre et, de là, dans les circuits statiques, de telles valves étant aussi installées sur la conduite de retour de fluide allant des valves de décharge de pression à un réservoir de compensation, ces valves interdisant le passage de fluide en cas de défaillance de la pression dans le système de fourniture d'énergie extérieure (demandes de brevets allemands DE OS 30 40 561 et DE OS 30 40 562). Ces valves ont pour but d'éviter qu'il y ait, en cas de défaillance de l'énergie extérieure, régulation des circuits statiques poussée au point de les vider, autrement dit affluence d'une trop grande quantité de fluide hydraulique dans le réservoir de compensation. Un inconvénient de ces installations connues est que ces valves ne réagissent pas à un défaut dans la valve de freinage, tant que la pression dans le système de fourniture d'énergie extérieure persiste.

La présente invention a donc pour but de commander et contrôler une installation de régulation du glissement de freinage de façon à éviter aussi une régulation des circuits statiques tendant à les vider lorsque, par suite d'un défaut, il est impossible d'établir une pression suffisante dans le ou les circuits dynamiques malgré que le système de fourniture d'énergie extérieure soit intact et offre la pression de fonctionnement.

Il s'est avéré que ce but pouvait être atteint, de façon
surprenante et techniquement avantageuse, par une méthode du genre
mentionné au début, consistant en ce que la régulation du glissement
de freinage des circuits statiques, et notamment la décharge de pres-
5 sion des circuits de freinage statiques lorsqu'une tendance au blo-
cage apparaît, est autorisée ou empêchée en fonction de la pression
dynamique établie lors de l'actionnement des freins, ou lors de l'in-
tervention de la régulation.

Avec cette méthode, ce ne sont pas seulement toutes les
10 parties du système de fourniture d'énergie extérieure, mais aussi
les volumes qui y sont raccordés, notamment la chambre de l'amplifi-
cateur de la valve de freinage et, selon l'agencement du point de
mesure, la valve réglant l'afflux dynamique dans les circuits stati-
ques, qui sont contrôlés, et l'on évite que la régulation vide les
15 circuits statiques dans le cas où, malgré un défaut, la pression
persiste dans le système de fourniture d'énergie extérieure.

Dans un exemple de mise en oeuvre avantageuse de la méthode sel-
l'invention, le retour du fluide hydraulique des cylindres des
freins des roues des circuits de freinage statiques est interdit
20 jusqu'à ce que la pression dynamique établie ou affluante lors de
l'actionnement des freins ait dépassé un seuil prédéterminé. Il est
alors très avantageux que, dans le cas où le système de contrôle est
raccordé à la chambre de l'amplificateur et agit par exemple sur une
valve commandée par pression, le système de contrôle réagisse non
25 pas seulement lorsque la régulation du glissement de freinage inter-
vient mais lors de chaque freinage, sous l'effet de la pression qui
varie à chaque actionnement des freins. Par suite, l'aptitude fonc-
tionnelle du système de contrôle peut être constamment vérifiée.

Si par contre, selon un autre mode de mise en oeuvre,
30 le point de mesure de pression est raccordé à l'antichambre dans la-
quelle de l'énergie extérieure venant du circuit de freinage dyna-
mique n'entre qu'en cas de régulation, on obtient en plus un con-
trôle d'aptitude fonctionnelle de la valve réglant l'afflux dyna-
mique. La valve autorisant ou interdisant la décharge de pression
35 des circuits statiques est, dans ce cas, actionnée lors de chaque

régulation du glissement de freinage, et se trouve donc ainsi contrôlée quant à son aptitude fonctionnelle.

L'ouverture et la fermeture du retour de fluide peuvent être commandées aussi bien par des valves actionnées hydrauliquement que par des valves actionnées électromagnétiquement. A cette fin, des valves supplémentaires peuvent être insérées sur le retour, ou bien les valves de décharge de pression nécessaires pour la régulation du glissement de freinage, situées dans les circuits de freinage statiques, sont directement ouvertes ou bloquées.

Les différents objets et caractéristiques de l'invention seront maintenant détaillés dans la description qui va suivre, faite à titre d'exemple non limitatif, en se reportant aux figures annexées qui représentent :

- la figure 1, dans une vue schématique simplifiée, une installation de régulation du glissement de freinage selon l'invention avec, sur le retour du fluide hydraulique, une valve actionnée hydrauliquement ;

- la figure 2, l'installation de régulation selon la figure 1, toutefois avec une valve modifiée sur le retour du fluide hydraulique ;

- la figure 3, une vue en coupe longitudinale d'une forme de réalisation de la valve actionnée hydrauliquement située sur le retour de fluide de l'agencement selon la figure 2 ; et

- la figure 4, le schéma du raccordement d'un circuit pour déclencher un signal en coopération avec l'installation selon la figure 1.

Dans le type particulier de réalisation de l'invention représenté sur la figure 1, l'installation de régulation du glissement de freinage est essentiellement constituée par un ensemble hydraulique compact qui, pour sa part, comporte un agencement de maître-cylindre 1, à savoir un maître-cylindre en tandem et, précédant celui-ci, un agencement de valve de freinage 2 actionné par pédale. Les parties les plus importantes d'un système de fourniture d'énergie extérieure associé sont au moins un accumulateur de pression 3, une pompe 4 avec valve anti-retour correspondante 5, et un filtre 6 qui

relie l'agencement à un réservoir 7 faisant office de récipient de réserve et de compensation pour le fluide hydraulique.

La force F agissant sur la pédale 8 lors du freinage est transmise, par l'intermédiaire d'une tige de poussée 9, à un agencement de deux leviers 10 et 11, lequel déplace - dans l'ordre où les mouvements ont lieu lors de l'actionnement des freins - un piston 12 et, finalement, le piston amplificateur 13, cela vers la gauche en considérant la figure 1. Cette séquence de mouvement est la conséquence d'une force antagoniste relativement importante que le piston amplificateur 13 oppose d'abord à un déplacement vers la gauche. Il en résulte que, lorsqu'une pression dans la direction de la force F est exercée sur l'extrémité inférieure du levier 11 à point d'articulation fixe 14, la broche d'assemblage 15 des deux leviers 10 et 11 est d'abord déplacée vers la gauche, ce qui a pour effet que le levier 10 accomplit un mouvement de pivotement dans le sens antihoraire tant que le piston 13 reste immobile. Le déplacement du piston de commande 12 vers la gauche a pour effet que de l'énergie extérieure est introduite dans la chambre 17 de l'amplificateur, via les canaux centraux et radiaux du piston et via le canal de liaison 16, ce qui provoque un déplacement du piston 13 vers la gauche et l'établissement d'une pression de freinage dans le circuit de freinage dynamique 18.

Au maître-cylindre en tandem 1 sont raccordés les deux circuits de freinage statiques 19 et 20. Il y a donc ici trois circuits de freinage séparés : les deux circuits statiques 19 et 20 qui vont à la roue avant gauche et à la roue avant droite ou, plus exactement aux cylindres de freins correspondants 21 et 22, et le circuit de freinage dynamique 18 par lequel les deux cylindres des freins des roues arrière, 23 et 24, sont commandés. Pour commander la mise en pression, et la décharge de pression en cas de risque de blocage, des valves actionnées électromagnétiquement ("électrovannes"), qui sont du type à deux positions et deux voies, sont insérées sur les conduites et sont commandées de façon à être ouvertes ou fermées en fonction du comportement des roues en rotation.

Le maître-cylindre en tandem 1 comporte ici deux pistons

31 et 32 montés l'un derrière l'autre, auxquels sont associées des chambres de travail 33 et 34 qui sont directement reliées aux deux circuits de freinage statiques 19 et 20, et dans lesquelles la pression statique est établie lors de l'actionnement des freins. Les faces des pistons du maître-cylindre en tandem tournées vers la pédale, ces faces limitant les chambres secondaires 35 et 36, sont reliées, par les trous 37 et 38, à une antichambre 39. Par une valve 40 fermée lorsqu'elle n'est pas excitée (en l'absence de courant), et par une valve 41 ouverte lorsqu'elle n'est pas excitée, l'antichambre 39 est reliée, d'une part, à la chambre 17 de l'amplificateur, cela via la valve 40 et le conduit de raccordement 42, et, d'autre part, au réservoir de compensation 7 par la conduite 43.

Le maître-cylindre en tandem 1 et l'agencement de valve de freinage 2 sont mutuellement en prise au moyen d'un piston intermédiaire 44 qui est formé d'un seul tenant avec le piston 32 du maître-cylindre. Le piston 44 porte en outre ce que l'on appelle une "douille positionneuse" 45 qui, lorsqu'il y a régulation, empêche les pistons 31 et 32 du maître-cylindre d'être déplacés trop loin vers la gauche, évitant ainsi que la régulation aille jusqu'à vider les chambres de travail 33, 34.

Sur la conduite de retour 46 par laquelle du fluide hydraulique est renvoyé des circuits de freinage statiques 19 et 20 au réservoir de compensation 7 lorsque les valves réductrices de pression 26, 28 répondent, il est prévu une valve 47, actionnée hydrauliquement. Cet élément essentiel de l'invention, sous l'effet d'un ressort de compression 48 agissant sur une tête de soupape 49, ferme d'abord le passage de fluide de la conduite 46 à la branche de raccordement allant au retour 50 par lequel s'effectue le retour de fluide hydraulique venant du circuit de freinage dynamique 18 en cas d'excitation de la valve de décharge 29. Le retour par la valve 47 n'est libéré que si une pression suffisante est présente au raccord 51 et déplace le piston 52 de la valve.

Lors de l'actionnement des freins, de la pression est établie, de la manière décrite, dans la chambre 17 de l'amplificateur

de l'agencement de valve de freinage 2. S'il y a un risque de blocage de l'une des roues 21 à 24, la régulation du glissement de freinage intervient alors : les valves 40, 41, dites "valves principales", sont d'abord excitées et, de ce fait, mises dans leur autre position.

- 5 La communication avec le réservoir de compensation 7 est donc interrompue. L'afflux dynamique dans la chambre de pression 39 (via le canal 42) puis dans les chambres secondaires 35, 36 (via les canaux 37, 38) et, de là, dans les chambres de travail 33 et 34 ainsi que finalement dans les circuits statiques 19 et 20, commence. Dès
- 10 l'établissement d'une pression dans le volume 17, 42, la valve 47 est mise en condition d'ouverture. Il en résulte qu'un retour de fluide hydraulique au réservoir de compensation 7 est alors possible si, au cours de la régulation du glissement de freinage, les valves de décharge de pression 26 et 28 sur les circuits statiques sont ou-
- 15 vertes. Toutefois, s'il y a un défaut d'un type quelconque, qu'il s'agisse d'une défaillance de la fourniture d'énergie extérieure, d'un coincement du piston de commande 14 ou d'une rupture du levier 10 ou 11, ayant pour effet qu'il est impossible d'avoir une pression suffisante dans le canal 42, donc à l'entrée de la valve de commande
- 20 47, le trajet allant au réservoir de compensation 7 en passant par la valve 47 n'est alors pas ouvert, de sorte qu'il ne peut pas y avoir de décharge indésirable de la pression des circuits statiques. Ainsi, la régulation des circuits de freinage statiques ne peut pas les vider et les rendre défaillants. Les freins peuvent encore être
- 25 actionnés, mais alors sans régulation du glissement de freinage.

La forme de réalisation selon la figure 2 ne diffère de celle selon la figure 1 que par une valve 53 modifiée, dont les fonctions sont étendues. Les éléments identiques à ceux de la figure précédente sont donc affectés de référence identiques, ou n'en comportent pas. La figure 3 représente cette valve 53 de façon détaillée.

En plus des éléments décrits en considérant la valve 47 (figure 1), la valve 53 est équipée d'un commutateur 54 qui est actionné en cas de déplacement du piston 55 hors de la position à laquelle il est représenté sur la figure 2 (un tel déplacement étant

35 possible des deux côtés). Le déplacement du piston 55 est ici autorisé

par le fait que la broche 56 est déplaçable radialement par rapport à l'axe du piston 55, contre la pression du ressort de rappel 57 (figure 3). Par le raccord supplémentaire 58 (figure 2), la valve 53 est reliée à la chambre de travail d'un circuit de freinage statique, ici à la chambre de travail 34 du circuit statique 20, de sorte que le piston 55 déclenche un signal à chaque fois qu'une différence excédant une valeur minimale existe entre la pression dans la chambre 17 de l'amplificateur (donc aussi dans le conduit 42) et la pression dans la chambre de travail 34. Le commutateur 54 sert à signaler un défaut et peut servir à supprimer partiellement ou totalement, les fonctions de régulation, cela éventuellement en faisant intervenir des éléments de commutation temporisés et en combinant les signaux avec d'autres critères.

Bien que ce ne soit pas représenté, il est également possible de relier les valves 47, 53 non pas au conduit 42 mais à l'antichambre 39, ce qui présente l'avantage de permettre en même temps le contrôle du bon état fonctionnel des valves 40 et 41. Ce n'est que si ces deux valves répondent correctement en cas de régulation qu'une pression dynamique est établie dans l'antichambre 39 et que de l'énergie dynamique est fournie, de sorte qu'une décharge de pression, via les valves de décharge 26 et 28, et via le retour 46 et les valves 47, 53, peut avoir lieu sans inconvénient. Par rapport au raccordement des valves à la conduite 42, tel que représenté sur les figures 1 et 2, cela présente toutefois l'inconvénient que, dans le dernier cas décrit, la valve 47 ou 53 n'est actionnée que s'il y a afflux dynamique dans la chambre 39, donc seulement en cas d'intervention de la régulation du glissement de freinage.

La figure 4 représente le schéma d'un circuit simple permettant de déclencher un signal ou une coupure lorsqu'à l'occasion d'un actionnement des freins il n'y a pas d'établissement d'une pression appropriée dans la chambre 17 de l'amplificateur, donc dans le circuit dynamique 18. Selon la figure 4, pour cette coupure ou cette signalisation, on utilise un relais 59 qui est relié à l'alimentation de courant UB par l'intermédiaire de deux interrupteurs sensibles à la pression ("mancontacts"). Le mancontact 60 est

relié au circuit dynamique 18 (voir figure 1 ou 2), et le manocontact 61 est relié à l'un des deux circuits statiques 19, 20. Dès que le circuit de freinage dynamique 18 reçoit de la pression, le manocontact 60 se met en condition de fermeture. Le relais 59 reste
5 donc excité même si, sous l'effet de la pression dans le circuit de freinage statique raccordé, 19 ou 20, le trajet de courant passant par le manocontact 61 est interrompu. Toutefois, si le circuit de freinage dynamique reste sans pression lors du freinage, cela pouvant être dû par exemple au coincement du piston de commande 12 ou à la
10 rupture d'un levier 10, 11, la réponse du manocontact 61 sous l'effet de l'établissement d'une pression dans le circuit statique 19 ou 20 conduit à la coupure de l'alimentation de courant et, par conséquent, à la retombée du relais 59 ainsi qu'à l'inhibition, déclenchée par un contact du relais 59, de la régulation.

15 Dans un autre mode de réalisation de l'invention, lui aussi non représenté, la valve par laquelle s'effectue le retour de fluide en cas d'excitation des valves de décharge de pression 26, 28 des circuits de freinage statiques autorise normalement le passage de fluide et n'assume la fonction précédemment décrite en considérant
20 les valves 47 et 53 (en se rapportant aux figures 1 et 2) que si la régulation du glissement de freinage intervient. Pour cela, on peut utiliser par exemple une valve actionnée électromagnétiquement ("électrovanne") et ne l'exciter ou la désexciter qu'après la première excitation des valves principales 40, 41. Alors, le retour 46 n'est fermé
25 que si la régulation intervient et si aucune pression dynamique n'existe au point de mesure, par exemple dans la chambre 17 de l'amplificateur ou dans le canal de liaison 42, ce qui indique qu'il y a un défaut dans le système. Le temps de mise en circuit de cette valve utilisée sous la dépendance de l'excitation des valves principales
30 est avantageusement limité, au moyen d'un circuit de bascule monostable, à 20 secondes (par exemple) afin qu'après la régulation cette valve soit désexcitée et donc réouverte.

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

REVENDICATIONS

1. Méthode pour commander et contrôler des installations hydrauliques de régulation du glissement de freinage de véhicules automobiles alimentées en énergie extérieure, dans laquelle la
5 pression est transmise aux cylindres des freins des roues par l'intermédiaire d'au moins un circuit de freinage statique et / ou d'au moins un circuit de freinage dynamique, et dans laquelle un afflux d'un circuit dynamique vers au moins un circuit de freinage statique a lieu en cas de régulation, caractérisée en ce que la régulation
10 du glissement de freinage des circuits statiques (19, 20), et notamment la décharge de pression des circuits de freinage statiques lorsqu'une tendance au blocage apparaît, est autorisée ou empêchée en fonction de la pression dynamique établie lors de l'actionnement des freins, ou lors de l'intervention de la régulation.
- 15 2. Méthode selon la revendication 1, caractérisée en ce que le retour du fluide hydraulique des cylindres des freins des roues des circuits de freinage statiques (19, 20) est interdit tant que la pression dynamique établie lors de l'actionnement des freins est inférieure à un seuil prédéterminé.
- 20 3. Méthode selon la revendication 1, caractérisée en ce que le retour du fluide hydraulique des cylindres (21, 22) des freins des roues des circuits de freinage statiques (19, 20) est interdit jusqu'à ce que la pression dynamique affluant dans les circuits de freinage statiques lors de l'intervention de la régulation
25 du glissement de freinage excède un seuil prédéterminé.
- 30 4. Dispositif de mise en oeuvre de la méthode selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, comportant : un ensemble hydraulique qui, pour l'essentiel, est constitué par un maître-cylindre de freinage précédé d'un agencement de valve de freinage actionnable par pédale, par un système de fourniture d'énergie extérieure et par un réservoir faisant office de réserve et de récipient de compensation ; des circuits de freinage statiques et dynamiques séparés, un afflux dynamique, allant d'un circuit de freinage dynamique aux circuits de freinage statiques, ayant lieu via une anti-
35 chambre du maître-cylindre en cas de régulation ; des valves pour

réguler la pression de freinage aux roues et pour commander l'afflux dynamique ; et un régulateur électronique pour commander les valves, caractérisé en ce que, sur la conduite (46) par laquelle du fluide hydraulique retourne au réservoir de compensation (7) en venant des
5 valves de décharge de pression (26, 28) des cylindres (21, 22) des freins de roues situés sur les circuits de freinage statiques (19, 20), il est prévu une valve (47, 53) pouvant être commandée en fonction de la pression qui est présente dans la chambre (17, 42) de l'amplificateur de la valve de freinage (2) en cas d'actionnement
10 des freins, ou qui est présente dans l'antichambre (39) du maître-cylindre (1) du fait de l'afflux dynamique.

5. Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce que la valve (47, 53) agencée sur la conduite de retour (46) est actionnable hydrauliquement.

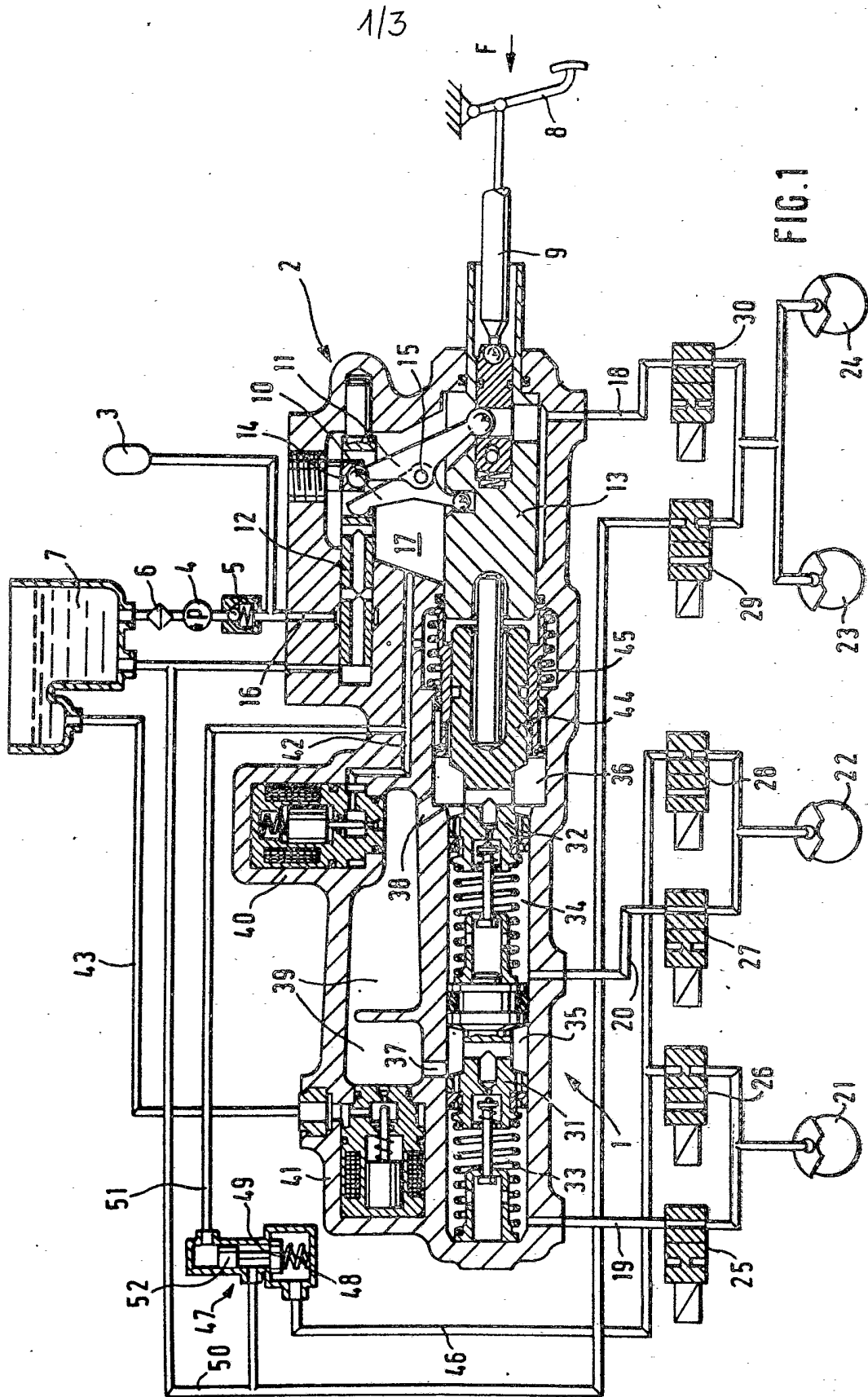
15 6. Dispositif selon la revendication 4, caractérisé en ce que la valve (47, 53) agencée sur la conduite de retour (46) est actionnable électromagnétiquement.

7. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 4 à 6, caractérisé en ce que la valve (47, 53) sur la conduite de
20 retour (46) est normalement ouverte et en ce qu'il est prévu des moyens de commutation qui ne mettent la condition de cette valve sous la dépendance de la pression dans la chambre de l'amplificateur (17, 42) ou dans l'antichambre (39) qu'après la réponse de la régulation du glissement de freinage.

25 8. Dispositif selon la revendication 7, caractérisé en ce qu'il est prévu un circuit de bascule monostable qui limite à une durée prédéterminée, par exemple 20 à 30 secondes, le temps de mise en circuit de la valve (47, 53), pendant lequel la condition de celle-ci dépend de la pression dynamique.

30

35



2/3

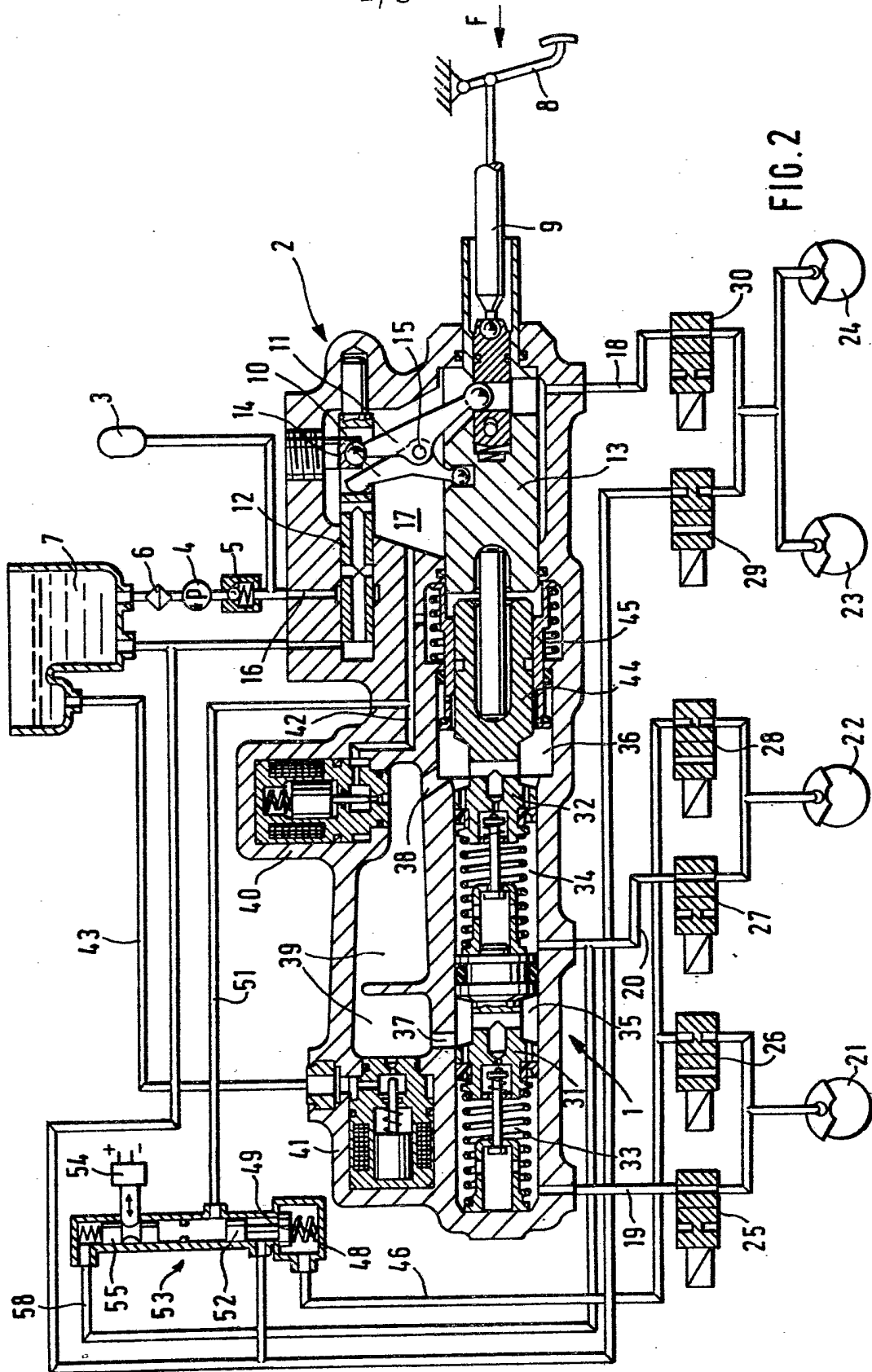


FIG. 2

3/3

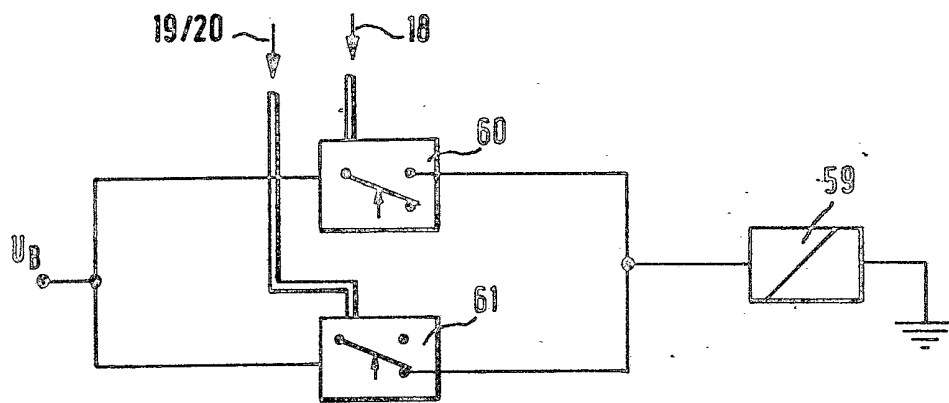
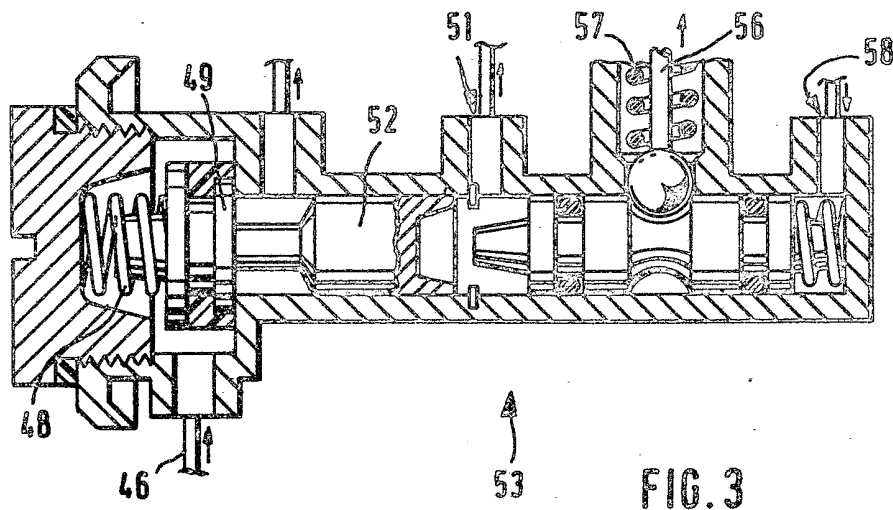


FIG. 4