

①⑨ RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

①① N° de publication :

3 013 401

(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

②① N° d'enregistrement national :

14 61120

⑤① Int Cl⁸ : **F 15 B 13/02** (2013.01), **E 02 F 3/22**, **G 05 D 16/20**

⑫

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

②② Date de dépôt : 18.11.14.

③③ Priorité : 19.11.13 CH 0193113.

④③ Date de mise à la disposition du public de la
demande : 22.05.15 Bulletin 15/21.

⑤⑥ Liste des documents cités dans le rapport de
recherche préliminaire : *Ce dernier n'a pas été
établi à la date de publication de la demande.*

⑥③ Références à d'autres documents nationaux
apparentés :

○ Demande(s) d'extension :

⑦① Demandeur(s) : **LIEBHERR MACHINES BULLE SA**
SN — CH.

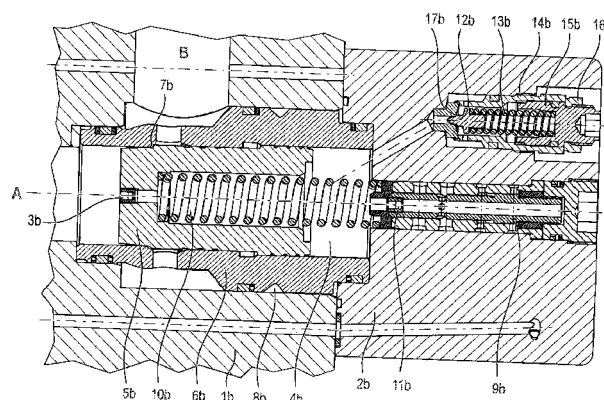
⑦② Inventeur(s) : **STEPHAN PATRICK, PROGIN**
PASCAL, DEEKEN MICHAEL, GLINIÖRZ VOLKER et
HAHN PHILIPP.

⑦③ Titulaire(s) : **LIEBHERR MACHINES BULLE SA SN.**

⑦④ Mandataire(s) : **CABINET WEINSTEIN.**

⑤④ **AGENCEMENT DE VALVES HYDRAULIQUES AVEC FONCTION DE COMMANDE/REGLAGE.**

⑤⑦ L'invention concerne un agencement de valves hydrauliques pour commander/régler au moins un consommateur hydraulique d'une machine de travail mobile, avec un circuit de sommation d'au moins deux valves hydrauliques et au moins un circuit consommateur de valves hydrauliques, où les sorties du circuit de sommation sont reliées hydrauliquement aux entrées du circuit consommateur, où au moins une valve de retour est prévue dans le circuit consommateur, la (ou les) valve (s) de retour ouvrant ou fermant en fonction d'une pression d'arrivée au consommateur pour réduire un flux volumique de retour du consommateur et comportant au moins un piston principal (5b) disposé dans une chemise (6b) et au moins deux autres pistons (9b, 12b) disposés dans un couvercle (2b), le piston principal (5b) et un piston de commande (9b) étant en interaction l'un avec l'autre à l'aide d'un ressort de compression (10b).



FR 3 013 401 - A1



L'invention concerne un agencement de valves hydrauliques avec une fonction de commande/réglage, une valve de retour pour cet agencement de valves hydrauliques, un système d'entraînement hydraulique avec
5 au moins un agencement de valves hydrauliques ainsi qu'une machine mobile de travail avec ce système d'entraînement hydraulique.

Des valves à siège avec construction de type à cassette sont aujourd'hui disponibles sur le marché en de
10 multiples versions. Chez différents fabricants, il existe une large gamme de valves à siège allant de petites dimensions nominales jusqu'à de grandes dimensions nominales. Il apparaît que des valves à siège de petites dimensions nominales sont utilisées souvent dans des
15 commandes pilotes de circuits hydrauliques. Ceci est valable aussi bien pour des systèmes hydrauliques mobiles que stationnaires. Des valves à siège pour des débits forts de liquides hydrauliques sont utilisées principalement dans l'hydraulique stationnaire.

20 Les valves à siège avec construction de type cassette disponibles sont, pour la plupart, commandées par des signaux externes (signaux de pression, signaux électriques) et ont besoin d'être intégrées dans un système externe de commande. Cela signifie que des valves
25 à siège existant actuellement ne comportent pas les fonctions énumérées ci-après qui sont nécessaires pour une utilisation dans une machine de travail mobile. Un grand nombre de déclarations d'invention montre que, lorsque les valves à cassette doivent être utilisées dans
30 un système de commande hydraulique d'une machine de travail mobile, c'est toujours une unité de commande électronique ou électrique qui réalise les algorithmes pour la mise en œuvre de la fonction de commande/réglage des entraînements hydrauliques et qui commande les valves
35 de manière correspondante.

Comme un exemple d'un tel système de commande hydraulique, on peut citer le document DE 11 2004 001 916 T5.

5 D'une manière générale, des valves hydrauliques doivent mettre en œuvre des fonctions ayant trait à la garantie d'un fonctionnement sans faute d'un consommateur hydraulique dans le cadre d'un système de commande hydraulique d'une machine de travail mobile (pelleteuse, chargeur à pneus, grue etc.). Les fonctions des valves se
10 distinguent selon le type de valve (valves de sommation, valves d'arrivée, valves de retour).

Les nouvelles valves ont pour but de mettre en œuvre, dans un système de commande hydraulique notamment d'une machine de travail mobile, la commande de flux de
15 volumes d'huile en fonction d'états spécifiques à l'intérieur d'un système hydraulique et de signaux de commandes externes.

Ce contexte doit être mis en œuvre comme fonction de valve de retour à l'intérieur d'un circuit de
20 consommateurs. Dans ce cas, la valve de retour doit ouvrir ou fermer en fonction de la pression d'arrivée aux consommateurs pour réduire le flux volumique de départ des consommateurs de manière telle qu'une pression d'arrivée appropriée aux consommateurs soit maintenue.
25 Ainsi, la valve de retour doit être réglée directement par la pression d'arrivée hydraulique aux consommateurs.

Ce but est atteint selon l'invention par un agencement de valves hydrauliques pour commander/régler au moins un consommateur hydraulique d'une machine de
30 travail mobile, avec un circuit de sommation d'au moins deux valves hydrauliques et au moins un circuit consommateur de valves hydrauliques, les sorties du circuit de sommation étant reliées hydrauliquement aux entrées du circuit consommateur, au moins une valve de
35 retour étant prévue dans le circuit consommateur, la au moins une valve de retour, c'est-à-dire la valve de retour ou les valves de retour, ouvrant ou fermant en

fonction d'une pression d'arrivée au consommateur pour réduire un flux volumique de retour du consommateur et comportant au moins un piston principal disposé dans une chemise et au moins deux autres pistons disposés dans un
5 couvercle séparé de la chemise, et le piston principal et un piston de commande étant en interaction l'un avec l'autre à l'aide d'un ressort de compression.

Selon un exemple de réalisation préféré, il est concevable que la au moins une valve de retour, c'est-à-dire la (ou les) valve(s) de retour, comporte une
10 fonction de limitation de pression pour limiter la pression de consommateur à un niveau de pression maximal.

Selon un autre exemple de réalisation préféré, il est concevable que l'agencement de valves réduise le flux
15 volumique de retour du consommateur en fonction de signaux de commande externes.

Selon un autre exemple de réalisation préféré, il est concevable qu'au moins une valve de sommation/valve d'arrivée soit disposée dans le circuit de sommation
20 et/ou le circuit consommateur, la (ou les) valve(s) de sommation/valve(s) d'arrivée comportant au moins deux pistons, un piston principal et un piston anti-retour étant disposés dans des éléments réalisés séparément l'un de l'autre.

25 Selon un autre exemple de réalisation, il est concevable que le circuit de sommation additionne ou répartisse des flux volumiques qui lui sont amenés, sur des sorties prévues sur ce circuit.

Par cette disposition, il est avantageusement rendu
30 possible de débiter aux consommateurs branchés à ce circuit de sommation des flux volumiques en fonction du besoin.

Selon un autre exemple de réalisation préféré, il est concevable que le circuit consommateur soit conçu
35 pour commander/régler les directions de mouvement d'au moins un consommateur hydraulique et/ou que dans le circuit consommateur soient prévus, pour chaque direction

de mouvement du (ou des) consommateur(s) hydraulique(s), au moins une valve de sommation/valve d'arrivée et au moins une valve de retour.

5 Selon un autre exemple de réalisation préféré, il est concevable que, dans le circuit consommateur, soient prévues deux valves de sommation/valves d'arrivée et deux valves de retour.

10 L'invention concerne également une valve de retour pour un agencement de valves hydrauliques tel que décrit ci-avant.

La présente invention concerne également un système d'entraînement hydraulique avec au moins un agencement de valves hydrauliques tel que décrit plus haut, avec au moins un consommateur hydraulique, le (ou les) 15 consommateur(s) hydraulique(s) étant relié(s) au circuit consommateur par voie hydraulique, et/ou avec au moins deux pompes hydrauliques, les pompes hydrauliques étant reliées au circuit de sommation par voie hydraulique.

20 L'invention concerne également une machine de travail mobile avec un système d'entraînement hydraulique tel que décrit plus haut.

D'autres caractéristiques et avantages de l'invention sont décrits maintenant à l'aide de modes de réalisation représentés dans les dessins annexés, dans 25 lesquels :

- la figure 1 représente une conception schématique d'un système d'entraînement hydraulique,
- la figure 2 représente un schéma d'un circuit hydraulique de la valve de sommation/valve d'arrivée,
- 30 - la figure 3 représente une coupe transversale de la valve de sommation/valve d'arrivée,
- la figure 4 représente un schéma d'un circuit hydraulique de la valve de retour,
- la figure 5 représente une coupe transversale de 35 la valve de retour,

- la figure 6 représente une section d'ouverture dans la chemise de siège et avec un siège de valve emmanché (Version A),

5 - la figure 7 représente une section d'ouverture dans la chemise de siège et avec un siège de valve intégré (Version B),

- la figure 8 représente une section d'ouverture dans la chemise de siège avec une forme fraisée (Version C),

10 - la figure 9 représente une section d'ouverture, engendrée par un tournage d'une forme sur le piston (Version D).

Le système de commande hydraulique peut être conçu comme représenté sur la figure 1. Le système de commande
15 hydraulique représenté comprend au moins deux pompes hydrauliques, un circuit de sommation d'au moins deux valves hydrauliques, au moins un circuit consommateur de valves hydrauliques et au moins un consommateur hydraulique (entraînement linéaire, entraînement
20 rotatif).

Les pompes hydrauliques sont reliées hydrauliquement, c'est-à-dire par voie hydraulique, au circuit de sommation. Par le circuit de sommation, les flux volumiques des pompes hydrauliques peuvent être
25 additionnés ou répartis sur des sorties existantes correspondantes. Le circuit de sommation peut être disposé dans un bloc de sommation ou être réalisé par des blocs de valves individuels. En cas de réalisation par des blocs de valves individuels, les blocs de valves sont
30 reliés les uns aux autres par des conduits hydrauliques (tuyaux ou conduits flexibles).

Les sorties du circuit de sommation sont reliées hydrauliquement aux entrées du circuit consommateur. Les sorties du circuit consommateur sont reliées aux
35 consommateurs hydrauliques correspondants. Le circuit consommateur sert à déterminer la direction de mouvement d'un consommateur hydraulique en reliant les raccords du

consommateur, selon le choix fait, au retour de réservoir ou aux flux volumiques d'arrivée des pompes hydrauliques. Le circuit consommateur peut être disposé dans un bloc de distribution, de manière que, pour chaque consommateur

5 existant dans le système de commande hydraulique, au moins un bloc de distribution remplit les fonctions nécessaires. Le circuit consommateur peut, cependant, également être réalisé par des agencements de blocs de valves individuels, de façon que les liaisons

10 hydrauliques soient réalisées par des conduits hydrauliques (tuyaux ou conduits flexibles). De même, il est possible que plusieurs circuits de distribution parallèles soient réalisés pour un consommateur hydraulique.

15 Une conception de système semblable a déjà été décrite dans la demande DE 10 2012 004 012.1.

Dans le système de commande hydraulique décrit, les nouvelles valves hydrauliques doivent pouvoir être utilisées sous la forme de différents types de valve.

20 Ainsi, elles doivent être utilisées soit comme valves de sommation dans le circuit de sommation, comme valves d'arrivée dans le circuit de distribution et/ou comme valve de retour dans le circuit de distribution.

Les valves d'arrivée et les valves de retour d'un

25 circuit de distribution doivent être utilisées dans le système de commande hydraulique pour commander les directions de mouvement des consommateurs hydrauliques (entraînements linéaires, entraînements rotatifs). Ces valves hydrauliques doivent alors être disposées de façon

30 que, pour chaque direction de mouvement, au moins une valve d'arrivée et au moins une valve de retour peuvent déterminer la direction de mouvement du consommateur hydraulique. Ainsi, pour chaque direction de mouvement,

35 au moins une valve d'arrivée (figure 1, Z1 et Z2) doit pouvoir établir la liaison entre un flux volumique d'arrivée de pompe (côté primaire) et le raccord de consommateur correspondant (côté secondaire). En même

temps, pour chaque direction de mouvement, au moins une valve de retour (figure 1, R1 et R2) doit pouvoir établir la liaison entre le raccord de consommateur correspondant (côté secondaire) et le retour de réservoir.

- 5 Les valves de sommation servent à associer des flux volumiques de pompe aux consommateurs. Plusieurs flux volumiques de pompe peuvent être additionnés sur un consommateur mais aussi être ensuite séparés.

10 Afin de simplifier le plus possible les actions de commutation pendant le changement d'un état de sommation à un autre, les valves de sommation doivent comprendre les fonctions suivantes :

- 15 La fonction des valves de sommation doit être activée et désactivée par une valve de commutation magnétique intégrée (figure 1, F5 et F6), laquelle valve est actionnée par un signal électrique appliqué de l'extérieur. Lorsque le signal de commande n'est pas appliqué, la valve de sommation doit être désactivée, c'est-à-dire la valve est fermée et ne peut pas ouvrir.
- 20 Lorsque le signal de commande est appliqué, la valve doit avoir la possibilité (ouverture par pression primaire) d'ouvrir en fonction de la pression primaire (entrée de la valve).

- 25 Lorsque la fonction de la valve de sommation est activée par application du signal de commande électrique, ladite valve est d'abord fermée. Lorsqu'une pression vient se développer à l'entrée de la valve (côté primaire), celle-ci conduit à l'ouverture de la valve (fonction d'ouverture par pression primaire). Lorsque la
- 30 pression devant la valve disparaît ou une désactivation est effectuée, la valve ferme.

- 35 En outre, les valves de sommation doivent présenter une fonction d'anti-retour, afin qu'elles ferment lorsque la pression secondaire (pression derrière la valve de sommation) est supérieure à la pression primaire (pression devant la valve de sommation). Cette fonction est prioritaire par rapport à la fonction d'ouverture par

pression primaire et est nécessaire dans le cadre de la commande des valves de sommation.

Selon ce qui résulte de l'application du système de commande hydraulique décrit dans une machine de travail mobile, notamment dans une pelleteuse hydraulique, le système de commande doit présenter, entre autres, les fonctions suivantes qui doivent être intégrées dans les valves d'arrivée :

La fonction des valves d'arrivée doit être activée et désactivée par une valve de commutation magnétique intégrée (figure 1, F2 et F3), laquelle valve est actionnée par un signal électrique appliqué de l'extérieur. Lorsque le signal de commande n'est pas appliqué, la valve d'arrivée doit être désactivée, c'est-à-dire la valve est fermée et ne peut pas ouvrir. Lorsque le signal de commande est appliqué, la valve doit avoir la possibilité (ouverture par pression primaire) d'ouvrir en fonction de la pression primaire (entrée de la valve).

Lorsque la fonction de la valve d'arrivée est activée par application du signal de commande électrique, ladite valve est d'abord fermée. Lorsqu'une pression vient se développer à l'entrée de la valve (côté primaire), celle-ci conduit à l'ouverture de la valve (fonction d'ouverture par pression primaire). Lorsque la pression devant la valve disparaît ou une désactivation est effectuée, la valve ferme.

En outre, les valves d'arrivée doivent présenter une fonction d'anti-retour, afin qu'elles ferment lorsque la pression secondaire (pression derrière la valve de sommation) est supérieure à la pression primaire (pression devant la valve de sommation). Cette fonction est prioritaire par rapport à la fonction d'ouverture par pression primaire et est nécessaire dans le cadre de la réalisation d'une fonction de maintien de la charge des consommateurs. La fonction anti-retour empêche un retour du flux volumique du côté primaire dans les pompes. Par cela, on empêche d'un côté que le consommateur s'abaisse

suite à une fuite par les pompes, et d'un autre côté, les pompes sont protégées contre des piques de pression venant du consommateur.

Le système de commande hydraulique doit fonctionner sans faute, dans son application dans une machine de travail mobile, pour différents types de consommateurs (dans une pelleteuse hydraulique avec équipement de gobelet profond : comme entraînement de vérin de levage, de vérin pour balancier, de vérin de gobelet, des roues etc.) dans les quatre quadrants de puissance. Par conséquent, des consommateurs hydrauliques doivent être en mesure de recevoir des charges positives et négatives dans les deux directions de mouvement (pour les entraînements linéaires hydrauliques : avancer/retraiter ; pour des entraînements hydrauliques rotatifs : rotation vers la gauche/vers la droite).

Dans le cas de charges négatives, il faut prévoir dans un système de commande hydraulique dans un circuit hydrauliquement ouvert, un dispositif dans le système qui donne la possibilité de freiner le consommateur hydraulique et de l'adapter à sa valeur de consigne de vitesse, laquelle est caractérisée par un flux volumique prédéterminé des pompes hydrauliques reliées (réglage par le flux de départ). Par cela, il doit être évité que le consommateur hydraulique soit accéléré inopinément par des charges extérieures. Ceci conduirait à une sous-pression du côté primaire du consommateur, ce qui peut engendrer l'effet de cavitation dans le système de commande hydraulique. Par la présence de cavitation, les composantes hydrauliques du système peuvent être endommagées, ce qui doit être évité dans tous les cas.

Ce contexte doit être mis en œuvre comme fonction de valve de retour à l'intérieur d'un circuit de consommateurs. Dans ce cas, la valve de retour doit ouvrir ou fermer en fonction de la pression d'arrivée aux consommateurs pour réduire le flux volumique de départ des consommateurs de manière telle qu'une pression

d'arrivée appropriée aux consommateurs soit maintenue. Ainsi, la valve de retour doit être réglée directement par la pression d'arrivée hydraulique aux consommateurs.

Le système de commande hydraulique doit comporter, dans son application dans une machine de travail mobile, pour différents types de consommateurs (dans une pelleteuse hydraulique avec équipement de gobelet profond : comme entraînement de vérin de levage, entraînement de vérin pour balancier, entraînement de vérin de gobelet, entraînements des roues etc.), une fonction de limitation de la pression secondaire. Cette fonction limite la pression consommateur (pression secondaire) à un niveau de pression maximal, afin de protéger le système de commande hydraulique d'une surcharge des différentes composantes hydrauliques. Cette fonction doit être intégrée, dans la conception d'un système de commande hydraulique représentée sur la figure 1, dans les valves de retour R1 et R2 de façon que ces valves permettent, en cas de pression consommateur trop élevée, une ouverture du côté de pression consommateur au réservoir et limitent ainsi la pression consommateur à un niveau de pression prédéterminé.

L'invention comprend les principes de construction de valves hydrauliques, qui permettent de réaliser les fonctions nécessaires et décrites plus haut pour l'utilisation dans un système de commande hydraulique selon la figure 1 pour l'application dans une machine de travail mobile.

Sur la figure 2, est représenté le schéma hydraulique et sur la figure 3 une coupe transversale de la valve de sommation/valve d'arrivée. Ces deux valves (valve de sommation et valve d'arrivée) sont identiques en ce qui concerne leur réalisation de construction et leur mode de fonctionnement.

La construction de valve dans son ensemble est réalisée selon le principe d'une valve à incorporer/encastrier et est introduite dans le bloc de

valve 1a dans un perçage normalisé selon DIN ISO 7368 et est fixée avec un couvercle 2a. Par le positionnement axial, la liaison des raccords de valve arrivée A, départ B et raccordement de réservoir T est assurée. La

5 construction montrée ici est parcourue exclusivement du raccord A vers B. Lorsqu'il y a de la pression au raccord A, celle-ci est transférée également, par un perçage de liaison, via piston anti-retour 10a dans la chambre de ressort 3a. Ainsi, il y a aux deux faces du piston

10 principal 4a les mêmes pressions. Puisque le diamètre supérieur du piston principal 4a est réalisé plus grand que le diamètre inférieur, il y a toujours une force agissant sur le piston principal qui le presse vers le bas sur le siège 6a. Par le ressort principal 5a, lequel

15 est précontraint, une force supplémentaire agissant sur le piston principal 4a est engendrée. En état fermé, le piston principal 4a est pressé de cette manière par ces deux forces dans le siège de valve 6a. La rainure annulaire 7a est toujours reliée au réservoir.

20 Lorsque la valve d'activation 8a, uniquement visible sur la figure 2, n'est pas actionnée, la surface 9a du piston anti-retour 10a subit la pression du réservoir. Par un perçage de liaison, la pression du raccord B est appliquée à la seconde face 11a du piston

25 anti-retour 10a. Celle-ci agit, ensemble avec le ressort 12a, à l'encontre de la pression agissant sur la face 9a en regard du piston anti-retour 10a. Par cette application (des pressions) au piston anti-retour, une comparaison des pressions aux raccords A et B est

30 possible. Lorsque le piston anti-retour 10a n'est pas actionné, un perçage établit une liaison de la chambre de ressort 3a à la pression élevée, la valve reste fermée. Lors de l'actionnement/l'activation de la valve de sommation/valve d'arrivée, une pression est transmise par

35 la valve d'activation 8a, du raccord A sur la face 9a du piston anti-retour 10a, une liaison entre la chambre de ressort 3a et le réservoir est établie. La pression dans

la chambre de ressort 3a diminue, ce qui conduit à une élévation du piston principal 4a et libère une liaison entre les raccords A et B. Lorsque la valve d'activation 8a est désactivée, une liaison entre la pression élevée et la chambre de ressort 3a est établie à nouveau. Par
5 cela, le piston principal 4a entre dans le siège de valve 6a et ferme ainsi l'arête de commande. Le passage entre les raccords A et B est fermé.

Lorsque l'arête principale de commande est ouverte,
10 et la pression au raccord B augmente au-delà de celle au raccord A, le piston anti-retour 10a est poussé, par le biais du rapport de forces, dans la même position que celle lorsque la valve d'activation 8a est désactivée. Par cela, la chambre de ressort 3a reçoit la pression
15 élevée par la liaison avec le piston anti-retour 10a, ce qui fait fermer l'arête de commande principale. Lorsque la pression au raccord A augmente de nouveau au-delà de la pression au raccord B, le piston anti-retour 10a est pressé de nouveau, par la face 9a, dans la butée, la
20 liaison au réservoir est établie et l'arête de commande principale ouvre de nouveau.

Sur la figure 4, est représenté le schéma hydraulique et sur la figure 5 une coupe transversale de la valve de retour.

25 La construction de valve dans son ensemble est réalisée selon le principe d'une valve à incorporer/encastrier et est introduite dans le bloc de valve 1b dans le perçage normalisé selon DIN ISO 7368 et est fixée avec un couvercle 2b. Par le positionnement
30 axial, la liaison des raccords de valve arrivée A, départ B, la liaison à la pression d'arrivée ($p_{\text{arrivée}}$) et au raccordement de réservoir T est assurée. La construction montrée ici est traversée exclusivement du raccord A vers B. Lorsqu'il y a de la pression au raccord A, celle-ci
35 est transférée également, par une buse de liaison 3b, dans la chambre de ressort 4b. Ainsi, il y a aux deux faces du piston principal 5b qui peut mouvoir axialement

dans la chemise 6b, les mêmes pressions. Puisque le diamètre supérieur du piston principal 5b est réalisé plus grand que le diamètre inférieur, il y a toujours une force agissant sur le piston principal 5b qui le presse vers le bas. Par le ressort principal 18b, laquelle est précontrainte, une force supplémentaire agissant sur le piston principal 5b est engendrée qui agit vers le bas. En état fermé, le piston principal 5b est pressé de cette manière par ces deux forces dans le siège de valve 7b. La rainure annulaire 8b est toujours reliée au réservoir. Sur la valve d'activation 8a de la valve de retour (ne pas représentée sur la figure 5), le raccord de la valve est relié au conduit de réservoir T. Lorsque la valve de retour est activée, la liaison vers T est bloquée et le raccord est relié à la chambre de pression (pression d'arrivée) située en face du retour. Par cela, la pression d'arrivée arrive sur la face de commande du piston de commande 9b. Ceci conduit à un mouvement du piston de commande 9b à l'encontre du ressort de compression 10b à partir d'une valeur déterminée. En fonction du niveau de la pression d'arrivée, il y a une face d'ouverture entre la chambre de ressort 4b et le piston de commande 9b, le volume dans la chambre de ressort 4b est transféré vers le réservoir, éventuellement par un clapet de navette/buse 11b, afin d'influencer respectivement la vitesse d'ouverture ou la vitesse de fermeture. La chute de pression dans la chambre de ressort entraîne une levée du piston principal 5b. En fonction de la position du piston principal 5b, une face d'ouverture est libérée qui permet au flux de traverser la valve de A vers B. Par la liaison du piston 9b au piston principal 5b par le ressort de compression 10b, le système est réglé en ce qui concerne sa position, ce par quoi le piston de commande 9b reçoit, par le ressort comprimé 10b ou par sa résultante de force, une information de retour sur la position du piston principal 5b.

Lorsque la pression d'arrivée ($p_{\text{arrivée}}$) tombe de nouveau sous la valeur définie, la section de passage vers le réservoir est bloqué par le piston de commande 9b et relié à la pression élevée. Par cela, la pression du
5 raccord A est présente dans la chambre de ressort 4b, à partir de laquelle elle est également appliquée au piston de limitation de pression 12b. Celui-ci est précontraint par un ressort 13b via un mécanisme de réglage 14b, 15b, 16b par rapport au siège conique 17b. Lorsque la pression
10 au raccord A augmente au-delà d'une valeur réglable, le cône de limitation de pression 12b est soulevé du siège conique 17b et laisse passer du flux volumique vers le réservoir. Par cela, la pression dans la chambre de ressort 4b baisse, ce dont résulte une différence de
15 force. Par la différence de force, le piston principal meut vers le haut et une surface d'ouverture est libérée entre les raccords A et B. Sur la base de cette surface d'ouverture et la différence de pression entre les raccords A et B, il y a un flux volumique qui a pour
20 conséquence que la pression au raccord A baisse.

Comme représenté sur la figure 6, la section d'ouverture de la valve est déterminée par la position axiale du piston c1 en combinaison avec la conception de la chemise de siège c2. Par des réalisations différentes
25 du piston c1 et de la chemise de siège c2, quatre combinaisons A, B, C et D sont décrites ci-après, qui peuvent être utilisées indifféremment pour engendrer la surface d'ouverture de la valve d'arrivée et de la valve de retour.

30 Sur la figure 6, la réalisation version A est représentée. Ici, un tournage d'une forme est pratiqué sur la face intérieure de la chemise de valve c2, qui détermine la section de passage en fonction de la position du piston c1. Le siège d'étanchéité de la valve
35 est réalisé par une chemise c3 qui est emmanchée par en dessous dans la chemise de valve c2 et sur le bord de

laquelle la face frontale du piston c1 prend appui lorsque la valve est fermée.

La version B pour engendrer la surface d'ouverture est représentée sur la figure 7. Ici, un tournage de
5 forme est pratiqué sur la face intérieure de la chemise de valve c2, qui détermine la section de passage en fonction de la position axiale du piston c1. Le siège d'étanchéité de la valve est réalisé directement dans la
10 chemise c2 par une forme appropriée sur laquelle la face frontale du piston c1 prend appui lorsque la valve est fermée.

La version C pour engendrer la surface d'ouverture est représentée sur la figure 8. Ici, un fraisage de
15 forme est pratiqué dans la chemise de valve c2, qui détermine la section de passage en fonction de la position axiale du piston c1. Le siège d'étanchéité de la valve est réalisé directement dans la chemise c2 par une forme appropriée sur laquelle la face frontale du piston
c1 prend appui lorsque la valve est fermée.

20 La version D pour engendrer la surface d'ouverture est représentée sur la figure 9. Ici, un tournage de forme est pratiqué sur le piston c1, qui détermine la section de passage en fonction de la position axiale de celui-ci en combinaison avec la chemise de siège c2. Le
25 siège d'étanchéité de la valve est réalisé par une forme appropriée pratiquée sur le piston c1 et dans la chemise de siège c2.

REVENDEICATIONS

1. Agencement de valves hydrauliques pour
5 commander/régler au moins un consommateur hydraulique
(V1) d'une machine de travail mobile, avec un circuit de
sommation d'au moins deux valves hydrauliques et au moins
un circuit consommateur de valves hydrauliques, où les
10 sorties du circuit de sommation sont reliées
hydrauliquement aux entrées du circuit consommateur, où
au moins une valve de retour (R1, R2) est prévue dans le
circuit consommateur, caractérisé en ce que la (ou les)
valve(s) de retour (R1, R2) ouvre(nt) ou ferme(nt) en
15 fonction d'une pression d'arrivée au consommateur pour
réduire un flux volumique de retour du consommateur et
comporte(nt) au moins un piston principal (5b) disposé
dans une chemise (6b) et au moins deux autres pistons
(9b, 12b) disposés dans un couvercle (2b) séparé de la
chemise (6b), et où le piston principal (5b) et un piston
20 de commande (9b) sont en interaction l'un avec l'autre à
l'aide d'un ressort de compression (10b).

2. Agencement de valves hydrauliques selon la
revendication 1, caractérisé en ce que la (ou les)
25 valve(s) de retour (R1, R2) comporte(nt) une fonction de
limitation de pression pour limiter la pression de
consommateur à un niveau de pression maximal.

3. Agencement de valves hydrauliques selon la
30 revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que l'agencement
de valves réduit le flux volumique de retour du
consommateur en fonction de signaux de commande externes.

4. Agencement de valves hydrauliques selon la
35 revendication 1, 2 ou 3, caractérisé en ce qu'au moins
une valve de sommation/valve d'arrivée (S1, S2, Z1, Z2)
est disposée dans le circuit de sommation et/ou le

circuit consommateur, où la (ou les) valve(s) de sommation/valve(s) d'arrivée comporte(nt) au moins deux pistons (4a, 10a) où un piston principal (4a) et un piston anti-retour (10a) sont disposés dans des éléments
5 réalisés séparément l'un de l'autre.

5. Agencement de valves hydrauliques selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le circuit de sommation additionne ou répartit des flux
10 volumiques qui lui sont amenés, sur des sorties prévues sur ce circuit.

6. Agencement de valves hydrauliques selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le
15 circuit consommateur est conçu pour commander/régler les directions de mouvement d'au moins un consommateur hydraulique (V1) et/ou que dans le circuit consommateur sont prévus pour chaque direction de mouvement du (ou des) consommateur(s) hydraulique(s) au moins une valve de
20 sommation/valve d'arrivée (S1, S2, Z1, Z2) et au moins une valve de retour (R1, R2).

7. Agencement de valves hydrauliques selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que,
25 dans le circuit consommateur, sont prévues deux valves de sommation/valves d'arrivée (S1, S2, Z1, Z2) et deux valves de retour (R1, R2).

8. Valve de retour (R1, R2) pour un agencement de
30 valves hydrauliques selon l'une des revendications 1 à 7.

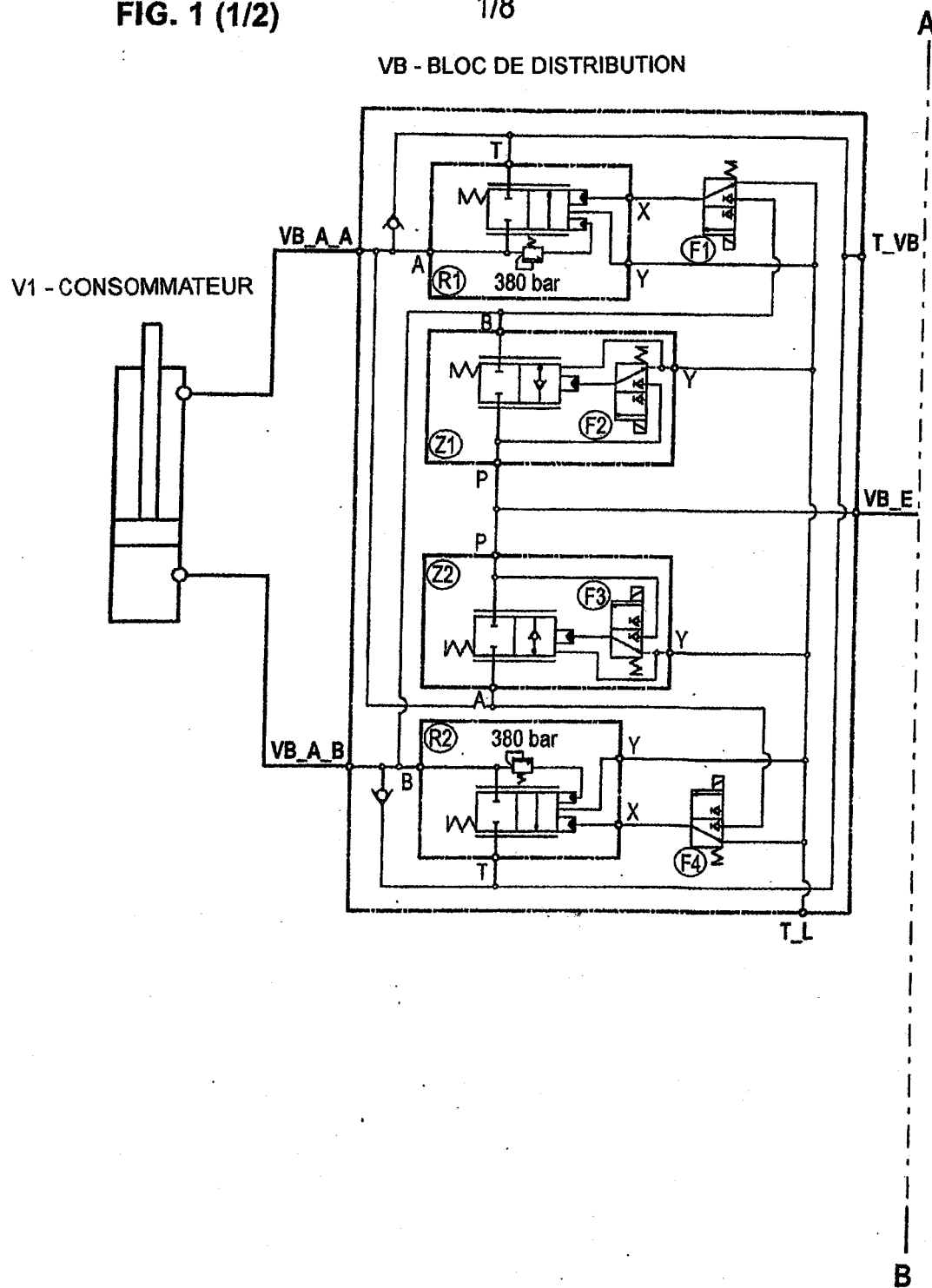
9. Système d'entraînement hydraulique avec au moins un agencement de valves hydrauliques selon l'une des revendications 1 à 7, avec au moins un consommateur
35 hydraulique (V1), le (ou les) consommateur(s) hydraulique(s) (V1) étant relié(s) au circuit consommateur par voie hydraulique, et/ou avec au moins

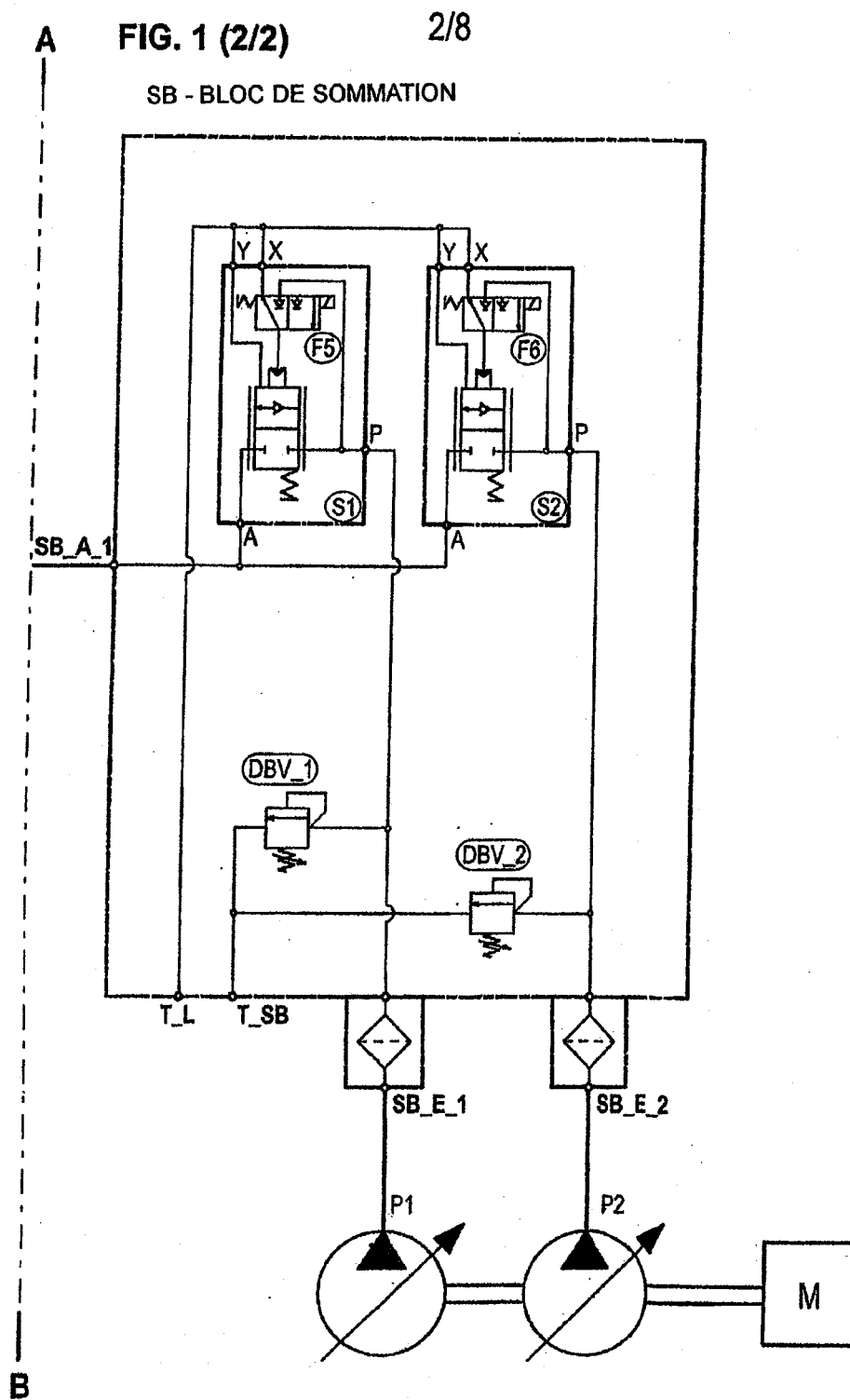
deux pompes hydrauliques (P1, P2), les pompes hydrauliques (P1, P2) étant reliées au circuit de sommation par voie hydraulique.

- 5 10. Machine de travail mobile avec un système d'entraînement hydraulique selon la revendication 9.

FIG. 1 (1/2)

1/8





3/8

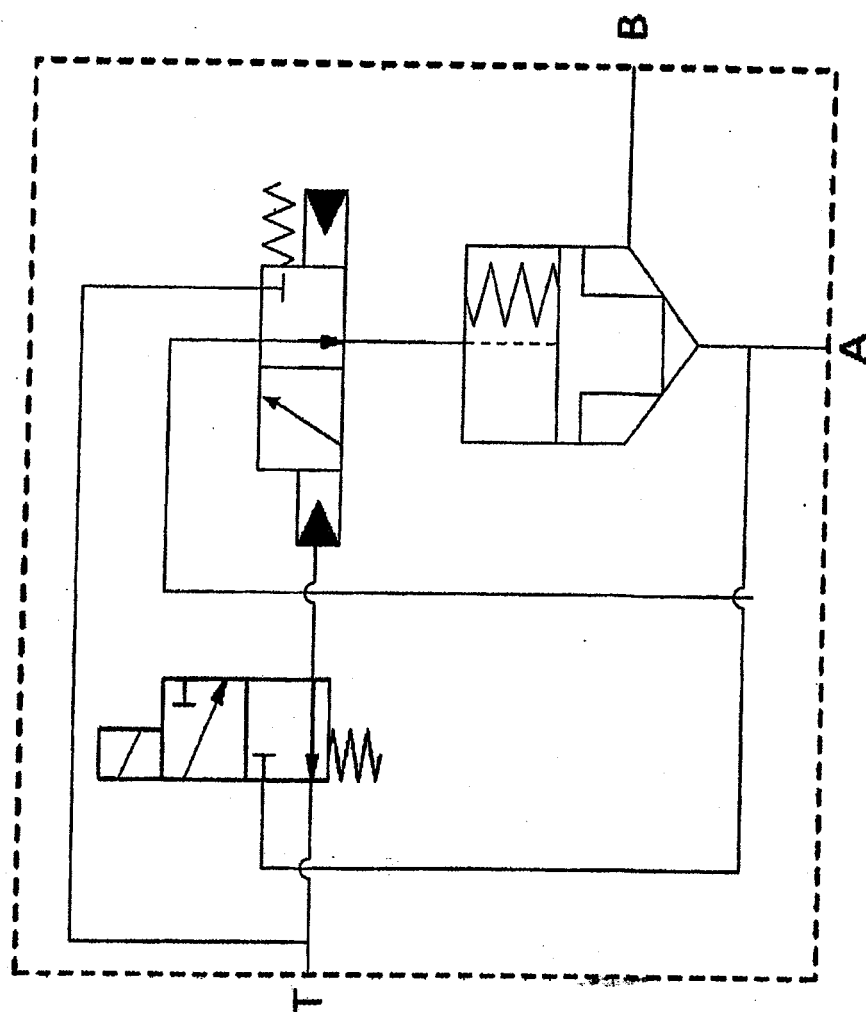


FIG. 2

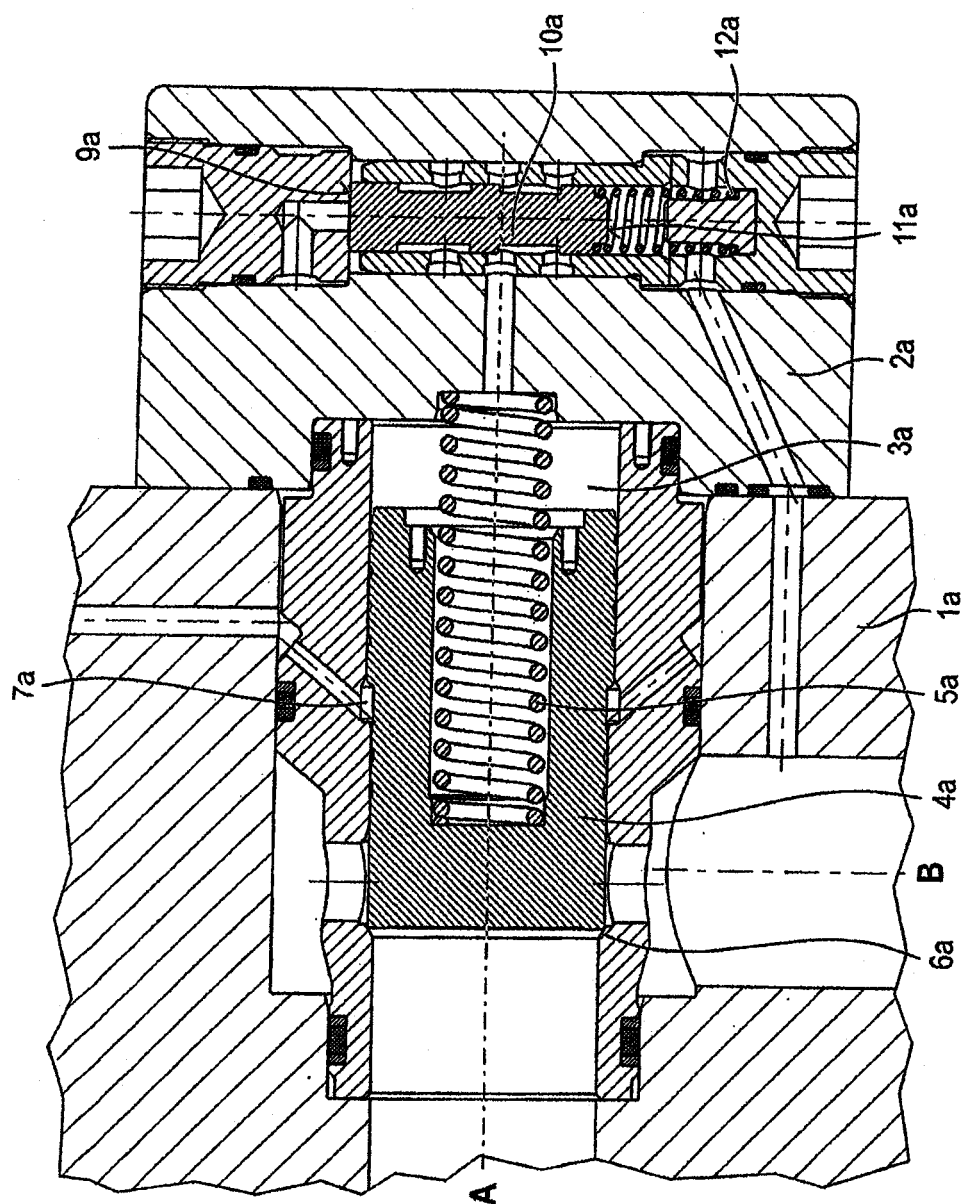
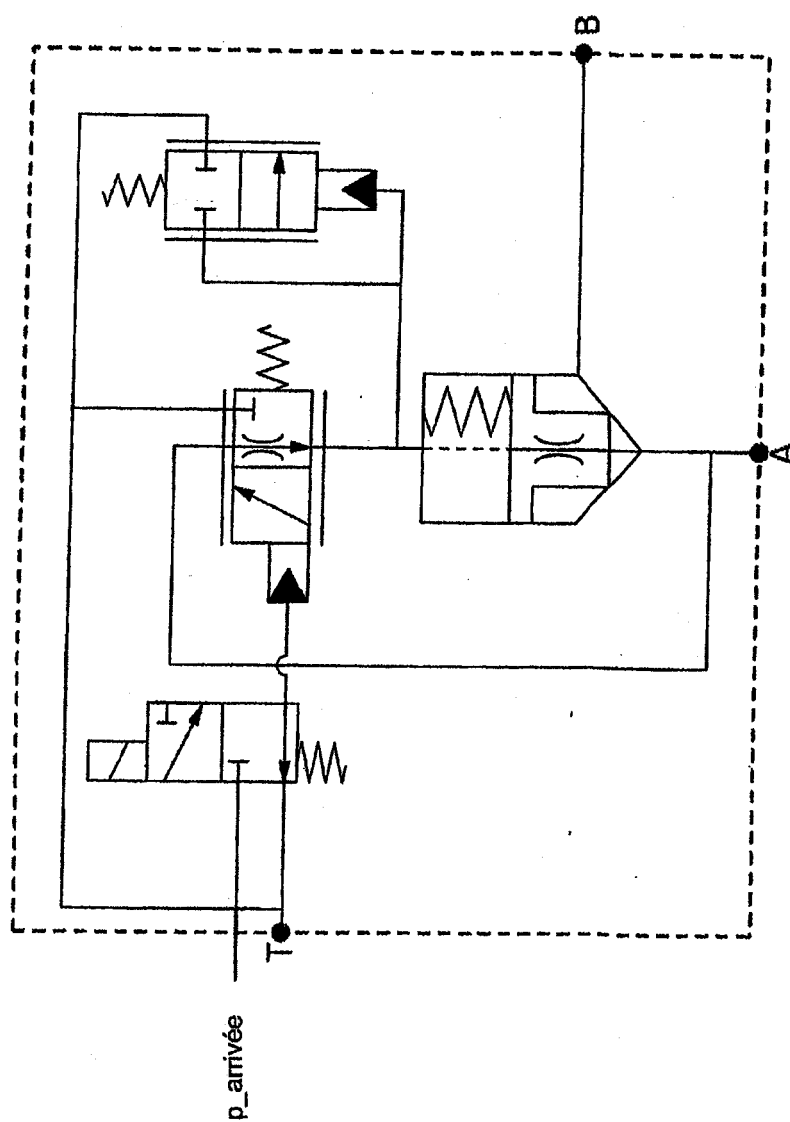


FIG. 3

5/8

FIG. 4



6/8

FIG. 5

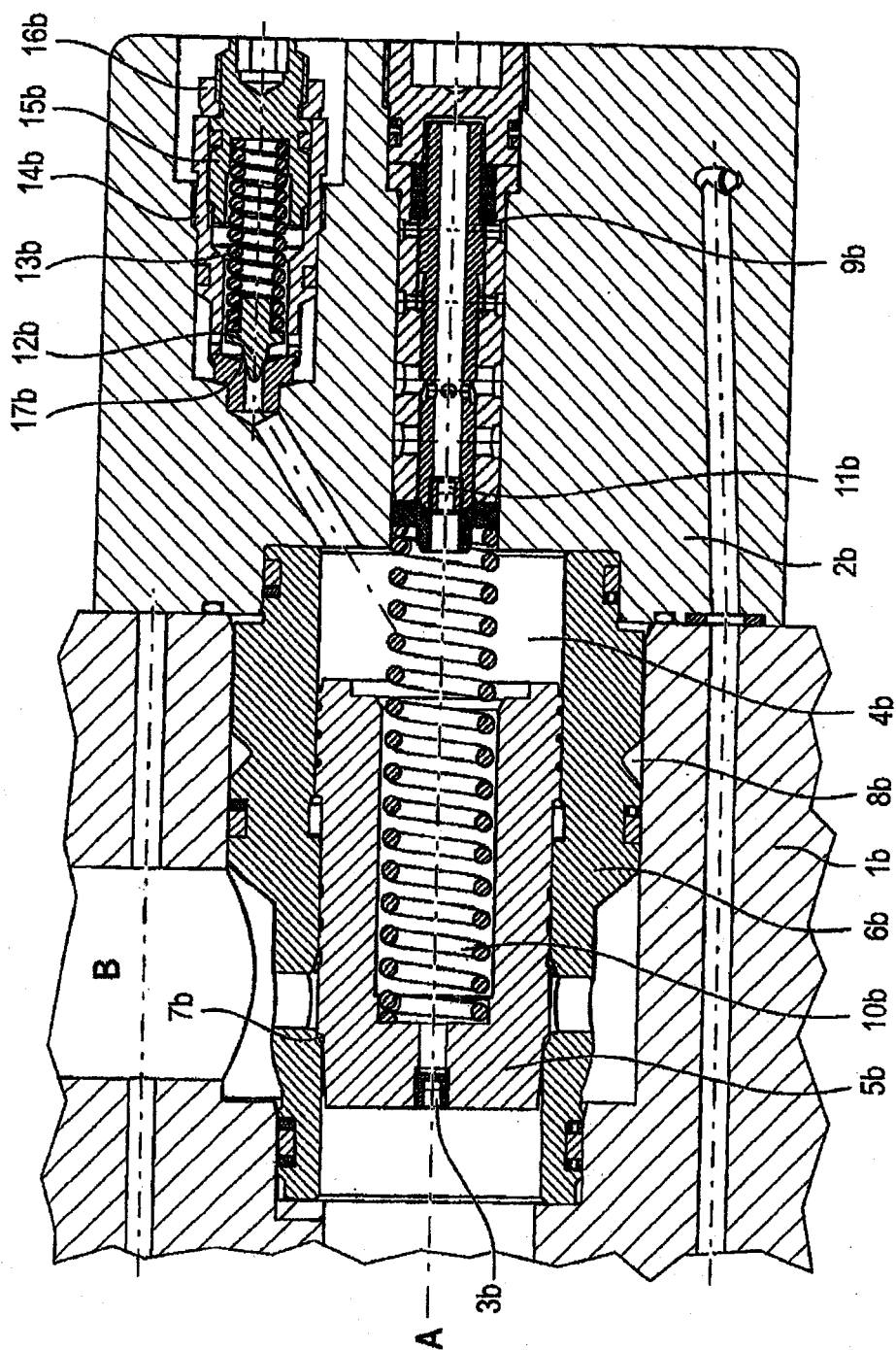


FIG. 6

7/8

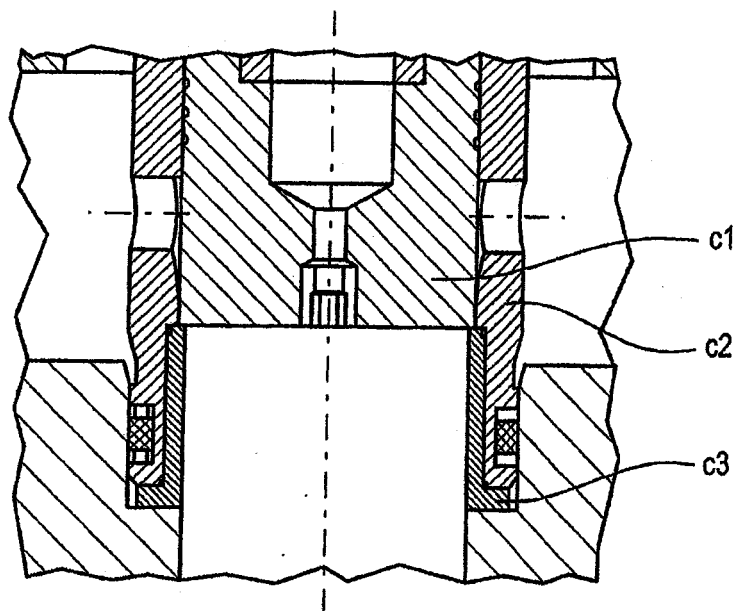


FIG. 7

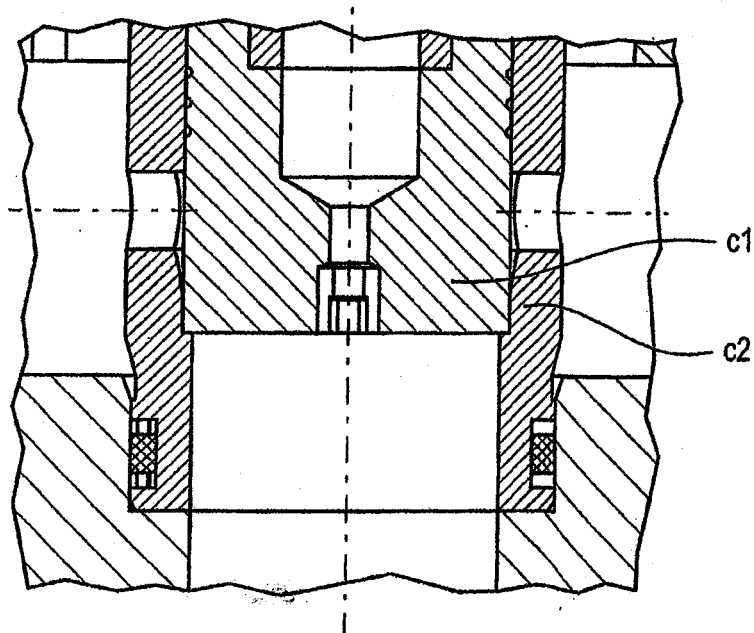


FIG. 8

8/8

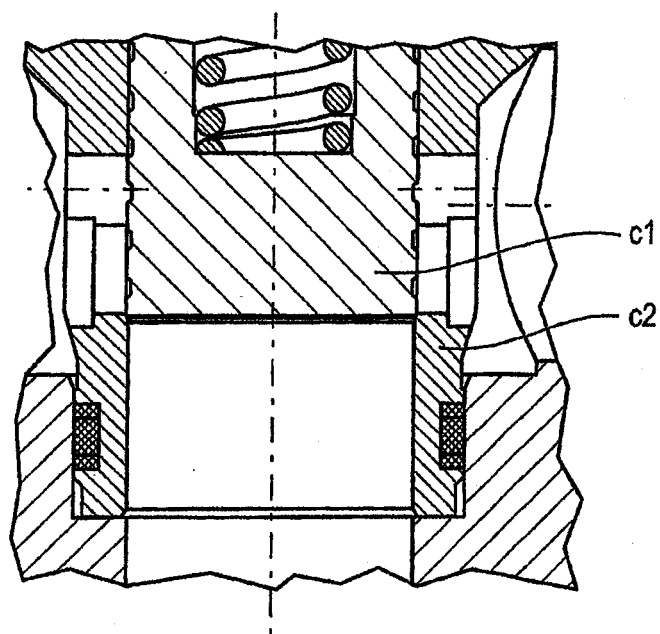


FIG. 9

