



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Numéro de publication :

**0 042 774
B1**

(12)

FASCICULE DE BREVET EUROPÉEN

(45) Date de publication du fascicule du brevet :
14.09.83

(51) Int. Cl.³ : **F 04 C 15/04, F 04 C 15/00,
F 04 B 49/00, F 04 D 13/12**

(21) Numéro de dépôt : **81400883.5**

(22) Date de dépôt : **03.06.81**

(54) Dispositif pour produire successivement des débits de fluide hydraulique de valeurs échelonnées.

(30) Priorité : **19.06.80 FR 8013581**

(43) Date de publication de la demande :
30.12.81 Bulletin 81/52

(45) Mention de la délivrance du brevet :
14.09.83 Bulletin 83/37

(84) Etats contractants désignés :
DE FR GB

(56) Documents cités :

**DE A 1 503 362
DE A 2 950 256
FR A 2 253 392
FR A 2 304 795
US A 2 721 727
US A 2 779 291
US A 2 821 698
US A 2 992 769**

(73) Titulaire : **SOCIETE NATIONALE D'ETUDE ET DE
CONSTRUCTION DE MOTEURS D'AVIATION,
"S.N.E.C.M.A."
2 Boulevard Victor
F-75015 Paris (FR)**

(72) Inventeur : **Silhouette, Jean-Max, Marie
54, Boulevard Aristide Briand
F-77000 Melun (FR)**

(74) Mandataire : **Moinat, François et al
S.N.E.C.M.A. Service des Brevets Boîte Postale 81
F-91003 Evry Cedex (FR)**

EP 0 042 774 B1

Il est rappelé que : Dans un délai de neuf mois à compter de la date de publication de la mention de la délivrance du brevet européen toute personne peut faire opposition au brevet européen délivré, auprès de l'Office européen des brevets. L'opposition doit être formée par écrit et motivée. Elle n'est réputée formée qu'après paiement de la taxe d'opposition (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Dispositif pour produire successivement des débits de fluide hydraulique de valeurs échelonnées

La présente invention concerne un dispositif pour produire successivement des débits de fluide hydraulique de valeurs échelonnées, destinés à un circuit d'utilisation, par exemple un vérin hydraulique, nécessitant des débits de fluide qui varient rapidement.

De nombreuses techniques ont recours à des installations hydrauliques, dans lesquelles le circuit d'utilisation nécessite des débits de fluide qui varient rapidement entre plusieurs valeurs échelonnées, par exemple entre une valeur minimale et une valeur maximale. C'est le cas notamment d'un vérin hydraulique qui, pour maintenir sa charge dans une position déterminée, nécessite un débit relativement faible, correspondant sensiblement aux fuites, alors que, pour déplacer rapidement sa charge, il nécessite un débit de fluide beaucoup plus important. De telles exigences sont imposées par exemple aux dispositifs de commande, équipant la tuyère primaire d'éjection, à section variable, d'un turboréacteur : ces dispositifs de commande doivent être capables de rester en charge pendant de longues durées, et d'assurer en outre des manœuvres très rapides.

Pour résoudre ce problème, on a déjà envisagé différentes solutions : on peut par exemple faire alimenter en fluide hydraulique le circuit d'utilisation par une pompe centrifuge, capable de produire des débits de fluide hydraulique susceptibles de varier rapidement entre des valeurs échelonnées. Cependant, lorsque la pompe fonctionne à régime élevé, et produit un faible débit, une fraction importante de l'énergie motrice est dissipée en chauffant la pompe et le fluide hydraulique ; dans ce cas, non seulement le rendement de l'installation est très mauvais, mais il en résulte une usure de la pompe et de son dispositif d'entraînement. Il serait aussi possible d'utiliser une pompe produisant un débit constant, dont une fraction appropriée seulement serait envoyée dans le circuit d'utilisation, en fonction de ses besoins en fluide hydraulique, l'excédent de débit étant par exemple renvoyé à l'aspiration de la pompe au moyen d'un clapet de surpression. On peut aussi envisager de faire varier la vitesse de rotation de la pompe en fonction des besoins du circuit utilisateur en fluide hydraulique, par exemple au moyen d'un asservissement approprié. Cette solution n'est cependant pas applicable dans les cas où la vitesse de la pompe doit demeurer constante, par exemple parce qu'il en est de même de son moteur d'entraînement, en particulier parce que ce dernier doit entraîner simultanément d'autres dispositifs, à vitesse constante ; c'est précisément le cas des pompes destinées à alimenter les dispositifs de commande associés aux turboréacteurs. Par ailleurs, on pourrait envisager d'utiliser une pompe volumétrique à débit réglable, telle qu'une pompe à barillet, dont l'inclinaison du plateau est réduite lorsque la pression de refoulement de la pompe dépasse un seuil déterminé. Cependant, une telle pompe donne lieu à des frottements importants, et sa fiabilité est insuffisante pour certaines applications, notamment en aéronautique.

Le brevet français n° 2 247 112 (POCLAIN) décrit un dispositif pour faire envoyer simultanément des débits de fluide hydraulique, dans deux circuits d'utilisation distincts, par deux pompes, qui sont entraînées par un moteur unique, et dont l'une présente une cylindrée variable ; lorsque les besoins prioritaires en fluide hydraulique de l'un des deux circuits d'utilisation augmentent de façon importante, il est prévu, pour éviter le calage du moteur unique, de réduire la cylindrée de la pompe alimentant l'autre circuit d'utilisation ; celui-ci reçoit donc alors un débit de fluide hydraulique qui peut être momentanément inférieur à ses besoins, ce qui n'est admissible que pour des applications très particulières.

Le brevet français n° 2 271 416 (POCLAIN) décrit un dispositif d'alimentation analogue à celui décrit dans le brevet précédemment mentionné, mais destiné à faire alimenter en parallèle, par les deux pompes, un unique circuit d'utilisation. Il est prévu à cet effet un régulateur de la cylindrée variable de l'une des deux pompes, réalisé de façon que, lorsqu'il exerce sa fonction de régulation, la puissance maximale absorbée par les deux pompes est constante et égale à la puissance maximale du moteur.

Le brevet français n° 1 545 431 (GENERAL ELECTRIC Cy) décrit un système d'alimentation en carburant pour le dispositif de post-combustion d'un moteur à turbine à gaz, comprenant deux pompes centrifuges à capacités de débit respectives, notablement différentes, qui sont entraînées en rotation en permanence par les rotors de la turbine ; des valves et des dispositifs de commande à fluide permettent d'alimenter d'abord seulement la pompe à plus faible débit, puis, ensuite, seulement la pompe à plus fort débit, selon les conditions de fonctionnement de la turbine. Chacune des deux pompes est donc constamment entraînée en rotation, même pendant les périodes où elle n'a pas à débiter de carburant, ce qui entraîne des pertes d'énergie.

Le brevet français n° 2 234 463 (TRW INC.) décrit un dispositif de pompage de carburant comprenant une pompe centrifuge entraînée constamment en rotation, et une pompe volumétrique, qui n'est entraînée, par l'intermédiaire d'un embrayage, que pendant la période de démarrage, lorsque la pression de refoulement de la pompe centrifuge est insuffisante. Ce dispositif a donc essentiellement pour objet de compenser l'insuffisance de la pression de refoulement d'une pompe centrifuge à bas régime, bien plutôt que de délivrer un débit de carburant variant rapidement entre des valeurs échelonnées. L'emploi d'un embrayage, sujet à une usure relativement rapide, est en outre peu souhaitable pour les applications qui sont envisagées dans le cadre de la présente invention, et qui ont été mentionnées précédemment.

Le brevet français n° 2 046 559 (ROBERT BOSCH) décrit des systèmes de plusieurs pompes dont les rotors, à axes parallèles, sont munis par exemple de pistons axiaux, commandés par des plateaux inclinés fixes ; des engrenages permettent à volonté d'accoupler l'un à l'autre les rotors d'au moins deux pompes,

de façon à obtenir l'actionnement, à partir d'un arbre moteur unique, d'une seule pompe, ou d'au moins deux pompes. Cependant, dans le cas par exemple de deux pompes seulement, il n'est pas possible de faire fonctionner seulement la pompe dont le rotor n'est pas calé sur l'arbre moteur.

Le brevet français n° 2 307 994 (CHANDLER EVANS) décrit un dispositif de pompage, en particulier pour l'alimentation en carburant des moteurs à turbine à gaz, comportant deux pompes de débits notablement différents, qui sont entraînées par un arbre moteur unique, l'une directement et l'autre par l'intermédiaire d'un embrayage. Ce dispositif ne permet pas de faire fonctionner uniquement la pompe à fort débit, puisque la pompe à faible débit est toujours en service. D'autre part, il offre l'inconvénient d'utiliser un embrayage, susceptible d'une usure rapide.

Le dispositif selon la présente invention, pour produire successivement des débits de fluide hydraulique de valeurs échelonnées, comporte également plusieurs pompes rotatives de débits nominaux convenablement échelonnés, entraînées à partir d'un moteur unique, ainsi que des moyens pour commuter sélectivement chacune desdites pompes entre l'arrêt et le régime nominal ; il ne présente cependant aucun des inconvénients des dispositifs antérieurs, précédemment mentionnés. Un tel dispositif est décrit dans le DE-A-2 950 256.

Le dispositif selon la présente invention est du type qui vient d'être indiqué, et il est caractérisé en ce que les différentes pompes sont accouplées respectivement à des arbres de sortie d'une transmission mécanique, comprenant un ou plusieurs différentiels épicycloïdaux, montés en cascade, l'axe d'entrée du différentiel ou du premier différentiel de la cascade étant accouplé au moteur, qu'un frein est associé à chacune desdites pompes, et que des moyens sont prévus pour faire commander chaque frein par le franchissement d'un seuil déterminé par la pression de refoulement desdites pompes.

Dans la mesure où il ne comporte qu'une transmission mécanique à engrenages, à l'exclusion de tout embrayage, le dispositif selon la présente invention offre un haut degré de fiabilité et une longue durée de vie ; les freins qu'il comporte ne travaillent en effet que peu de temps, à chaque arrêt d'une pompe précédemment en service ; il s'y ajoute les avantages suivants : la puissance du moteur unique peut être choisie notablement inférieure à la puissance qui serait nécessaire pour entraîner une pompe unique, ayant à fournir à elle seule le débit maximal requis sous la pression maximale requise, d'où une économie substantielle sur la puissance installée ainsi que sur la consommation d'énergie ; on évite en outre que l'excès de puissance ne soit dissipé en échauffement de la pompe et du fluide hydraulique, ce qui va également dans le sens d'un accroissement de la fiabilité et de la durée de vie du dispositif.

Dans son application principale, le dispositif selon la présente invention permet d'envoyer dans un circuit unique d'utilisation un débit de fluide hydraulique, qui est rapidement commutable entre deux valeurs, minimale et maximale, respectivement ; pour cette application, le dispositif selon la présente invention est caractérisé en ce que deux pompes de débits nominaux différents, accouplées respectivement aux deux arbres de sortie d'un unique différentiel épicycloïdal, débitent en parallèle dans l'entrée du circuit d'utilisation, et que les moyens sont prévus pour faire commander deux freins associés chacun à l'une des deux pompes, par le franchissement d'un seuil déterminé par la pression à l'entrée du circuit d'utilisation. Cette forme de réalisation, particulièrement simple et fiable, convient parfaitement pour alimenter par exemple un vérin hydraulique à haute pression, nécessitant des débits de fluide qui peuvent varier très rapidement entre une valeur maximale et une valeur minimale, par exemple pour les applications aéronautiques précédemment mentionnées.

Une forme de réalisation préférée du dispositif selon la présente invention, spécialement destinée à l'application qui vient d'être indiquée, comporte, dans un même ensemble, un différentiel épicycloïdal, un arbre d'entrée, accouplé à un premier axe du différentiel, deux pompes rotatives, accouplées respectivement au second et au troisième axe du différentiel, et au moins un frein associé à chacune des deux pompes. Un tel dispositif, particulièrement compact, léger et fiable, est très bien adapté, en raison de ses qualités, aux applications aéronautiques.

A titre d'exemples non limitatifs, on a décrit ci-dessous et illustré schématiquement dans les dessins annexés deux formes de réalisation du dispositif selon la présente invention.

La figure 1 est le schéma par blocs de la première forme de réalisation, qui est spécialement destinée à alimenter en fluide hydraulique un circuit d'utilisation nécessitant des débits de fluide qui varient rapidement entre une valeur minimale et une valeur maximale.

Les figures 2 et 3 sont des diagrammes destinés à illustrer le fonctionnement du dispositif de la figure 1 en faisant ressortir ses avantages.

La figure 4 est une vue, en coupe par un plan axial, d'une forme de réalisation du détecteur de pression à seuil, combiné avec un commutateur de pression, qui fait partie du dispositif illustré sur la figure 1.

La figure 5 correspond à la figure 4, pour une autre position du tiroir de ce détecteur-commutateur.

La figure 6 est en vue, en coupe par un plan axial, d'une réalisation particulièrement compacte du dispositif de la figure 1, dans laquelle les principaux composants, à l'exception du détecteur-commutateur, sont groupés dans un même ensemble.

La figure 7 est le schéma par blocs d'une seconde forme de réalisation, permettant de produire successivement des débits de fluide hydraulique de valeurs échelonnées, destinés à un même circuit d'utilisation.

Sur la figure 1, 1 désigne un différentiel épicycloïdal, comportant un arbre d'entrée 1a, et deux arbres

de sortie 1b et 1c. On sait que les vitesses de rotation de ces trois arbres du différentiel 1 sont liées par une relation linéaire de la forme :

$$N_a = B \cdot N_b + C \cdot N_c,$$

5

dans laquelle B et C sont des coefficients constants, positifs ou négatifs, dépendant des caractéristiques des engrenages constituant le différentiel 1. A son arbre d'entrée 1a est accouplé l'arbre d'un moteur 2, d'un type quelconque, dont nous désignerons la vitesse de rotation par N_0 . Aux arbres de sortie 1b et 1c du différentiel 1 sont accouplés les axes respectifs d'une pompe principale, 3b, à grand débit, et d'une pompe auxiliaire, à petit débit, 3c. Sur les axes respectifs des pompes 3b et 3c peuvent agir des freins d'un type quelconque, 4b + 4c, dont les moyens de commande sont réalisés, selon la présente invention, de manière que la commande du serrage ou du desserrage du frein 4b soit synchronisée avec celle du desserrage ou du serrage du frein 4c. Ces moyens de commande, synchronisés, des deux freins 4b et 4c reçoivent un signal — de serrage pour l'un et de desserrage pour l'autre — de la sortie d'un détecteur à seuil, 5, de la pression à l'entrée, 6a, d'un circuit d'utilisation 6 ; à ladite entrée, 6a, sont raccordées en parallèle les sorties respectives des pompes 3b et 3c. 7 désigne un réservoir à fluide hydraulique, dans lequel plongent une conduite d'amenée 8, raccordée en parallèle aux entrées des deux pompes 3b et 3c, et une conduite de retour 9, à laquelle sont connectées en parallèle les sorties du détecteur de pression à seuil 5 (tout au moins s'il fonctionne hydrauliquement), ainsi que du circuit d'utilisation 6 ; un limiteur de pression 10 est inséré entre l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6 et la conduite de retour 9.

20

A l'aide des figures 2 et 3, on va maintenant expliquer le fonctionnement du dispositif de la figure 1, dans le cas, pris à titre d'exemple, où le circuit d'utilisation 6 est un accumulateur de liquide hydraulique, dans lequel ce dernier doit être maintenu sous une pression maximale, déterminée par le limiteur de pression 10, malgré des prélèvements intermittents du liquide contenu dans ledit accumulateur. Sur le diagramme de la figure 2, on a porté en abscisse le débit de fluide hydraulique, Q, à l'entrée 6a de l'accumulateur 6 à un instant donné, et, en ordonnée, la pression Δp du fluide hydraulique dans l'accumulateur 6, ou à son entrée 6a. Pendant la phase de démarrage du moteur 2, sa vitesse croît de la valeur 0 à la valeur N_0 . Le frein 4c de la pompe auxiliaire 3c est serré, tandis que le frein 4b de la pompe principale 3b est desserré, seule cette dernière débite dans l'entrée 6a de l'accumulateur 6 ; comme la pompe principale 3b est alors entraînée en rotation à la vitesse

30

$$N_b = N_a/B,$$

le débit de fluide que ladite pompe 3b envoie dans l'accumulateur 6 augmente progressivement jusqu'à une valeur correspondant, sur la figure 2, à l'abscisse du point A, et proportionnelle à la vitesse d'entraînement de la pompe 3b, N_0/B , donc aussi à la vitesse N_0 du moteur 2. Pendant cette phase de démarrage, l'accumulateur 6 est rempli avec du fluide hydraulique sous une pression pratiquement égale à la pression atmosphérique ($\Delta p = 0$). Le moteur 2 continuant à entraîner la pompe principale 3b à sa vitesse N_0 , son débit cesse lui-même d'augmenter, et la pression du liquide remplissant l'accumulateur 6 augmente progressivement au-delà de la pression atmosphérique, jusqu'à un premier seuil déterminé, S1, qui correspond, sur la figure 2, à l'ordonnée du point E. Dès que le détecteur de pression hydraulique 5 a détecté ce premier seuil S1, il envoie aux freins 4b, 4c un signal qui commande simultanément le serrage du frein 4b et le desserrage du frein 4c. Dès lors, la pompe principale 3b cesse de débiter dans l'accumulateur 6, qui est alimenté seulement par la pompe auxiliaire 3c ; comme celle-ci est entraînée en rotation par le moteur 2 à sa vitesse N_0/C , proportionnelle à la vitesse N_0 dudit moteur 2, le débit de fluide que la pompe auxiliaire 3c refoule dans l'accumulateur 6 a sa valeur nominale, correspondant au débit minimal prévu ; sur la figure 2, ce débit minimal correspond à l'abscisse du point F. Le débit de la pompe auxiliaire 3c dans l'accumulateur 6 provoque ensuite un accroissement de la pression dans l'accumulateur, depuis le seuil S1, correspondant au point F sur la figure 2, jusqu'à la pression maximale Δp_m qui est déterminée par le clapet de surpression 10, et qui, sur la figure 2, correspond à l'ordonnée du point D. L'accumulateur 6 est alors rempli de liquide hydraulique à la pression maximale. Si le liquide sous cette pression est ensuite prélevé dans l'accumulateur 6, le débit de la pompe auxiliaire 3c est insuffisant pour empêcher que la pression du liquide subsistant dans l'accumulateur 6 ne diminue jusqu'à la valeur correspondant au premier seuil S1, et même jusqu'à une valeur S2, qui, sur la figure 2, correspond à l'ordonnée du point G ; le détecteur de pression 5 est aménagé pour être sensible, lorsqu'il détecte des pressions décroissantes, à ce second seuil S2, inférieur au premier seuil, S1, auquel il est sensible lorsqu'il détecte des pressions croissantes. En d'autres termes, le détecteur de pression 5 est aménagé de façon à présenter un phénomène d'hystérésis, et l'on en décrira ultérieurement une forme de réalisation possible. Dès qu'il détecte le second seuil de pression S2, le détecteur 5 envoie aux freins 4b, 4c un signal, qui provoque simultanément le serrage du frein 4c et le desserrage du frein 4b. La pompe auxiliaire 3c est par suite arrêtée et la pompe principale 3b envoie à nouveau dans l'accumulateur 6 un débit de fluide hydraulique correspondant, sur la figure 2, à l'abscisse du point H, et sous une pression correspondant à l'ordonnée, S2, du point H. Quand le prélèvement de fluide hydraulique cesse, la pression du fluide hydraulique contenu dans l'accumulateur atteint à nouveau le premier seuil S1, ce qui a pour effet de faire commander par le détecteur 5 l'arrêt de la pompe

65

principale 3b et la mise en service de la pompe auxiliaire 3c, qui ramène le liquide remplissant l'accumulateur 6 à sa pression maximale Δp_M .

Sur la figure 2, on a indiqué en traits interrompus des arcs d'hyperbole passant respectivement par les points E, F et D du diagramme, ainsi que par le point B, qui correspond au cas où le liquide remplissant l'accumulateur 6 aurait été amené à sa pression maximale par le seul débit de la pompe principale 3b. Ces arcs d'hyperbole sont des parties de courbes d'équi-puissance, correspondant respectivement aux puissances P_E , P_B , P_D et P_F fournies par le dispositif de la figure 1 lorsque son point de fonctionnement se trouve respectivement en E, B, D et F. Bien entendu, la puissance fournie est d'autant plus grande que l'arc correspondant d'hyperbole est plus éloigné de l'origine O des coordonnées. Sur la figure 3, on a porté en abscisse le temps t, à partir de l'instant du démarrage du moteur 2 du dispositif de la figure 1, et, en ordonnée, la puissance P fournie par ce dispositif. Si le remplissage de l'accumulateur 6 avec du fluide hydraulique à la pression maximale Δp_M avait été obtenu en faisant débiter constamment la seule pompe principale 3b dans l'accumulateur 6, la puissance fournie aurait varié suivant la courbe O A E B X. Dans le cas précédemment décrit, du fonctionnement alterné des pompes 3b et 3c, la puissance fournie a varié suivant la courbe O A E F D Y. Comme l'énergie fournie par le dispositif correspond dans chaque cas à l'aire comprise entre la courbe de variation de la puissance P d'une part, et l'axe des abscisses, t, d'autre part, on voit facilement, sur la figure 3, que le fonctionnement alterné des pompes du dispositif de la figure 1 permet une très importante économie d'énergie par rapport au cas de l'emploi d'une pompe unique. D'autre part, l'emploi d'une pompe unique, par exemple 3b, nécessiterait de dimensionner celle-ci, ainsi que le moteur 2, de façon qu'ils puissent fournir, au rendement près, une puissance maximale P_B , alors que le recours alterné à deux pompes 3b et 3c permet de dimensionner la pompe la plus puissante, 3b, et le moteur 2, de manière qu'ils puissent produire, au rendement près, seulement une puissance maximale P_E , qui est très inférieure à la puissance P_B à prendre en considération dans le cas d'une pompe unique par exemple presque la moitié de celle-ci. A l'économie d'énergie s'ajoute donc une très importante économie sur la puissance installée.

Il résulte clairement de la description précédente du fonctionnement du dispositif illustré sur la figure 1, que le détecteur de pression à seuil 5 peut être d'un type quelconque, adapté aux freins 4b et 4c. S'il s'agit par exemple de freins électromagnétiques, le détecteur de pression 5 doit être réalisé de manière à transmettre un premier signal électrique de commande du serrage du frein 4b et du desserrage du frein 4c, lorsqu'il détecte le passage d'une pression croissante par le premier seuil S1, et un second signal électrique de commande du desserrage du frein 4b et du serrage du frein 4c, lorsqu'il détecte le passage d'une pression décroissante par le second seuil S2.

On va décrire ci-après une forme de réalisation du détecteur de pression à seuil, 5, dans laquelle ce détecteur est combiné avec un commutateur de pression, permettant d'utiliser le fluide hydraulique refoulé par l'une des deux pompes, 3b, 3c pour faire commander le serrage de son frein et le desserrage du frein de l'autre pompe par un vérin hydraulique, dont une réalisation sera décrite ensuite à l'aide de la figure 6.

Sur les figures 4 et 5, 11 désigne une chambre cylindrique, qui est aménagée dans un carter étanche et qui est précédée par une antichambre 11a, également cylindrique, et de diamètre un peu plus petit, de telle manière qu'elle est raccordée à la chambre 11 par une portée annulaire 12. Dans les chambres cylindriques 11, 11a est monté librement coulissant un tiroir 13, de longueur inférieure à la somme des longueurs desdites chambres; du côté de l'antichambre 11a, le tiroir 13 comporte tout d'abord une section cylindrique 13a, de diamètre un peu inférieur à celui de l'antichambre 11a, et, au-delà de cette section 13a, des sections cylindriques 13b à 13d, dont au moins la première est ajustée dans l'antichambre 11a de façon à assurer l'étanchéité tout en permettant le libre coulisement du tiroir 13. Entre les sections 13b à 13d, le tiroir 13 comporte des couronnes annulaires 13e à 13g, qui sont ajustées de façon à assurer l'étanchéité avec la paroi de la chambre 11, tout en autorisant le libre coulisement du tiroir 13. Bien entendu, des moyens d'étanchéité connus peuvent être prévus au niveau des sections 13b, 13e, 13f et 13g du tiroir 13. Ce dernier délimite donc dans la chambre 11 des compartiments 11b, 11c, et 11d, qui sont isolés de façon étanche les uns des autres, ainsi que de l'antichambre 11a. Dans le corps du tiroir 13 sont aménagés un premier conduit 13h qui fait communiquer l'antichambre 11a avec le compartiment 11c, et un second conduit, 13i, qui fait communiquer le compartiment 11d de la chambre 11 avec son compartiment arrière 11e. Dans ce dernier est disposé un ressort hélicoïdal 14, qui prend appui, d'un côté, sur la base de la couronne annulaire 13g du tiroir 13, et, de l'autre côté, sur une coupelle 15, portée elle-même par l'extrémité d'une tige filetée 16, vissée de façon étanche, dans un trou taraudé de la paroi arrière 17 du carter du détecteur 5. Dans ce carter, sont également aménagés un conduit 18 qui permet d'amener dans l'antichambre 11a la pression régnant à chaque instant à l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6, un conduit 19 qui est raccordé, d'un côté, par des dérives 19a et 19b respectivement aux compartiments 11b et 11d ou 11c, et, de l'autre côté, à une conduite 20, aboutissant à un vérin hydraulique de commande des freins 4b et 4c, ainsi qu'un conduit 21, reliant le compartiment arrière 11e de la chambre 11 à la conduite de retour 9 (voir aussi la figure 1).

Le détecteur-commutateur de pression illustré sur les figures 4 et 5 fonctionne de la façon suivante : tant que la pression à l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6 est inférieure au premier seuil, S1, cette pression, qui règne également dans l'antichambre 11a et, par l'intermédiaire du conduit 13h, dans le compartiment 11c, est insuffisante pour surmonter la poussée du ressort comprimé 14, si bien que ce

dernier maintient l'extrémité gauche du tiroir 13 appliquée contre la surface terminale correspondante de l'antichambre 11a, comme illustré sur la figure 4. Comme la conduite de retour 9, le compartiment arrière 11e, le conduit 13i du tiroir 13, le compartiment 11d, les conduits 19b, 19, 19a, 20 et le compartiment 11b sont alors remplis de liquide hydraulique à la pression atmosphérique, si bien que le vérin hydraulique de commande des freins 4b et 4c n'est pas actionné, ce qui correspond au desserrage du frein 4b et au serrage du frein 4c. Lorsque la pression à l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6 approche du premier seuil S1 (point E sur la figure 2), la résultante des forces que la pression régnant dans l'antichambre 11a exerce sur la face gauche et la couronne annulaire 13i du tiroir 13 devient suffisante pour surmonter la poussée du ressort 14 et par suite pour déplacer ledit tiroir 13 vers la droite de la figure 4. Dès que la couronne annulaire 13i du tiroir 13 a mis en communication dans son mouvement vers la droite de la figure 5, la dérivation 19b avec le compartiment 11c, la pression S1 règne également dans la dérivation 19a et dans le compartiment 11b; par suite, alors que précédemment, par exemple dans la position initiale de la figure 4, la résultante des forces de pression exercées sur les deux surfaces, perpendiculaires à l'axe du tiroir 13, de la couronne radiale 13e, était exactement égale et de sens contraire à la résultante des forces de pression exercées sur les deux faces de la couronne annulaire 13f, à partir de la position illustrée sur la figure 5 les forces de pression exercées sur les deux faces de la couronne annulaire 13e ont une résultante nulle, si bien que la résultante des forces de pression exercées sur les deux faces de la couronne annulaire 13f cesse d'être équilibrée, et s'ajoute à la résultante des forces de pression exercées dans l'antichambre 11a par la pression S1, pour accélérer le mouvement du tiroir 13 vers la droite de la figure 5. Ce mouvement se poursuit jusqu'à ce que l'extrémité droite du tiroir 13 arrive au contact d'une butée 15a aménagée au centre de la coupelle 15 du ressort 14. Dès que le tiroir 13 occupe sa position visible sur la figure 5, du fluide hydraulique sous la pression S1 est transmis par le circuit 18, 11a, 13h, 11c, 19a, 19b, 19, 20 au vérin hydraulique qui commande aussitôt le serrage du frein 4b et le desserrage du frein 4c. Grâce à l'accélération, précédemment indiquée, du déplacement du tiroir 13, la communication de la pression régnant dans la conduite 20, de la valeur minimale (par exemple la pression atmosphérique), à la valeur de commande S1, a lieu si rapidement que l'on réduit au maximum le temps pendant lequel les deux pompes, 3b et 3c sont entraînées simultanément par le moteur 2. On obtient ainsi une commutation très rapide du débit de liquide hydraulique envoyé dans l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6, de sa valeur maximale, correspondant à l'abscisse du point E sur la figure 2, à sa valeur minimale, correspondant à l'abscisse du point F.

Le tiroir 13 occupant sa position extrême droite, visible sur la figure 5, si la pression à l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6 parvient par valeurs décroissantes à la valeur S1, la force de rappel exercée par le ressort 14 n'est pas encore suffisante pour surmonter la résultante, de sens contraire, de toutes les forces de pression appliquées sur le tiroir 13, du fait notamment du déséquilibre des forces de pression exercées sur les faces de la couronne annulaire 13f. C'est donc seulement lorsque la pression à l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6 approche la valeur du second seuil S2, inférieur à S1, que la poussée du ressort 14 peut surmonter la résultante des forces de pression appliquées au tiroir 13 et commencer à le déplacer vers la gauche de la figure 5; ce mouvement du tiroir 13 est fortement accéléré dès que la couronne annulaire 13f du tiroir 13 a remis en communication dans son mouvement vers la gauche la dérivation 19b avec le compartiment 11d, ce qui a non seulement pour effet de vidanger le vérin hydraulique de commande des freins 4b, 4c, par le circuit 20, 19, 19b, 11d, 13i, 11e, 21, 9, mais aussi de rétablir la pression atmosphérique dans le compartiment 11b, par l'intermédiaire de la dérivation 19a du conduit 19; ceci a pour effet d'équilibrer à nouveau la résultante, dirigée vers la droite, des forces de pression exercées sur les faces de la couronne annulaire 13f, et de réduire par suite la résultante des forces de pression exercées sur le tiroir 13. C'est donc très rapidement que ce dernier reprend sa position extrême gauche, visible sur la figure 4, et que, simultanément, le frein 4c est serré, et le frein 4b est desserré, ce qui remet en service la pompe principale 3b; le commutateur 5 produit ainsi une commutation très rapide du débit envoyé dans l'entrée 6a du circuit d'utilisation 6, de sa valeur minimale, correspondant à l'abscisse du point G sur la figure 2, à sa valeur maximale, correspondant à l'abscisse du point H, et cela dès que le détecteur 5 a décelé l'abaissement de la pression à l'entrée du circuit d'utilisation jusqu'à la valeur du second seuil S2, inférieure à celle du premier seuil S1. Bien entendu, la valeur du premier seuil S1 peut être réglée en ajustant la compression minimale du ressort 14, par rotation de la tige filetée 16 à l'extérieur du carter du détecteur 5.

Le dispositif illustré sur la figure 6 est un ensemble 22 comportant dans des carters réunis 22a à 22e, un différentiel épicycloïdal 1, dont le premier axe, 1a, est accouplé à un arbre d'entrée, qui peut être lui-même accouplé à un arbre moteur quelconque, deux pompes rotatives, l'une, 3b, à grand débit, qui est accouplée au second axe, 1b, du différentiel 1 et l'autre, 3c, à petit débit, qui est accouplée au troisième axe, 1c, du différentiel 1, ainsi que deux freins à disque, 4b et 4c, associés respectivement aux pompes 3b et 3c, et notamment aux axes 1b et 1c auxquels elles sont respectivement accouplées, enfin un vérin hydraulique 23, servant à la commande simultanée, et en opposition de phase, des deux freins à disque 4b et 4c.

Dans l'exemple de réalisation illustré, le différentiel épicycloïdal 1 est constitué essentiellement par un plateau à denture conique, 1d, calé sur le premier axe 1a, une couronne 1e, de même diamètre et de même denture conique que le plateau 1d, et solidaire du second axe, 1b, lui-même de forme tubulaire, ainsi que deux pignons planétaires, 1f et 1g, calés entre le plateau 1d et la couronne 1e, sur un même axe

radial, 1h, de manière à engrener simultanément avec les dentures respectives dudit plateau et de ladite couronne ; le troisième axe 1c, qui est intérieur et coaxial au second axe tubulaire, 1b, et de plus grande longueur que lui, est fixé par une extrémité à l'axe radial 1h des planétaires, dans le prolongement du premier axe 1a du différentiel. Les pompes 3b et 3c sont par exemple des pompes volumétriques à engrenages. Le pignon mené de la pompe principale 3b est calé sur un arbre 24, monté librement tournant dans le carter, et il est entraîné en rotation par un pignon 25, claveté sur le second axe, tubulaire, 1b, du différentiel 1. La pompe auxiliaire 3c est disposée dans le carter à la suite de la pompe principale 3b, et son pignon mené est entraîné en rotation par un pignon 27 claveté sur la partie extrême du troisième axe, 1c, du différentiel 1, qui s'étend au-delà de son second axe, tubulaire, 1b. Les supports des disques, Db, Dc des deux freins 4b, 4c sont respectivement clavetés sur les deuxième et troisième axes, 1b et 1c du différentiel 1 ; ces disques sont eux-mêmes disposés dans une chambre cylindrique du carter 22d, qui est interposée entre les deux pompes 3b et 3c ; les garnitures fixes Gb1 et Gc1 des deux freins 4b et 4c sont fixées, l'une en regard de l'autre, au niveau des disques correspondants, aux parois extrêmes de la chambre mentionnée ; les garnitures mobiles Gb2 et Gc2 des deux freins 4b et 4c sont d'autre part montées dos à dos, entre les deux disques correspondants, Db et Dc, sur une pièce annulaire 23a, qui est elle-même accouplée en translation au piston 23b du vérin hydraulique de commande 23, par au moins une tige filetée 23d parallèle à l'axe 1c. La chambre 23e du vérin 23 est elle-même aménagée dans le carter 22e à l'extrémité opposée à celle où est monté le différentiel 1 ; son piston 23b a notamment la forme d'une cuvette, sur le fond de laquelle prend appui un ressort de rappel 26. 23f désigne le débouché, dans la chambre 23e du vérin, de sa tubulure d'alimentation, qui peut être raccordée par exemple par une conduite 20 au canal 19 du détecteur-commutateur de pression 5, illustrée sur les figures 4 et 5 et précédemment décrit. Lorsque la pression atmosphérique règne dans la chambre 23e du vérin de commande, son piston 23b est maintenu par le ressort 26 dans sa position extrême droite, illustrée sur la figure 6 ; par la tige filetée 23d, le piston 23b serre par suite la garniture mobile Gc2 sur le disque Dc du frein 4c, ce qui a pour effet de maintenir à l'arrêt la pompe auxiliaire 3c ; comme simultanément la garniture mobile Gb2 est écartée du disque Db du frein 4b, celui-ci est desserré, si bien que le rotor de la pompe principale 3b tourne librement. Dès qu'une pression suffisante est établie à partir de la tubulure 23f, dans la chambre 23e du vérin, son piston 23b se déplace vers la gauche de la figure 6, en comprimant le ressort 26, si bien que la tige 23d déplace la pièce annulaire 23a, de manière à desserrer le frein 4c et à serrer le frein 4b, ce qui produit la commutation des pompes 3b et 4c.

La forme de réalisation illustrée sur la figure 6 est susceptible de nombreuses variantes, entrant toutes dans le cadre de l'invention. Dans le cas du différentiel à pignons coniques, illustré sur la figure 6, les vitesses de rotation des trois axes 1a à 1c sont liées par la relation linéaire :

$$N_a = - N_b + 2 N_c$$

si bien que, lorsque l'arbre d'entrée 1a est entraîné à la vitesse N_0 , du moteur, ou bien la pompe 3b tourne en sens contraire du moteur, à la même vitesse N_0 , ou bien la pompe 3c tourne dans le même sens, à une vitesse moitié, $N_0/2$. Des rapports différents entre les régimes respectifs des deux pompes et celui du moteur pourraient être obtenus en permutant les rôles des trois axes du différentiel. Dans le même but, il serait aussi possible d'utiliser un différentiel épicycloïdal à pignons droits ; dans ce cas, en effet, si l'on désigne par D1 et D2 les diamètres respectifs de la petite couronne dentée et de la grande couronne dentée, les vitesses des trois axes du différentiel sont liées entre elles par la relation linéaire :

$$N_3 = D1/D1 + D2 \cdot N1 + D2/D1 + D2 \cdot N2,$$

dans laquelle N_3 désigne la valeur algébrique de la vitesse de rotation du système de planétaires. Les pompes à engrenage 3b et 3c pourraient être remplacées par d'autres pompes rotatives, par exemple des pompes à barillets ou des pompes centrifuges, associées cependant à des clapets anti-retour pour éviter une inversion du débit dans une pompe à l'arrêt. Il serait aussi possible d'utiliser deux pompes de types différents dans le même dispositif. Les freins à commande hydraulique pourraient être remplacés par exemple par des freins électromagnétiques, commandés, ainsi qu'on l'a déjà indiqué précédemment, par les signaux électriques d'un détecteur de pression à seuil, d'un type approprié.

La figure 7 représente une seconde forme de réalisation de l'invention comportant quatre différentiels épicycloïdaux, 1A à 1D, qui sont montés en cascade ; le premier axe a, ou axe d'entrée, du premier différentiel 1A, est accouplé à l'arbre d'un moteur 2 ; le second axe, tel que Ab (respectivement, Bb, Cb, Eb) de chacun des différentiels, tel que 1A (respectivement 1B, 1C, 1D) est accouplé à l'axe d'une pompe rotative telle que 3a, (respectivement 3b, 3c, 3d), tandis que son troisième axe, tel que Ac, (respectivement Bc, Cc) est accouplé au premier axe, ou axe d'entrée du différentiel suivant de la cascade, par exemple 1B (respectivement 1C, 1D) à l'exception du troisième axe, Ec, du dernier différentiel, 1D, de la cascade, qui est également accouplé à l'arbre d'une pompe rotative, 3e. Aux différentes pompes 3a à 3e sont associés respectivement des freins 4a à 4e, par exemple de type électromagnétique. Les aspirations des pompes 3a à 3e sont alimentées par des conduites appropriées, à partir de réservoirs de liquide hydraulique, qui peuvent être prévus en nombre égal à celui des pompes, ou bien groupés en un bac commun 7. Les refoulements des différentes pompes 3a à 3e sont raccordés par des conduites appropriées à l'entrée 6a

du circuit d'utilisation 6 ; une dérivation de la conduite de refoulement des cinq pompes aboutit à un dispositif de commande 5, dont partent des lignes électriques, destinées à transmettre des signaux électriques de commande aux différents freins électromagnétiques 4a à 4e. Le dispositif de commande automatique 5 est susceptible de nombreuses réalisations connues, adaptées à l'application envisagée dans chaque cas. Il est programmé, de façon connue en soi, pour que les différentes pompes 3a à 3e produisent successivement des débits de fluide hydraulique de valeurs échelonnées, destinés au circuit d'utilisation 6 ; bien entendu, le débit nominal de chacune des pompes 3a à 3e est adapté à la valeur du débit qu'elle doit envoyer dans le circuit d'utilisation. Dans cette forme de réalisation, le dispositif de commande automatique 5 est aménagé de manière à produire simultanément le serrage des freins associés à toutes les pompes, à l'exception d'une seule, dont le frein peut être ensuite serré à un instant programmé, en même temps que le frein de l'une des autres pompes est immédiatement desserré ; cette dernière commutation est déclenchée par le dispositif automatique 5 lorsque le détecteur de pression à seuil qui y est incorporé, et qui détecte la pression de refoulement de la pompe actuellement en service, passe par un seuil déterminé, par valeurs croissantes ou décroissantes, comme précédemment décrit à propos de la première forme de réalisation.

Revendications

1. Dispositif pour produire successivement des débits de fluide hydraulique de valeurs échelonnées, destinés à un circuit d'utilisation (6), par exemple un vérin hydraulique, nécessitant des débits de fluide qui varient rapidement, dispositif comportant plusieurs pompes rotatives (3a à 3e) de débits nominaux convenablement échelonnés, entraînées à partir d'un moteur unique (2), ainsi que des moyens (5) pour commuter sélectivement chacune desdites pompes (3a à 3e) entre l'arrêt et le régime nominal, et étant caractérisé en ce que les différentes pompes (3a à 3e) sont accouplées respectivement à des arbres de sortie (Ab à Ec) d'une transmission mécanique comprenant un ou plusieurs différentiels épicycloïdaux (1A à 1D), montés en cascade, l'axe d'entrée du différentiel (a) ou du premier différentiel (1A) de la cascade étant accouplé au moteur (2), qu'un frein (4a à 4e) est associé respectivement à chacune desdites pompes (3a à 3e), et que des moyens (5) sont prévus pour faire commander chaque frein (4a à 4e) par le franchissement d'un seuil déterminé par la pression de refoulement desdites pompes (3a à 3e).
2. Dispositif selon la revendication 1 pour envoyer dans un circuit unique d'utilisation (6) un débit de fluide hydraulique rapidement commutable entre deux valeurs, caractérisé en ce que deux pompes (3b, 3c) de débits nominaux différents, accouplées respectivement aux deux arbres de sortie (1b, 1c) d'un unique différentiel épicycloïdal (1) débitent en parallèle dans l'entrée (6a) du circuit d'utilisation (6), et que les moyens (5) sont prévus pour faire commander deux freins (4b, 4c) associés chacun à l'une des deux pompes (3b, 3c) par le franchissement d'un seuil (S1 ou S2) déterminé par la pression à l'entrée (6a) du circuit d'utilisation (6).
3. Dispositif selon la revendication 2, caractérisé en ce que les moyens de commande (5) des freins (4b, 4c) respectivement associés aux pompes (3b, 3c) comportent un détecteur à seuil, de la pression à l'entrée (6a) du circuit d'utilisation (6), ce détecteur étant notamment aménagé de façon que lesdits freins (4b, 4c) soient l'un serré, l'autre desserré dès que ladite pression atteint en croissant un premier seuil (S1) ou en décroissant un second seuil (S2), inférieur au premier seuil (S1).
4. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 2 et 3, caractérisé en ce que les moyens (5) de commande du serrage ou du desserrage du frein (4b ou 4c), associé à l'une des pompes (3b ou 3c), sont synchronisés avec les moyens de commande du desserrage ou du serrage du frein (4c ou 4b) associé à l'autre pompe (3c ou 3b).
5. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 3 et 4, caractérisé en ce que le détecteur à seuil est combiné avec un commutateur de pression, de préférence sous la forme d'un tiroir (13) mobile, sous les actions antagonistes de la pression à l'entrée (6a) du circuit d'utilisation (6) et d'un ressort taré (14), entre une position de repos, correspondant aux valeurs de ladite pression inférieures au seuil (S1) et une position de travail, où ladite pression est transmise pour commander les freins (4b, 4c).
6. Dispositif selon la revendication 5, caractérisé en ce qu'un deuxième seuil de pression (S2), inférieur au premier seuil (S1), est obtenu par exemple en faisant agir la pression à l'entrée du circuit d'utilisation (6a) sur une portée auxiliaire (13e) du tiroir (13), peu après que ledit tiroir (13) ait quitté sa position de repos.
7. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 2 à 6, caractérisé en ce qu'il comporte, dans un même ensemble (22), un différentiel épicycloïdal (1), un arbre d'entrée accouplé à un premier arbre (1a) du différentiel (1), deux pompes rotatives (3b, 3c), accouplées respectivement au second et au troisième arbre (1b et 1c) du différentiel (1), et deux freins (4b, 4c) associés chacun à l'une des deux pompes (3b, 3c).
8. Dispositif selon la revendication 7, caractérisé en ce que le second ou le troisième arbre (1b ou 1c) du différentiel (1) est tubulaire et coaxial à l'autre (1c ou 1b), qui est plus long que lui, de sorte que les deux pompes (3b, 3c) peuvent être disposées dans l'ensemble (22) l'une à la suite de l'autre dans la direction desdits arbres coaxiaux (1b, 1c).
9. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 7 et 8, caractérisé en ce qu'un frein à disque

(4b ou 4c) est associé à chacun des deuxième et troisième arbres (1b et 1c) du différentiel (1), la première (Gb2 ou Gc2) des deux garnitures de ce frein (4b ou 4c) à disque étant portée par le piston (23b) d'un vérin (23) hydraulique, disposé de façon à pousser d'abord ladite première garniture (Gb2 ou Gc2) contre le disque (Db ou Dc) du frein (4b ou 4c), monté coulissant sur l'arbre correspondant (1b ou 1c) du différentiel (1) puis ce disque (Db ou Dc) contre la seconde garniture (Gb1 ou Gc1), fixe.

10. Dispositif selon la revendication 9, caractérisé en ce que les premières garnitures (Gb2, Gc2) des deux freins (4b, 4c), dont les disques (Db, Dc) sont montés respectivement coulissants sur les deuxième et troisième arbres (1b et 1c) du différentiel (1) sont disposées dos à dos, entre les deux disques (Db, Dc), sur un prolongement (23d, 23a) du piston (23b) du vérin (23), lequel est de préférence à simple effet avec un ressort de rappel (26) à compression réglable.

Claims

1. Apparatus for the successive production of hydraulic fluid flows of at staggered values, destined for a user circuit (6), for example a hydraulic actuator, requiring fluid flows which vary rapidly, the apparatus comprising several rotary pumps (3a to 3e) with nominal staggered flows of suitable value, driven by a single motor (2), together with means (5) for changing over selectively each of the said pumps (3a to 3e) between zero and the nominal rating and being characterised in this that the various pumps (3a to 3e) are coupled respectively to output shafts (Ab to Ec) of a mechanical transmission comprising one or more epicyclic differentials (1A to 1D) arranged in series, the input shaft of the differential (a) or of the first differential (1A) of the series being coupled to the motor (2), that a brake (4a to 4e) is respectively associated with each of the said pumps (3a to 3e) and that means (5) are provided to actuate each brake (4a to 4e) by the passing of a threshold determined by the back-pressure of the said pumps (3a to 3e).

2. Apparatus according to claim 1 for supplying to a sole user circuit (6) a flow of hydraulic fluid which can be rapidly switched between two values, characterized in this that two pumps (3b, 3c) of different nominal ratings, coupled respectively to the two output shafts (1b, 1c) of a single epicyclic differential (1) discharge in parallel into the input (6a) of the user circuit (6), and that the means (5) are provided in order to actuate two brakes (4b, 4c) each associated with the one of two pumps (3b, 3c) by passing a threshold (S1 or S2) determined by the input pressure (6a) of the user circuit (6).

3. Apparatus according to claim 2, characterised in this that the actuating means (5) of the brakes (4b, 4c) comprise a threshold detector of the pressure at the inlet (6a) of the user circuit (6), this detector being especially arranged in such a manner that the said brakes (4b, 4c) will be such that when the one is locked, the other is unlocked as soon as the said pressure reaches when rising a first threshold (S1) or when falling a second threshold (S2) less than the first threshold (S1).

4. Apparatus according to either one of claims 2 and 3, characterised in this that the actuating means (5) for the locking or unlocking of the brake (4b or 4c), associated with the one of the pumps (3b, or 3c) are synchronized with the actuating means for the unlocking or the locking of the brake (4c, 4b) associated with the other pump (3c, or 3b).

5. Apparatus according to either one of claims 3 and 4, characterised in this that the threshold detector is combined with a pressure commutator, preferably in the form of a moveable shuttle (13), under the opposing actions of the inlet pressure (6a) of the user circuit (6) and of a calibrated spring (14), between a rest position, corresponding to the values of the lower pressure of the threshold (S1), and a working position, when the said pressure is transmitted in order to actuate the brakes (4b, 4c).

6. Apparatus according to claim 5, characterized in this that a second pressure threshold (S2), lower than the first threshold (S1) is obtained for example by causing the inlet pressure of the user circuit (6a) to act on an auxiliary land (13e) of the shuttle (13), shortly after the said shuttle (13) has departed from its rest position.

7. Apparatus according to any one of claims 2 to 6, characterised in this that it comprises, within a common assembly (22) an epicyclic differential (1), an input shaft coupled with a first shaft (1a) of the differential (1), two rotary pumps, (3b, 3c) respectively coupled to the second and to the third shaft, (1b, and 1c) of the differential (1), and two brakes (4b, 4c) each associated with one of the two pumps (3b, 3c).

8. Apparatus according to claim 7, characterised in this that the second or third shaft (1b or 1c) of the differential (1) is tubular and coaxial with the other (1c or 1b) which is longer than it, in such a manner that the two pumps (3b, 3c) can be disposed within the assembly (22) the one following the other in the direction of the said coaxial shafts (1b, 1c).

9. Apparatus according to either one of claims 7 and 8 characterised in this that a disc brake (4b or 4c) is associated with each of the second and third shafts (1b and 1c) of the differential (1), the first (Gb2 or Gc2) of the two pads of this brake (4b or 4c) of disc type being supported by the piston (23b) of a hydraulic actuator (23), disposed in such a manner as initially to force the said pad (Gb2 or Gc2) against the disc (Db or Dc) of the brake (4b or 4c), slidably mounted on the corresponding shaft (1b or 1c) of the differential (1) then this disc (Db or Dc) against the second, fixed, pad (Gb1 or Gc1).

10. Apparatus according to claim 9, characterised in this that the first pads (Gc2) of the two brakes (4b, 4c), of which the discs (Db, Dc) are respectively slidably mounted on the second and third shafts (1b and 1c) of the differential (1) are disposed back-to-back, between the two discs (Db, Dc), on an extension

(23d, 23a) of the piston (23b) of the actuator (23), which is preferably single acting with a return spring (26) having an adjustable compression.

Ansprüche

5

1. Einrichtung zum Erzeugen von Hydraulikflußmengen hintereinander abgestufter Werte für einen Verbraucher (6), beispielsweise einen Arbeitszylinder, der Flußmengen, die sich rasch verändern, erfordert, welche Einrichtung mehrere Rotationspumpen (3a bis 3e) von geeignet abgestuften Sollflußmengen aufweist, die von einem einzigen Motor (2) angetrieben werden, sowie Organe (5) zum wahlweisen Umschalten jeder der erwähnten Pumpen (3a bis 3e) zwischen Stillstand und der Soll-
10 drehzahl, dadurch gekennzeichnet, daß die verschiedenen Pumpen (3a bis 3e) je mit Abtriebswellen (Ab bis Ec) eines mechanischen Getriebes gekuppelt sind umfassend ein oder mehrere Differential-Umlaufgetriebe (1A bis 1D), die hintereinandergeschaltet sind, wobei die Antriebsachse (a) des Differentialgetriebes oder des ersten Differentialgetriebes (1A) der hintereinandergeschalteten mit dem Motor (2)
15 gekuppelt ist, eine Bremse (4a bis 4e) jeder der erwähnten Pumpen (3a bis 3e) zugeordnet ist, und Organe (5) vorgesehen sind zur Steuerung jeder Bremse (4a bis 4e) durch die Überschreitung eines Schwellenwertes, der durch den Förderdruck der erwähnten Pumpen (3a bis 3e) bestimmt wird.

2. Einrichtung nach Anspruch 1 zur Förderung zu einem einzigen Verbraucher (6) einer Hydraulikflußmenge, die rasch zwischen zwei Werten umschaltbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß zwei Pumpen (3b, 3c) von verschiedenen Sollflußmengen, die mit zwei Abtriebswellen (1b, 1c) eines Differential-Umlaufgetriebes (1) gekuppelt sind, parallel in den Einlaß (6a) des Verbrauchers (6) liefern, und die
20 Organe (5) vorgesehen sind zur Steuerung von zwei Bremsen (4b, 4c), von denen jede einer der beiden Pumpen (3b, 3c) zugeordnet sind, durch die Überschreitung eines Schwellenwertes (S1 oder S2), der durch den Druck am Einlaß (6a) des Verbrauchers (6) bestimmt wird.

3. Einrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerorgane (5) der Bremsen (4b, 4c), die den Pumpen (3b, 3c) zugeordnet sind, durch einen Schwellenwertdetektor des Druckes am Einlaß (6a) des Verbrauchers (6) gebildet werden, welcher Detektor vor allem so angeordnet ist, daß von den Bremsen (4b, 4c) die eine angezogen und die andere gelöst wird, sobald der erwähnte Druck bei der Zunahme einen ersten Schwellenwert (S1) erreicht oder bei der Abnahme einen zweiten
25 Schwellenwert (S2), der niedriger als der erste Schwellenwert (S1) ist.

4. Einrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerorgane für das Anziehen oder Lösen der Bremse (4b oder 4c), die einer der Pumpen (3b oder 3c) zugeordnet ist, mit den Steuerorganen zum Lösen oder Anziehen der Bremse (4c oder 4b), die der anderen Pumpe (3c oder 3b) zugeordnet ist, synchronisiert sind.

5. Einrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 3 und 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwellenwertdetektor mit einem Druckumschalter kombiniert ist, vorzugsweise in Form eines Schiebers (13), der unter den Gegenwirkungen des Druckes am Einlaß (6a) des Verbrauchers (6) und einer geeichten Feder (14) zwischen einer Ruhestellung, die den Werten des Druckes entspricht, die niedriger als der Schwellenwert (S1) sind und einer Arbeitsstellung, in welcher der Druck zur Betätigung der
30 Bremsen (4b, 4c) übertragen wird.

6. Einrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß ein zweiter Druckschwellenwert (S2), der niedriger als der erste Schwellenwert (S1) ist, beispielsweise dadurch erhalten wird, daß man den Druck am Einlaß des Verbrauchers (6a) auf eine Hilfslagerfläche (13e) des Schiebers (13) wirken läßt kurz nachdem der Schieber (13) seine Ruhestellung verlassen hat.

7. Einrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 2 bis 6, gekennzeichnet durch eine Anordnung (22) mit einem Differential-Umlaufgetriebe (1) einer Antriebswelle, die mit einer ersten Welle (1a) des Differentialgetriebes (1) gekuppelt ist, zwei Rotationspumpen (3b, 3c), die mit der zweiten und der dritten Welle (1b und 1c) des Differentialgetriebes (1) verbunden sind, und zwei Bremsen (4b, 4c), von denen jede einer der beiden Pumpen (3b, 3c) zugeordnet ist.

8. Einrichtung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite oder die dritte Welle (1b oder 1c) des Differentialgetriebes (1) rohrförmig und gleichachsig zur anderen (1c oder 1b) ist, die länger als diese ist, so daß die beiden Pumpen (3b, 3c) in der Anordnung (22) in der Richtung der gleichachsigen Wellen (1b, 1c) aufeinanderfolgend angeordnet werden können.

9. Einrichtung nach einem der Ansprüche 7 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß eine Scheibenbremse (4b oder 4c) jeder der zweiten und der dritten Welle (1b und 1c) des Differentialgetriebes (1) zugeordnet ist, wobei der erste (Gb2 oder Gc2) der beiden Beläge dieser Scheibenbremse (4b oder 4c) von dem Kolben (23b) eines Arbeitszylinders (23) getragen wird, der so angeordnet ist, daß er zuerst den ersten Belag (Gb2 oder Gc2) gegen die Scheibe (Db oder Dc) der Bremse (4b oder 4c) drückt, der gleitbar auf der entsprechenden Welle (1b oder 1c) des Differentialgetriebes (1) gelagert ist, dann diese Scheibe
55 (Db oder Dc) gegen den zweiten festen Belag (Gb1 oder Gc1).

10. Einrichtung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten Beläge (Gb2, Gc2) der beiden Bremsen (4b, 4c), deren Scheiben (Db, Dc) gleitbar auf der zweiten bzw. dritten Welle (1b und 1c) des Differentialgetriebes (1) gelagert sind, Rücken an Rücken angeordnet sind zwischen den beiden Scheiben (Db, Dc) auf einer Verlängerung (23d, 23a) des Kolbens (23b) des Arbeitszylinders (23), welcher vorzugsweise von einfacher Wirkung ist und eine Rückstellfeder (26) von regelbarem Druck aufweist.
60

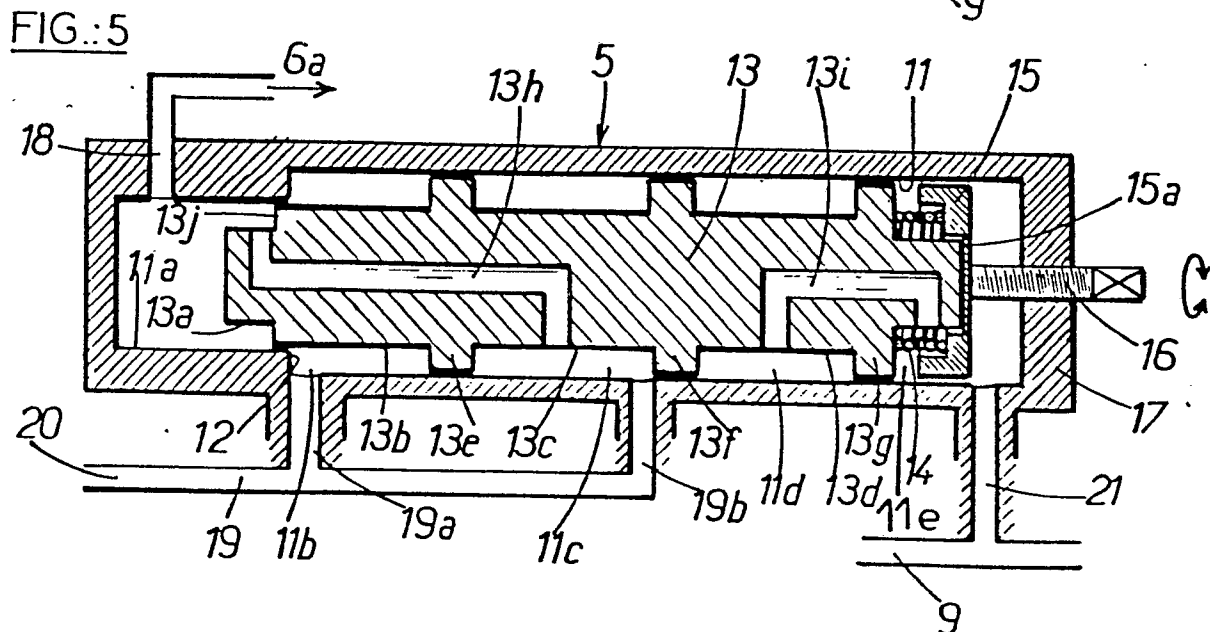
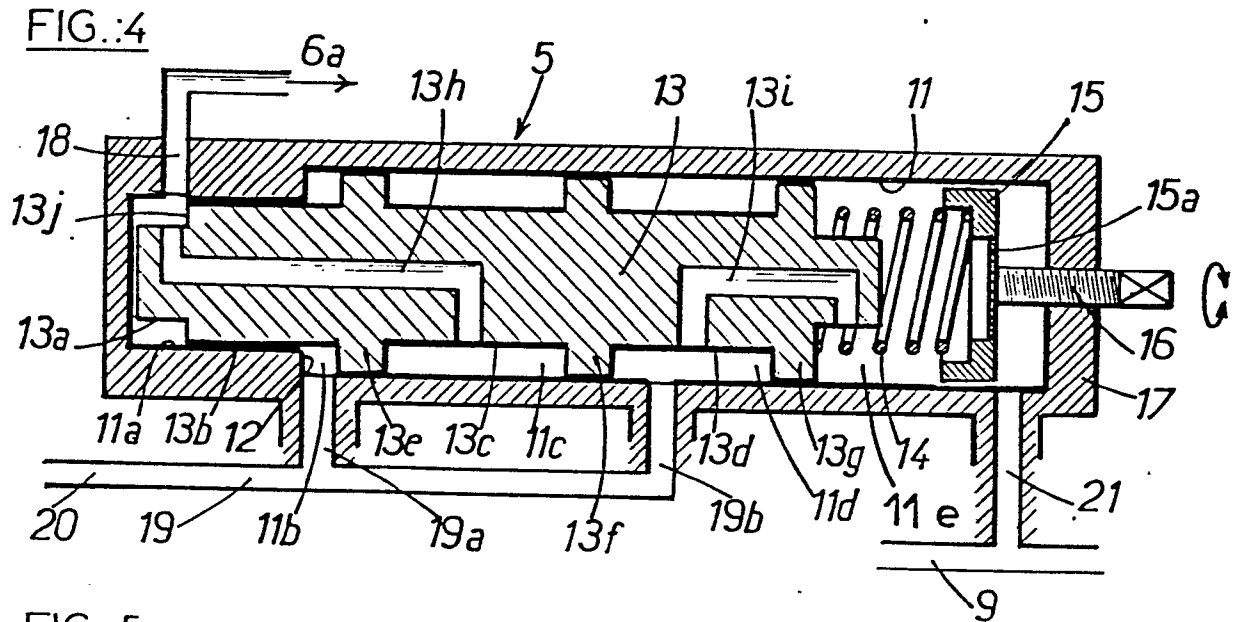
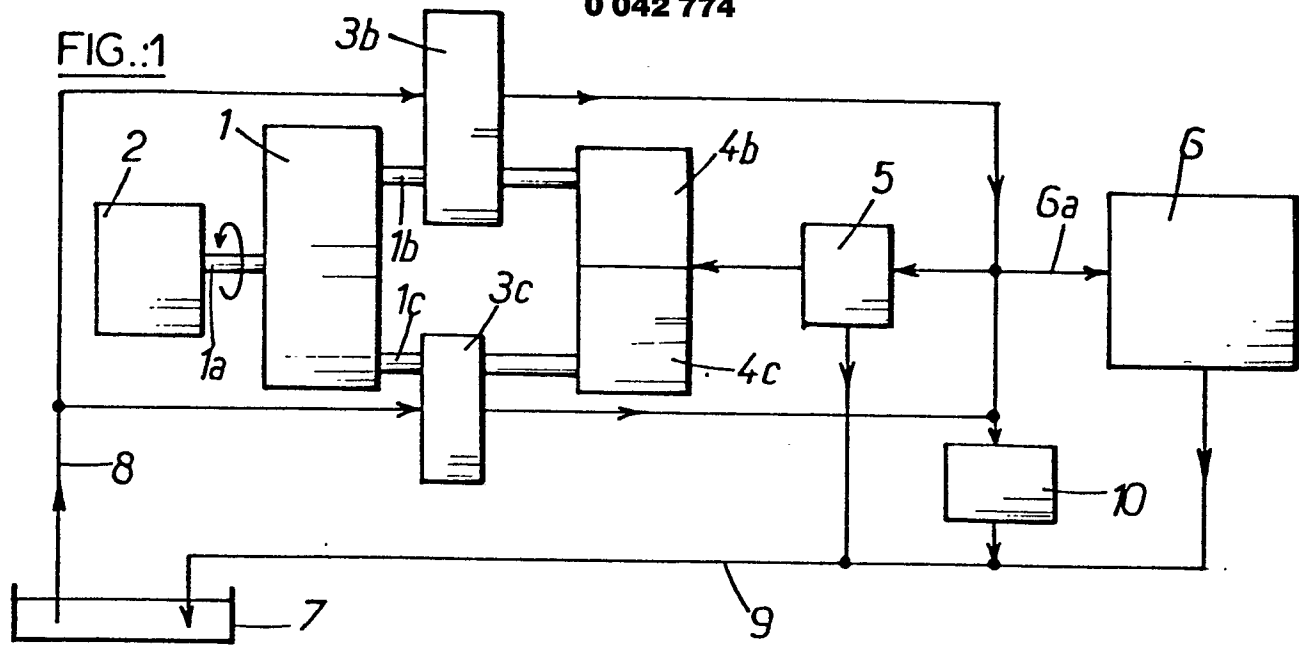


FIG.: 2

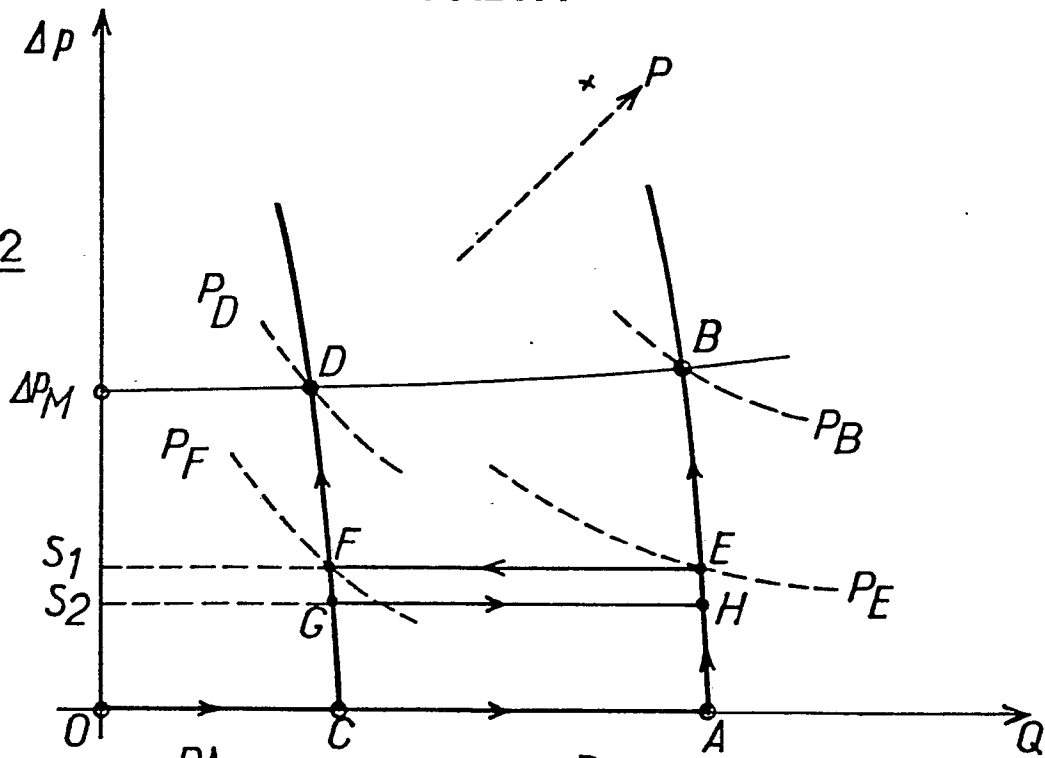


FIG.: 3

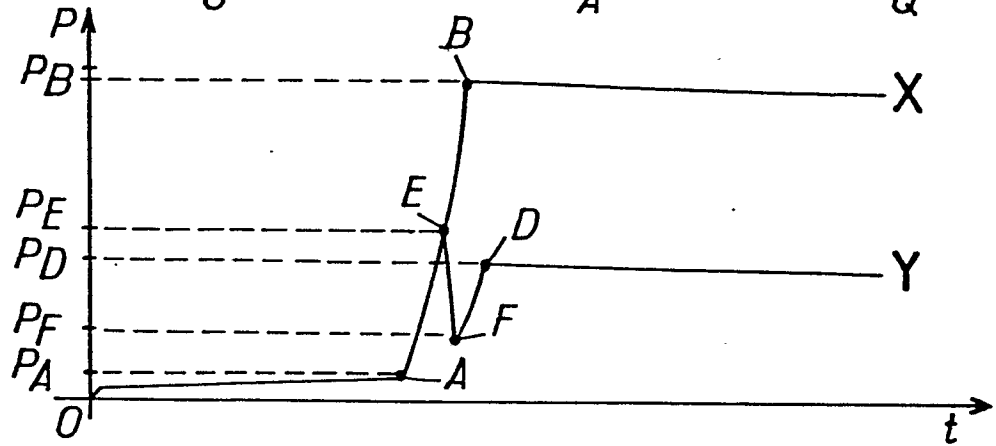
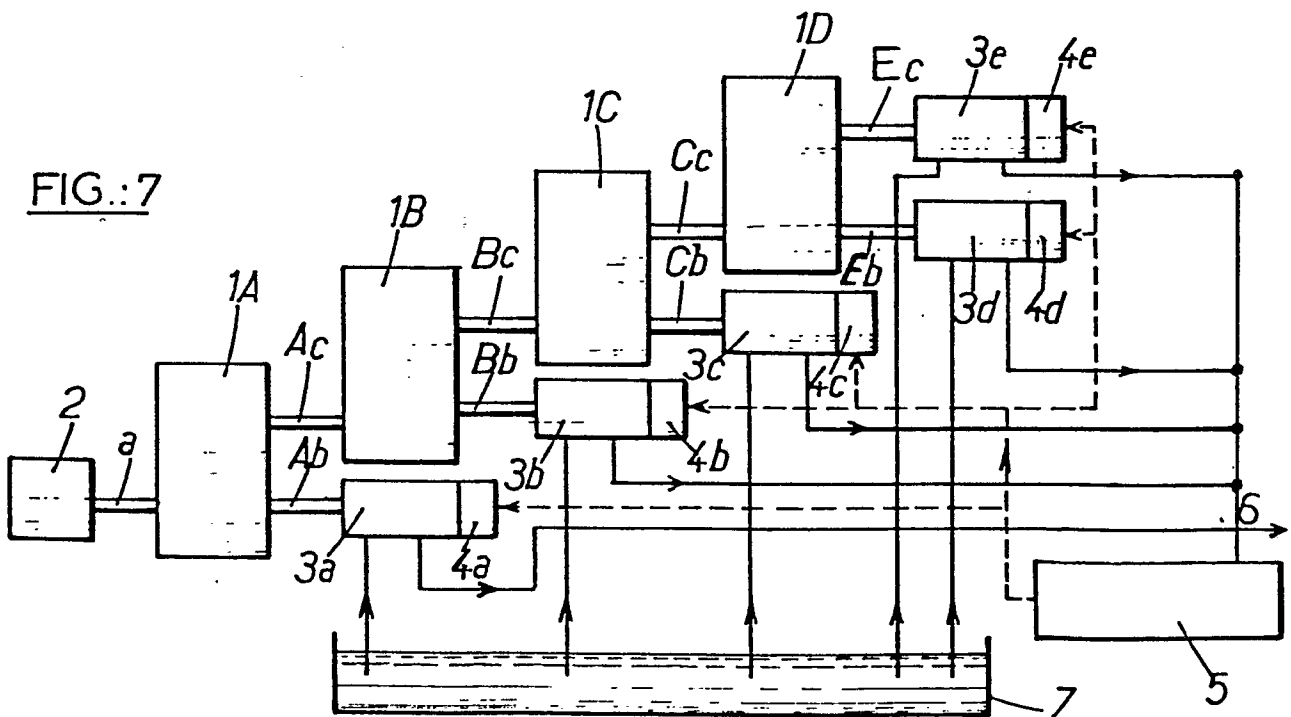


FIG.: 7



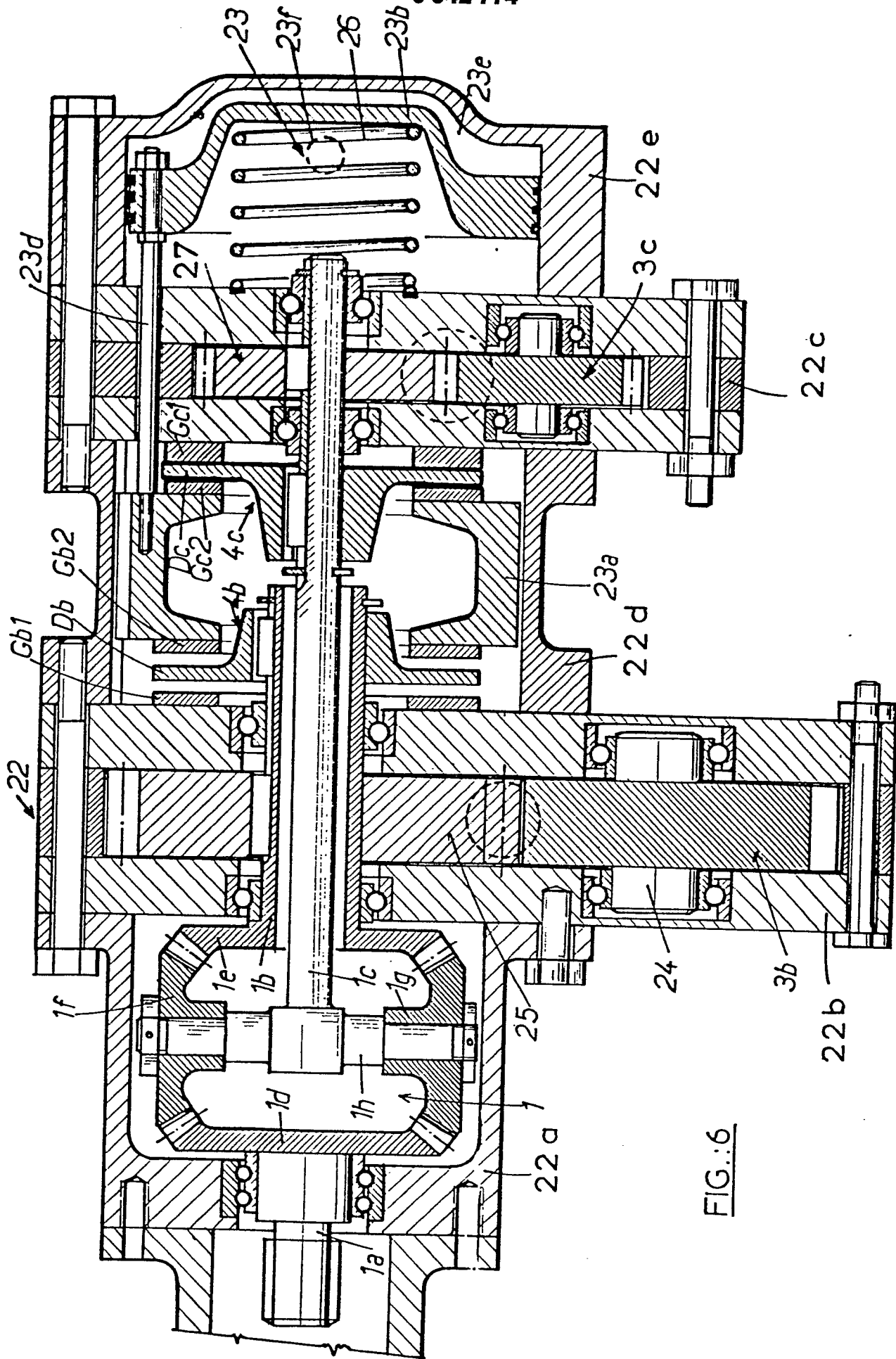


FIG. 6