(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Numéro de publication : **0 524 056 A1**

(12) DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

(21) Numéro de dépôt : **92401960.7**

(51) Int. Cl.^{5} : **B06B 1/16**

(22) Date de dépôt : **08.07.92**

(30) Priorité : **15.07.91 FR 9109253**

(43) Date de publication de la demande :
20.01.93 Bulletin 93/03

(84) Etats contractants désignés :
BE CH DE ES GB IT LI LU NL SE

(71) Demandeur : **PROCEDES TECHNIQUES DE CONSTRUCTION**
158, rue Diderot
F-93500 Pantin (FR)

(72) Inventeur : **Houze, Christian**
6, rue du Général Camou
F-75007 Paris (FR)

(74) Mandataire : **de Saint-Palais, Arnaud Marie et al**
CABINET MOUTARD 35, Avenue Victor Hugo
F-78960 Voisins le Bretonneux (FR)

(54) Vibrateur à moment variable utilisable notamment à l'enfoncement d'objets dans le sol.

(57) Le vibrateur selon l'invention fait intervenir deux trains de masselottes excentriques comprenant chacun au moins deux masselottes tournant en sens inverse, et au moins un moteur couplé au premier train de masselottes par une pignonerie et au deuxième train de masselottes par l'intermédiaire d'un dispositif de transmission incluant un déphaseur formé de deux arbres coaxiaux (6, 8) comprenant chacun une denture hélicoïdale (12, 17) et un piston annulaire (20) qui coulisse entre les deux arbres (6, 8) en délimitant, avec ceux-ci, au moins une chambre de travail (E_1) à l'intérieur de laquelle peut être injecté un fluide hydraulique sous pression, ce piston (20) étant muni de dentures hélicoïdales (22, 24) engrenant avec celles prévues sur les deux arbres (6, 8).

Ce vibrateur permet d'obtenir un auto-asservissement de l'amplitude des vibrations qu'il produit en fonction du comportement de l'objet soumis aux vibrations.

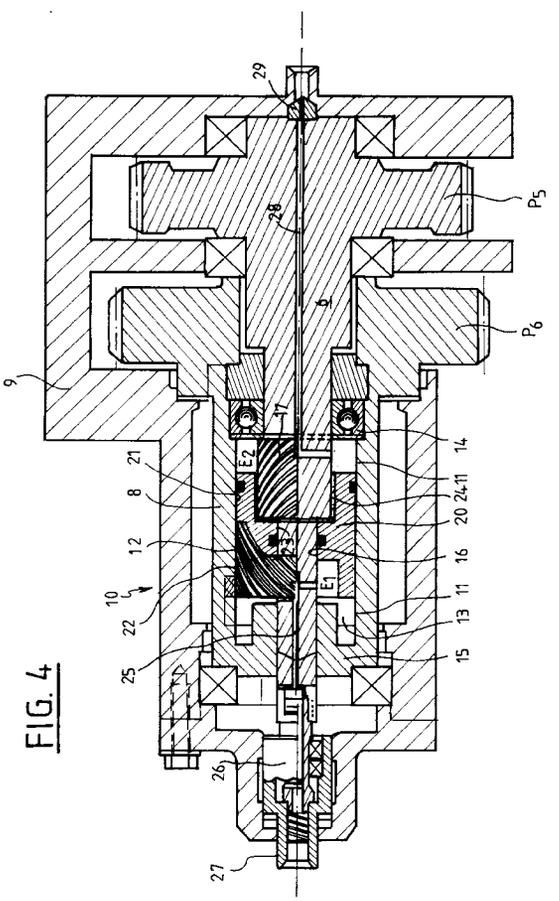


FIG. 4

EP 0 524 056 A1

La présente invention concerne un vibrateur à moment variable utilisable notamment, mais non exclusivement, à l'enfoncement, dans le sol, d'objets tels que des pieux ou des palplanches.

D'une façon générale, on sait que les vibrateurs couramment utilisés dans ce genre d'application font intervenir au moins un couple de masselottes rotatives excentrées par rapport à leur axe d'entraînement et des moyens permettant d'entraîner en rotation à une même vitesse mais en sens inverse les deux axes d'entraînement.

Il est clair que grâce à ces dispositions, les forces centrifuges engendrées par la rotation des masselottes s'additionnent dans une direction définissant un axe de travail et se compensent dans les autres directions pour s'annuler dans une direction perpendiculaire à l'axe de travail.

Il s'avère que pour de multiples raisons, il est souhaitable d'effectuer un réglage de l'amplitude des vibrations engendrées par le vibrateur, par exemple pour tenir compte des caractéristiques mécaniques du sol, et avoir un rendement optimum.

Pour réaliser un tel réglage, la solution qui vient tout d'abord à l'esprit consiste à faire varier la vitesse de rotation des masselottes et ce, en utilisant des moyens d'entraînement à vitesse variable. Toutefois, il s'avère que dans le domaine d'application précédemment évoqué, ces moyens d'entraînement (en général des moteurs hydrauliques) à vitesse variable sont encombrants, souvent trop coûteux et même trop fragiles de sorte qu'en pratique, cette solution n'est pas utilisée.

Un autre inconvénient des vibrateurs classiques (qui se retrouve aussi dans les vibrateurs à vitesse réglable) résulte du fait qu'au démarrage, la vitesse des masselottes s'accroît progressivement pour atteindre la vitesse nominale et, qu'en conséquence, au cours de cet accroissement, la vitesse passe par des valeurs critiques correspondant à des fréquences de résonnance du système mécanique. Il se produit alors des phénomènes transitoires nuisibles pouvant conduire à des détériorations des pièces. A l'arrêt, le même phénomène se produit lors du ralentissement du vibrateur.

Une autre solution, proposée notamment dans le brevet US 3 564 932, consiste à utiliser une structure comportant au moins deux trains de masselottes comprenant chacun au moins un couple de masselottes décentrées tournant en sens inverse, au moyen d'un train épicycloïdal de type Pecqueur, apte à engendrer un déphasage angulaire entre les deux trains de masselottes. En fait, cette solution a été écartée en raison de l'importance de la pignonerie qu'elle fait intervenir et des inconvénients qui en résultent, tant en ce qui concerne le coût qu'en ce qui concerne les problèmes d'usure. Elle n'a donc jamais été mise en application.

D'autres solutions, décrites notamment dans la demande WO-A-8 907 988 ou même dans la demande japonaise JP-A-59 177 427, proposent de coupler des excentriques coaxiaux au moyen d'une liaison rotative faisant intervenir deux éléments rotatifs mobiles axialement l'un par rapport à l'autre et contre l'action d'un ressort, sous l'effet d'un fluide sous pression. L'un de ces éléments comprend une gorge hélicoïdale, tandis que l'autre comprend un doigt engagé dans la gorge de manière à ce qu'un déplacement axial de l'une des deux pièces par rapport à l'autre engendre une rotation relative des deux pièces.

Il s'avère que cette solution présente un certain nombre d'inconvénients.

Tout d'abord, le couplage mécanique doigt/gorge utilisé ne convient pas à la réalisation d'un vibrateur et ce, en raison des dimensions très faibles des surfaces de contact entre le doigt et la gorge. Pour cette raison, le déphaseur ne résistera pas aux vibrations produites par le vibrateur.

Cet inconvénient est d'autant plus important que le déphaseur est en prise directe sur les excentriques et a donc à subir des contraintes importantes (résultant des forces centrifuges engendrées par les excentriques, qui peuvent dépasser dix tonnes).

Un autre inconvénient des systèmes connus consiste en ce qu'ils ne permettent pas d'adapter la puissance vibratoire transmise à la fois aux conditions de travail de l'outil auquel on applique les vibrations et aux caractéristiques de la source de puissance.

L'invention a donc plus particulièrement pour but de supprimer ces inconvénients.

Pour parvenir à ce résultat, le vibrateur selon l'invention fait intervenir au moins deux trains de masselottes excentriques comprenant chacun au moins deux masselottes excentriques montées rotatives autour d'arbres solidaires de deux pignons respectifs qui engrènent l'un avec l'autre de manière à tourner en sens inverse l'un par rapport à l'autre.

Selon l'invention, ce vibrateur est caractérisé en ce qu'il comprend une motorisation comportant un premier moteur couplé au premier train de masselottes par l'intermédiaire d'une première pignonerie, tandis que le deuxième train est couplé à cette motorisation par l'intermédiaire d'un dispositif de transmission, distinct de la première pignonerie et incluant un déphaseur comportant :

- un premier arbre de transmission monté rotatif sur une structure fixe, cet arbre rotatif comportant au moins une portion se présentant sous la forme d'un manchon cylindrique dont l'alésage interne comprend une première surface d'étanchéité suivie d'une première partie taraudée à dentures hélicoïdales :
- un deuxième arbre de transmission, de forme cylindrique, monté rotatif coaxialement au premier arbre de transmission et qui délimite avec celui-ci un espace annulaire, refermé d'un côté par un fond, ce deuxième arbre de transmission

comprenant successivement une seconde surface d'étanchéité et une première partie filetée à dentures hélicoïdales ;

- une pièce annulaire faisant office de piston axialement mobile dans ledit espace annulaire, et possédant une face externe cylindrique comprenant successivement une troisième surface d'étanchéité apte à coulisser avec étanchéité sur ladite première surface d'étanchéité et une deuxième partie filetée présentant des dentures hélicoïdales qui engrènent avec les dentures de la première partie taraudée, et une face interne comprenant successivement une quatrième surface d'étanchéité apte à coulisser avec étanchéité sur ladite seconde surface d'étanchéité et une deuxième portion taraudée présentant des dentures hélicoïdales qui engrènent avec les dentures hélicoïdales de la première partie filetée ;
- un circuit d'admission de fluide sous pression comprenant un canal axial réalisé dans le deuxième arbre de transmission, qui débouche, d'un côté, dans la chambre de travail délimitée par les deux arbres de transmission et la pièce annulaire et, de l'autre côté, dans un conduit de distribution, par l'intermédiaire d'un joint tournant monté en bout du deuxième arbre de transmission.

Le dispositif peut en outre comporter en option une chambre de travail secondaire alimentée en fluide sous pression par l'intermédiaire d'un deuxième joint tournant.

Par ailleurs, le circuit d'admission sera conçu de manière à rendre possible un auto-asservissement du déphasage et, en conséquence, de la puissance vibratoire transmise par le vibrateur.

Un mode d'exécution de l'invention sera décrit ci-après, à titre d'exemple non limitatif, avec référence aux dessins annexés dans lesquels :

Les figures 1 et 2 sont deux coupes schématiques, respectivement axiales et transversales, d'un vibrateur à moment variable selon l'invention ;

La figure 3 est une coupe axiale schématique d'une variante d'exécution d'un vibrateur dont la coupe transversale correspond à celle de la figure 2 ;

La figure 4 est une coupe axiale schématique du déphaseur utilisé dans le vibrateur représenté figures 1 à 3 ;

Les figures 5, 6 et 7 montrent un circuit hydraulique utilisable pour l'alimentation énergétique et pour la commande du vibrateur représenté figure 1.

Dans l'exemple représenté sur les figures 1 et 2, le vibrateur comprend deux trains 1, 2 de masselottes excentrées montées rotatives au moyen d'arbres A_1, A_2, A_n - A'_1, A'_2, A'_n parallèles à un axe transversal X, X′ et dont les extrémités s'engagent dans des paliers portés par deux flasques parallèles 3, 4 constituant les deux côtés latéraux d'un boîtier 5.

A chacune des masselottes M, M′ est associé un pignon P disposé et dimensionné de manière à ce que les pignons P associés à un même train 1, 2 de masselottes M engrènent les uns avec les autres, par couples successifs.

Sur la figure 2, on a représenté deux trains de masselottes M comportant chacun un couple d'ensembles masselottes M/pignon P représenté en traits pleins, l'ensemble représenté partiellement en traits interrompus indiquant le mode d'implantation d'un autre couple.

L'entraînement en rotation des deux trains de masselottes est assuré au moyen d'une motorisation, comportant deux moteurs hydrauliques H_1, H_2 montés sur le flasque 3 à l'une des extrémités du boîtier 5.

Ces deux moteurs H_1, H_2 entraînent deux arbres respectifs parallèles passant dans des paliers solidaires des flasques 3, 4 et qui portent chacun deux pignons coaxiaux P_1, P_2 - P_3, P_4.

Les pignons P_2 et P_4 sont disposés de manière à engrener l'un avec l'autre de manière à assurer un couplage rigide (sans glissement) entre les deux moteurs H_1, H_2.

Le pignon P_1 vient engrener avec le pignon P solidaire de la masselotte M pour effectuer l'entraînement en rotation du train 2.

Le pignon P_3 est disposé de manière à venir engrener avec un pignon P_5 solidaire de l'arbre mené 6 d'un déphaseur 7 à commande hydraulique, du type de celui représenté sur la figure 3. Ce déphaseur 7 comprend, par ailleurs, un arbre menant 8, coaxial à l'arbre mené 6, qui porte un pignon P_6 en prise avec le pignon solidaire de la masselotte M du train 1.

Il apparaît clairement que tous les arbres de cette structure sont parallèles et sont montés sur des paliers solidaires des deux flasques 3, 4, et que les arbres directement entraînés par les moteurs H_1, H_2 ainsi que les deux arbres coaxiaux 6, 8 du déphaseur 7 sont distincts des arbres sur lesquels sont montées les masselottes M. De ce fait, les parties les plus fragiles et les plus sujettes à l'usure du vibrateur se trouvent, en grande partie, isolées des contraintes intenses exercées au niveau des masselottes M et de leur arbre d'entraînement A_1... A_n, A'_1... A'_n.

Il apparaît en outre que la motorisation (moteurs H_1, H_2) ainsi que le mécanisme du déphaseur 7 sont regroupés sur le flasque 3, de sorte que les cinq autres côtés du boîtier 5 du vibrateur sont dégagés d'appareils encombrants (moteur, déphaseur) et peuvent constituer des surfaces de travail ou d'appui du vibrateur.

Tel que représenté sur la figure 4, le déphaseur 7 se compose d'une structure fixe 9, en partie cylindrique solidaire des flasques 3, 4.

A l'intérieur de cette structure 9 sont montés rotatifs deux arbres coaxiaux, à savoir :

- un arbre central épaulé (arbre menant 6) qui porte, au niveau de son extrémité adjacente au flasque 4, le pignon P_5 ;
- un arbre tubulaire (arbre mené 8), monté rotatif autour de l'arbre épaulé 6, et qui porte, axialement décalé par rapport au pignon, le pignon P_6.

Cette structure est agencée de manière à ce que les pignons P_5, P_6 ainsi que leurs principales pivoteries soient contenus dans le boîtier 5 et que, par contre, la partie cylindrique 10 de la structure logeant le déphaseur 7, passe au travers du flasque 3 et ressorte à l'extérieur, parallèlement aux moteurs H_1, H_2.

Au niveau de cette partie cylindrique 10, l'arbre tubulaire 8 comprend une surface intérieure cylindrique présentant successivement une partie lisse 11 et une partie taraudée à dentures hélicoïdales 12.

Cette surface intérieure cylindrique délimite, avec une surface cylindrique de l'arbre épaulé 6, un espace annulaire 13 refermé, d'un côté, par un palier à billes 14 assurant le montage rotatif et étanche de l'un des deux arbres 6, 8 par rapport à l'autre et, de l'autre côté, par un fond 15 solidaire de l'arbre 8 et au travers duquel passe l'arbre 6, avec étanchéité.

La surface cylindrique de l'arbre 6 comprend successivement une partie lisse 16 et une partie filetée 17 à dentures hélicoïdales.

A l'intérieur de l'espace annulaire 13 est disposé un piston annulaire 20 comprenant :

- une surface extérieure cylindrique comportant une partie lisse 21 qui coulisse avec étanchéité sur la partie lisse 11 et une partie filetée 22 qui engrène sur la partie taraudée 12 ;
- une surface intérieure cylindrique comportant une partie lisse 23 qui coulisse avec étanchéité sur la partie lisse de l'arbre 6 et une partie taraudée 24 dont les dentures hélicoïdales sont en prise sur les dentures de la partie filetée 17.

L'espace E_1 compris entre le piston 20, le fond 15 et les deux arbres 6, 8, constitue une première chambre de travail (chambre de travail principale) dans laquelle un fluide hydraulique peut être admis grâce à un canal axial 25 réalisé dans l'arbre 6.

Ce canal axial 25 débouche dans un joint tournant 26 prévu en bout de l'arbre 6 et dont la partie fixe est solidaire de la structure 9. Cette partie fixe comprend un manchon de raccord 27 sur lequel peut venir se connecter le conduit d'un circuit hydraulique.

De même, l'espace E_2 compris entre le piston 20, le palier 14 et les deux arbres 6, 8, constitue une deuxième chambre de travail dans laquelle du fluide hydraulique peut être admis grâce à un canal axial 28 réalisé dans l'arbre 6.

Ce canal débouche dans un joint tournant 29 prévu en bout de l'arbre 6 et dont la partie fixe est solidaire de la structure 9.

Le fonctionnement de ce déphaseur est alors le suivant :

En l'absence de pression à l'intérieur des chambres de travail E_1 et E_2, le couple d'entraînement en rotation du train 1 de masselottes M provoque un double phénomène de vissage entre le piston 20 et les arbres 6, 8. Ce vissage provoque alors un déplacement axial du piston 20 jusqu'à ce qu'il vienne en butée fin de course contre le fond 15.

Dans cette position, les masselottes M des deux trains de masselottes 1, 2 tournent en opposition de phase et leur moment résultant est nul.

Lorsque du fluide sous pression est injecté dans la chambre de travail E_1, ce piston 20 est soumis à un effort axial qui tend à le déplacer à l'opposé du fond 15 et donc à engendrer une double rotation relative entre les deux arbres 6, 8 et ce, grâce à l'action conjuguée des filetages 17, 22 sur les taraudages 12, 24. Bien entendu, ces derniers sont conçus de manière à entraîner une double rotation relative des arbres 6, 8 pouvant atteindre 180° (remise en phase des masselottes M).

Il est clair que cette rotation relative n'intervient que dans la mesure où l'incrément de couple moteur résultant de l'admission du fluide sous pression dans la chambre E_1 devient supérieur au couple résistant que l'objet soumis aux vibrations oppose au vibrateur (résistance au fonçage).

Un avantage du vibrateur précédemment décrit consiste en ce qu'il permet de s'affranchir des phénomènes transitoires qui se produisent au démarrage ou lors du retour à l'arrêt.

Dans ce cas, préalablement à la période d'accélération ou de décélération, au cours de laquelle les vibrateurs classiques balayent une large gamme de fréquences de vibrations, on établit une pression dans la chambre de travail E_2 de manière à amener les deux trains de masselottes en opposition de phase, de sorte que pendant cette période, le vibrateur n'engendre pratiquement plus de vibrations. Une fois la vitesse nominale atteinte ou l'arrêt atteint, on relâche la pression dans la chambre E_2 de manière à ce que les deux trains 1, 2 de masselottes M puissent se remettre en phase sous l'effet de la pression établie dans la chambre de travail E_1 et, qu'en conséquence, le vibrateur engendre des vibrations selon l'axe de travail.

Un avantage important de la structure précédemment décrite consiste en ce qu'elle ne se limite pas à ce type de fonctionnement tout ou rien.

Elle permet, à condition d'utiliser un circuit d'admission approprié en fluide sous pression dans la chambre E_1, d'obtenir un processus d'auto-asservissement permettant d'optimaliser l'efficacité du vibrateur et ce, grâce à une auto-adaptation de l'amplitude des vibrations.

Ce résultat peut être obtenu simplement en établissant dans la chambre E_1, lors du fonctionnement normal du vibrateur, une pression apte à engendrer un rephasage qui varie automatiquement en fonction du comportement de l'objet soumis aux vibrations.

Ainsi, lorsque cet objet consiste en un pieu que l'on désire enfoncer, au fur et à mesure de son enfoncement, la puissance dissipée dans le sol par frottement s'accroît et le couple résistant, en s'amplifiant, finit par dépasser le couple transitant.

Ce dépassement provoque donc un actionnement du déphaseur 7 dans le sens du rephasage des masselottes M. L'inertie totale de ces dernières et, en conséquence, l'amplitude des vibrations se trouvent réduites, ce qui entraîne une réduction de l'amplitude des déplacements du pieu ainsi qu'une diminution des frottements dans le sol, et donc la possibilité de poursuivre l'enfoncement.

Grâce à la limitation de puissance de transit précédemment évoquée, ce processus d'autoasservissement permet de réduire les risques de destruction ou de détérioration des objets soumis aux vibrations. En outre, il évite d'étouffer le moteur thermique utilisé dans la centrale hydraulique en sollicitant une puissance excessive du moteur.

Bien entendu, un processus inverse se produirait en présence d'une diminution de la puissance dissipée dans le sol.

Avantageusement, la chambre secondaire E_2 du déphaseur pourra être connectée au circuit hydraulique alimentant les moteurs H_1, H_2 (représenté par le bloc CH sur les figures 5 à 7), par l'intermédiaire d'une liaison comprenant une soupape haute pression HP_3 tarée à la valeur maximale admissible du circuit hydraulique alimentant les moteurs. Dans ce cas, lorsque la pression dans le circuit hydraulique CH s'élève au-dessus de la pression HP_3, par exemple par suite d'une augmentation du couple résistant, la soupape HP_3 s'ouvre, de sorte que le fluide hydraulique sous pression est injecté dans la chambre secondaire E_2 du déphaseur. Cette injection de fluide provoque donc un actionnement du déphaseur dans le sens du rephasage jusqu'à ce que la pression du fluide hydraulique dans le circuit CH s'abaisse au-dessous de la pression HP_3.

Dans le mode d'exécution représenté sur la figure 3, les positions respectives des deux moteurs et du déphaseur ont été modifiées de la façon suivante :

- le déphaseur occupe la place du moteur H_2 et engrène grâce au pignon, avec le pignon associé au moteur H_2 ;
- le moteur H_2 occupe la place du déphaseur et entraîne un premier pignon P'_5 qui engrène avec le pignon P'_3 du déphaseur et un pignon P'_6 servant à l'entraînement en rotation du train 1 de masselottes.

L'utilisation de deux moteurs H_1, H_2, de puissance significativement différente, entraîne le transit dans le déphaseur de la demi-différence des puissances instantanées de chaque moteur et, par conséquent, une pression dans le déphaseur qui est proportionnelle à la puissance totale absorbée par la machine. Le choix d'un seuil pour cette pression permet de fixer la puissance maximale délivrée par la machine à l'ensemble sol-profilé en cours de fonçage. On a ainsi un mode de pilotage de la machine avec priorité au choix de la puissance. Un cas particulier de ce choix est celui de la puissance maximale disponible au groupe motohydraulique.

L'emploi de deux moteurs strictement identiques et alimentés en parallèle, aboutit à l'absence de couple significatif sur le déphaseur.

Dans ces conditions, quelle que soit la puissance appelée, la position du déphaseur reste inchangée en l'absence de pression particulière dans ses chambres de travail. Le choix du moment initial se maintiendra au cours du fonçage. On obtient donc une machine qui fonce à moment fixe (priorité au choix du moment).

Bien entendu, dans l'exemple précédemment décrit, le moteur H_2 pourrait être remplacé par deux moteurs ayant une cylindrée totale égale à celle du moteur H_1. Une telle disposition permet en alimentant, soit l'un des deux moteurs, soit les deux, d'effectuer un choix entre les deux modes de fonctionnement puissance prioritaire/moment prioritaire.

L'emploi de plusieurs moteurs hydrauliques pour entraîner le vibrateur en rotation présente en outre l'avantage de permettre d'obtenir une variation de fréquence des vibrations, et ce, sans avoir à utiliser une pompe hydraulique à débit variable.

Cette variation de fréquence peut être en effet obtenue en n'alimentant qu'un nombre déterminé ou la totalité des moteurs hydrauliques, étant entendu que la fréquence obtenue est imposée par le rapport entre le débit de la pompe hydraulique à débit constant et la somme des cylindrées des moteurs.

La commande du déphaseur 7 représenté figure 4 peut être avantageusement assurée à l'aide du circuit hydraulique représenté sur les figures 5 à 7.

Sur ces figures, le déphaseur 7 a été représenté schématiquement sous la forme d'un vérin à double effet comprenant une chambre principale E_1 et une chambre secondaire E_2, ce vérin étant rappelé en position de repos par un ressort de rappel qui simule la résistance au fonçage.

La chambre principale E_1 est reliée à la chambre de refoulement E_3 d'un deuxième vérin V dont la chambre de travail E_4 est connectée à une première sortie S_1 d'un distributeur D_1.

La chambre secondaire E_2 du déphaseur est, quant à elle, reliée à la deuxième sortie S_2 du distributeur D_1 et à une bâche B par l'intermédiaire d'un clapet taré à une relativement basse pression BP_1 (ici 20 b).

Les deux entrées I_1, I_2 du distributeur D_1 sont respectivement reliées à la bâche B et à la sortie d'une pompe hydraulique 33 équipée d'un régulateur à débit constant 34. La première sortie S_1 de ce distributeur D_1 est en outre reliée à la bâche B, d'une part, par l'intermédiaire d'un premier circuit de retour

comprenant un clapet 35 taré à haute pression HP_1 et, d'autre part, par l'intermédiaire d'un second circuit de retour comprenant successivement un distributeur D_2 et un clapet 36 taré à haute pression HP_2 (avec $HP_2 > HP_1$).

Le premier distributeur D_1 a trois positions, à savoir :

- une position stable de repos, dans laquelle il met ses deux entrées I_1, I_2 en communication l'une avec l'autre, ce qui a pour effet de renvoyer à la bâche B la totalité du fluide débité par la pompe 33 ; les deux sorties S_1, S_2 du distributeur D_1 sont alors obturées (figure 7) ;
- une première position instable, dite de commutation directe, obtenue en exerçant un appui sur un bouton B_1, position dans laquelle il connecte la première entrée I_1 à sa première sortie S_1 et sa deuxième entrée I_2 à sa deuxième sortie S_2 (figure 5) ;
- une deuxième position instable, obtenue en exerçant un appui sur un bouton B_2, dite de commutation inversée, dans laquelle il connecte sa première entrée I_1 à sa deuxième sortie S_2 et sa deuxième entrée I_2 à sa première sortie S_1 (figure 6).

Le second distributeur D_2 a ici la fonction d'une vanne actionnée par un poussoir B_3, contre l'action d'un ressort. Il a deux positions, à savoir :

- une position stable de repos, dans laquelle il connecte son entrée I_3 à sa sortie S_3 (figures 5 et 7) ;
- une position instable commutée, obtenue par appui sur le poussoir B_3, dans laquelle son entrée I_3 est isolée de sa sortie S_3 (figure 6).

Le fonctionnement du circuit hydraulique précédemment décrit est alors le suivant :

Lorsque les distributeurs D_1 et D_2 sont au repos (figure 7), la chambre de travail E_4 est soumise à la pression HP_1 imposée par le clapet taré 35 dont la valeur est inférieure à celle HP_2 du clapet taré 36.

Le déphaseur 7 est soumis à une pression correspondant à la pression HP_1 (au rapport des surfaces des pistons près), cette pression servant à équilibrer l'effort résistant exercé sur le déphaseur 7.

La position du piston 40 du vérin V est l'image de la position du piston 20 du déphaseur 7, de sorte qu'en repérant la position de la tige du vérin V, l'opérateur dispose de la valeur du déphasage engendré par le déphaseur 7.

Pour les raisons précédemment mentionnées, cette valeur de déphasage (et donc la position du piston 40) n'est pas constante mais est variable en fonction du comportement de l'objet soumis aux vibrations.

Lorsque le distributeur D_1 occupe sa position de commutation inversée et que le distributeur D_2 est actionné (figure 6), la chambre E_4 du vérin V est soumise à la pression du fluide injecté par la pompe 33, qui s'établit à la valeur de seuil HP_2 du clapet taré 36. Du fait qu'elle est supérieure à la pression qui s'exerce dans la chambre E_3 (qui correspond à l'effort résistant que subit le déphaseur 7), cette pression HP_2 provoque un déplacement des pistons 20 et 40 et, en conséquence, un rephasage du déphaseur 7. Lorsque ce rephasage atteint la valeur souhaitée, l'opérateur interrompt son action sur les distributeurs D_1, D_2 et le circuit retourne à l'état précédemment décrit.

Lorsque le distributeur D_2 est au repos et que le distributeur D_1 occupe sa position de commutation directe (figure 5), la chambre de travail E_4 du vérin V est mise en communication avec la bâche B, tandis que le fluide injecté par la pompe 33 est envoyé à la chambre E_2 du déphaseur.

Sous l'effet de la pression hydraulique qui s'exerce dans cette chambre (pression BP_1), les pistons 20 et 40 sont déplacés d'une façon telle que la chambre de refoulement E_3 se remplit, tandis que les chambres de travail E_1 et E_4 se vident. On obtient donc un déphasage du déphaseur 7.

Pour les raisons précédemment évoquées, la sécurité du vibrateur est renforcée grâce au fait que la chambre E_2 du déphaseur 7 est connectée au circuit hydraulique qui alimente les moteurs H_1, H_2 grâce à une liaison incluant une soupape tarée à une haute pression HP_3 et un limiteur de débit. Grâce à cette disposition, toute élévation excessive de pression dans le circuit hydraulique CH engendrera un rephasage du déphaseur 7 et une limitation de l'amplitude des vibrations.

Revendications

1. Vibrateur à moment variable utilisable à l'enfoncement d'objets dans le sol, ce vibrateur faisant intervenir au moins deux trains de masselottes excentriques (1, 2) comprenant chacun au moins deux masselottes excentriques (M, M') montées rotatives autour d'arbres solidaires de deux pignons respectifs (P) qui engrènent l'un avec l'autre de manière à tourner en sens inverse l'un par rapport à l'autre,
   caractérisé en ce qu'il comprend une motorisation comportant un premier moteur (H_1) couplé au premier train (2) de masselottes (M) par l'intermédiaire d'une première pignonerie (P_1), tandis que le deuxième train (1) est couplé à cette motorisation (H_1, H_2) par l'intermédiaire d'un dispositif de transmission (P_6), distinct de la première pignonerie (P_1) et incluant un déphaseur (7) comportant :
   - un premier arbre de transmission (8) monté rotatif sur une structure fixe (9), cet arbre rotatif comportant au moins une portion se présentant sous la forme d'un manchon cylindrique dont l'alésage interne comprend une pre-

mière surface d'étanchéité (11) suivie d'une première partie taraudée à dentures hélicoïdales (12) ;
- un deuxième arbre de transmission (6), de forme cylindrique, monté rotatif coaxialement au premier arbre de transmission (8) et qui délimite avec celui-ci un espace annulaire (13), refermé d'un côté par un fond (15), ce deuxième arbre de transmission (6) comprenant successivement une seconde surface d'étanchéité (16) et une première partie filetée à dentures hélicoïdales (17) ;
- une pièce annulaire (20) faisant office de piston axialement mobile dans ledit espace annulaire, et possédant une face externe cylindrique comprenant successivement une troisième surface d'étanchéité (21) apte à coulisser avec étanchéité sur ladite première surface d'étanchéité (11) et une deuxième partie filetée (22) présentant des dentures hélicoïdales qui engrènent avec les dentures de la première partie taraudée (12), et une face interne comprenant successivement une quatrième surface d'étanchéité (23) apte à coulisser avec étanchéité sur ladite seconde surface d'étanchéité (16) et une deuxième portion taraudée (24) présentant des dentures hélicoïdales qui engrènent avec les dentures hélicoïdales de la première partie filetée (17) ;
- un circuit d'admission de fluide sous pression comprenant un canal axial (25) réalisé dans le deuxième arbre de transmission, qui débouche, d'un côté, dans la chambre de travail (E_1) délimitée par les deux arbres de transmission (6, 8) et la pièce annulaire (20) et, de l'autre côté, dans un conduit de distribution, par l'intermédiaire d'un joint tournant (26) monté en bout du deuxième arbre de transmission (6).

2. Vibrateur selon la revendication 1,
caractérisé en ce que la susdite motorisation comprend un second moteur (H_2) en prise avec le dispositif de transmission entre le susdit premier moteur (H_1) et le susdit déphaseur (7).

3. Vibrateur selon la revendication 1,
caractérisé en ce que la susdite motorisation comprend un second moteur hydraulique (H_2) en prise avec le dispositif de transmission entre le déphaseur (7) et le deuxième train de masselottes.

4. Vibrateur selon la revendication 3,
caractérisé en ce que les susdits moteurs (H_1, H_2) sont des moteurs hydrauliques de même cylindrée, de manière à obtenir des vibrations à moment constant.

5. Vibrateur selon la revendication 3,
caractérisé en ce que les susdits moteurs (H_1, H_2) sont hydrauliques et développent une puissance différente, de manière à obtenir, dans le déphaseur, une pression proportionnelle à la puissance totale absorbée.

6. Vibrateur selon la revendication 3,
caractérisé en ce qu'il comprend un troisième moteur hydraulique en prise avec le second, ces deux moteurs étant utilisables ensemble ou séparément et présentant une cylindrée totale égale à celle du premier moteur de manière à pouvoir obtenir selon le cas, des vibrations à moment constant et des vibrations à puissance constante.

7. Vibrateur selon l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce que les susdits moteurs (H_1, H_2) et le susdit déphaseur (7) sont montés d'un même côté du susdit vibrateur.

8. Vibrateur selon l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce que la susdite pièce annulaire délimite, entre les deux arbres de transmission (6, 8), une chambre de travail secondaire (E_2) connectée à un circuit d'admission de fluide hydraulique par l'intermédiaire d'un deuxième canal axial (28) réalisé dans le deuxième arbre de transmission et d'un deuxième joint tournant (29) situé à l'opposé du premier.

9. Vibrateur selon l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce que la chambre principale (E_1) du déphaseur est reliée à la chambre de refoulement d'un vérin (V) dont la chambre de travail (E_4) est connectée à une première sortie (S_1) d'un distributeur (D_1) par l'intermédiaire d'un premier circuit de retour, la position du vérin (V) repérant l'état de déphasage du vibrateur.

10. Vibrateur selon la revendication 9,
caractérisé en ce que le premier circuit de retour comprend un clapet (35) taré à une haute pression (HP_1), en ce que la susdite chambre de travail du vérin (V) est reliée, par ailleurs, à la bâche (B) par l'intermédiaire d'un second circuit de retour comprenant successivement un distributeur (D_2) et un clapet (36) taré à une pression (HP_2) supérieure à la pression (HP_1), en ce que le premier distributeur (D_1) a deux entrées (I_1, I_2) respectivement reliées à la bâche (B) et à une pompe hydraulique (33) et présente au moins une position stable de repos dans laquelle il met ses deux entrées (I_1, I_2) en communication l'une avec l'autre, tandis qu'il obture ses deux sorties (S_1,

S_2) et une première position commutée dans laquelle il connecte sa première sortie (S_1) à sa deuxième entrée (I_2), et en ce que le deuxième distributeur (D_2) présente une position stable de repos dans laquelle il met son entrée (I_3) en communication avec sa sortie (S_3), et une position commutée dans laquelle il isole son entrée (I_3) de sa sortie (S_3).

11. Vibrateur selon la revendication 9, caractérisé en ce que le premier distributeur (D_1) comprend une deuxième position commutée dans laquelle il assure la mise en communication de la pompe hydraulique avec la chambre secondaire (E_2) du déphaseur (7) tandis qu'il met la chambre de travail (E_4) du vérin (V) en communication avec la bâche (B).

12. Vibrateur selon l'une des revendications 8 à 11, caractérisé en ce que la chambre de travail secondaire (E_2) est connectée au circuit hydraulique (CH) qui alimente les moteurs (H_1, H_2) grâce à une liaison incluant une soupape tarée à une haute pression (HP_3) qui correspond à une pression admissible dans ledit circuit hydraulique (CH).

FIG.3

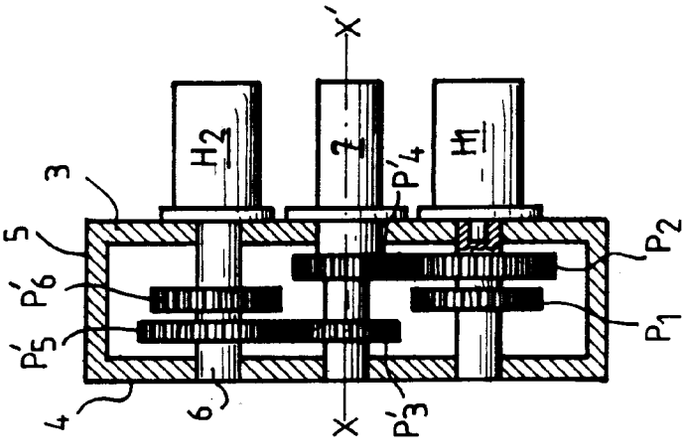


FIG.1

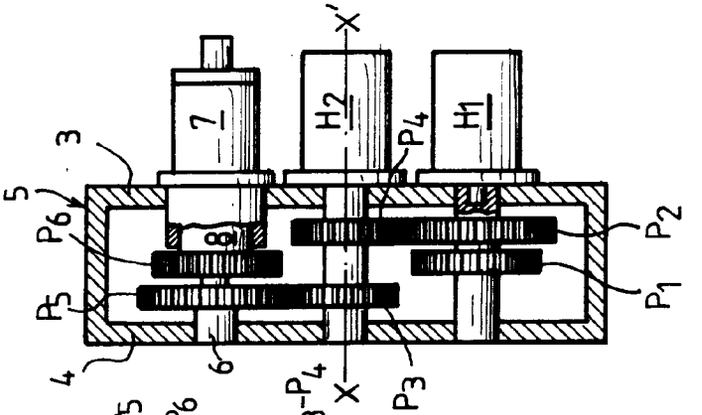
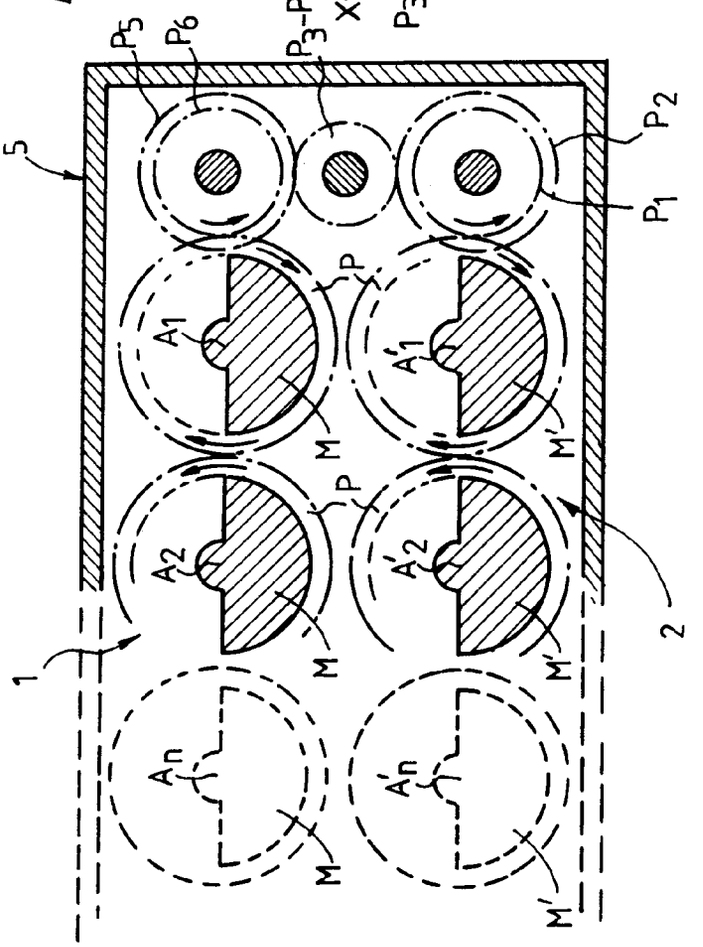


FIG.2



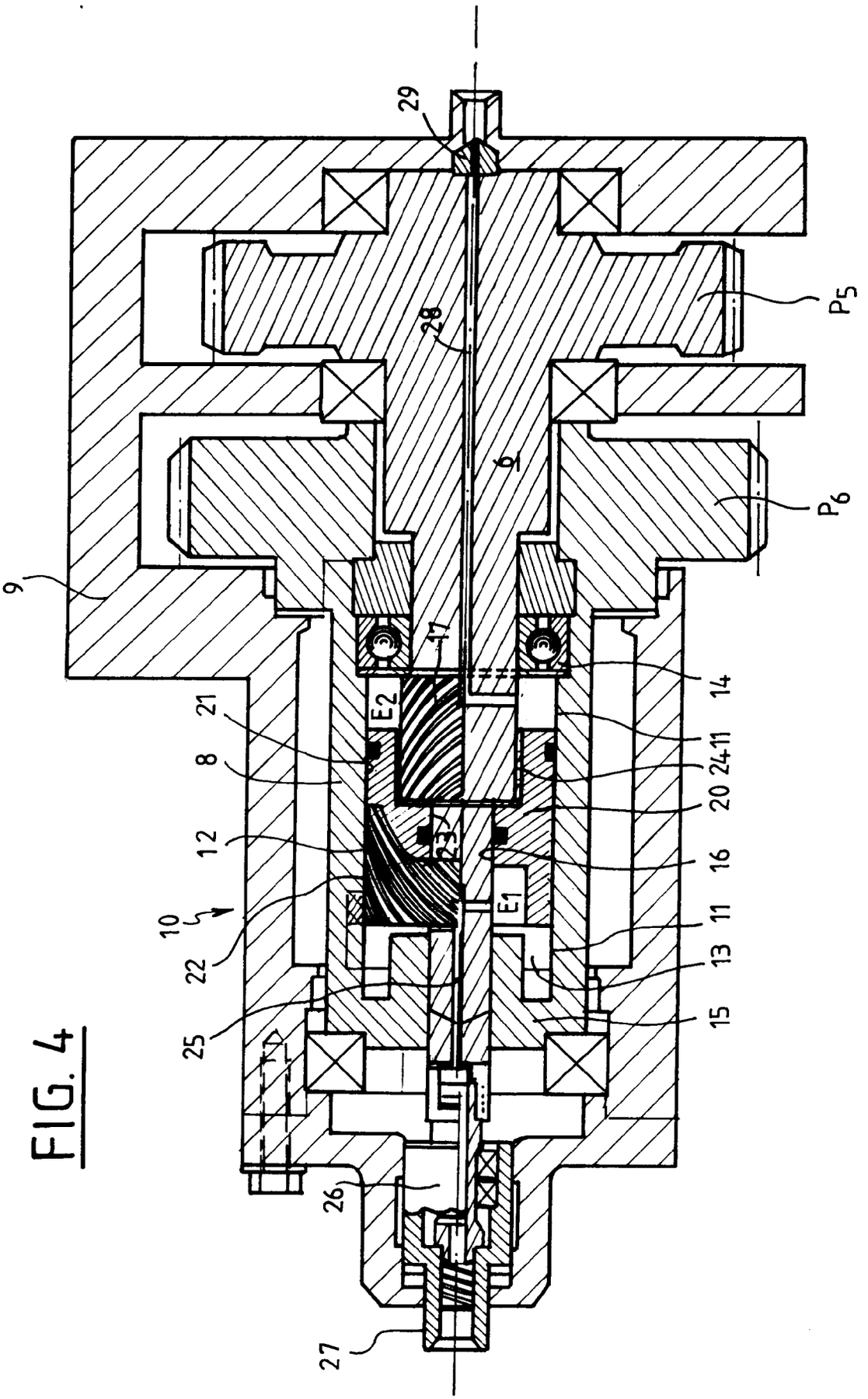


FIG. 4

FIG. 5

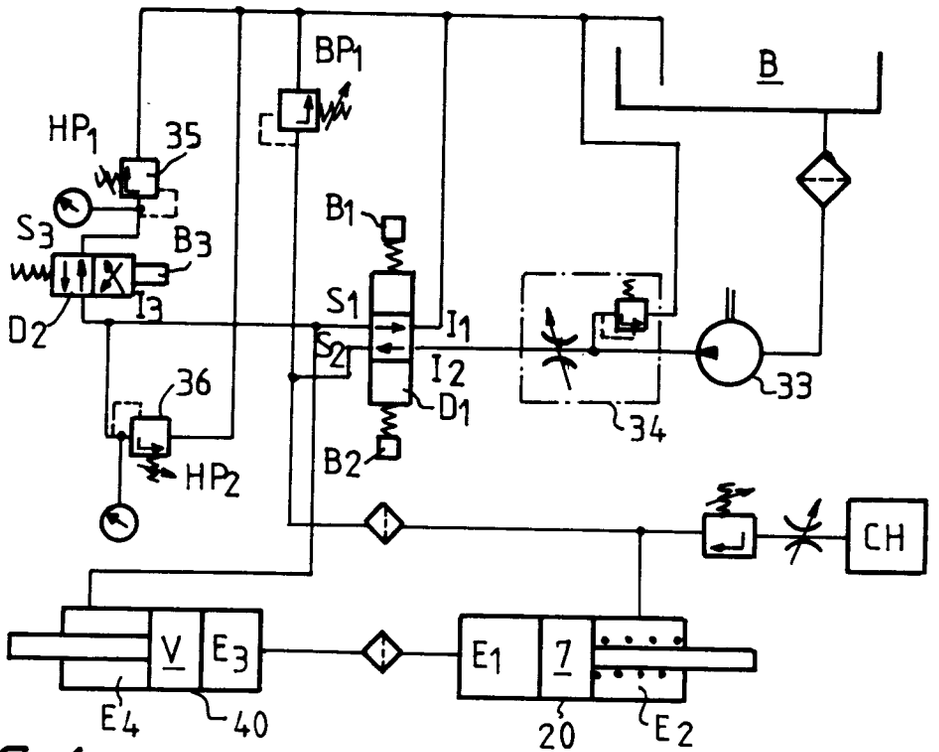

BP1
B
HP1
35
B1
S3
B3
S1
I1
D2
I3
S2
I2
36
D1
33
34
HP2
B2
CH
V
E3
E1
7
E4
40
20
E2

FIG. 6

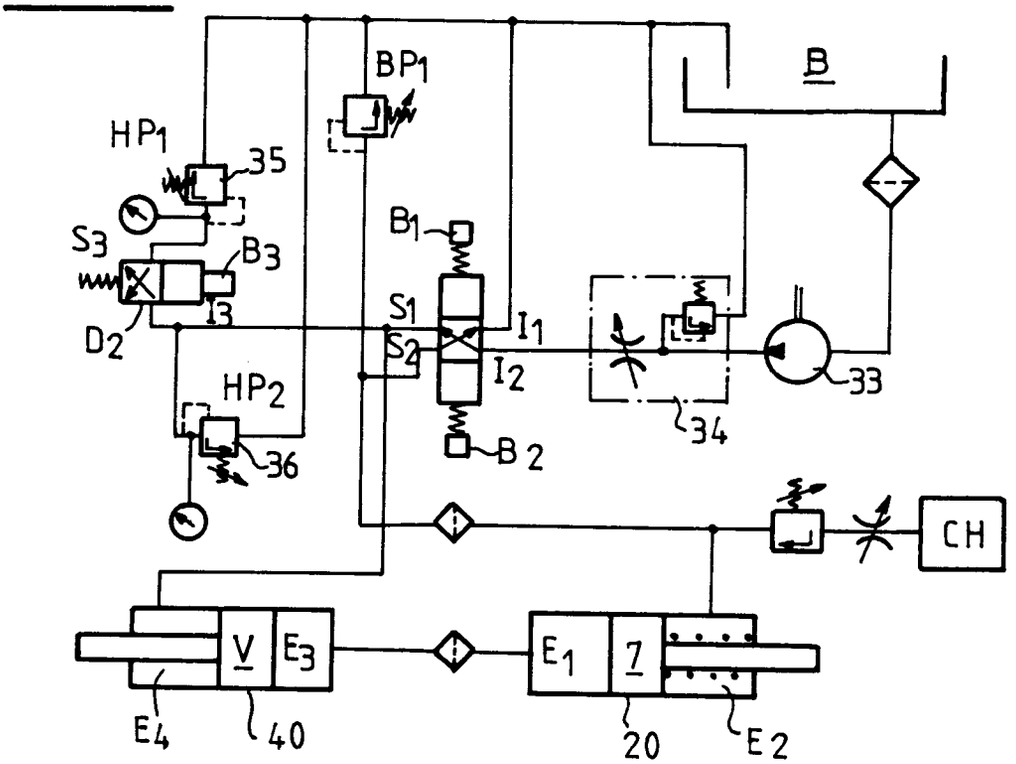
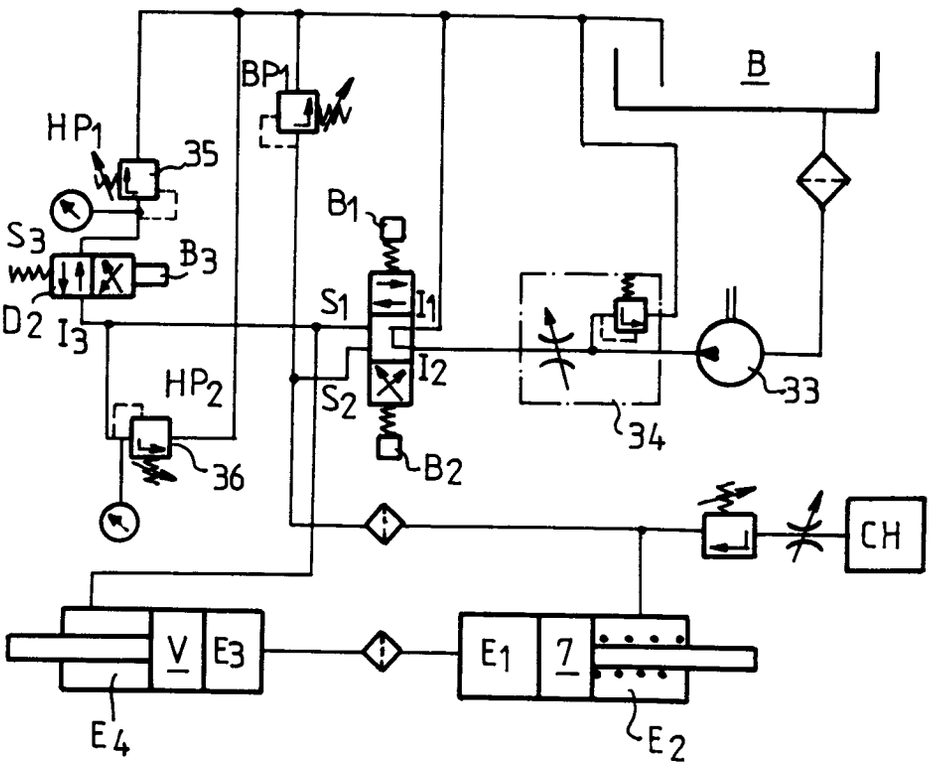

BP1
B
HP1
35
B1
S3
B3
S1
I1
D2
I3
S2
I2
HP2
33
34
36
B2
CH
V
E3
E1
7
E4
40
20
E2

FIG. 7


BP1
HP1
35
B
B1
S3
B3
D2
I3
S1
I1
I2
S2
HP2
36
B2
34
33
CH
V
E3
E4
E1
7
E2

Office européen des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numero de la demande

EP 92 40 1960

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS

Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (Int. Cl.5)
A	WO-A-9 108 842 (GEDIB)	1-12	B06B1/16
A	FR-A-1 566 358 (PROCÉDÉS TECHNIQUES DE CONSTRUCTION)	1-12	
A	WO-A-8 907 988 (WACKER-WERKE)		

DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (Int. Cl.5)

B06B
E02D

Le présent rapport a été établi pour toutes les revendications

Lieu de la recherche	Date d'achèvement de la recherche	Examinateur
LA HAYE	13 OCTOBRE 1992	KUHN E.F.E.

CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES

X : particulièrement pertinent à lui seul
Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie
A : arrière-plan technologique
O : divulgation non-écrite
P : document intercalaire

T : théorie ou principe à la base de l'invention
E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date
D : cité dans la demande
L : cité pour d'autres raisons

& : membre de la même famille, document correspondant

EPO FORM 1503 03.82 (P0402)