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

(11) **EP 2 014 835 B1**

(12) **FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

(45) Date de publication et mention de la délivrance du brevet:
23.06.2010 Bulletin 2010/25

(51) Int Cl.:
E02D 7/18 *(2006.01)* ***G05D 19/00*** *(2006.01)*
B06B 1/16 *(2006.01)*

(21) Numéro de dépôt: **08290636.3**

(22) Date de dépôt: **27.06.2008**

(54) **Système d'asservissement d'un groupe hydraulique alimentant en fluide hydraulique un vibrateur**

Steuersystem einer Hydraulikgruppe, die einen Vibrator mit Hydraulikflüssigkeit versorgt

System controlling a hydraulic group supplying a vibrator with hydraulic fluid

(84) Etats contractants désignés:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL NO PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorité: **03.07.2007 FR 0704783**

(43) Date de publication de la demande:
14.01.2009 Bulletin 2009/03

(73) Titulaire: **PTC**
93130 Noisy le Sec (FR)

(72) Inventeur: **Dazin, Guillaume**
95560 Champagne sur Oise (FR)

(74) Mandataire: **de Saint-Palais, Arnaud Marie**
Cabinet Moutard
35 Rue de la Paroisse
B.P. 20513
78005 Versailles Cedex (FR)

(56) Documents cités:
EP-A- 0 577 444
EP-A- 0 926 300
DE-A1- 3 716 431
US-A- 4 534 419

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

EP 2 014 835 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Description

[0001] La présente invention concerne un système d'asservissement d'un groupe hydraulique alimentant en fluide hydraulique un vibrateur du type de ceux utilisés pour l'enfoncement dans le sol d'objets, tels que des pieux, des palplanches, ou même un système vibrant fusiforme par exemple du type de celui désigné par la marque "Vibrolance" déposée au nom de la Demanderesse.

[0002] Plus précisément, la "Vibrolance" est un vibrateur fusiforme utilisé pour les procédés d'amélioration des sols, tels que la vibro-compaction ou les colonnes ballastées. Elle comporte une masselotte tournant à une vitesse de l'ordre de 1500 à 3200 tours/min, de façon à obtenir une force dans le plan perpendiculaire à son axe de rotation.

[0003] D'une manière générale, on sait que pour ce type d'application, on utilise fréquemment des vibrateurs comportant, montés rotatifs, à l'intérieur d'un boîtier, une ou plusieurs paires de masses excentriques (masselottes) tournant à la même vitesse mais en sens opposé, de manière à obtenir une résultante consistant en une force verticale d'intensité sinusoïdale, (les composantes horizontales de la force s'annulant).

[0004] Ces dispositifs se distinguent notamment des engins de battage tels que celui décrit dans le document US 4,534,419 qui font intervenir une masse mobile linéairement à l'intérieur d'un piston et qui est propulsé alternativement par un fluide sous pression.

[0005] Usuellement, les masses excentriques sont entraînées en rotation, par exemple par des moteurs hydrauliques montés sur le boîtier, à des vitesses de l'ordre de 1200 à 3000 tours/min.

[0006] L'amplitude des vibrations engendrée du fait de cette rotation est fonction du moment excentrique, de la fréquence (vitesse de rotation) et du poids total du système (ensemble vibrateur/étrier/objet à enfoncer).

[0007] Le moment du vibrateur peut être fixe ou variable. Dans ce dernier cas, le vibrateur comprend au moins deux trains de masses excentriques, chacun des trains comprenant au moins une paire de masses excentriques tournant en sens inverse, tandis que les deux trains de masses excentriques sont couplés l'un à l'autre par l'intermédiaire d'un déphaseur. En effectuant le déphasage entre les deux trains, il est possible de faire varier l'amplitude des oscillations entre une amplitude nulle (opposition de phase) et une amplitude maximum (en phase). Ce processus est exploité notamment dans la demande de brevet EP 0 926 300 A1 pour réduire la nocivité des vibrations engendrées par le vibrateur.

[0008] Dans tous les cas, les moteurs hydrauliques reçoivent une énergie hydraulique qu'ils convertissent en une énergie mécanique de rotation. Un groupe hydraulique fournit l'énergie hydraulique vers le moteur du vibrateur par l'intermédiaire de flexibles hydrauliques. Ce groupe hydraulique comprend un moteur (habituellement un moteur thermique) qui entraîne en rotation une pompe hydraulique.

[0009] La puissance hydraulique absorbée par le vibrateur est très variable. Elle dépend notamment de la profondeur de fiche de l'objet que l'on veut enfoncer ainsi que des caractéristiques géologiques du sol traversé (présence d'incidents géologiques).

[0010] Habituellement, on fait tourner en continu à plein régime le moteur du groupe hydraulique pour disposer en permanence d'une réserve de puissance. Il en résulte donc une consommation importante de carburant, une pollution atmosphérique accrue ainsi que des nuisances sonores.

[0011] L'invention a donc plus particulièrement pour but de supprimer ces inconvénients.

[0012] A cet effet, elle propose un système d'asservissement comprenant des moyens permettant d'adapter en continu, la vitesse de rotation du moteur du groupe hydraulique en fonction de l'énergie réellement consommée par le vibrateur, ce système faisant intervenir un dispositif de mesure du taux de charge du moteur du groupe hydraulique, des moyens étant prévus pour assurer un réglage en continu de la vitesse de rotation du moteur en fonction du taux de charge mesuré.

[0013] Par ailleurs, pour compenser les variations de débit dues aux variations de vitesse du moteur, on pourra utiliser une pompe à cylindrée variable. Le système pourra alors comprendre des moyens de réglage en continu de la cylindrée de cette pompe de façon à obtenir le débit nécessaire (consigne).

[0014] Un mode d'exécution de l'invention sera décrit ci-après, à titre d'exemple non limitatif, avec référence aux dessins annexés dans lesquels :

La figure 1 est une représentation schématique d'un vibrateur et de son circuit d'alimentation en fluide hydraulique, et de son circuit de contrôle/commande ;

La figure 2 est un schéma de principe du double système d'asservissement mis en oeuvre dans le circuit de contrôle/commande illustré figure 1.

[0015] Dans l'exemple illustré sur la figure 1, on a représenté schématiquement un vibrateur 1 de type classique suspendu au crochet 2 d'un engin de levage par l'intermédiaire d'un étrier de suspension 3. Ce vibrateur 1 sert à effectuer l'enfoncement d'une palplanche 4. La liaison entre le boîtier du vibrateur 1 et la palplanche 4 est assurée par une pince hydraulique 5.

[0016] Les masses excentriques du vibrateur 1 sont entraînées en rotation par au moins un moteur hydraulique 6 alimenté en fluide hydraulique sous pression provenant d'un groupe hydraulique 7 faisant intervenir une pompe hydraulique 8 à débit variable commandée par un actionneur permettant un réglage en continu de la cylindrée de la pompe 8 et un moteur 9 servant à l'entraînement en rotation de la pompe 8. La liaison entre la pompe 8 et le moteur 6 du vibrateur 1 s'effectue au moyen

de deux conduits souples, à savoir, un conduit d'alimentation haute pression 10 et un conduit de retour à la bâche 11, basse pression.

[0017] Le moteur 9 consiste ici en un moteur thermique équipé d'un dispositif de mesure du taux de charge du moteur (c'est-à-dire le ratio puissance utilisée/puissance disponible). Il doit aussi être équipé d'une commande asservie de sa vitesse de rotation.

[0018] Le circuit de contrôle/commande associé au vibrateur 1 et au groupe hydraulique 7 fait intervenir :

- un boîtier de commande 12 (interface homme/machine) comprenant un bouton 13 (ou analogue) de réglage de la fréquence vibratoire,

- un calculateur central 14 raccordé électriquement au moteur thermique 9 (liaison bidirectionnelle 15), à la pompe hydraulique 8 (commande de variation de la cylindrée) et à un capteur de fréquence 16 monté sur le boîtier du vibrateur 1. La liaison bidirectionnelle 15 permet au calculateur d'effectuer la commande de la vitesse de rotation du moteur 9 et au moteur 9 d'envoyer au calculateur 14 l'information relative à son taux de charge.

[0019] L'ensemble groupe hydraulique 7/vibrateur 1 a été schématiquement représenté par un bloc 20 dans le schéma de la figure 2.

[0020] Cet ensemble est soumis à un double asservissement comportant :

- Une première boucle d'asservissement B_1 comportant un soustracteur 21 servant à mesurer l'écart entre la fréquence mesurée par le capteur de fréquence 16 et une fréquence de consigne C_1 affichée sur le bouton 13. Le signal d'écart (erreur) délivré par le soustracteur 21 est transmis à un correcteur de fréquence 22 qui élabore un signal de commande de cylindrée de pompe (débit) qui est appliqué à l'actionneur 23 de réglage de la cylindrée de la pompe (actionneur de débit).

- Une deuxième boucle d'asservissement B_2 comprenant un soustracteur 24 servant à mesurer l'écart entre la valeur instantanée du taux de charge du moteur 9, mesurée par un indicateur de taux de charge IT équipant le moteur 9 et une consigne de taux de charge C_2. Le signal d'écart (erreur) délivré par le soustracteur 24 est transmis à un correcteur de taux de charge 25 qui élabore un signal de commande de vitesse moteur qu'il applique à un actionneur de vitesse moteur (organe de puissance 26). Dans cet exemple, le correcteur de taux de charge 25 reçoit une information relative à la commande de cylindrée maximum émanant du correcteur de fréquence 27.

[0021] Le principe du système d'asservissement précédemment décrit est alors le suivant :

o Tout d'abord, l'opérateur définit une consigne de fréquence vibratoire, grâce au bouton dédié 13 du boîtier de commande 12 ;

o Le capteur de vibration 16 mesure en continu la fréquence vibratoire réelle du vibrateur 1 ;

o Le calculateur 14 compare l'écart entre la fréquence désirée (consigne C_1) et la fréquence mesurée émanant du capteur 16 et commande en conséquence la correction du débit de la pompe 8 (en provoquant une variation de sa cylindrée) ;

o En même temps, le calculateur 14 compare le taux de charge mesuré du moteur 9 par rapport à la consigne de taux de charge C_2. Le calculateur 14 corrige en conséquence la vitesse de rotation du moteur thermique 9. (Si le taux de charge mesuré est plus faible que la consigne C_2 et que la commande de cylindrée de pompe n'est pas au maximum, le calculateur 14 commande un ralentissement du moteur 9, par exemple par action sur la commande des gaz. Si le taux de charge mesuré est plus fort que la consigne C_2, le calculateur 14 commande une accélération du moteur 9). Plus la consigne de taux C_2 de charge est élevée (proche de 100%), meilleure sera l'économie de carburant réalisée. A l'inverse, une consigne C_2 faible imposera au moteur 9 de fonctionner à plein régime. Cette consigne C_2 de taux de charge pourra éventuellement être réglée par l'utilisateur grâce à un organe de réglage tel que par exemple un bouton de réglage 28 du boîtier 12. Néanmoins, cette consigne pourra être fixe et non modifiable par l'utilisateur.

[0022] En résumé, cette solution consiste à asservir en même temps deux actionneurs (débit pompe et vitesse de rotation du moteur thermique) d'un même processus en fonction de deux paramètres distincts (respectivement la fréquence vibratoire et le taux de charge du moteur thermique).

[0023] Quand on agit sur l'un des deux asservissements, l'autre doit effectuer une compensation, car chacun agit sur le même processus.

[0024] Bien entendu, l'invention ne se limite pas aux dispositions précédemment décrites. Ainsi, par exemple, le capteur de fréquence pourra être remplacé par un capteur de débit hydraulique placé entre la pompe 8 et le vibrateur 1 : la fréquence vibratoire étant fonction du débit, le résultat est sensiblement le même.

[0025] De même, le capteur (de fréquence 16 ou de débit) peut être supprimé et remplacé par des moyens effectuant un calcul théorique de débit, à partir de la commande de cylindrée de pompe et de la vitesse de rotation du moteur thermique.

Revendications

1. Système d'asservissement d'un groupe hydraulique (7) comprenant une pompe (8) entraînée par un moteur (9) alimentant en fluide hydraulique un vibrateur (1) ou système vibrant comportant des masses excentriques entraînées en rotation par au moins un moteur hydraulique recevant ledit fluide,
caractérisé en ce qu'il comprend des moyens d'adaptation du débit du fluide hydraulique permettant d'adapter en continu la vitesse de rotation du moteur (9) du groupe hydraulique (7) en fonction de l'énergie réellement consommée par le vibrateur (1), ces moyens faisant intervenir un dispositif de mesure du taux de charge du moteur du groupe hydraulique et des moyens assurant un réglage en continu de la vitesse de rotation du moteur dudit groupe en fonction du taux de charge mesuré.

2. Système selon la revendication 1,
caractérisé en ce que le groupe hydraulique (7) comprend une pompe (8) à débit variable par variation de sa cylindrée et **en ce qu'**il comprend des moyens assurant un réglage en continu de la cylindrée de la pompe (8) de manière à obtenir un débit égal à une valeur de consigne.

3. Système selon l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce que le vibrateur (1) est muni d'un capteur de fréquence des vibrations (16), le moteur (9) du groupe hydraulique (7) est un moteur thermique équipé d'un dispositif de mesure de son taux de charge et les susdits moyens d'adaptation comprennent des moyens d'asservissement comportant :

   o une première boucle d'asservissement (B_1) comportant un soustracteur (21) servant à mesurer un premier écart entre la fréquence mesurée par le capteur de fréquence (16) et une fréquence de consigne (C_1) et un correcteur de fréquence (22) qui applique aux moyens de réglage de la cylindrée de la pompe (8) un signal de commande de débit fonction dudit premier écart ;
   o une deuxième boucle d'asservissement (B_2) comprenant un soustracteur (24) servant à mesurer un second écart entre la valeur instantanée du taux de charge du moteur (9), mesuré par le susdit dispositif de mesure du taux de charge, et une consigne de taux de charge (C_2), et un correcteur de taux de charge (25) qui applique à un actionneur de vitesse moteur, un signal de commande fonction dudit second écart.

4. Système selon la revendication 3,
caractérisé en ce que le correcteur de taux de charge reçoit un signal de commande de cylindrée maximum émanant du correcteur de fréquence (22).

5. Système selon la revendication 3,
caractérisé en ce que le susdit capteur de fréquence (16) est remplacé par un capteur de débit hydraulique placé entre la pompe (8) et le vibrateur (1).

6. Système selon la revendication 3,
caractérisé en ce que la consigne (C_2) de taux de charge est réglable par l'utilisateur.

7. Système selon la revendication 3,
caractérisé en ce que la consigne (C_2) de taux de charge est fixe.

8. Système selon l'une des revendications 3 à 7,
caractérisé en ce que la susdite consigne de fréquence est réglable par l'utilisateur.

9. Système selon l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce que le susdit vibrateur est à moment fixe ou à moment variable.

10. Système selon l'une des revendications 1 à 8,
caractérisé en ce que le susdit système vibrant est de type fusiforme.

11. Système selon la revendication 4,
caractérisé en ce que si le taux de charge mesuré est plus faible que la consigne (C_2) et que la commande de cylindrée de la pompe n'est pas au maximum, les moyens d'asservissement (14) commandent un ralentissement du moteur (9) et si le taux de charge mesuré est plus fort que la consigne (C_2), les moyens d'asservissement commandent une accélération du moteur.

12. Système selon la revendication 3,
caractérisé en ce que le susdit capteur de fréquence (16) est supprimé et remplacé par des moyens effectuant un calcul théorique de débit à partir de la commande de cylindrée de la pompe (8) et de la vitesse de rotation du moteur thermique (9).

Claims

1. A system servo-controlling a hydraulic group (7) comprising a pump (8) driven by an engine (9) supplying hydraulic fluid to a vibrator (1) or vibrating system including eccentric masses driven in rotation by at least one hydraulic engine receiving said fluid,
characterized in that it comprises means for adapting the flow of hydraulic fluid allowing continuous adaptation of the speed of rotation of the engine (9) of the hydraulic group (7) as a function of the energy actually consumed by the vibrator (1), these means

causing the intervention of a device for measuring the capacity factor of the engine of the hydraulic group and means ensuring continuous adjustment of the speed of rotation of the engine of said group as a function of the capacity factor measured.

2. The system according to claim 1, **characterized in that** the hydraulic group (7) comprises a pump (8) with variable flow by variation of its displacement and **in that** it comprises means ensuring continuous adjustment of the displacement of the pump (8) so as to obtain a flow equal to a set point.

3. The system according to one of the preceding claims, **characterized in that** the vibrator (1) is provided with a sensor for the frequency of the vibrations (16), the engine (9) of the hydraulic group (7) is a heat engine equipped with a device for measuring its capacity factor and the aforementioned adaptation means comprise control means including:

- o a first locked loop (B_1) including a subtractor (21) serving to measure a first deviation between the frequency measured by the frequency sensor (16) and a set point value (C_1) and a frequency corrector (22) which applies, to the means for adjusting the displacement of the pump (8), a flow control signal as a function of said first deviation;
- o a second locked loop (B_2) comprising a subtractor (24) serving to measure a second deviation between the instantaneous value of the capacity factor of the engine (9), measured by the aforementioned device for measuring the capacity factor, and a capacity factor set point (C_2), and a capacity factor corrector (25) which applies, to an engine speed actuator, a control signal as a function of said second deviation.

4. The system according to claim 3, **characterized in that** the capacity factor corrector receives a maximum displacement control signal coming from the frequency corrector (22).

5. The system according to claim 3, **characterized in that** said frequency sensor (16) is replaced by a hydraulic flow sensor placed between the pump (8) and the vibrator (1).

6. The system according to claim 3, **characterized in that** the capacity factor set point (C_2) can be adjusted by the user.

7. The system according to claim 3, **characterized in that** the capacity factor set point (C_2) is fixed.

8. The system according to one of claims 3 to 7, **characterized in that** said frequency set point can be adjusted by the user.

9. The system according to one of the preceding claims, **characterized in that** said vibrator has a fixed moment or a variable moment.

10. The system according to one of claims 1 to 8, **characterized in that** said vibrating system is of the fusiform type.

11. The system according to claim 4, **characterized in that** if the measured capacity factor is lower than the set point (C_2) and the displacement control of the pump is not at the maximum, the controlling means (14) control a slowing of the engine (9), and if the capacity factor measured is greater than the set point (C_2), the controlling means control an acceleration of the engine.

12. The system according to claim 3, **characterized in that** said frequency sensor (16) is eliminated and replaced by means performing a theoretical flow calculation from the displacement control of the pump (8) and the speed of rotation of the heat engine (9).

Patentansprüche

1. Steuersystem einer Hydraulikgruppe (7), umfassend eine Pumpe (8), die von einem Motor (9) angetrieben wird, der einen Vibrator (1) oder ein vibrierendes System mit Hydraulikflüssigkeit versorgt, das exzentrische Massen umfasst, die von mindestens einem hydraulischen Motor, der das Fluid aufnimmt, in Rotation versetzt werden, **dadurch gekennzeichnet, dass** es Adaptionsmittel für den Durchsatz des hydraulischen Fluids umfasst, durch die sich die Rotationsgeschwindigkeit des Motors (9) der hydraulischen Gruppe (7) als Funktion der Energie, die tatsächlich durch den Vibrator (1) verbraucht wird, kontinuierlich anpassen lässt, wobei diese Mittel eine Messvorrichtung des Ladegrads des Motors (9) der hydraulischen Gruppe und Mittel, die eine kontinuierliche Regelung der Rotationsgeschwindigkeit des Motors der Gruppe als Funktion des gemessenen Ladegrads gewährleisten, einsetzen.

2. System nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die hydraulischen Gruppe (7) eine Pumpe (8) mit variablem Durchsatz durch Variation ihres Hubraums umfasst und dadurch dass sie Mittel umfasst, die eine kontinuierliche Regelung des Hubraums der Pumpe (8) sicher

stellen, derart, dass ein Durchsatz erhalten wird, der einem Sollwert entspricht.

3. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass der Vibrator (1) mit einem Frequenzsensor der Vibrationen (16) ausgestattet ist, der Motor (9) der hydraulischen Gruppe (7) ein mit einer Meßvorrichtung seines Ladegrads ausgestatteter Verbrennungsmotor ist, und die oben genannten Adaptionsmittel Steuerungsmittel umfassen, umfassend:

- o eine erste Regelschleife (B_1), umfassend einen Subtrahierer (21), der dazu dient, einen ersten Unterschied zwischen der durch den Frequenzsensor (16) gemessenen Frequenz und einer Sollfrequenz (C_1) zu messen, und einen Frequenzkompensator (22), der auf die Regelungsmittel des Hubraums der Pumpe (8) ein Durchsatzfunktionssteuersignal des ersten Unterschieds anwendet;
- o eine zweite Regelschleife (B_2), umfassend einen Subtrahierer (24), der dazu dient, einen zweiten Unterschied zwischen dem augenblicklichen Wert des durch die oben genannte Meßvorrichtung des Ladegrade gemessenen Ladegrads des Motors (9) und einem Ladegrad-Sollwert (C_2) zu messen, und einen Ladegrad-Kompensator (25), der auf einen Motorgeschwindigkeitsantrieb ein Funktionssteuerungssignal des zweiten Unterschiedes anwendet.

4. System nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, dass der Ladegrad-Kompensator ein von dem Freuenzkompensator (22) ausgehendes Steuersignal des Hubraum-Maximums empfängt.

5. System nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, dass der oben genannte Frequenzsensor (16) durch einen zwischen der Pumpe (8) und dem Vibrator (1) angeordneten Hydraulikdurchsatz-Sensor ersetzt wird.

6. System nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, dass der Ladegrad-Sollwert (C_2) durch den Anwender regelbar ist.

7. System nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, dass der Ladegrad-Sollwert (C_2) fest ist.

8. System nach einem der Ansprüche 3 bis 7,
dadurch gekennzeichnet, dass die oben genannte Sollfrequenz durch den Anwender regelbar ist.

9. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet, dass der oben genannte Vibrator mit statischem Moment oder mit variablem Moment ist.

10. System nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet, dass das oben genannte vibrierende System spindelförmig ist.

11. System nach einem Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet, dass, wenn der gemessene Ladegrad kleiner ist als der Sollwert (C_2) und die Hubraumsteuerung der Pumpe nicht maximal ist, die Regelungsmittel (14) eine Verlangsamung des Motors (9) befehlen, und wenn der gemessenen Ladegrad größer ist als der Sollwert (C_2), die Regelungsmittel eine Beschleunigung des Motors befehlen.

12. System nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet, dass der oben genannte Frequenzsensor (16) unterdrückt ist und durch Mittel ersetzt ist, die eine theoretische Berechnung des Durchsatzes ausgehend von der Hubraumsteuerung der Pumpe (8) und der Rotationsgeschwindigkeit des Verbrennungsmotors (9) bewirken.

Fig.1

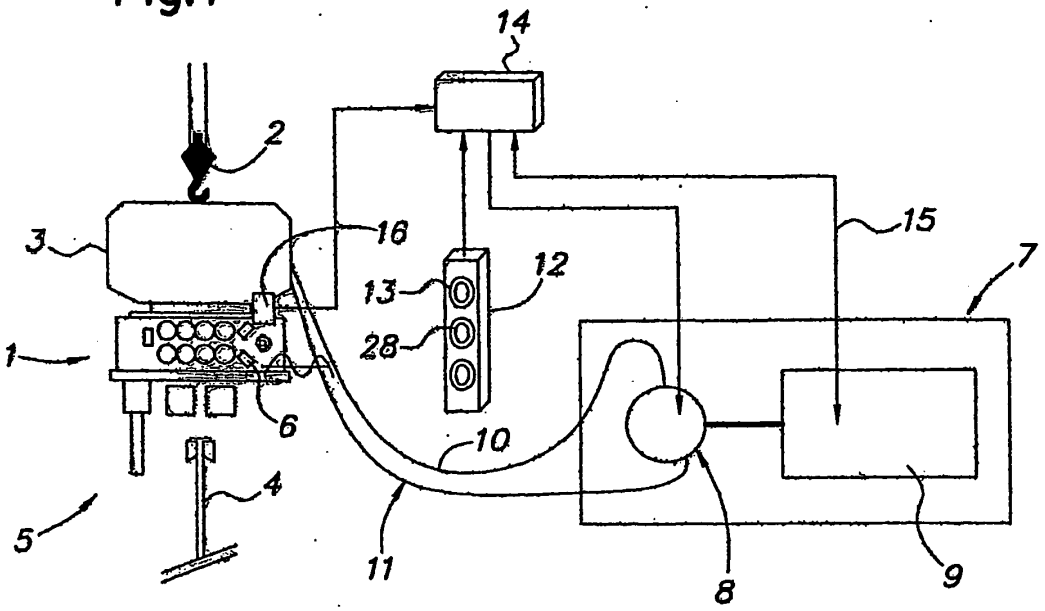
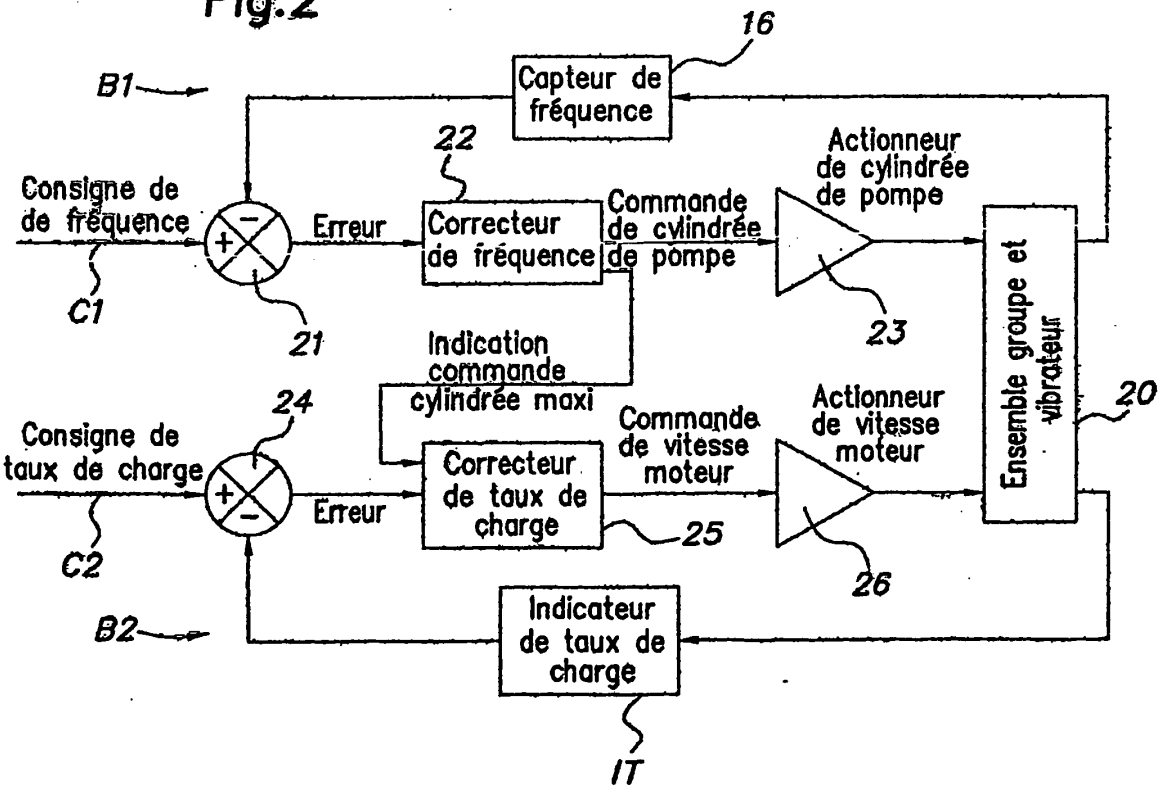

14
2
3
16
15
12
13
7
28
1
6
10
4
5
11
8
9

Fig.2


16
B1
Capteur de fréquence
22
Actionneur de cylindrée de pompe
Consigne de de fréquence
Erreur
Correcteur de fréquence
Commande de cylindrée de pompe
C1
21
23
Indication commande cylindrée maxi
24
Actionneur de vitesse moteur
20
Ensemble groupe et vibrateur
Consigne de taux de charge
Commande de vitesse moteur
Correcteur de taux de charge
Erreur
25
C2
26
B2
Indicateur de taux de charge
IT

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- US 4534419 A **[0004]**
- EP 0926300 A1 **[0007]**