



- (51) Classification internationale des brevets :
F02G 1/043 (2006.01)
- (21) Numéro de la demande internationale :
PCT/CH2011/000065
- (22) Date de dépôt international :
29 mars 2011 (29.03.2011)
- (25) Langue de dépôt : français
- (26) Langue de publication : français
- (30) Données relatives à la priorité :
496/10 6 avril 2010 (06.04.2010) CH
- (72) Inventeurs; et
- (71) Déposants : BUDLIGER, Jean-Pierre [CH/CH]; 31, route de Loex 31, CH-1213 Onex (CH). SCHMID, Rolf [CH/CH]; 18 Gummenholzweg, CH-3173 Obenwangen b. Bern (CH).
- (74) Mandataire : STONA, Daniel; Moinas & Savoye S.A., 42, rue Plantamour, CH-1201 Genève (CH).
- (81) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection nationale disponible) : AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ,

CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) États désignés (sauf indication contraire, pour tout titre de protection régionale disponible) : ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasien (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), européen (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Publiée :

- avec rapport de recherche internationale (Art. 21(3))
- avant l'expiration du délai prévu pour la modification des revendications, sera republiée si des modifications sont reçues (règle 48.2.h))

(54) Title : STIRLING MACHINE

(54) Titre : MACHINE STIRLING

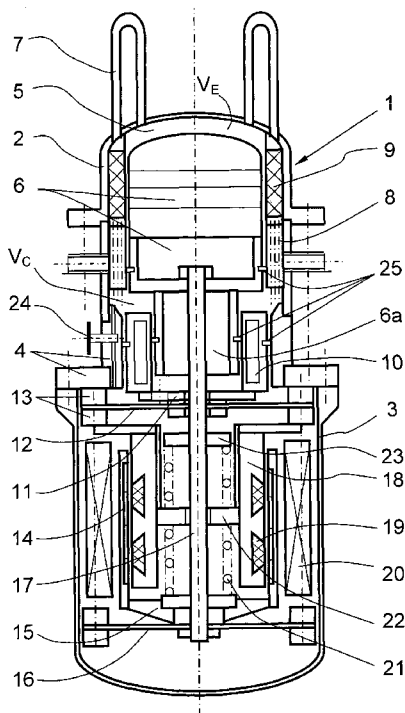


Fig. 1

(57) Abstract : This Stirling machine comprises a transfer piston (6, 6a) and a moving part (14) of a generator or of an electric motor, the transfer piston (6, 6a) periodically displacing a working gas between an expansion chamber (V_E) and a compression chamber (V_C) which chambers are respectively associated with two working faces of the transfer piston (6, 6a) of which the cross-sectional area ratio a_c/a_E is > 0.35 so that its displacement along an axis X oriented towards the expansion volume (V_E) generates an in-phase working gas pressure component P_x that opposes the displacement of the piston (6, 6a), so that all of the mechanical energy produced is transmitted to the moving part (14). This machine comprises a resonant second piston (10) coupled to the transfer piston (6, 6a) by a quantity of energy that is proportional to the pressure component P_x .

(57) Abrégé : Cette machine Stirling comprend un piston de transfert (6, 6a) et un organe mobile (14) d'un générateur ou d'un moteur électrique, le piston de transfert (6, 6a) déplaçant périodiquement un gaz de travail entre une chambre d'expansion (V_E) et une chambre de compression (V_C), associées respectivement à deux faces de travail du piston de transfert (6, 6a) dont le rapport de section a_c/a_E est $> 0,35$ pour que son déplacement selon un axe X orienté vers le volume d'expansion (V_E) engendre une composante de pression P_x du gaz de travail en phase opposée au déplacement du piston (6, 6a), de manière à transmettre la totalité de l'énergie mécanique produite à l'organe mobile (14). Cette machine comporte un second piston résonant (10) couplé au piston de transfert (6, 6a) par une quantité d'énergie proportionnelle à la composante de pression P_x .

MACHINE STIRLING

La présente invention se rapporte à une machine Stirling comprenant un piston de transfert et un organe mobile d'un 5 générateur ou d'un moteur électrique, le piston de transfert étant monté dans un cylindre, dans lequel il déplace périodiquement un gaz de travail entre une chambre d'expansion et une chambre de compression constituant le volume de travail de ladite machine Stirling, associées respectivement à deux 10 faces de travail dudit piston de transfert en faisant passer ledit gaz à travers un échangeur chaud, relié à une source de chaleur, un régénérateur et un échangeur de refroidissement relié à un puits de chaleur et des moyens de rappel élastique exerçant une force sur ce piston de transfert, le rapport de 15 section a_C/a_E entre les deux faces de travail dudit piston étant $\geq 0,35$ pour que son déplacement selon un axe orienté vers le volume d'expansion engendre une composante de pression dudit gaz de travail en phase opposée audit déplacement dudit piston, de manière à transmettre entre ce piston de 20 transfert et ledit organe mobile la totalité de ladite énergie mécanique produite.

Un type de moteurs Stirling est constitué d'un piston de transfert qui déplace périodiquement le gaz de travail entre un volume chaud et un volume froid et d'un piston moteur qui 25 ferme le volume de travail et assure le transfert de l'énergie mécanique produite vers la partie mobile d'un générateur électrique. Dans les moteurs cinématiques, les deux pistons sont reliés par un système mécanique avec un vilebrequin, qui leur impose un mouvement périodiques répétitif, avec un 30 décalage fixe.

Dans les moteurs à pistons libres, les deux pistons sont pourvus de suspensions élastiques, dimensionnées de manière à conférer aux deux pistons un mouvement périodique à la fré-

quence désirée, avec un déphasage prescrit. L'absence d'embiellages simplifie la construction de ces moteurs : en éliminant les articulations les problèmes de lubrification de celles-ci sont supprimés. En revanche, ces moteurs nécessitent souvent des systèmes de contrôle complexes pour assurer leur démarrage et pour stabiliser le mouvement oscillant des deux pistons avec des amplitudes et des angles de phase déterminés.

Un moteur Stirling, développé par la firme américaine Sunpower Inc. Athens, Ohio est décrit dans un article intitulé « Development of a 3kW free-piston Stirling Engine » de G. Chen et J. McEntee, Proceedings of the 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, vol. 5, p.233-238, où une partie de l'énergie motrice est induite par les forces du gaz sur le piston de transfert, puis transmis par un ressort pneumatique au piston moteur. Dans ce moteur, le piston de transfert sert donc non seulement à transférer le gaz entre les volumes chaud et froid situés aux deux extrémités du cylindre dans lequel se déplace le piston, mais aussi à engendrer une partie de l'énergie motrice.

Le EP 1'165'955 décrit un moteur où la totalité de l'énergie motrice est produite à l'aide du piston de transfert, auquel est associé la partie mobile du générateur électrique. Un tube de résonance est accouplé à ce dispositif, dans lequel une onde de pression s'établit qui est déphasée par rapport à l'onde d'excitation produite par le piston de transfert. L'inconvénient de cette solution réside essentiellement dans les pertes d'énergie engendrées par le frottement du gaz dans le tube qui limitent les performances de ces moteurs. Par ailleurs, l'encombrement du tube de résonance présente, dans beaucoup d'applications un inconvénient non négligeable.

Le JP 2127758 U illustre à la figure 3 une machine Stirling dans laquelle le piston de transfert est relié par

un embiellage à un moteur électrique. Avec cette disposition, l'amplitude du piston de transfert est contrôlée mécaniquement, rendant ainsi l'utilisation d'une butée flexible superflue. Cette machine comprend par ailleurs un piston de travail et une charge. Dans cette configuration, seule une fraction de l'énergie produite peut être transmise au moteur électrique associé au piston de transfert.

Le but de la présente invention est de remédier, au moins en partie, à ces inconvénients, de simplifier le contrôle du cycle de la machine Stirling et d'augmenter sa stabilité de fonctionnement, ainsi que d'améliorer ses performances.

A cet effet, cette invention a pour objet une machine Stirling telle que définie par la revendication 1.

L'avantage essentiel de l'invention par rapport aux machines Stirling à deux pistons selon l'état de la technique réside dans le fait que le piston résonant n'a plus besoin d'être asservi, permettant de supprimer tout asservissement actif nécessitant une électronique complexe.

Avantageusement, le piston résonant de la machine objet de l'invention est un piston libre, suspendu par un ressort mécanique et qui délimite le volume de travail. Ce piston résonant remplit donc une fonction similaire à celle du tube de résonance décrit dans le brevet EP 1'165'955. Les pertes mécaniques et thermiques occasionnées par les frottements et les fuites à travers les joints des pistons sont nettement plus réduites que celles d'un tube de résonance. Par son mouvement la pression du gaz de travail varie. Ce piston résonant peut être incorporé de manière compacte dans le volume de la machine Stirling.

Avec un dimensionnement approprié, les deux pistons oscillent de manière stable. Le fonctionnement du système peut facilement être contrôlé, aussi bien dans la phase de

démarrage qu'en régime fixe, comme on l'expliquera en détail par la suite.

D'autres particularités et avantages de la machine objet de l'invention apparaîtront à la lecture de la description
5 qui suit, ainsi que des dessins annexés, qui illustrent, schématiquement et à titre d'exemple, deux formes d'exécutions et diverses variantes de cette machine.

La figure 1 est une vue en coupe diamétrale d'une forme d'exécution;

10 la figure 2 est une vue en coupe diamétrale partielle d'une variante de la machine;

la figure 3 est une vue en coupe diamétrale d'une variante hybride;

15 la figure 3A est une vue partielle d'une variante des figures 1 ou 3;

la figure 4 est un diagramme vectoriel relatif au processus de fonctionnement;

20 la figure 5 est un diagramme relatif au travail fourni par cycle en fonction de la température de l'échangeur chaud, pour un moteur selon l'invention, comparé à un moteur comportant un piston de transfert et un piston moteur;

25 la figure 6 est un diagramme relatif au rendement thermique du moteur Stirling en fonction du travail fourni par cycle, pour un moteur selon l'invention comparé à un moteur comportant un piston de transfert et un piston moteur ;

la figure 7 est une vue en coupe diamétrale d'une autre forme d'exécution de la machine, comportant deux pistons résonants oscillant en directions opposées;

30 la figure 8 est une vue en coupe transversale d'une variante de la figure 7;

la figure 9 est un schéma de principe illustrant une coupe transversale de la machine, au niveau des pistons résonants ;

la figure 10 est un schéma de principe illustrant un 5 dispositif servant à réduire les vibrations induites par le mouvement périodique du piston de transfert à l'aide d'une masse additionnelle ;

la figure 11 est une vue en coupe diamétrale partielle d'une variante de la machine ;

10 la figure 12 est une variante de la coupe diamétrale de la figure 11.

La machine Stirling illustrée par la figure 1 comporte un carter allongé 1 formé de deux parties cylindriques 2, 3, assemblés par un élément 4, jouant le rôle de bâti. L'inté-
rieur de ce carter 1 est rempli d'un gaz de travail sous 15 pression. Le logement cylindrique 5 de la partie 2, constitue un volume de travail d'un moteur Stirling, dans lequel un piston de transfert en deux parties 6, 6a est monté, libre de se déplacer longitudinalement. Le volume situé entre le
20 piston de transfert 6, 6a et l'extrémité externe du logement 5 communique avec un échangeur chaud 7 relié à une source chaude (non représentée) et constitue la chambre chaude ou volume d'expansion V_E du moteur Stirling, tandis que le
25 volume situé à l'autre extrémité de ce logement cylindrique 5 communique avec un échangeur froid 8 relié à une source froide (non représentée), qui constitue la chambre froide ou volume de compression V_C du moteur Stirling. Un régénérateur 9 est disposé entre les échangeurs chaud 7 et froid 8.

La partie tubulaire 6a du piston de transfert 6, 6a 30 adjacente à la chambre de compression V_C est engagée dans l'ouverture cylindrique d'un second piston résonant 10 annulaire et axisymétrique par rapport au piston 6, 6a. Ce

second piston 10, solidaire d'un support 11 est libre de se déplacer selon l'axe longitudinal du logement cylindrique 5.

Un organe de suspension élastique 12, est fixé par sa partie centrale au support 11 et par sa périphérie à un support 13 solidaire du bâti 4. Cet organe de suspension élastique 12 est un organe plat à bras en forme de spirale. Dans la variante illustrée par la figure 3A, le piston résonnant 10 est suspendu au bâti 4 par des ressorts hélicoïdaux 12a, disposés symétriquement autour de l'axe et exerçant une force axiale sur le piston, centrée par rapport à celui-ci.

Des joints d'étanchéité 25 disposés entre les pistons 6a et 10 d'une part et entre ces pistons et le logement cylindrique 5 d'autre part, servent à contenir les fuites de gaz à des niveaux tolérables.

Le volume intérieur de la partie cylindrique 3 renferme un organe mobile 14 d'un générateur électrique, ici constitué par un élément cylindrique portant des aimants permanents. Cet élément mobile 14 est solidaire de la périphérie d'un support annulaire 15, dont le bord interne est solidaire d'un organe de suspension élastique annulaire 16, semblable à l'organe 12. La périphérie de cet organe 12 est fixée au bâti 4 et son centre est solidaire d'une tige 17 dont une extrémité est fixée au piston de transfert 6, 6a. L'induit du générateur est formé d'un assemblage de tôles 18, disposées radialement et dans lesquels sont logés un ou plusieurs enroulements 19 de forme annulaire. L'élément mobile 14 du générateur électrique est entouré d'une armature 20, formée ici d'un assemblage de tôles disposées dans des plans radiaux.

La suspension élastique du piston de transfert 6, 6a peut être renforcée par un ou plusieurs ressorts hélicoïdaux 21, disposés entre des supports fixes 22, solidaires du bâti 4 et des supports mobiles 23, solidaires de la tige 17.

Un conduit comportant une vanne de réglage 24 placée entre le volume de compression froid et le volume du générateur permet d'ajuster l'amplitude de pression du gaz de travail, donc la puissance du moteur. Cette vanne permet également d'ajuster l'amplitude du mouvement décrit par le piston résonant.

La figure 2 montre une coupe diamétrale partielle à travers le second piston résonant 10, illustrant une solution alternative des surfaces de paliers cylindriques des deux pistons 6a et 10. A la place des joints d'étanchéité, il est avantageux de prévoir entre les surfaces cylindriques des pistons et leurs enceintes des fentes annulaires avec des jeux de l'ordre de 20 à 50 microns, comme moyen de guidage et de sustentation. Ces jeux sont parfaitement acceptables aussi bien du point de vue des tolérances de fabrication que de l'influence des fuites de gaz de travail sur le rendement énergétique de ces dispositifs. Les frottements mécaniques des pistons peuvent être réduits avec des revêtements de surface résistants à l'usure et autolubrifiants apte à réduire le frottement statique et dynamique. Dans une forme d'exécution préférée, il est également prévu d'utiliser des paliers à gaz statiques, tels qu'ils sont décrits dans le US 3'127'955.

A cet effet, l'intérieur du piston 10 est creux, ménageant un logement 26 servant de réservoir de gaz pour alimenter des buses 27 débouchant dans les fentes annulaires entre les deux pistons 6a et 10, respectivement entre les pistons et les surfaces adjacentes du carter allongé 1, respectivement de la paroi du piston 6a. Le compartiment 26 est alimenté à travers un clapet non-retour 28 depuis le volume de travail et maintenu en permanence à la pression maximale régnant dans ce volume. Le compartiment 26 peut également

être placé dans le piston de transfert 6, 6a ou dans le bâti 4, pour alimenter les buses 27 des paliers à gaz statiques.

La figure 3 représente une variante hybride où le logement 5 de la partie 2 avec les pistons 6, 6a et 10 formant la partie motrice du Stirling sont similaires à la forme d'exécution décrite ci-dessus. La partie 2 est reliée à un compartiment 30, comprenant un générateur électrique rotatif 31. Le piston de transfert-moteur 6, 6a est relié par une tige 17 à un embiellage 32 qui transmet les mouvements et forces axiaux du piston 6, 6a à un vilebrequin 33, solidaire de la partie mobile d'un générateur électrique rotatif 31.

Différentes formes d'exécution des embiellages sont envisageables. Dans la figure 3, un embiellage du type Ross est esquissé, comme il est décrit en détail p. ex. dans les Proceedings de la 8^e Conférence Internationale des moteurs Stirling tenue les 27-30 mai 1997 à Ancona. A la page 519ff est décrit le calcul de l'embiellage, permettant de minimiser le déplacement latéral de la tige par rapport à son axe de mouvement. D'autres formes d'exécution des embiellages sont envisageables, comme par exemple l'embiellage trapézoïdal utilisé par Philips (p. ex. représenté à la page 60 des Proceedings du séminaire « Stirling Cycle Prime Movers » des 14-15 juin 1978).

La partie mobile du générateur électrique peut être munie d'un volant d'inertie 34, permettant d'équilibrer le mouvement rotatif et ainsi de lisser les ondes superposées à la tension électrique générée. Par ailleurs, une masse 35 permet d'atténuer les vibrations dues au mouvement alternatif des pistons.

Le fonctionnement de la machine Stirling décrite est le suivant : Le mouvement du second piston résonant 10 est dicté par les forces communiquées par les éléments élastiques et la

pression du gaz qui s'exerce sur ses surfaces axiales. Par son mouvement, la pression du gaz de travail varie.

Le piston de transfert 6, 6a joue alors le double rôle de transfert du gaz de travail entre la chambre d'expansion 5 V_E et la chambre de compression V_C et de production de toute l'énergie motrice transmise à l'organe mobile 14 du générateur linéaire, pour autant que certaines conditions, dont nous allons parler maintenant, soient remplies.

Pour atteindre cet objectif, il est nécessaire de déterminer le rapport entre la surface a_c du piston de transfert 10 6, 6a, délimitant le volume de compression V_C et la surface a_E de ce même piston de transfert 6, 6a, délimitant le volume d'expansion V_E .

L'analyse du cycle isotherme montre que la pression du 15 gaz de travail dans le volume de travail devient indépendante de la position du piston de transfert 6, 6a si :

$$\frac{a_c}{a_E} = \frac{T_C}{T_H}$$

Exemple :

Température T_H du volume chaud V_E , $T_H = 923^\circ\text{K} = 650^\circ\text{C}$
 20 Température T_C du volume froid V_C , $T_C = 323^\circ\text{K} = 50^\circ\text{C}$
 $a_c/a_E \geq 0.35$

Le fonctionnement du moteur est possible seulement si le rapport de surface a_c/a_E est supérieur à cette limite, c'est-à-dire que le déplacement du piston de transfert 6, 6a 25 (Figure 4) doit induire une composante de pression P_X qui doit être opposée au déplacement X de ce piston 6, 6a. Le déplacement du piston de transfert 6, 6a est positif si celui-ci se déplace en direction du volume V_E .

Ce piston de transfert-moteur peut être conçu comme un 30 piston libre. Sa suspension élastique doit alors être accordée pour que le piston oscille à la même fréquence que le piston résonant. Son amplitude est contrôlée par les forces

électriques exercées par le générateur ; elle reste fixe si une charge électrique constante est appliquée aux bornes du générateur électrique.

Dans une machine hybride, le piston 6, 6a est lié mécaniquement à l'axe de la partie mobile d'un générateur électrique rotatif par un embiellage. La course du piston 6, 6a est alors fixée par la géométrie de cet embiellage. Sa vitesse de rotation est contrôlée électriquement par le générateur électrique et sa fréquence doit correspondre à celle du second piston résonant 10.

La figure 4 représente un schéma vectoriel illustrant les caractéristiques les plus importantes du système, le temps t se déroulant dans le sens des aiguilles d'une montre. Le vecteur X représente le déplacement du piston de transfert-moteur 6, 6a, le vecteur Y celui du piston résonant 10. Sous conditions de résonance, Y est en retard par rapport à X . Par son déplacement, le piston de transfert-moteur 6, 6a crée une faible variation de pression P_x , opposée à X . Le déplacement Y du piston résonant 10 crée une variation de pression P_y dans la direction de Y , la variation de pression P du gaz de travail étant la somme des deux composants P_x et P_y .

A chaque cycle, le piston résonant 10 reçoit une certaine quantité d'énergie, proportionnelle à la composante de pression P_x qui maintient ce piston en mouvement. Comme P_x dépend de la température de chauffage T_H , l'amplitude Y du piston résonant 10 varie en fonction de cette température T_H . L'amplitude de pression P_y étant proportionnelle à Y , celle-ci et la puissance mécanique générée par le moteur Stirling augmentent fortement avec la température de chauffage T_H .

La figure 5 compare l'énergie mécanique dégagée par un moteur Stirling comportant un piston de transfert et un piston de travail, en fonction de la température T_H des tubes de chauffage (courbe 1) avec celle d'un moteur selon l'inven-

tion (courbe 2). Pour démarrer la machine Stirling objet de l'invention, l'échangeur chaud doit d'abord être porté à une température T_H relativement élevée (p. ex. 600°C), seuil qui dépend du rapport a_c/a_E choisi. Le piston de transfert-moteur 5 6, 6a est alors mis en oscillation à l'aide du générateur électrique qui lui est associé. Le piston résonant 10 se met d'abord à osciller avec une faible amplitude, qui augmente progressivement avec la température de chauffage T_H . L'amplitude de la pression du gaz de travail augmente également, 10 ainsi que la puissance mécanique fournie par cette machine. La puissance nominale est atteinte quand l'échangeur chaud est porté à environ 700°C .

Les moteurs Stirling avec un piston de transfert et un piston-moteur, démarrent déjà à des températures de chauffage 15 nettement plus basses (environ 300 à 400°C selon leur conception). La puissance augmente alors progressivement avec la température T_H , pour atteindre, sous conditions nominales comparables, une puissance similaire à celle de la machine objet de l'invention.

20 Dans la machine objet de l'invention, une faible augmentation de la température de l'échangeur chaud entraîne une forte augmentation de la puissance développée par ce moteur. Par la détente du gaz dans cette partie chaude, la puissance thermique soutirée augmente également fortement 25 avec cette température. La stabilité du régime du moteur dépend donc précisément de l'apport de chaleur à l'échangeur chaud et son réglage peut être effectué par des moyens simples. La température T_H étant contrôlée avec précision par la puissance dégagée par le moteur, le risque de surchauffe 30 de la partie chaude est minime.

La figure 6 compare le rendement thermique ETA de la machine conventionnelle (courbe 1) avec celui de la machine selon l'invention (courbe 2), tracés en fonction de l'énergie

produite par cycle (WRK). Au régime nominal, les deux machines ont des performances comparables. A charge partielle, la machine Stirling selon l'invention travaille à des niveaux de température de chauffage T_H nettement plus élevés que la
5 machine conventionnelle, donc sous des conditions qui favorisent la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Ainsi, la machine selon l'invention permet d'atteindre des rendements thermiques ETA plus élevés dans une large gamme de charges partielles.

10 Dans la machine selon l'invention, le piston résonant 10 reçoit à chaque cycle une faible quantité d'énergie qui sert à compenser ses pertes par frottement et à le maintenir en mouvement oscillant. L'amplitude de son mouvement Y détermine la variation de pression du gaz de travail et donc le régime
15 du moteur. Un réglage fin est possible dans la mesure où le frottement du piston reste relativement constant dans le temps comme on peut l'obtenir en utilisant des paliers à gaz statiques susmentionnés. Par ailleurs, la vanne de réglage 24 permet d'ajuster l'amplitude de pression du gaz de travail,
20 donc l'amplitude du piston résonant.

L'utilisation d'un piston résonant permet de faire fonctionner le système avec un gaz de travail léger, comme par exemple de l'hélium pur, alors qu'un tube de résonance fonctionne mieux avec un mélange de gaz plus lourd. Les
25 pertes dans les organes d'échange thermiques de la machine Stirling (chauffage, régénérateur, refroidisseur) dépendent de la densité du gaz et sont plus faibles dans le cas de la présente invention.

Le fait que les températures T_H de l'échangeur chaud ne
30 varient que faiblement avec la charge du moteur s'avère particulièrement avantageux dans les unités chauffées avec des combustibles. D'une manière générale, le fonctionnement d'un brûleur dépend fortement des conditions de températures qui

s'y installent ; une combustion complète avec un minimum de polluants ne peut être obtenue que si les conditions de température restent suffisamment stables.

Une étude approfondie a permis de mettre en évidence ces avantages pour des brûleurs utilisant une recirculation interne des gaz de combustion, une technique appliquée sous diverses formes pour les moteurs Stirling (voir DE 102'17913 A1). Par la dilution du comburant, une combustion sans flamme s'installe dans la chambre de combustion, occupant une grande partie de ce volume. Une combustion complète peut être obtenue avec un excès d'air très faible si plusieurs conditions sont satisfaites, en particulier :

- la température du mélange formé par l'apport d'air frais et les gaz recyclés doit se situer au-dessus de la température d'inflammation du combustible ; pour le gaz naturel dans une atmosphère diluée ce seuil se situe au-dessus de 720°C ;

- pour éviter la formation massive de NO_x, la température des gaz ne doit nulle part dépasser la limite des 1300 à 1400°C ;

- la température T_H des surfaces de l'échangeur chaud s'établit comme un équilibre entre l'énergie libérée lors de la combustion et celle soutirée à l'échangeur chaud par la détente du gaz de travail du Stirling. Les conditions de fonctionnement sous le régime du DE 102'17913 restent satisfaites dans une plage de puissance étendue, à condition que T_H ne varie que peu avec la puissance du moteur, comme c'est le cas avec le moteur Stirling objet de l'invention.

Les machines Stirling à pistons libres conventionnelles demandent des moyens de réglages sophistiqués (par exemple US6'871'495, ou US2008/0122408) pour maintenir le régime du moteur sous contrôle, aussi bien durant la phase de démarrage de la machine, que pour stabiliser le fonctionnement autour des conditions nominales. Dans ces machines, une déviation

des conditions de fonctionnement optimales peut fortement réduire les performances de ces moteurs.

Le contrôle de la machine Stirling objet de l'invention s'avère nettement plus simple, essentiellement pour les 5 raisons suivantes : Les deux pistons sont avant tout couplés avec l'enceinte du système et qu'accessoirement entre eux. Le battement entre les deux pistons de la machine objet de l'invention peut ainsi facilement être amorti, voire totalement supprimé. Par ailleurs, le brûleur de cette machine Stirling 10 répond plus rapidement à une variation de puissance puisque sa température ne change que peu avec la puissance thermique transférée. Toute variation de T_H de la source chaude modifie P_x et donc la puissance transférée au piston résonant, entraînant un changement rapide de son amplitude Y . L'amplitude 15 de pression est ainsi modifiée, ce qui ajuste la puissance du moteur.

Dans les moteurs Stirling à pistons libres conçus selon l'état de l'art, le mouvement du piston de transfert dépend des variations de pression du gaz de travail. Une faible 20 variation de son amplitude engendre une variation de la quantité d'énergie échangée entre le régénérateur et le gaz qui le traverse; ceci influence la pression instantanée du gaz de travail, laquelle influence à son tour le mouvement du piston de transfert. Une instabilité peut ainsi se produire, 25 qui ne peut être contrôlée qu'indirectement par l'action du générateur électrique sur le piston-moteur.

Dans la présente invention, l'amplitude du mouvement du piston de transfert est directement contrôlée par le générateur électrique qui lui est associé. Les variations de son 30 amplitude sont ainsi directement contrôlées par la charge appliquée au générateur électrique, empêchant ainsi toute perturbation notable par rapport au cycle nominal du moteur. Grâce à cette qualité de contrôle, ces moteurs peuvent fonc-

tionner avec des amplitudes de pression importantes et ainsi atteindre des densités de puissance supérieures à celles qui sont maîtrisables dans les configurations connues.

La figure 7 montre en coupe diamétrale une configuration de la machine Stirling comportant deux pistons résonants 10a, 10b arrangés dans des cylindres extérieurs et reliés au volume de compression V_c du moteur Stirling. Les deux pistons résonants sont suspendus avec des moyens élastiques 40 dans leurs cylindres respectifs. La masse de chaque piston et les forces élastiques mécaniques et pneumatiques agissant sur celui-ci sont ajustées pour conférer à ces pistons une fréquence de résonance égale à la fréquence d'opération de la machine. Les deux sous-ensembles formés par ces pistons 10a, 10b et leurs cylindres sont identiques. Les deux pistons 10a, 10b sont coaxiaux et disposés symétriquement par rapport à l'axe de la machine. Sous l'action de la pression variable de la machine, les deux pistons de résonance oscillent en sens opposés et leurs forces d'inertie se compensent.

Dans la variante de la figure 8, les deux pistons 10a et 10b sont arrangés coaxialement dans un cylindre commun disposé latéralement à l'axe principal de la machine. Les deux volumes extérieurs 45a et 45b du cylindre commun sont reliés au volume de compression V_c du moteur Stirling par des conduits 29. Le volume central 45c peut être relié par un conduit 44 à un volume 48 exposé à une pression moyenne quasiment constante, par exemple celle du volume du générateur électrique. Lorsque ces deux pistons 10a et 10b oscillent sous l'action d'une pression variable, leurs forces d'inertie s'annulent. Comme variante, le volume central 45c peut être relié à la chambre froide V_c et les volumes extérieurs 45a et 45c au volume 48. En disposant plusieurs paires de pistons résonants coaxiaux 10a, 10b symétriquement par rapport à l'axe principal de la machine, la force latérale

exercée par l'ensemble de ces pistons résonants 10a, 10b s'annule, pour autant que tous ces pistons résonants décrivent le même mouvement.

La figure 9 illustre, à titre d'exemple, un arrangement
5 des pistons résonants 10a, 10b, 10c, 10d en losange. Ceci permet de les disposer avec leurs cylindres dans une enceinte de diamètre réduit. Aucune force latérale n'est exercée par ces pistons résonants sur l'ensemble de la machine pour autant que leurs mouvements soient identiques. De manière
10 plus générale, les forces d'inertie de ces pistons résonants 10a, 10b, 10c, 10d s'annulent si ces pistons sont arrangés sous forme d'un agencement symétrique par rapport à l'axe principal de la machine.

Un problème récurrent des machines Stirling à pistons
15 libre est causé par les forces vibratoires importantes transmises au bâti par les pistons oscillants. Pour réduire les nuisances sonores transmises à l'extérieur, ces machines doivent être placées dans des enceintes acoustiques et isolées du sol. Par ailleurs, les vibrations du bâti peuvent
20 se répercuter sur le régime de ces machines et risquent ainsi de dérégler leur fonctionnement.

Ces vibrations peuvent être compensées avec 2 machines identiques, arrangées autour d'une chambre de combustion commune et orientés en sens opposés l'une par rapport à
25 l'autre. Ces arrangements en ensembles tandem ont été proposés par exemple dans le papier ICSC 95 - 26 par la société Sunmachine (Proceedings of the 7th International Conference on Stirling Cycle Machines, Novembre 1995, Tokyo). Ces solutions sont particulièrement adaptées pour des
30 machines développant des puissances relativement élevées.

La figure 7 illustre un moyen d'atténuation connu des vibrations du bâti, comprenant une masse additionnelle 41, suspendue par des moyens élastiques 42 à l'enceinte 3, solidaire du bâti 4 de la machine. En ajustant la fréquence propre de ce résonateur sur la fréquence d'opération de la machine, il est possible de réduire les vibrations de celle-ci. Cependant, si l'accord n'est pas suffisamment précis, des battements peuvent en résulter qui risquent de créer des nuisances et de perturber le fonctionnement de la machine.

Pour remédier au moins en partie à cet inconvénient, la présente invention propose un autre système permettant d'atténuer les vibrations transmises à l'enceinte de la machine, illustré par la figure 10. Selon ce concept, la masse additionnelle 41 est reliée de manière élastique au piston de transfert 6, 6a et au bâti 4 de la machine. Les suspensions élastiques 42 a, b et c sont ajustées de manière à ce qu'à la fréquence d'opération de la machine, ces deux masses oscillent en sens opposés l'une par rapport à l'autre, en sorte que les forces vibratoires transmises à l'enceinte ou au bâti de la machine s'annulent. On diminue ainsi à la source les vibrations engendrées par le mouvement des pistons.

Les moyens élastiques 42 a, b et c peuvent être constitués de ressorts mécaniques spiralés ou plats, des électro-aimants, des moyens pneumatiques ou des combinaisons de ces différents supports élastiques. Ce système de suppression des vibrations permet de compenser de manière efficace l'action d'un seul oscillateur. Il est donc particulièrement adapté aux machines Stirling comportant des masses résonantes opposées, étant donné que seules les vibrations engendrées par le piston de transfert doivent être compensées.

La figure 11 illustre, à titre d'exemple, le compartiment cylindrique 3 d'une machine Stirling. Dans cette forme

d'exécution, la masse additionnelle 41 forme un piston mobile, placé à l'intérieur d'un prolongement de l'élément tubulaire du piston 6a, délimitant un volume 46 d'un ressort pneumatique 42b. Cette masse additionnelle 41 en forme de piston peut être munie de segments d'étanchéité 25. En variante, l'étanchéité du volume 46 peut être assurée par les surfaces cylindriques du piston formé par la masse additionnelle 41 et par la paroi de son enceinte tubulaire, en ménageant un espace annulaire très faible entre la paroi cylindrique du piston et celle de l'enceinte tubulaire. Cet espace annulaire peut par ailleurs être muni d'un palier à gaz stationnaire pour stabiliser la position radiale entre la masse additionnelle 41 et le prolongement tubulaire du piston 6a, réduisant ainsi les frottements entre ces deux surfaces.

Cette masse additionnelle 41 est centrée et suspendue de manière élastique par un ressort mécanique, de préférence par un ressort plat à bras spiralés 42c. Une masse auxiliaire 41a, associée à la masse additionnelle 41 sert à ajuster les oscillations de cette masse additionnelle, de sorte que le piston de transfert 6, 6a et la masse additionnelle 41 oscillent en opposition de phase; les forces vibratoires transmises au bâti peuvent ainsi être réduites au minimum.

Comme il est indiqué dans cette figure, l'induit et les enroulements peuvent entourer la partie mobile du générateur et l'armature peut être placée à l'intérieur de celui-ci.

La figure 12 illustre une variante de la figure 11 dans laquelle la masse additionnelle 41 est logée dans un cylindre auxiliaire 49 fixé à un support 47 relié de manière rigide au bâti 4 de la machine. Le ressort pneumatique 42b de la figure 10 se compose alors d'un premier volume variable 46a situé dans le prolongement du piston de transfert 6, 6a et délimité par un piston stationnaire 50. Ce volume 46a est relié par un tube 43 à un deuxième volume 46b, situé dans le cylindre

auxiliaire 49. Le tube 43 est fixé de manière rigide au support 47, solidaire du bâti 4 de la machine, et il traverse le piston stationnaire 50.

Les deux volumes variables 46a et 46b sont fermés de manière étanche au moyen de pistons mobiles ou fixes, munis de joints d'étanchéités 25 ou de surfaces lisses avec un jeu radial très faible par rapport à leurs cylindres respectifs. Ces derniers peuvent être munis de paliers à gaz stationnaires pour réduire les pertes par frottement.

Dans la forme d'exécution selon la figure 12, les masses oscillantes 6, 6a et 41 sont guidées séparément par des supports respectifs. Cette solution assure une sustentation optimale de ces éléments mobiles, minimisant leurs mouvements radiaux ainsi que les pertes par frottement. L'inconvénient de cette solution réside dans l'encombrement relativement important.

De nombreuses variantes d'exécution du système à deux masses oscillantes sont envisageables. Par exemple, la variante selon fig. 12 peut comprendre une masse mobile 41 cylindrique qui entoure un piston stationnaire, solidaire du support 47. Par ailleurs, dans toutes ces variantes, des ressorts mécaniques supplémentaires peuvent être utilisées pour renforcer l'action du ressort pneumatique 42b.

L'absence d'un système d'asservissement complexe et coûteux, la diminution des vibrations engendrées par ces machines ainsi que les conditions de fonctionnement favorables sous charges partielles présentent des avantages considérables dans beaucoup d'applications, comme par exemple :

- pour le chauffage domestique, il peut fonctionner en mise à charge partielle, avec un minimum d'arrêts/redémarrages de l'installation. On évite ainsi les pertes d'énergie liées à chaque démarrage et on réduit la fatigue des métaux soumis à de fréquents cycles thermiques. Par ailleurs, la

flexibilité du système permet de mieux adapter le fonctionnement aux besoins en énergie électrique domestique et de mieux gérer le stockage d'eau chaude sanitaire.

5 - Lors de la combustion de biomasse, le dégagement de chaleur peut fluctuer en fonction de la qualité du combustible. Avec la machine objet de l'invention, la température des tubes de chauffage varie peu, de sorte qu'une combustion stable est maintenue sous des conditions optimales.

10 - La flexibilité du système et les bons rendements à charge partielle permettent de mieux convertir l'énergie solaire, par exemple le matin, le soir ou par temps couvert. En moyenne annuelle, la machine Stirling objet de l'invention permet donc un fonctionnement pendant une durée de temps plus longue que les systèmes conventionnels.

15 L'utilisation de générateurs rotatifs permet de générer du courant triphasique qui peut facilement être injecté dans un réseau électrique.

20 Les moteurs hybrides décrits ci-dessus se distinguent également par de bons rendements à charge partielle. Ils peuvent avantageusement être utilisés dans toutes les applications demandant une grande flexibilité d'opération.

25 Lors du démarrage, le mouvement de la masse résonante et l'amplitude de pression ainsi générées sont faibles. La machine peut alors être mise en marche sans équilibrer les pressions entre les différents volumes: le recours à une vanne de court-circuit qui est généralement utilisée dans les machines cinématiques conventionnelles n'est donc plus nécessaire.

REVENDICATIONS

1. Machine Stirling comprenant un piston de transfert (6, 6a) et un organe mobile (14) d'un générateur ou d'un 5 moteur électrique, le piston de transfert (6, 6a) étant monté dans un cylindre (2), dans lequel il déplace périodiquement un gaz de travail entre une chambre d'expansion (V_E) et une chambre de compression (V_C) constituant le volume de travail de ladite machine Stirling, associées respectivement à deux 10 faces de travail dudit piston de transfert (6, 6a) en faisant passer ledit gaz à travers un échangeur chaud (7), relié à une source de chaleur, un régénérateur (9) et un échangeur de refroidissement (8) relié à un puits de chaleur et des moyens de rappel élastique exerçant une force sur ce piston de 15 transfert (6, 6a), le rapport de section (a_C/a_E) entre les deux faces de travail dudit piston (6, 6a) étant $\geq 0,35$ pour que son déplacement selon un axe X orienté vers le volume d'expansion V_E engendre une composante de pression P_x dudit gaz de travail en phase opposée audit déplacement dudit 20 piston (6, 6a), de manière à transmettre entre ce piston de transfert (6, 6a) et ledit organe mobile (14) la totalité de ladite énergie mécanique produite, caractérisée en ce que le rapport de section a_C/a_E est inférieur à 0.70 et en ce qu'elle comporte au moins un piston résonant (10), couplé 25 audit piston de transfert (6, 6a) par une quantité d'énergie proportionnelle à ladite composante de pression P_x .

2. Machine Stirling selon la revendication 1, dans laquelle ledit piston résonant est un piston libre guidé par l'intermédiaire de moyens de sustentation.

30 3. Machine Stirling selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle le piston de transfert est suspendu par des moyens élastiques, formant ainsi un piston libre, ledit organe mobile étant à déplacement linéaire.

4. Machine Stirling selon l'une des revendications 1 et 2, dans laquelle le piston de transfert est relié audit organe mobile rotatif par un embiellage mécanique.

5. Machine Stirling selon l'une des revendications 5 précédentes, dans laquelle le rapport des surfaces de travail a_c/a_E du piston de transfert (6, 6a) est comprise entre 35 et 60%, de préférence entre 40 et 55%.

6. Machine Stirling selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle chaque piston est guidé en direction radiale par un joint dynamique formé par un jeu radial compris entre 20 μm et 50 μm , dont au moins une des deux surfaces étant munis d'un revêtement résistant à l'usure et autolubrifiant apte à réduire le frottement statique et dynamique.

7. Machine Stirling selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle les joints dynamiques formés entre les pistons et les cylindres qui les entourent sont pressurisés avec du gaz de travail contenu dans au moins un volume de gaz ménagé dans les parois du cylindre ou dans les pistons.

8. Machine Stirling selon la revendication 7, dans laquelle ledit volume de gaz est muni d'au moins un clapet non-retour placé à proximité d'un volume exposé à des pressions variables dans le temps, et alimenté en gaz de travail quand ce volume est exposé aux pressions cycliques les plus élevées.

9. Machine Stirling selon l'une des revendications précédentes, dans laquelle chaque piston est un piston libre suspendu au cylindre par un ressort plat à bras en forme de spirales.

10. Machine Stirling selon l'une des revendications 1 à 8, dans laquelle le piston résonant (10) et/ou le piston de transfert sont suspendus au bâti (4) par des ressorts héli-

coïdaux, disposés symétriquement autour de l'axe du ou desdits pistons et exerçant une force axiale sur le ou lesdits pistons, centrée par rapport à ce ou ces pistons.

11. Machine Stirling selon l'une des revendications 5 précédentes, dans laquelle une vanne de réglage est aménagée sur une conduite qui relie le volume de travail froid avec le volume du générateur électrique.

12. Machine Stirling selon l'une des revendications 10 précédentes, comprenant au moins une paire de pistons résonants semblables coaxiaux, disposés symétriquement par rapport à l'axe de la machine et oscillant en sens opposées.

13. Machine Stirling selon l'une des revendications 15 précédentes, comprenant au moins deux paires de pistons résonants (10a, 10b, 10c, 10d) semblables et disposés sous forme d'un agencement symétrique par rapport à l'axe principal de ladite machine.

14. Machine Stirling selon l'une des revendications 20 précédentes, dans laquelle une masse additionnelle (41a) est suspendue au bâti par des moyens élastiques (42c), de manière à ce que sa fréquence propre soit ajustée à celle du piston de transfert (6, 6a) de la machine et que son mouvement oscillant compense les vibrations dudit piston de transfert (6, 6a).

15. Machine Stirling selon l'une des revendications 1 à 25 13, dans laquelle la masse additionnelle (41a) est suspendue au bâti de la machine et audit piston de transfert (6, 6a) par des moyens élastiques (42c) ajustés de manière à ce qu'à la fréquence de fonctionnement dudit piston de transfert (6, 6a) de la machine, cette masse oscille en direction opposée à 30 celle du piston de transfert.

16. Machine Stirling selon la revendication 15, dans laquelle un ressort pneumatique (46a) relie le piston de transfert (6, 6a) au ressort pneumatique (46b) de la masse

additionnelle (41) et est incorporé au moins en partie dans un élément tubulaire (6a) situé dans un prolongement du piston de transfert (6, 6a).

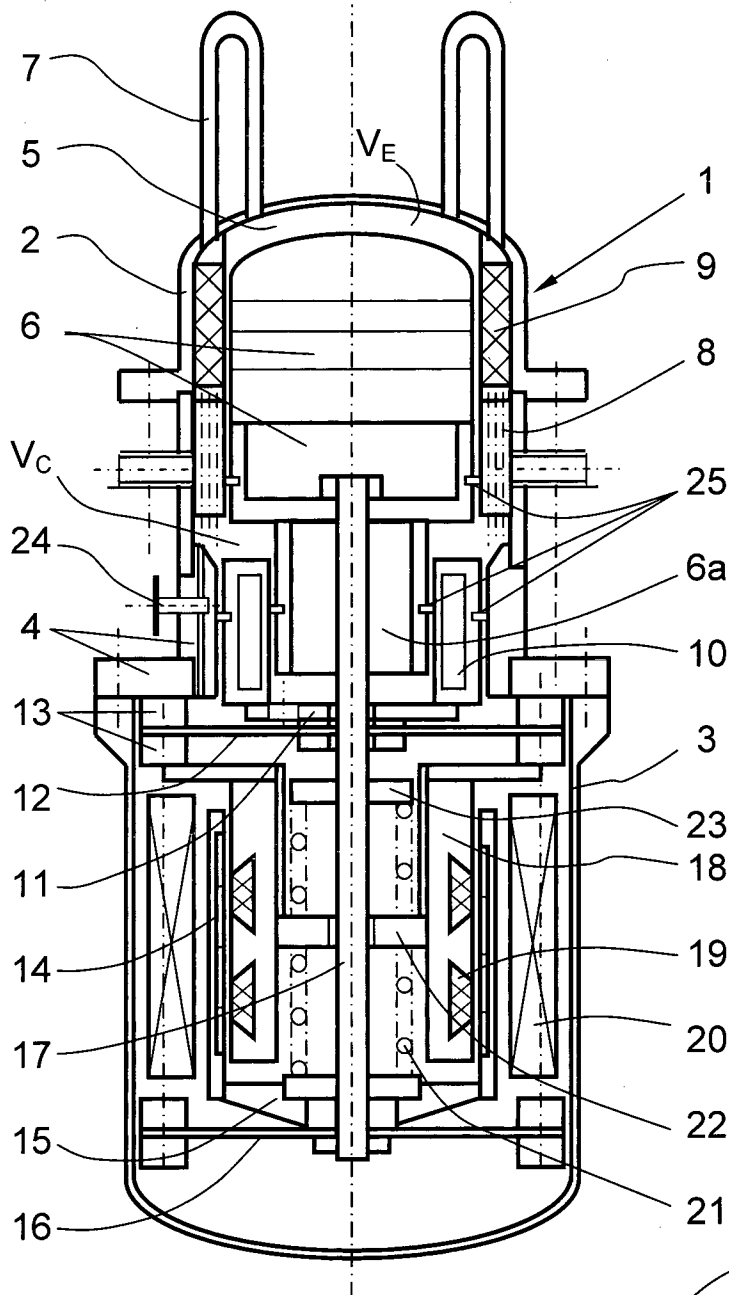


Fig. 1

Fig. 2

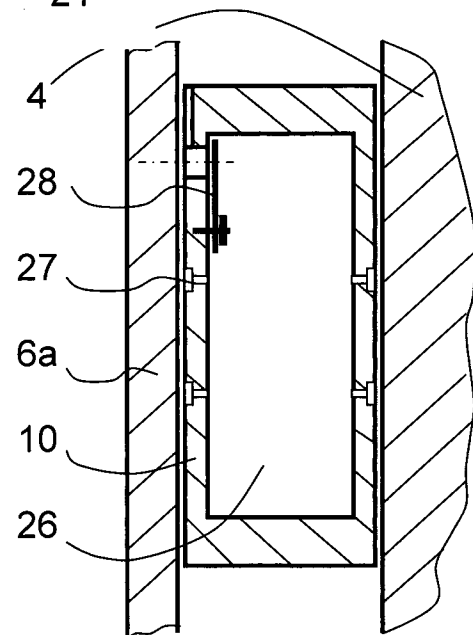
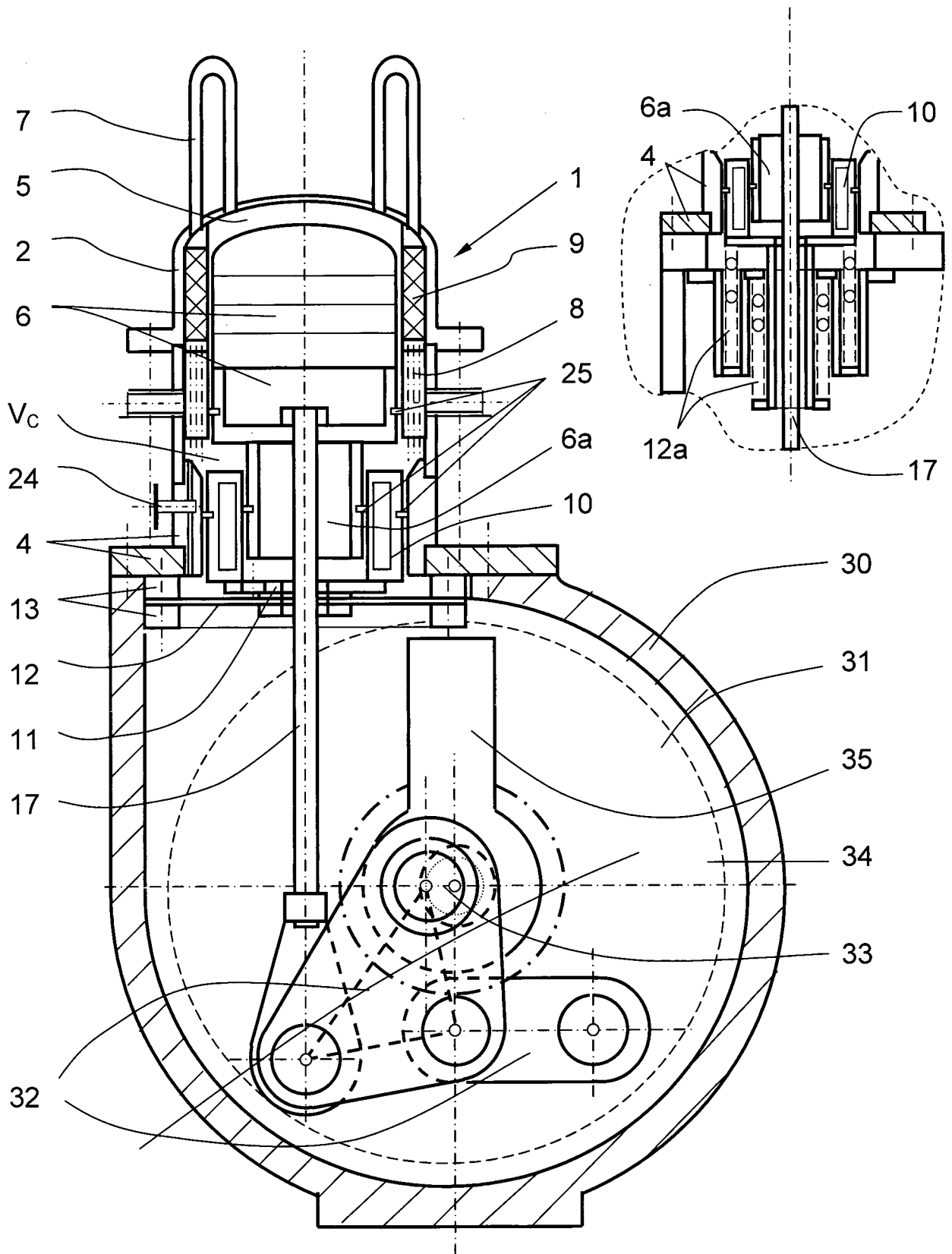


Fig. 3

Fig. 3A



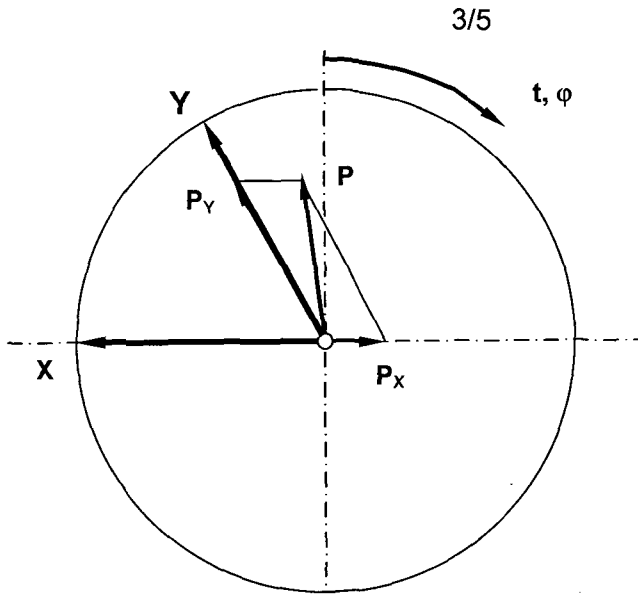


Fig. 4

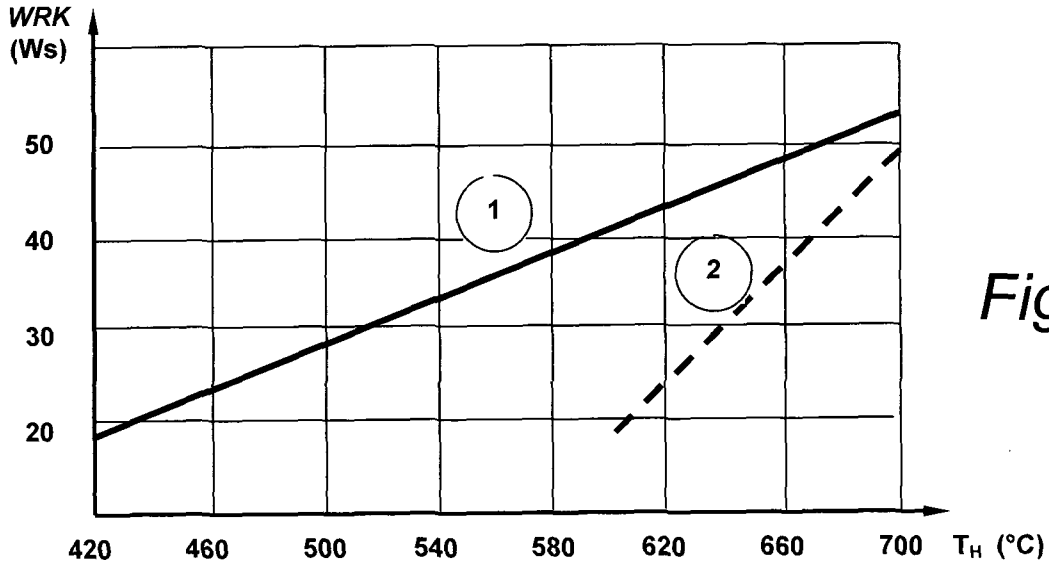


Fig. 5

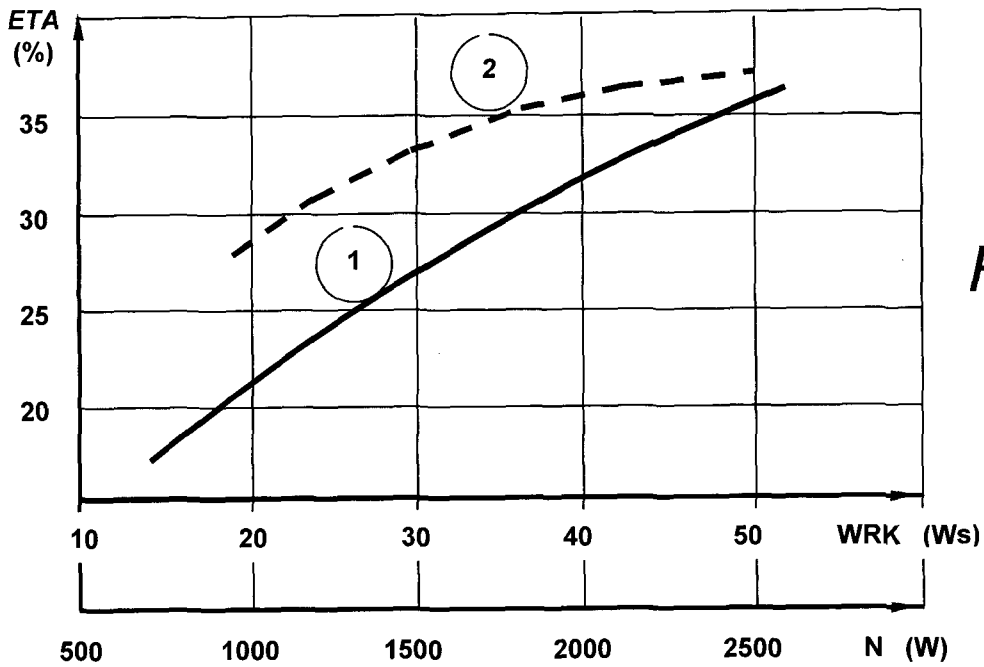


Fig. 6

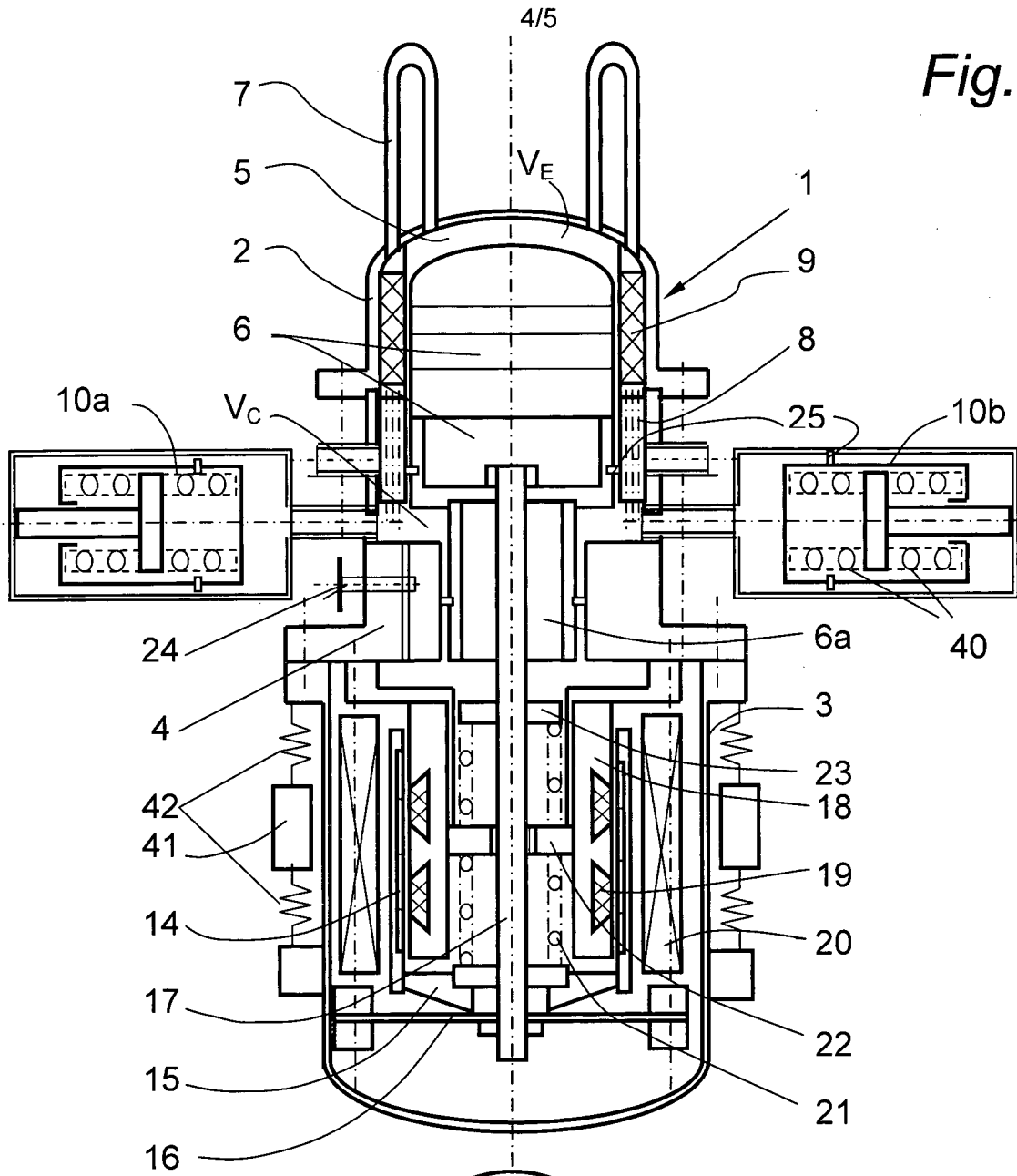


Fig. 7

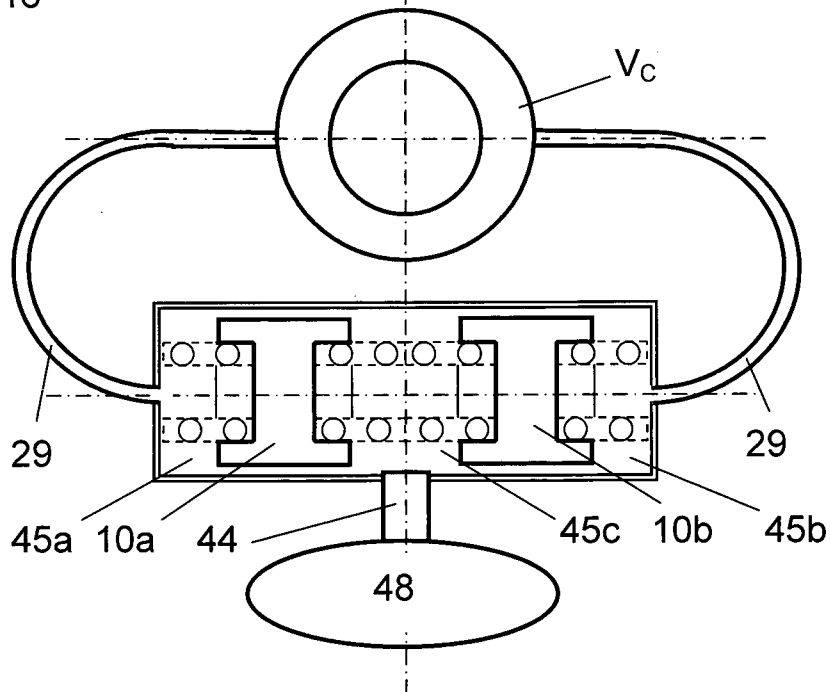


Fig. 8

Fig. 9

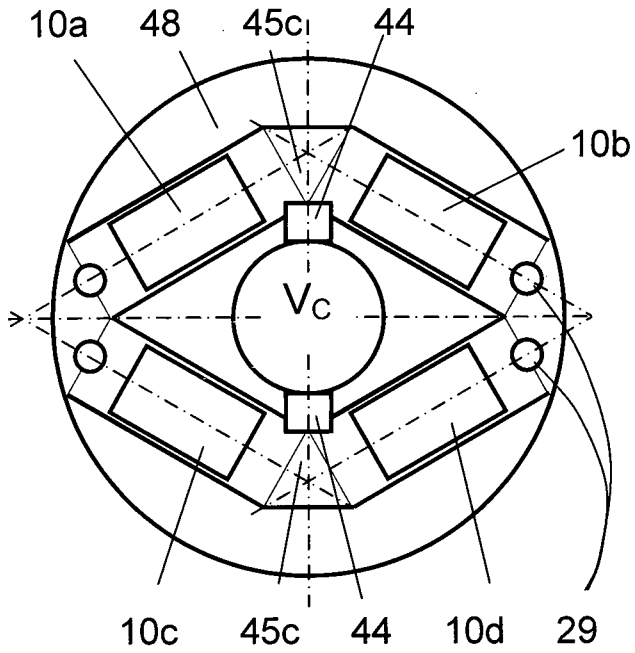


Fig. 10

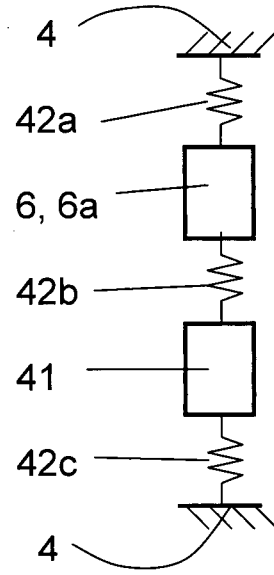


Fig. 11

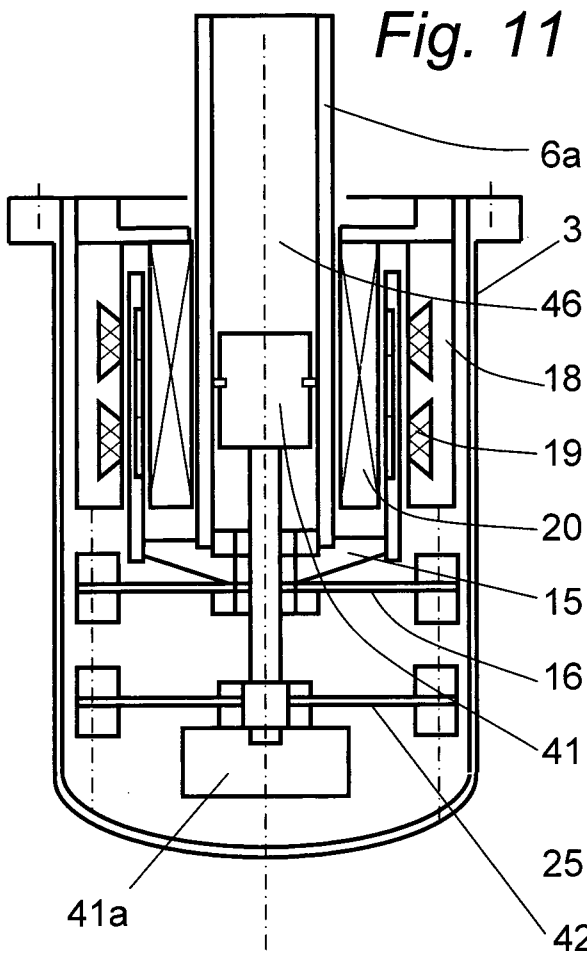
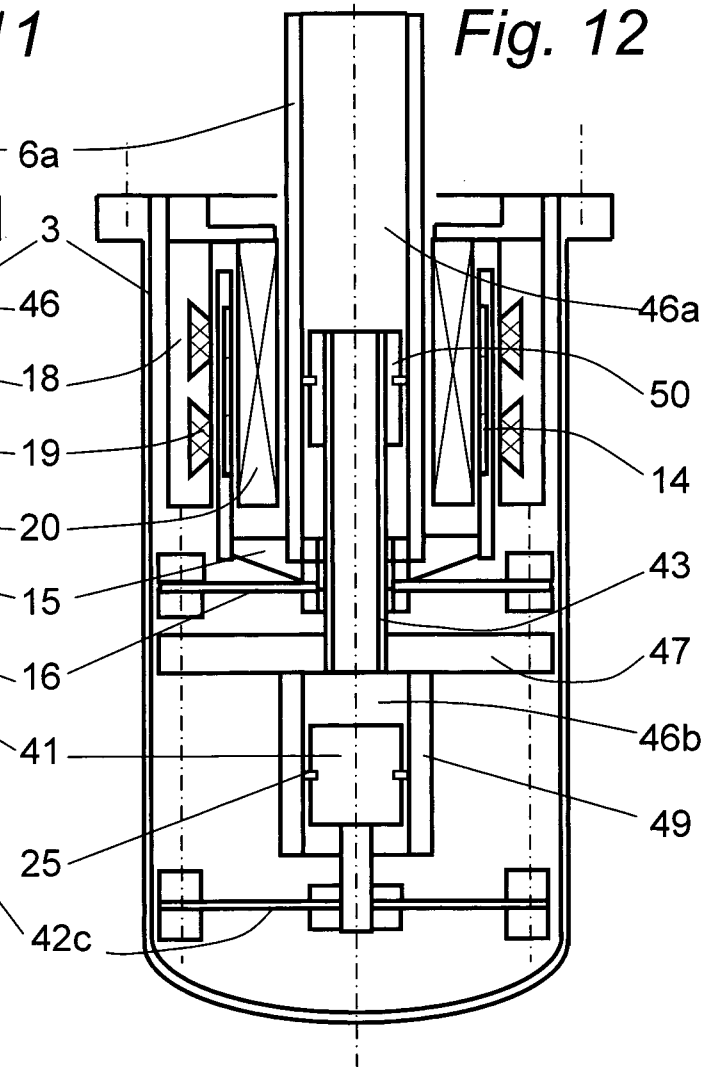


Fig. 12



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No PCT/CH2011/000065

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. F02G1/043 ADD.		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F02G		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	EP 1 165 955 A1 (BUDLIGER JEAN PIERRE [CH] BUDLIGER JEAN-PIERRE [CH]) 2 January 2002 (2002-01-02) cited in the application paragraph [0011] - paragraph [0025]; figure 1	1
A	----- GB 2 033 489 A (AGA AB; KNOEDES S) 21 May 1980 (1980-05-21) abstract; figures	1
A	----- EP 0 218 554 A1 (BATTELLE MEMORIAL INSTITUTE [CH]) 15 April 1987 (1987-04-15) abstract; figures -----	1
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents :		
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art. "&" document member of the same patent family	
Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report	
28 July 2011	08/08/2011	
Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Authorized officer Coniglio, Carlo	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No PCT/CH2011/000065

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 1165955	A1	02-01-2002	AT 301773 T 15-08-2005
			WO 0061936 A1 19-10-2000
			DE 60021863 D1 15-09-2005
			DE 60021863 T2 24-05-2006
			EP 1043491 A1 11-10-2000
			US 2002096884 A1 25-07-2002

GB 2033489	A	21-05-1980	CA 1131453 A1 14-09-1982
			DE 2942212 A1 30-04-1980
			FR 2439303 A1 16-05-1980
			IT 1125522 B 14-05-1986
			JP 55060642 A 07-05-1980
			US 4327550 A 04-05-1982

EP 0218554	A1	15-04-1987	AT 40738 T 15-02-1989
			CH 664799 A5 31-03-1988
			DE 3662071 D1 16-03-1989
			JP 2087425 C 02-09-1996
			JP 7116986 B 18-12-1995
			JP 62093477 A 28-04-1987
			US 4717405 A 05-01-1988

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale n°
PCT/CH2011/000065

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE INV. F02G1/043 ADD.		
Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB		
B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE		
Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement) F02G		
Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche		
Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si cela est réalisable, termes de recherche utilisés) EPO-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS		
Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	EP 1 165 955 A1 (BUDLIGER JEAN PIERRE [CH] BUDLIGER JEAN-PIERRE [CH]) 2 janvier 2002 (2002-01-02) cité dans la demande alinéa [0011] - alinéa [0025]; figure 1 -----	1
A	GB 2 033 489 A (AGA AB; KNOEDES S) 21 mai 1980 (1980-05-21) abrégé; figures -----	1
A	EP 0 218 554 A1 (BATTELLE MEMORIAL INSTITUTE [CH]) 15 avril 1987 (1987-04-15) abrégé; figures -----	1
<input type="checkbox"/> Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents <input checked="" type="checkbox"/> Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe		
* Catégories spéciales de documents cités:		
"A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent "E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date "L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée) "O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens "P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée		"T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention "X" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément "Y" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier "&" document qui fait partie de la même famille de brevets
Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée 28 juillet 2011		Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale 08/08/2011
Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Fonctionnaire autorisé Coniglio, Carlo

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale n°

PCT/CH2011/000065

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)		Date de publication
EP 1165955	A1	02-01-2002	AT	301773 T	15-08-2005
			WO	0061936 A1	19-10-2000
			DE	60021863 D1	15-09-2005
			DE	60021863 T2	24-05-2006
			EP	1043491 A1	11-10-2000
			US	2002096884 A1	25-07-2002

GB 2033489	A	21-05-1980	CA	1131453 A1	14-09-1982
			DE	2942212 A1	30-04-1980
			FR	2439303 A1	16-05-1980
			IT	1125522 B	14-05-1986
			JP	55060642 A	07-05-1980
			US	4327550 A	04-05-1982

EP 0218554	A1	15-04-1987	AT	40738 T	15-02-1989
			CH	664799 A5	31-03-1988
			DE	3662071 D1	16-03-1989
			JP	2087425 C	02-09-1996
			JP	7116986 B	18-12-1995
			JP	62093477 A	28-04-1987
			US	4717405 A	05-01-1988
