

(12)

DEMANDE DE BREVET EUROPEEN

(21) Numéro de dépôt: 81400130.1

(51) Int. Cl.³: **F 01 C 1/07**
F 01 C 11/00

(22) Date de dépôt: 29.01.81

(30) Priorité: 06.02.80 FR 8002539

(43) Date de publication de la demande:
02.09.81 Bulletin 81/35

(84) Etats contractants désignés:
DE FR GB

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

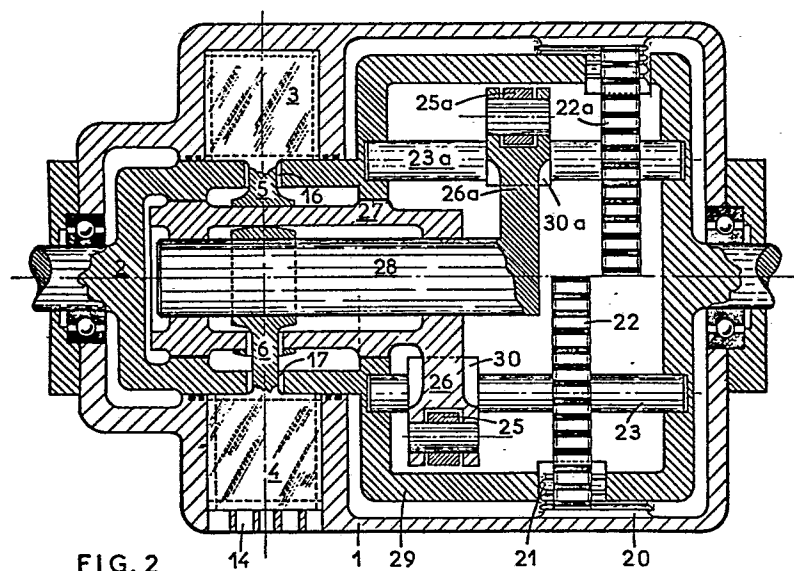
(72) Inventeur: Menioux, Claude Charles Félix
26, 28 Grande Rue Charles de Gaulle
F-94130 Nogent sur Marne(FR)

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

(54) Moteur avec pistons rotatifs à variation cyclique de vitesse et moyens d'entraînement.

(57) Moteur volumétrique rotatif à combustion interne, comprenant un carter fixe délimitant un espace annulaire dans lequel sont montés rotatifs dans le même sens des pistons qui sont reliés diamétralement par paire au moyen d'un bras et animés d'une variation de vitesse cyclique engendrant une variation de volume de l'espace délimité par les faces radiales des pistons.

L'espace annulaire dans lequel se déplacent les pistons (3, 3a, 4, 4a) est délimité par le carter (1) et une couronne rotative (2) présentant des lumières dans lesquelles sont engagés les bras (5, 6) et qui permettent un débattement annulaire de bras (5, 6) pour le rapprochement et l'éloignement des pistons (3, 3a, 4, 4a). Cette couronne rotative (2) est reliée d'un côté par un moyen de transmission aux arbres (27, 28) qui sont solidaires des bras (5, 6) portant les pistons (3, 3a, 4, 4a) et de l'autre côté à l'arbre moteur de sortie. Ce moyen de transmission est constitué de deux systèmes bielle-manivelle (26, 25, 26a, 25a) relié chacun d'une part à un des arbres (27, 28) et d'autre part, grâce à un axe excentré (24, 24a) à un pignon (22, 22a), monté sur un axe (23, 23a) porté par la couronne rotative (2) et engrenant avec une couronne extérieure fixe (20).



Perfectionnement aux moteurs volumétriques rotatifs

La présente invention a pour objet un perfectionnement aux moteurs volumétriques rotatifs.

Parmi les moteurs thermiques qui transforment l'énergie thermique fournie par le carburant en énergie mécanique,

- il faut distinguer deux grandes classes de moteurs :
- les moteurs à flux continu du type à turbine à gaz qui fonctionnent suivant le cycle de Joule ;
 - les moteurs volumétriques où la compression et la détente

sont obtenues par variation de volume et qui fonctionnent suivant le cycle Beau de Rochas (moteurs à essence) ou Diesel.

Aucun des moteurs appartenant à ces deux classes n'est parfaitement satisfaisant :

- les moteurs à flux continu ont sur les autres l'avantage de la légèreté, ce qui les fait généralement préférer pour les moteurs aéronautiques, mais ont une consommation spécifique élevée, de l'ordre de 200 g par cheval/heure pour les grosses turbines à gaz, chiffre qui peut monter à 300, voire plus, pour les turbines à gaz de petites dimensions ;
- les moteurs volumétriques à essence et Diesel sont lourds et encombrants, inconvénient grave mais généralement acceptable pour les moteurs terrestres du fait de leur consommation spécifique faible (les moteurs Diesel peuvent avoir des consommations spécifiques de l'ordre de 150 G par cheval/heure).

Les différences de consommation spécifique entre les moteurs à flux continu et volumétrique dont il est fait état ci-dessus correspondent au régime maximal continu des deux types de machines. Ces différences sont encore augmentées si on considère les régimes partiels où les moteurs à flux continu ont une consommation spécifique qui augmente

rapidement lorsqu'on diminue la charge, les moteurs Diesel, au contraire, ayant une consommation spécifique peu différente et quelquefois même améliorée, lorsqu'on diminue la charge.

5

L'analyse à laquelle s'est livrée la demanderesse à ce sujet a abouti aux remarques suivantes d'où découle l'invention.

Une des premières raisons de la faible consommation des
10 moteurs volumétriques est justement que la compression et la détente se font volumétriquement, ce qui fait que les rendements de compression et de détente sont très voisins de 1. En première approximation du reste, on considère généralement que la compression et la détente sont isentropiques. En
15 revanche, la compression et la détente dans un moteur à flux continu se font avec un rendement nettement différent de 1. — Malgré les progrès effectués depuis la naissance des turbomachines, le rendement de compression est de l'ordre de 88% et celui de la détente de l'ordre de 90%. Ces chiffres ne
20 sont du reste valables que pour les turbomachines de grande dimension (et pour une plage étroite de leur fonctionnement), alors que les petites turbomachines (ou les grosses en dehors de cette plage) ont des rendements encore plus éloignés du rendement unité de compression et de détente presque atteint
25 par les moteurs Diesel.

C'est un premier but de la présente invention que la compression et la détente se fassent volumétriquement, afin de bénéficier des rendements très proches de l'unité permis par ce
30 type de compression ou de détente.

D'autre part, la faible consommation des moteurs volumétriques est due également au fait que la température efficace à prendre en considération dans le cycle est pratiquement très proche de
35 la température stoechiométrique. Cette température est acceptable pour les pièces voisines (cylindre, culasse et pistons)

du fait notamment que cette température est une température maximale atteinte pendant une très petite fraction de la durée du cycle complet de sorte que les pièces, mobiles ou fixes d'ailleurs, n'ont pas le temps de s'échauffer pendant cette
5 fraction du temps et tendraient, même en l'absence de refroidissement, à prendre une température beaucoup plus basse.

Pour les moteurs à flux continu, au contraire, et du fait que des pièces, fixes et surtout mobiles, sont en permanence
10 soumises à la température du flux qui les baigne (au lieu d'être soumises à des températures variées avec une pointe très élevée mais de courte durée, et une température variable mais toujours beaucoup plus basse en quasi-permanence), on est forcé de limiter, dans l'état actuel des connaissances
15 métallurgiques, la température maximale de fin de chambre de combustion. Même si localement la température stoechiométrique est atteinte dans la chambre de combustion, la température efficace, c'est-à-dire celle qui conditionne le rendement du cycle, est beaucoup plus basse.

20

C'est un des buts de la présente invention de permettre en permanence une température efficace du cycle voisine de la température stoechiométrique.

25 Les deux avantages de l'invention énoncés ci-dessus existent déjà dans d'autres moteurs, notamment les moteurs Diesel. Mais ceux-ci ont l'inconvénient d'être lourds et encombrants comme cela peut être apprécié par les remarques ci-après.

30 Un moteur Diesel classique comporte notamment un embiellage qui transmet les efforts venant soit des gaz sur le vilebrequin (c'est l'effort moteur pendant la détente), soit l'effort du vilebrequin sur les gaz (c'est l'effort pour la compression durant cette phase). Considérés sur le même cy-
35 lindre, ces efforts sont décalés dans le temps et il est nécessaire de calculer la résistance des pièces (bielles, maneton de vilebrequin, etc...) pour les efforts maximaux

sans compensation possible, donc de les dimensionner pour ces efforts maximaux bien qu'en fait ils soient successivement dirigés en sens inverse l'un de l'autre. On pourrait également dire que pour un multicylindre le dimensionnement des pièces doit tenir compte de l'effort maximal isolément pour chaque ensemble cylindre, bielle, maneton, vilebrequin sans compensation possible pour alléger l'ensemble, bien qu'il y ait, en couple moteur (donc à la sortie du vilebrequin) une compensation puisque la compression donne un couple résistant. Chaque bielle notamment doit être calculée et dimensionnée pour l'effort maximal (au début de la combustion).

C'est un des buts de l'invention, en conservant les avantages de cycle donc de consommation spécifique du moteur Diesel, d'éviter ces inconvénients par une disposition permettant que les efforts de compression et de détente se compensent d'une façon interne.

Egalement, une des limites de la puissance disponible pour les moteurs volumétriques est due au problème de leur alimentation en air (carburé ou non), du fait de l'exiguïté relative des soupapes ou des lumières d'admission. Dans le cas des soupapes par exemple, elles sont généralement logées dans la culasse (en remarquant du reste que leur commande par arbre à came, le cas échéant tiges de culbuteurs, culbuteurs eux-mêmes, augmente également la complication, l'encombrement et la masse). Mais compte tenu du fait que la culasse doit aussi comporter le système d'allumage et/ou le système d'injection, la surface disponible pour les soupapes est généralement un critère limitant pour la vitesse de rotation du moteur. L'étranglement produit par les soupapes est d'ailleurs une des causes de la baisse de puissance qui se produit à vitesse de rotation élevée de tels moteurs. Les moteurs volumétriques de l'art antérieur ont donc, du fait de la difficulté d'alimentation, due à l'impossibilité d'augmenter les sections des soupapes d'admission, une masse importante par unité de puissance.

C'est un des buts de la présente invention de fournir une solution à ce problème de l'alimentation grâce à une admission de dimension beaucoup plus grande que les sections d'admission utilisées dans l'art antérieur.

5

De plus, la demanderesse a effectué jadis des essais qui ont montré que le frottement des pistons et de leur garniture était plus élevé au point mort haut et au moint mort bas qu'au milieu de la course pour les moteurs à pistons alternatifs. En fait, ce qui est en cause n'est pas que le piston soit à un point mort haut ou bas, c'est qu'il soit immobile par rapport au carter. Chaque fois qu'il est immobile, le film d'huile qui permet de réduire ces frottements (générateurs de perte et surtout d'usure) est rompu, ce qui limite, malgré tous les progrès effectués, la durée de vie des moteurs volumétriques de l'art antérieur.

C'est un des buts de la présente invention de permettre à un moteur volumétrique de n'avoir, en fonctionnement, aucun arrêt momentané des pistons par rapport au carter extérieur.

Enfin, il faut remarquer que les avantages de consommation spécifique des moteurs Diesel sur les moteurs à flux continu sous l'aspect consommation n'existent dans leur intégralité que dans le cas des moteurs Diesel quatre temps.

Pour la comparaison des moteurs Diesel et de la présente invention, c'est donc ce cas qu'il faut considérer. Par exemple, pour un 4 cylindres Diesel, il y a deux temps moteurs par tour, ou, sous une autre forme, on peut dire que chaque cylindre comporte un temps moteur par deux tours. C'est un des objectifs de la présente invention que de permettre, au bénéfice de l'encombrement, de la masse, du nombre de pièces, et du coût, qu'il y ait quatre temps moteurs par tour.

35

On connaît par ailleurs des moteurs volumétriques rotatifs comprenant un carter fixe délimitant une chambre annulaire

dans laquelle sont montés rotatifs dans le même sens des pistons qui sont reliés diamétralement par paire au moyen d'un bras et animés d'une variation de vitesse cyclique engendrant une variation de volume de l'espace délimité par les faces radiales des pistons, lesdits espaces entre les pistons constituant des chambres d'un moteur fonctionnant suivant un cycle à quatre temps.

Toutefois, les moteurs connus de ce type ne donnent pas entière satisfaction du fait que :

- dans tous les cas, le mécanisme de récupération de la puissance, par un système de bielles ou de cames, est lourd et encombrant, notamment du fait que la compensation interne des efforts n'est pas ou n'est que partiellement assurée ;
- de plus, dans tous les cas, l'admission et l'échappement d'air sont étranglés dans des conditions analogues à celles des moteurs à piston alternatif ;
- enfin, certains d'entre eux comportent des carters tournants, et/ou deux chambres de travail au lieu de quatre, etc...

Conformément à la présente invention, l'espace annulaire dans lequel se déplacent les pistons est délimité par le carter et une couronne rotative présentant des lumières dans lesquelles sont engagés les bras et qui permettent un débattement angulaire des bras pour le rapprochement et l'éloignement des pistons, ladite couronne constituant l'arbre moteur de sortie ou étant reliée à celui-ci et étant reliée par un moyen de transmission aux arbres qui sont solidaires des bras portant les pistons. De cette façon, contrairement aux moteurs volumétriques rotatifs de l'art antérieur, l'ensemble du moteur selon l'invention est léger et d'encombrement réduit, et d'un fonctionnement sûr et sans coincement possible.

A noter que l'arbre moteur peut être indifféremment d'un côté ou de l'autre du moteur volumétrique rotatif.

5 Toutefois, on a constaté, avec le dispositif décrit ci-dessus, une irrégularité du couple appliqué aux pignons lors du fonctionnement.

10 A la figure 4, on a représenté un diagramme sur lequel figure en abscisse l'angle de rotation des pignons et en ordonnée le couple moteur appliqué aux pignons. La courbe 31 représente l'évolution au cours du cycle du couple moteur qui croît, passe par un maximum, décroît, s'annule, s'inverse (devient résistant pendant la compression), redevient nul et ceci deux fois par tour.

15 Il se produit, lors de l'inversion du couple, un battement de denture qui risque d'entraîner une détérioration des engrenages.

20 Pour remédier à cet inconvénient, on utilise un moteur dans lequel sont disposés suivant un même axe et symétriquement deux modules décalés de 90° en prenant comme référence l'angle de rotation des pignons.

25 Ainsi qu'il a été décrit précédemment, chaque module compte deux systèmes bielle-manivelle reliant chaque paire de pistons à chaque pignon, mais dans l'association des deux modules, les deux pignons sont communs et les deux systèmes bielle-manivelle provenant de chaque module et actionnant le même
30 pignon sont décalés de 90° (en prenant comme référence l'angle de rotation des pignons).

On obtient ainsi un ensemble dont la régularité du couple équivaut à celle d'un moteur à seize cylindres quatre temps
35 qui présente huit temps moteurs par tour.

On a représenté à la figure 5, un diagramme avec les mêmes coordonnées qu'à la figure 4 et sur lequel sont représentées

deux courbes 31 et 32 qui sont décalées de 90° et qui représentent l'évolution des couples moteurs appliqués aux pignons d'une paire de moteurs associés.

- 5 On voit qu'à chaque instant, si l'on fait la somme des couples moteurs ou résistants, selon le cas, représentés par les courbes 31 et 32, la valeur du couple résultant moyen 33 est pratiquement constante.
- 10 D'autres caractéristiques et avantages de l'invention seront mieux compris à la lecture de la description qui va suivre d'un mode de réalisation et en se référant aux dessins annexés, sur lesquels :
- 15 - la figure 1 est une vue en coupe transversale d'un mode de réalisation du moteur rotatif suivant l'invention ;
- 20 - la figure 2 est une vue simplifiée en coupe longitudinale d'un mode de réalisation du moteur rotatif suivant l'invention, chaque sous-ensemble étant ramené dans le même plan ;
- 25 - la figure 3 est une vue montrant schématiquement la disposition dans le sens transversal des moyens de liaison entre les bras portant les pistons et les moyens de transmission de puissance ;
- 30 - la figure 4 est un diagramme représentant le couple d'un moteur à un seul module en fonction de l'angle de rotation des pignons ;
- 35 - la figure 5 est un diagramme représentant les couples des deux modules du moteur en fonction de l'angle de rotation des pignons ;
- la figure 6 est une vue en coupe longitudinale du moteur constitué de deux modules.

Aux figures 1 et 2, on a représenté un moteur volumétrique rotatif suivant l'invention qui comporte un carter 1 extérieur fixe limitant un espace annulaire, d'une part périphériquement, d'autre part sur ses faces avant et arrière.

5

Le carter est représenté en un seul élément sur les dessins, dans un but de simplification, mais, bien entendu, il comporte le nombre d'éléments nécessaires pour permettre le montage.

10

A l'intérieur du carter 1 est disposée une couronne rotative 2 qui délimite intérieurement cet espace annulaire dans lequel se déplacent en rotation dans le sens de la flèche F quatre pistons 3, 3_a et 4, 4_a. Les pistons 3, 3_a sont symétriques et reliés au moyen d'un bras 5 et les pistons 4, 4_a sont également symétriques et reliés de la même manière par un bras 6. Les bras 5 et 6 sont respectivement rendus solidaires des arbres 27 et 28 par une clavette (non représentée) ou tout autre moyen connu.

20

L'espace annulaire, dans lequel se déplacent les pistons, peut présenter une section transversale quadrangulaire comme indiqué sur la figure 2, ou circulaire, par exemple dans les cas les plus simples, ou toute combinaison de secteurs circulaires et de segments de droite notamment.

25

Les faces radiales 7, 8 des pistons adjacents délimitent entre elles des espaces 9, 10, 11, 12 à volume variable qui correspondent aux chambres d'un moteur fonctionnant suivant un cycle à quatre temps.

30

L'ensemble constitué par la couronne 2 et les pistons 3, 3_a et 4, 4_a est entraîné suivant un même mouvement général rotatif suivant la flèche F, alors que les pistons 3, 3_a et 4, 4_a sont animés de plus, comme il sera expliqué plus loin, d'une variation de vitesse cyclique correspondant à un mouvement d'accélération et de ralentissement de chaque bras 5, 6

35

qui provoque un rapprochement et un éloignement alternatif des pistons 3, 3_a et 4, 4_a afin d'obtenir une variation de volume cyclique des espaces ou chambres 9, 10, 11, 12 permettant de réaliser un cycle à quatre temps. Dans la position représentée
5 à la figure 1, la chambre 9 se trouve dans la phase d'admission la chambre 10 dans la phase de compression, la chambre 11 dans la phase de détente et la chambre 12 dans la phase d'échappement. De cette façon, l'effort nécessaire à la compression qui s'exerce sur une face d'un piston est fourni
10 par le travail de détente des gaz, qui s'exerce sur l'autre face du piston, donc passe directement de l'un à l'autre, ce qui évite l'augmentation de la masse et/ou de l'encombrement qui existerait si le dernier effort devait être transporté par la bielle et par le maneton correspondant puis
15 par torsion du vilebrequin, par un deuxième maneton, etc..., puis par une autre bielle au piston en phase de compression, comme cela se passe avec les moteurs volumétriques à pistons alternatifs.

20 L'allumage du mélange combustible se produit lorsque l'une des chambres notamment la chambre 10 se présente en regard de la bougie d'allumage 13 qui est montée sur le carter 1. A noter que, dans le cas où le moteur fonctionnerait suivant un cycle Diesel, la bougie 13 est remplacée par un injecteur
25 de combustible.

Le carter 1 présente aussi une lumière 14 pour l'admission du mélange combustible de gaz dans le cas d'un moteur à allumage ou de l'air frais dans le cas d'un cycle Diesel et
30 une lumière 15 pour l'échappement des gaz brûlés.

Afin de permettre le débattement angulaire des bras 5 et 6 pour le rapprochement et l'éloignement des pistons, la couronne rotorique 2 comporte des lumières 16, 16_a et 17, 17_a.
35

Pour assurer l'étanchéité entre le carter extérieur fixe 1 et la couronne intérieure rotative 2 et les faces latérales

quand elles existent d'une part et les pistons 3, 3_a et 4, 4_a d'autre part, ceux-ci sont munis de joints d'étanchéité 18, 19. La figure 1 représente un seul joint à chaque extrémité des pistons mais bien entendu il peut y en avoir plusieurs en série. Dans le cas d'une section circulaire du carter, le plan de joint entre la partie fixe 1 et la couronne rotative 2 est situé au diamètre moyen du tore. Dans le cas d'une section rectangulaire, le carter extérieur peut comporter trois faces et des segments d'étanchéité sont placés dans la zone de raccordement de la couronne rotative intérieure 2.

Le débattement angulaire des pistons et leur longueur développée sont déterminés par le choix du taux de compression volumétrique à réaliser. On en déduit la dimension nécessaire des lumières 16, 16_a, 17, 17_a dans la couronne 2 pour le débattement des pistons. Les lumières d'admission et d'échappement peuvent avantageusement avoir la longueur développée correspondant à l'écartement maximal des pistons et la largeur maximale compatible avec le carter fixe.

La puissance mécanique produite au niveau des pistons est récupérée sur un arbre lié à la couronne 2, par une "cage d'écureuil" 29, au moyen d'un dispositif de transmission qui comprend une couronne extérieure fixe 20 (voir figures 2 et 3) présentant une denture intérieure 21 avec laquelle engrènent deux pignons 22, 22_a ayant un nombre de dents égal à la moitié de celui de la couronne 20; Ces pignons 22, 22_a sont situés dans des plans différents et ils n'engrènent pas l'un avec l'autre. Sur la "cage d'écureuil" 29 solidaire de la couronne 2 sont prévus des axes 23, 23_a diamétralement opposés sur lesquels sont montés rotatifs les pignons 22, 22_a et auxquels est relié par un maneton 30, 30_a un axe excentré 24, 24_a sur lequel est articulée l'une des extrémités d'une bielle 25, 25_a dont l'autre extrémité est articulée sur un autre maneton 26, 26_a. Les manetons 26, 26_a sont respectivement solidaires des arbres 27, 28 qui portent les bras 5 et 6 entraînés par les pistons 3, 3_a et 4, 4_a.

A chaque phase active de combustion des gaz, durant laquelle les pistons s'éloignent, chaque pignon 22, 22_a est entraîné par la bielle correspondante 25, 25_a dans le sens de la flèche F1. Les axes des pignons étant solidaires de la couronne 2, et
5 du fait de l'engrènement des pignons 22, 22_a sur la couronne extérieure fixe 20, la couronne 2 tourne suivant la flèche F2 (donc dans le sens contraire de rotation des pignons 22 et 22_a sur eux-mêmes), ainsi que l'arbre de sortie auquel l'effort moteur est appliqué.

10

Corrélativement, le système articulé du type à trois barres, constitué par les manetons 30, 30_a, les bielles 25, 25_a et les manetons 26, 26_a est dimensionné de telle sorte que la rotation complète des manetons 30, 30_a autour de leur axe
15 23, 23_a entraîne un mouvement alternatif d'oscillation des manetons 26, 26_a et donc des pistons entre deux positions extrêmes déterminées par le taux de compression volumétriques choisi.

20 Du fait que les pignons 22, 22_a ont un nombre de dents moitié de celui de la couronne 20, ce mouvement alternatif d'oscillation se produit deux fois par tour de la couronne rotative 2 (donc de l'arbre de sortie) produisant un mouvement de rapprochement et d'éloignement des pistons deux fois par
25 tour.

La figure 6 est une vue en coupe longitudinale du moteur constitué de deux modules disposés dans un même carter 1, suivant le même axe, mais décalés angulairement de 90°, en
30 prenant comme référence l'angle de rotation des pignons.

Chaque module est identique à celui décrit ci-dessus qui est représenté à gauche avec les mêmes références alors que le module de droite qui a été ajouté porte les mêmes réfé-
35 rences mais augmentées d'une centaine.

Chaque module comprend deux paires de pistons (dont un seul piston est représenté) 3, 4 et 103, 104 reliés radialement par paires au moyen de deux bras 5, 6 et 105, 106 et se déplaçant dans un espace annulaire délimité par le carter 1 et une couronne rotative 29 et 129 constituant l'arbre moteur de sortie 2 et 102. Les couronnes rotatives 29 et 129 sont reliées entre elles pour constituer un seul ensemble et elles sont reliées par un moyen de transmission aux quatre arbres 27, 28, 127, 128 qui sont solidaires des bras 5, 6, 105, 106 portant les pistons.

Le moyen de transmission comprend deux pignons 22, 22_a communs aux deux modules qui engrènent avec une couronne dentée 20 prévue dans le carter 1, chaque pignon 22, 22_a est calé respectivement sur un arbre commun aux deux modules 23, 123_a et 23_a, 123. Les pignons 22 et 22_a, communs aux deux modules, sont compris entre deux parois radiales 29_a et 129_a, l'une appartenant au module de gauche, l'autre au module de droite et faisant partie de l'ensemble commun 29-129. L'arbre 23, 123_a est relié par une bielle 25 au maneton 26 de l'arbre externe 27 et par une bielle 125_a au maneton 126_a de l'arbre interne 128.

Par ailleurs l'arbre 23_a, 123 est relié par une bielle 25_a au maneton 26_a de l'arbre interne 28 et par une bielle 125 au maneton 126 de l'arbre externe 127.

Le maneton 26_a associé à l'arbre 23_a et le maneton 126 associé à l'arbre 123 qui entraînent le pignon 22_a sont décalés angulairement de 90°.

De même, le maneton 26 associé à l'arbre 23 et le maneton 126_a associé à l'arbre 123_a qui entraînent le pignon 22 sont décalés angulairement de 90°.

Bien entendu, diverses modifications peuvent être apportées par l'homme de l'art au dispositif qui vient d'être décrit sans sortir du cadre de l'invention, et notamment en remplaçant

la couronne extérieure fixe 20, sur laquelle engrènent les deux pignons 22, 22_a, par une roue dentée fixe portée par le carter, sur laquelle engrèneraient deux pignons planétaires, ayant un nombre de dents moitié de celui de la roue dentée fixe et fixés en deux points diamétralement opposés à la couronne rotative 2. On peut également décaler la position moyenne des manetons 26, 26_a par exemple à 90° au lieu qu'ils soient diamétralement opposés, dans leur position moyenne, comme figurant aux dessins annexés.

REVENDICATIONS

1. Moteur volumétrique rotatif à combustion interne, comprenant un carter fixe délimitant un espace annulaire dans lequel sont montés rotatifs dans le même sens des pistons qui sont reliés diamétralement par paire au moyen d'un bras et animés d'une variation de vitesse cyclique engendrant une variation de volume de l'espace délimité par les faces radiales des pistons, lesdits espaces entre les pistons constituant les chambres d'un moteur fonctionnant suivant un cycle à quatre temps, l'espace annulaire dans lequel se déplacent les pistons étant délimité par le carter et une couronne rotative présentant des lumières dans lesquelles sont engagés les bras et qui permettent un débattement angulaire des bras pour le rapprochement et l'éloignement des pistons, ladite couronne constituant l'arbre moteur de sortie ou étant reliée à celui-ci, caractérisé en ce que la couronne rotative (2) est reliée par un moyen de transmission aux arbres (27, 28) qui sont solidaires des bras (5, 6) portant les pistons (3, 3_a, 4, 4_a).
2. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la couronne rotative (2) s'épanouit en cage d'écureuil et comporte deux axes (23, 23_a) diamétralement opposés sur lesquels sont montés, rotatifs, deux pignons (22, 22_a) longitudinalement décalés qui engrènent avec la denture intérieure (21) d'une couronne extérieure fixe (20), chacun des pignons (22, 22_a) ayant un nombre de dents égal à la moitié de celui de la couronne (20), chacun des pignons (22, 22_a) également portant un axe excentré (24, 24_a) par rapport à son axe de rotation, et sur lequel est articulée l'une des extrémités d'une bielle (25, 25_a) dont l'autre extrémité est articulée sur un maneton (26, 26_a) solidaire de l'un des arbres (27, 28) portant l'un des bras (5, 6) reliant une paire de pistons (3 et 3_a, 4 et 4_a).
3. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comporte des organes assurant l'étanchéité entre le carter extérieur (1) et la couronne rotative (2).

4. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que les pistons (3, 3_a, 4, 4_a) sont munis d'organes (18, 19) assurant l'étanchéité avec le carter extérieur fixe (1) et la couronne (2) intérieure rotative.
- 5
5. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la section diamétrale de l'espace annulaire délimité par le carter (1) et la couronne rotative (2) est rectangulaire.
- 10
6. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la section diamétrale de l'espace annulaire délimité par le carter (1) et la couronne rotative (2) est circulaire.
- 15
7. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que la section diamétrale de l'espace annulaire délimité par le carter (1) et la couronne rotative (2) est une combinaison de secteurs circulaires et de segments de droites.
- 20
8. Moteur suivant les revendications 3 et 6, caractérisé en ce que le plan de joint est situé au diamètre moyen du tore.
- 25
9. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le carter extérieur (1) comporte des lumières (14, 15) pour l'admission et l'échappement des gaz.
- 30
10. Moteur suivant la revendication 9, caractérisé en ce que les lumières (14, 15) pour l'admission et l'échappement des gaz ont la longueur développée correspondant à l'écartement maximal des pistons (3, 3_a, 4, 4_a) et la largeur maximale compatible avec le carter fixe (1).
- 35
11. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le carter (1) comporte un logement pour le montage d'un injecteur (13) de carburant pour un moteur fonctionnant suivant le cycle Diesel.

12. Moteur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le carter (1) comporte un logement pour le montage d'une bougie (13) d'allumage pour un moteur fonctionnant suivant le cycle à allumage.

5

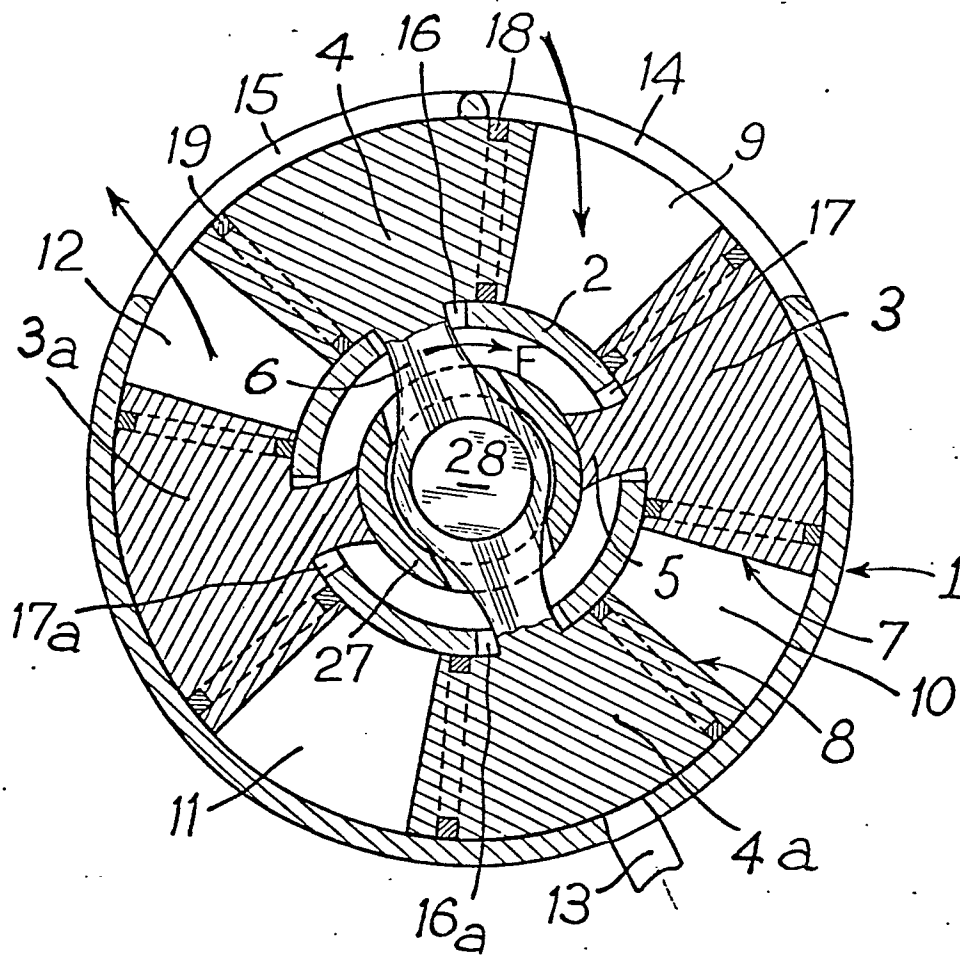
13. Moteur volumétrique rotatif à combustion interne suivant la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comprend un carter (1) fixe dans lequel sont disposés, suivant un même axe et symétriquement, deux modules décalés de 90° comprenant chacun quatre pistons (3, 4, 103, 104) reliés diamé-
10 tralement par paire au moyen de deux bras (5, 6, 105, 106) et se déplaçant dans un espace annulaire délimité par le carter (1) et une couronne rotative (29, 129) constituant l'arbre moteur de sortie ou étant reliée à celui-ci, les-
15 dites couronnes rotatives (29, 129) des deux modules étant reliées par un moyen de transmission aux arbres (27, 28, 127, 128) qui sont solidaires des bras (5, 6, 105, 106) portant les pistons.

20 14. Moteur suivant la revendication 13, caractérisé en ce que le moyen de transmission comprend deux pignons (22, 22a) communs aux deux modules qui engrènent avec une couronne dentée (20) prévue dans le carter (1), chacun des pignons (22, 22a) étant entraîné d'un côté par un maneton (26, 126)
25 solidaire de l'arbre externe (27, 127) relié au bras (5, 105) d'une paire de pistons (3, 103) de chaque module et de l'autre côté par un maneton (126a, 26a) solidaire de l'arbre interne (128, 28) relié au bras (106, 6) de l'autre paire de pistons (106, 6) de chaque module.

30

15. Moteur suivant la revendication 14, caractérisé en ce que les manetons (26, 126a, 26a, 126) qui sont reliés à l'arbre d'entraînement (23, 123a, 23a, 123) de chacun des pignons (22, 22a) sont décalés angulairement de 90°.

PL. 1/5

FIG. 1

PL. 2 / 5

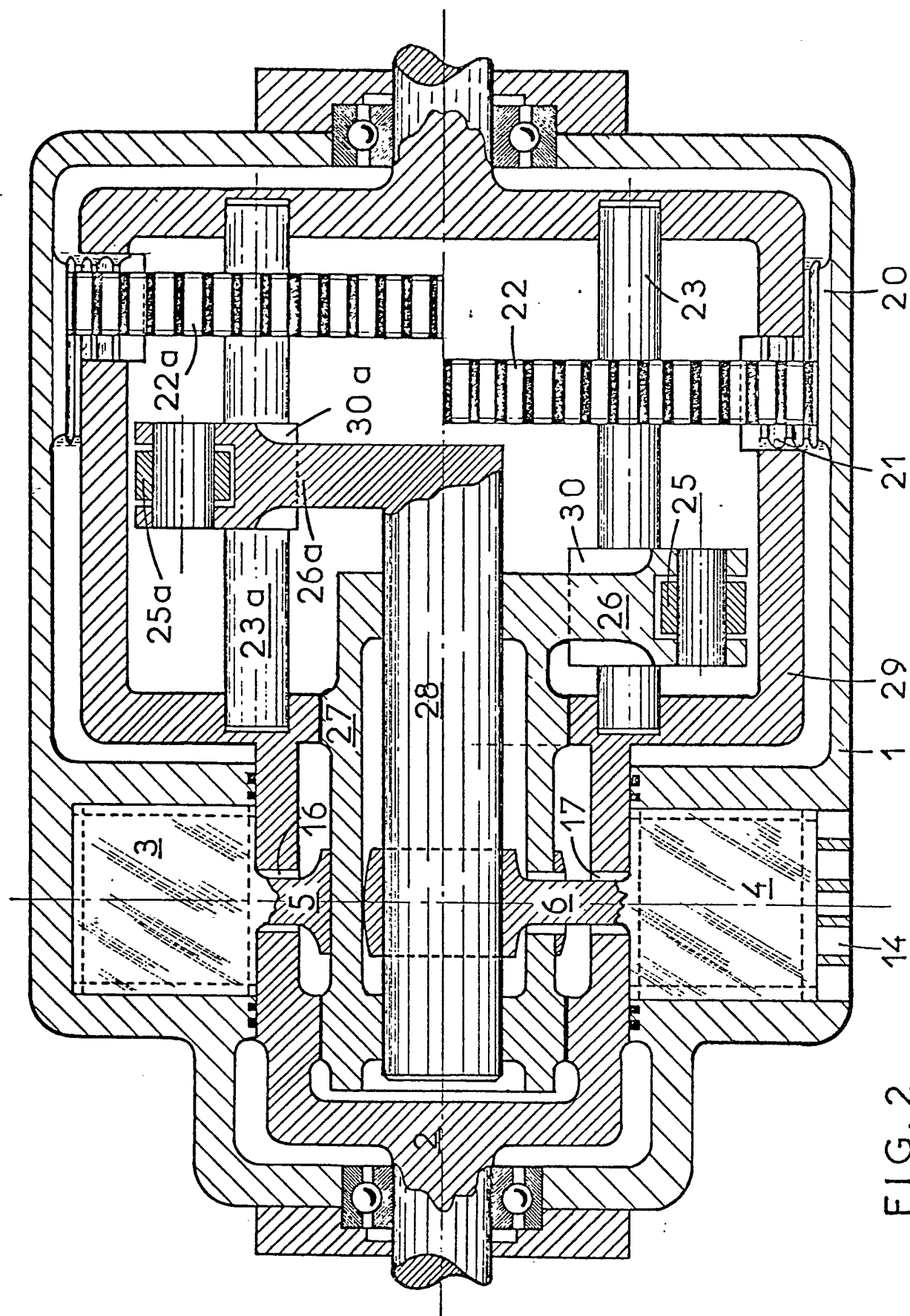
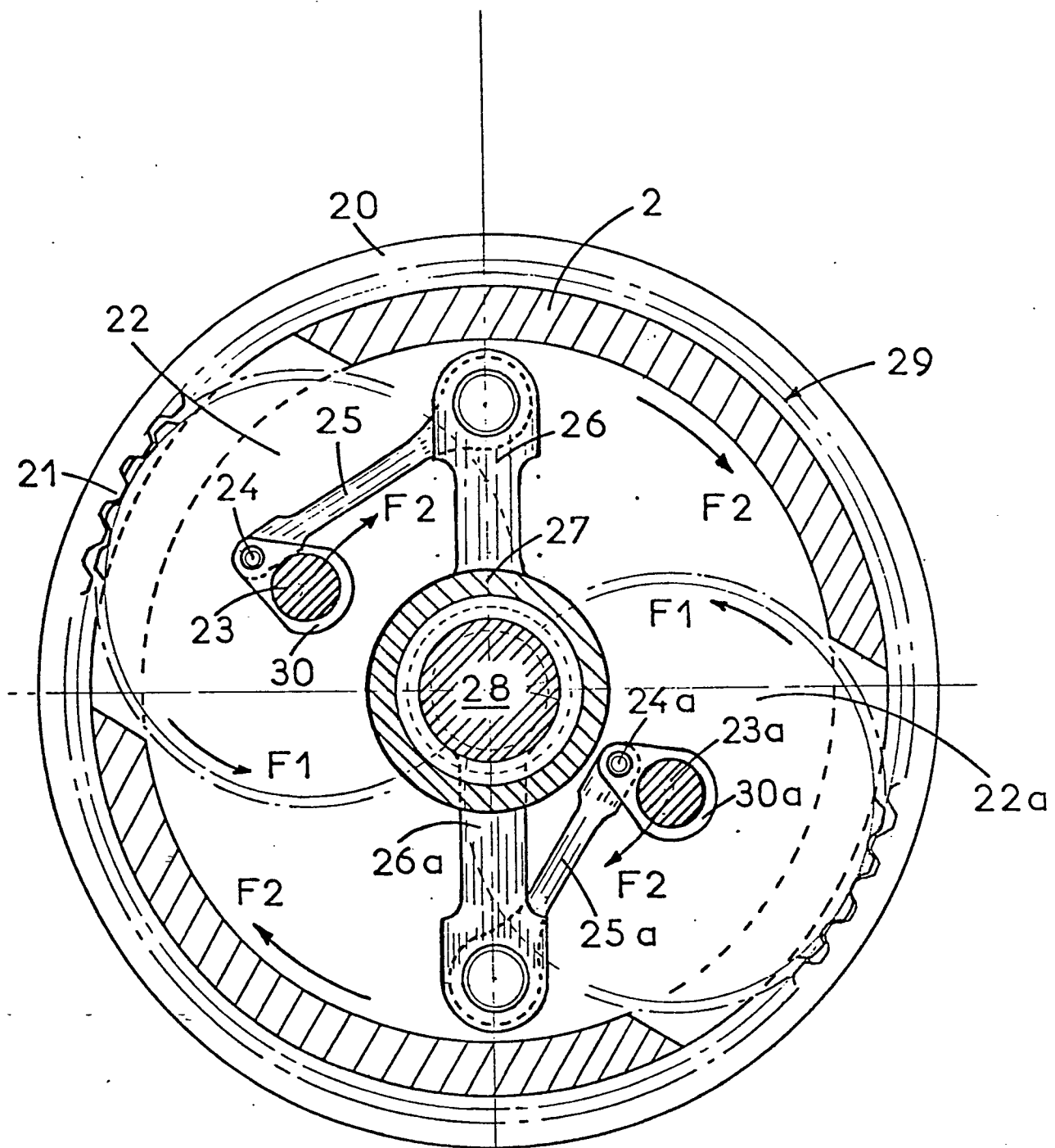


FIG. 2

PL.3/5

FIG. 3

4/5

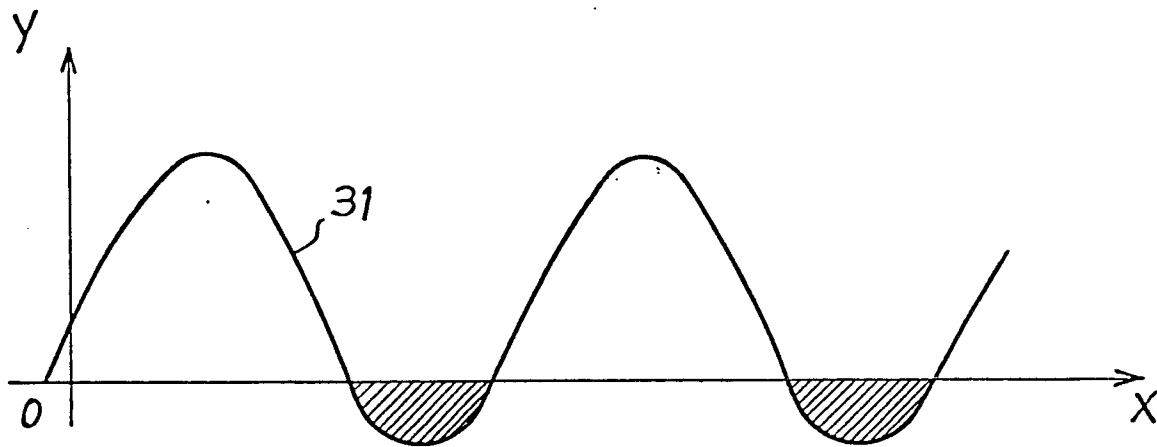


Fig-4

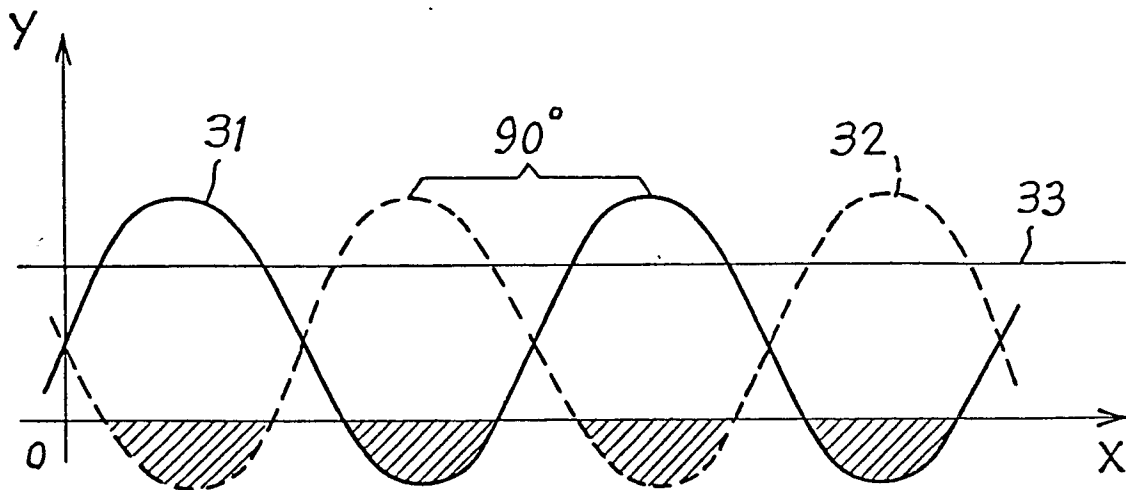


Fig-5

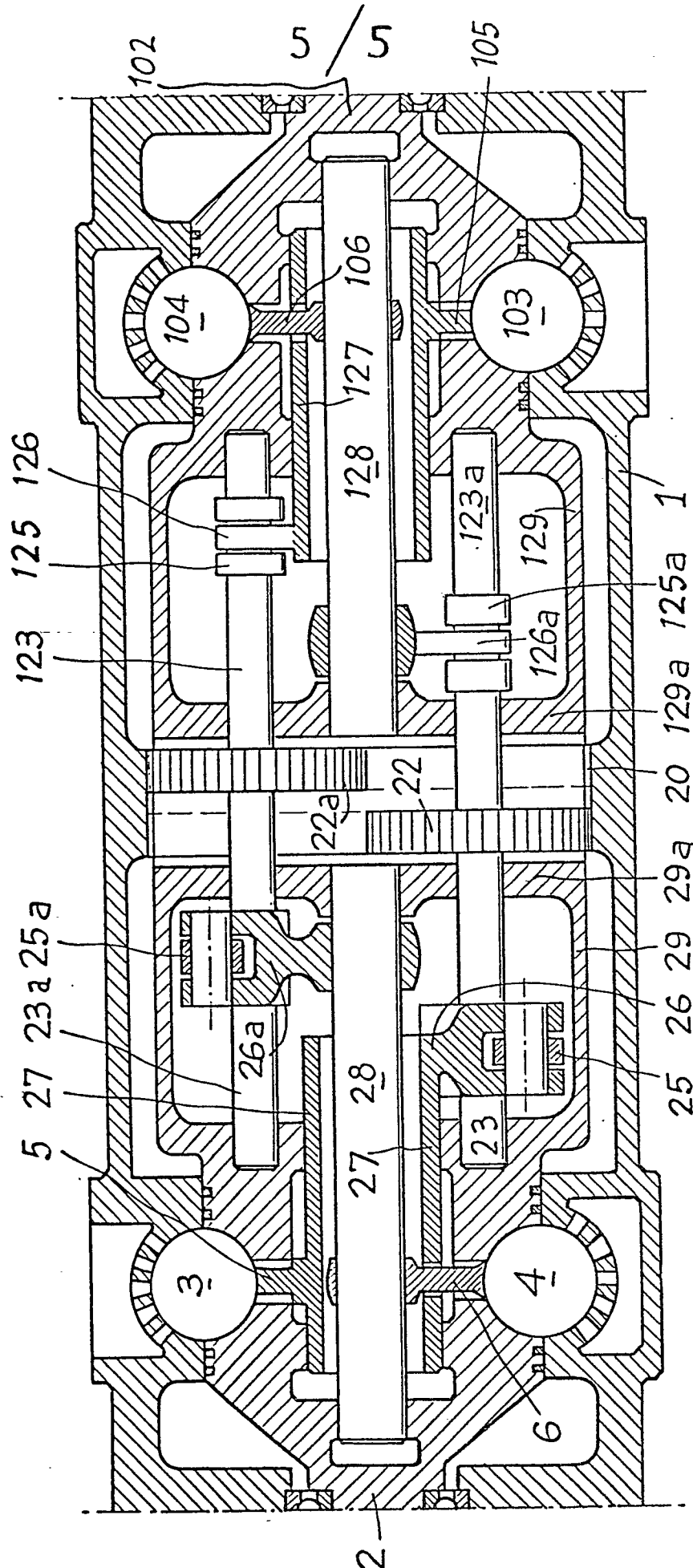


Fig-6