

19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

11) N° de publication : **2 910 536**
(à n'utiliser que pour les
commandes de reproduction)

21) N° d'enregistrement national : **06 11290**

51) Int Cl⁸ : **F 01 N 7/08** (2006.01), F 01 N 7/10, F 02 B 41/00, 47/08, 75/18

12) **DEMANDE DE BREVET D'INVENTION**

A1

22) Date de dépôt : 22.12.06.

30) Priorité :

43) Date de mise à la disposition du public de la demande : 27.06.08 Bulletin 08/26.

56) Liste des documents cités dans le rapport de recherche préliminaire : *Se reporter à la fin du présent fascicule*

60) Références à d'autres documents nationaux apparentés :

71) Demandeur(s) : **RENAULT SAS Société par actions simplifiée** — FR.

72) Inventeur(s) : **DANET YVAN et WILLIAM JOHANN.**

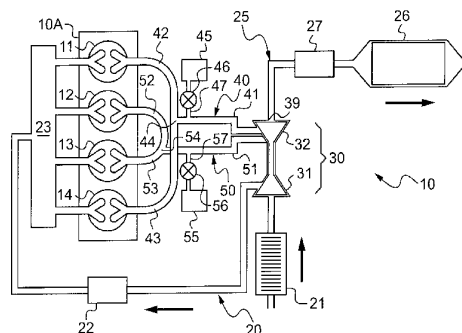
73) Titulaire(s) :

74) Mandataire(s) : **CABINET CORALIS.**

54) **MOTEUR A COMBUSTION INTERNE SURALIMENTE COMPRENANT DES COLLECTEURS D'ÉCHAPPEMENT A VOLUME VARIABLE.**

57) L'invention concerne un moteur à combustion interne (10) comprenant au moins quatre cylindres (11, 12, 13, 14), un turbocompresseur (30) pourvu d'une turbine (32) à deux volutes, et deux collecteurs d'échappement (40, 50) indépendants dont l'un raccorde au moins deux desdits cylindres à l'une des deux volutes de ladite turbine et dont l'autre raccorde au moins deux autres desdits cylindres à l'autre des deux volutes de ladite turbine.

Selon l'invention, il est prévu deux volumes de réserve (45, 55) dont l'un débouche dans l'un desdits collecteurs d'échappement et dont l'autre débouche dans l'autre desdits collecteurs d'échappement, et une vanne (46, 56) positionnée au débouché de chaque volume de réserve.



FR 2 910 536 - A1



DOMAINE TECHNIQUE AUQUEL SE RAPPORTE L'INVENTION

La présente invention concerne de manière générale la suralimentation des moteurs à combustion interne.

5 Elle concerne plus particulièrement un moteur à combustion interne comprenant au moins quatre cylindres, un turbocompresseur pourvu d'une turbine à deux volutes, et deux collecteurs d'échappement indépendants dont l'un raccorde au moins deux desdits cylindres à l'une des deux volutes de ladite turbine et dont l'autre raccorde au moins deux autres desdits cylindres à l'autre des deux volutes de ladite turbine.

10

ARRIÈRE-PLAN TECHNOLOGIQUE

Les moteurs à combustion interne suralimentés utilisent l'énergie des gaz brûlés pour faire tourner une turbine. Cette turbine est montée sur un axe commun avec un compresseur qui, étant entraîné en rotation, comprime l'air frais alimentant le moteur. Cette compression permet d'injecter plus d'air frais dans les cylindres du moteur, et donc plus de carburant, si bien que le moteur peut développer un couple et une puissance supérieurs à un moteur atmosphérique de même cylindrée.

15 Les moteurs à combustion interne les plus courants comportent quatre cylindres qui débouchent dans un unique collecteur d'échappement raccordé à la turbine.

20 A haut régime, du fait de la grande contenance du collecteur d'échappement, les phénomènes de pompage pour évacuer les gaz brûlés en dehors des cylindres sont faibles. Le travail nécessaire pour vidanger les cylindres est donc réduit.

25 En revanche, ces moteurs ont le défaut de fournir un couple relativement faible à bas régime. En effet, à bas régime, les gaz brûlés présentent une énergie cinétique faible qui ne permet pas d'entraîner efficacement en rotation la turbine. En outre, à bas régime, les ondes de pression générées lors de l'ouverture des soupapes d'échappement d'un cylindre se dispersent dans le collecteur d'échappement et perdent ainsi de leur efficacité. Enfin, toujours à bas régime, lorsqu'un des cylindres voit ses soupapes d'échappement s'ouvrir, un autre des quatre cylindres du moteur est en phase de croisement, si bien que ses soupapes d'admission et d'échappement sont simultanément ouvertes de manière à permettre une vidange efficace de ce cylindre. Les ondes de pression générées par l'ouverture des soupapes d'échappement du premier cylindre sont alors défavorables dans la mesure où elles entrent dans l'autre des cylindres juste avant la fermeture de ses soupapes d'échappement, réduisant ainsi l'efficacité de sa

30
35

vidange.

On connaît également des moteurs à combustion interne dont les quatre cylindres débouchent par paires dans deux collecteurs d'échappement raccordés à deux volutes distinctes de la turbine. Le flux de gaz brûlés sortant de l'une des paires de cylindres débouche ainsi dans l'une des volutes de la turbine tandis que le flux de gaz brûlés sortant de l'autre des paires de cylindres débouche dans l'autre des volutes de la turbine. Ces deux flux de gaz brûlés se rejoignent donc en aval de la turbine, si bien qu'ils n'ont aucune influence l'un sur l'autre.

Ainsi, à bas régime, du fait du faible volume des collecteurs d'échappement, les ondes de pression générées par l'ouverture des soupapes d'échappement d'un cylindre circulent correctement depuis ce cylindre jusque la turbine sans se disperser. Par conséquent, l'amplitude des ondes de pression diminue peu dans le collecteur d'échappement, ce qui accroît nettement les performances de la turbine à bas régime.

Par ailleurs, lorsque les soupapes d'échappement d'un cylindre associé à un collecteur d'échappement sont ouvertes, les soupapes d'échappement de l'autre cylindre associé à ce même collecteur d'échappement sont fermées, si bien que les ondes de pression générées par le premier cylindre n'ont aucune influence sur l'autre cylindre.

Cependant, à haut régime, la faible contenance des collecteurs d'échappement s'avère pénalisante vis-à-vis du rendement de la turbine. En effet, cette faible contenance génère des phénomènes de pompage importants qui réduisent l'efficacité de la turbine et donc la puissance du moteur.

On connaît enfin du document US 3 423 926 un moteur à combustion interne tel que décrit en introduction dont les deux collecteurs d'échappement sont raccordés ensemble au moyen d'une vanne qui reste fermée à bas régime et qui s'ouvre à haut régime. Cette solution, qui a pour objectif de combiner les avantages des moteurs comportant un simple collecteur d'échappement et ceux des moteurs comportant deux collecteurs d'échappement, offre toutefois un rendement médiocre à haut régime. En outre, une telle vanne présente une tenue mécanique déficiente du fait des hautes températures des gaz brûlés auxquelles elle est soumise.

OBJET DE L'INVENTION

Afin de remédier aux inconvénients précités de l'état de la technique, la présente invention propose un moteur à combustion interne à deux collecteurs d'échappement qui exploite au mieux le gain de couple à bas régime dû à la présence de ses deux collecteurs d'échappement et dont la puissance à haut

régime n'est pas pour autant réduite.

Plus particulièrement, on propose selon l'invention un moteur à combustion interne tel que défini dans l'introduction, dans lequel il est prévu deux volumes de réserve dont l'un débouche dans l'un desdits collecteurs d'échappement et dont l'autre débouche dans l'autre desdits collecteurs d'échappement, et une vanne positionnée au débouché de chaque volume de réserve.

Ainsi, grâce à l'invention, lorsque les vannes sont fermées, les volumes de réserve n'ont aucune influence sur la suralimentation de sorte que le moteur exploite au mieux le gain de couple à bas régime dû à la présence des deux collecteurs d'échappement. En particulier, lorsque les soupapes d'échappement d'un des cylindres sont ouvertes, celles de l'autre des cylindres raccordé au même collecteur d'échappement sont fermées, ce qui permet de diriger l'intégralité des ondes de pression générées par le premier cylindre vers la turbine du moteur.

Par ailleurs, à haut régime, l'ouverture des vannes permet d'augmenter la contenance des collecteurs d'échappement, de manière à réduire les phénomènes de pompage et donc de diminuer le travail nécessaire à la vidange des cylindres. La puissance du moteur est alors accrue.

D'autres caractéristiques avantageuses et non limitatives du moteur à combustion interne conforme à l'invention sont les suivantes :

- il est prévu des moyens de pilotage desdites vannes qui sont adaptés, d'une part, à ouvrir lesdites vannes lorsque le régime du moteur à combustion interne dépasse une première valeur seuil comprise en 3500 et 5000 tours par minute, et, d'autre part, à fermer lesdites vannes lorsque le régime du moteur à combustion interne passe en-deçà d'une seconde valeur seuil inférieure à la première valeur seuil et comprise en 3000 et 4500 tours par minute ;

- il est prévu quatre cylindres, dont, classés par ordre d'allumage, un premier cylindre, un troisième cylindre, un quatrième cylindre et un deuxième cylindre, les premier et quatrième cylindres étant raccordés à l'un des deux collecteurs d'échappement, et les deuxième et troisième cylindres étant raccordés à l'autre des deux collecteurs d'échappement ;

- lesdites vannes sont de type vanne à papillon ;

- lesdites vannes sont actionnées par des moyens d'actionnement électromécaniques ou pneumatiques communs ;

- chaque collecteur d'échappement comportant des parties distinctes reliées indépendamment les unes des autres aux cylindres associés, une partie commune reliée à l'une desdites volutes, et une zone de raccord entre lesdites

parties distinctes et la partie commune, le débouché de chaque volume de réserve dans le collecteur d'échappement associé est situé à proximité de ladite zone de raccord, en aval de celle-ci ;

5 - l'ensemble des cylindres présentant une cylindrée donnée, la contenance de chaque volume de réserve est supérieure au huitième de ladite cylindrée ;

- chaque volume de réserve comporte un conduit de jonction par lequel il débouche dans le collecteur d'échappement correspondant, ledit conduit de jonction comprenant intérieurement l'une desdites vanes et présentant une
10 section dont la surface est comprise entre 0,15 et 1 fois la surface de la section du collecteur d'échappement au niveau du débouché dudit volume de réserve ;

- la turbine comporte une unique roue à aubes entourée par lesdites deux volutes ; et

- la turbine comporte deux roues à aubes montées sur un axe commun,
15 dont l'une est entourée par l'une desdites deux volutes et dont l'autre est entourée par l'autre desdites deux volutes.

DESCRIPTION DÉTAILLÉE D'UN EXEMPLE DE RÉALISATION

La description qui va suivre, en regard des dessins annexés, donnée à titre d'exemple non limitatif, fera bien comprendre en quoi consiste l'invention et
20 comment elle peut être réalisée.

Sur les dessins annexés :

- la figure 1 est une vue schématique d'ensemble d'un moteur à combustion interne selon l'invention ;

- la figure 2 est une vue en perspective et en coupe partielle d'un
25 turbocompresseur du moteur à combustion interne de la figure 1 ;

- la figure 3 est un graphique représentant l'évolution d'une pression de pompage du moteur à combustion interne de la figure 1 en fonction de son régime, selon que les vanes de ce moteur à combustion interne sont ouvertes ou
fermées ; et

- la figure 4 est un graphique représentant l'évolution du couple développé par le moteur à combustion interne de la figure 1 en fonction de son régime, selon que les vanes de ce moteur à combustion interne sont ouvertes ou
30 fermées.

Dans la description, les termes « amont » et « aval » seront utilisés
35 suivant le sens de l'écoulement des gaz, depuis le point de prélèvement de l'air frais dans l'atmosphère jusqu'à la sortie des gaz brûlés par un pot de détente 26.

Sur la figure 1, on a représenté schématiquement un moteur à

combustion interne 10 qui est piloté par un dispositif électronique et/ou informatique (non représenté) et qui comprend un bloc-moteur 10A. Ce bloc-moteur 10A est ici pourvu de quatre cylindres 11, 12, 13, 14 en ligne, dont, d'un côté à l'autre du bloc-moteur 10A, un premier cylindre 11, un deuxième cylindre 5 12, un troisième cylindre 13 et un quatrième cylindre 14. Chaque cylindre comporte classiquement deux soupapes d'admission d'air frais et deux soupapes d'échappement (non représentées) de gaz brûlés.

Chaque cylindre 11, 12, 13, 14 du moteur à combustion interne 10 fonctionne selon un cycle de quatre temps, dont un temps d'admission durant 10 lequel ses soupapes d'admission sont ouvertes, un temps de compression et un temps de détente (après explosion) durant lesquels ses soupapes d'admission et d'échappement sont fermées, et enfin un temps d'échappement durant lequel ses soupapes d'échappement sont ouvertes. On considère généralement en outre une 15 phase dite de croisement, concomitante avec la fin du temps d'échappement et le début du temps d'admission, durant laquelle les soupapes d'admission et d'échappement du cylindre sont simultanément ouvertes.

Les cycles des quatre cylindres 11, 12, 13, 14 sont décalés les uns par rapport aux autres d'un temps. Les cylindres présentent classiquement l'ordre 20 d'allumage suivant : le premier cylindre 11 est allumé le premier, suivi du troisième cylindre 13, puis du quatrième cylindre 14 et enfin du deuxième cylindre 12. En d'autres termes, lorsque le premier cylindre 11 est au temps d'échappement, le troisième cylindre 13 est au temps de détente, le quatrième cylindre 14 est au temps de compression et le deuxième cylindre 12 est au temps d'admission.

En amont des cylindres 11, 12, 13, 14 du bloc-moteur 10A, le moteur à 25 combustion interne 10 comporte une ligne d'admission 20 d'air frais qui comprend, d'une part, un filtre à air 21 qui filtre l'air frais prélevé dans l'atmosphère, et, d'autre part, un compresseur 31 d'un turbocompresseur 30 qui comprime l'air frais filtré par le filtre à air 21. La ligne d'admission 20 d'air frais comporte en outre un refroidisseur d'air 22 qui refroidit l'air frais qui s'est échauffé durant sa 30 compression. Cette ligne d'admission 20 débouche dans un répartiteur d'air 23 qui est raccordé aux quatre cylindres 11, 12, 13, 14 du bloc-moteur 10A.

En sortie des cylindres 11, 12, 13, 14 du bloc-moteur 10A, le moteur à combustion interne 10 comporte deux collecteurs d'échappement 40, 50.

Comme le montrent les figures 1 et 2, un premier des collecteurs 35 d'échappement 40 raccorde les premier et quatrième cylindres 11, 14 à une première volute 33 d'une turbine 32 du turbocompresseur 30. Cette turbine sera décrite plus en détail par la suite.

A cet effet, le premier collecteur d'échappement 40 comporte deux parties distinctes 42, 43 amont, dont l'une prend naissance dans le premier cylindre 11 et dont l'autre prend naissance dans le quatrième cylindre 14. Ces deux parties distinctes 42, 43 se rejoignent au niveau d'une zone de raccord 44.

5 Le premier collecteur d'échappement 40 comporte en outre une partie commune 41 aval, de section ici cylindrique, qui prend naissance au niveau de la zone de raccord 44 et qui débouche dans une entrée 37 de la turbine 32.

Un deuxième des collecteurs d'échappement 50 raccorde les deuxième et troisième cylindres 12, 13 à une deuxième volute 34 de la turbine 32 du
10 turbocompresseur 30.

A cet effet, le deuxième collecteur d'échappement 50 comporte deux parties distinctes 52, 53 amont, dont l'une prend naissance dans le deuxième cylindre 12 et dont l'autre prend naissance dans le troisième cylindre 13. Ces deux parties distinctes 52, 53 se rejoignent au niveau d'une zone de raccord 54. Le
15 deuxième collecteur d'échappement 50 comporte en outre une partie commune 51 aval, de section ici cylindrique, qui prend naissance au niveau de la zone de raccord 54 et qui débouche dans une autre entrée 38 de la turbine 32.

Les premier et deuxième collecteurs d'échappement 40, 50 sont ici chacun formés d'une seule pièce par moulage d'une matière métallique. Ils
20 présentent un volume intérieur peu important qui permet aux bouffées de gaz brûlés s'échappant des cylindres de rentrer dans la turbine 32 avec une énergie cinétique maximale lorsque le moteur fonctionne à bas régime.

A ce stade, on remarque que les cylindres 11, 14 et 12, 13 sont reliés par paires aux deux collecteurs d'échappement 40, 50 de telle sorte que lorsque les
25 soupapes d'échappement d'un des cylindres d'une paire de cylindres sont ouvertes (au temps d'échappement ou en phase de croisement), les soupapes d'échappement de l'autre des cylindres de cette même paire sont fermées. Le flux de gaz brûlés issu d'un des cylindres d'une paire de cylindres n'a alors aucune influence sur le fonctionnement de l'autre des cylindres de cette paire.

30 Comme le montre plus précisément la figure 2, le turbocompresseur 30 comporte un compresseur 31 pourvu d'une roue à aubes (non représentée) et une turbine 32 également pourvue d'une roue à aubes 35. Ces deux roues à aubes sont reliées l'une à l'autre par un axe 36.

Le compresseur 31 comporte une entrée d'air frais axiale (non visible sur
35 la figure) et une sortie d'air frais comprimé 31A latérale.

La turbine présente latéralement deux entrées 37, 38 latérales de gaz brûlés qui sont chacune raccordées à l'un des collecteurs d'échappement 40, 50.

Ces deux entrées 37, 38 latérales débouchent à l'intérieur de la turbine 32, dans les deux volutes 33, 34 qui entourent l'unique roue à aubes 35 de la turbine 32.

Les gaz brûlés qui arrivent à haute pression depuis l'un ou l'autre des collecteurs d'échappement 40, 50 circulent alors dans l'une ou l'autre des deux volutes 33, 34 de la turbine. Les volutes qui présentent des formes toriques imposent aux deux flux de gaz brûlés des trajectoires circulaires de manière qu'ils entraînent en rotation la roue à aubes 35.

Ainsi, lorsque cette roue à aubes 35 tourne, elle entraîne en rotation la roue à aubes du compresseur 31, ce qui permet de comprimer l'air frais circulant dans la ligne d'admission 20.

Ici, les deux volutes 33, 34 de la turbine 32 sont séparées l'une de l'autre par une simple collerette périphérique 35A.

En variante, la turbine pourrait se présenter en deux parties distinctes, comportant chacune une roue à aubes et une volute propres. Les deux roues à aubes de la turbine seraient alors montées sur un axe commun.

Quoi qu'il en soit, les gaz brûlés sont expulsés hors de la turbine 32 par une sortie 39 axiale.

Comme le montre la figure 1, cette sortie axiale 39 est raccordée à une ligne d'échappement 20 de gaz brûlés qui permet d'évacuer l'ensemble des gaz brûlés jusqu'au pot de détente 26 via un dispositif de dépollution 27.

En variante, le moteur à combustion interne pourrait également comporter une ligne de recirculation des gaz brûlés piquée sur la ligne d'échappement et débouchant dans la ligne d'admission. Une telle ligne de recirculation permet d'injecter dans la ligne d'admission une partie des gaz brûlés issus de la combustion dans les cylindres, appelés gaz de recirculation, pour réaliser un mélange d'admission comprenant de l'air frais et des gaz brûlés afin de diminuer le volume de particules polluantes rejetées par le moteur.

Selon une caractéristique particulièrement avantageuse de l'invention, le moteur à combustion interne 10 comporte, d'une part, deux volumes de réserve 45, 55 de gaz dont un premier volume de réserve 45 qui débouche dans le premier collecteur d'échappement 40 et dont un deuxième volume de réserve 55 qui débouche dans le deuxième collecteur d'échappement 50, et, d'autre part, une vanne 46, 56 positionnée au débouché de chaque volume de réserve 45, 55.

A cet effet, le moteur à combustion interne 10 comporte un carter de réserve (non représenté) dont le volume intérieur est séparé en deux chambres distinctes qui forment les deux volumes de réserve 45, 55 précités.

Ces deux chambres sont chacune pourvues d'une unique ouverture qui

débouche sur un conduit de jonction 47, 57 raccordant ladite chambre au collecteur d'échappement 40, 50 correspondant. Le carter de réserve est disposé en dessous des collecteurs d'échappement 40, 50 de manière que ses deux conduits de jonction 47, 57, d'axes verticaux, débouchent indépendamment l'un de l'autre dans l'un ou l'autre des collecteurs d'échappement 40, 50, à proximité de la zone de raccord 44, 54 de ce collecteur, en aval de cette zone de raccord.

L'ensemble des cylindres 11, 12, 13, 14 présentant une cylindrée donnée, par exemple de 1,8 litre, la contenance de chaque volume de réserve 45, 55 est prévue pour être supérieure au huitième de ladite cylindrée ; elle est ici égale à 0,5 litre.

Chaque conduit de jonction 47, 57 présente une forme cylindrique de diamètre compris entre 0,4 et 1 fois le diamètre des parties communes 41, 51 des collecteurs d'échappement 40, 50. Ce diamètre est choisi ici égal à 0,5 fois le diamètre des parties communes 41, 51 des collecteurs d'échappement 40, 50.

Les vannes 46, 56 sont disposées dans les conduits de jonction 47, 57. Ces vannes sont de type vanne à papillon. Elles comportent donc chacune un volet (non représenté) qui est monté sur un axe et qui, en fonction de sa position angulaire autour de cet axe, est adapté à obstruer ou à ouvrir le conduit de jonction dans lequel il est disposé.

Ici, avantageusement, les deux volets sont montés sur un même axe qui traverse les deux conduits de jonction si bien qu'ils présentent invariablement la même position angulaire. En variante, les deux volets pourraient être montés sur deux axes distincts actionnés indépendamment l'un de l'autre.

L'axe des vannes à papillon est ici actionné par des moyens d'actionnement électromécaniques (de type servo-moteur) communs. Ces moyens pourraient également être pneumatiques (de type micro-vérin).

Préférentiellement, ces moyens d'actionnement sont bistables et sont adaptés à disposer les volets dans deux positions stables séparées angulairement de 90 degrés, dont une position stable dans laquelle les volets obturent totalement les conduits de jonction 47, 57 et une autre position stable dans laquelle les volets s'étendent dans des plans parallèles aux axes verticaux des conduits de jonction.

Ces moyens d'actionnement sont pilotés par des moyens de pilotage intégrés au dispositif électronique et/ou informatique du moteur à combustion interne 10.

Les moyens de pilotage sont conçus pour, d'une part, ouvrir les vannes 46, 56 lorsque le régime du moteur à combustion interne 10 dépasse une première valeur seuil comprise en 3500 et 5000 tours par minute, par exemple

4000 tours par minute, et, d'autre part, fermer ces mêmes vannes 46, 56 lorsque le régime du moteur à combustion interne 10 passe en-deçà d'une seconde valeur seuil comprise en 3000 et 4500 tours par minute, par exemple 3800 tours par minute.

5 En variante, les vannes pourraient être commandées pour s'ouvrir et se fermer progressivement selon le régime du moteur. Plus précisément, les moyens de pilotage pourraient piloter la fermeture complète des vannes lorsque le régime du moteur est en dessous de 3500 tours par minute, l'ouverture complète des vannes lorsque le régime du moteur est au-dessus de 5000 tours par minute, et
10 l'ouverture partielle des vannes lorsque le régime du moteur est compris entre 3500 et 5000 tours par minute, avec un coefficient d'ouverture dépendant du régime du moteur.

 Quoi qu'il en soit, lorsque le moteur à combustion interne 10 fonctionne à bas régime, les vannes 46, 56 sont pilotées en position fermée de sorte que les
15 gaz brûlés qui s'échappent des cylindres 11, 12, 13, 14 sont directement conduits vers les volutes de la turbine 32.

 Ils perdent ainsi que peu de leur énergie dans les collecteurs d'échappement si bien qu'ils commencent à entraîner en rotation la roue à aubes de cette turbine 32. Leur énergie est limitée, toutefois les pulsations engendrées à
20 l'ouverture des soupapes d'échappement sont correctement transmises vers la turbine et améliorent le rendement du moteur.

 Comme le montre la courbe discontinue de la figure 4, le couple C développé par le moteur à bas régime est satisfaisant. Il est en particulier meilleur que si les vannes 46, 56 étaient ouvertes (courbe continue). Il est également plus
25 important que celui développé par un moteur de même cylindrée comportant un unique collecteur d'échappement.

 Par ailleurs, lorsque le moteur à combustion interne 10 fonctionne à haut régime, les vannes 46, 56 sont pilotées en position ouverte de sorte que le volume total de gaz présent dans les collecteurs d'échappement 40, 50 et dans les
30 volumes de réserve 45, 55 est important.

 Les gaz brûlés présentent ici une forte énergie et peuvent circuler facilement du fait de ce grand volume, sans que d'importants phénomènes de pompage n'apparaissent. La vidange des cylindres 11, 12, 13, 14 peut en particulier s'effectuer plus facilement.

35 Comme le montre la courbe discontinue de la figure 3, la pression de pompage P est alors négative, ce qui signifie que le travail de transvasement des gaz dans les cylindres est négatif. Ce travail a donc un impact négatif sur le

rendement du moteur à combustion interne 10. Toutefois, cette pression de pompage P est moins négative que si les vannes 46, 56 étaient fermées (courbe discontinue).

5 Par conséquent, comme le montre la courbe continue de la figure 4, le couple C et la puissance développés par le moteur à haut régime sont importants. Ils sont en particulier meilleurs que si les vannes étaient fermées. Ils atteignent même environ les valeurs de couple et de puissance d'un moteur de même cylindrée comportant un unique collecteur d'échappement.

10 La présente invention n'est nullement limitée au mode de réalisation décrit et représenté, mais l'homme du métier saura y apporter toute variante conforme à son esprit.

REVENDEICATIONS

1. Moteur à combustion interne (10) comprenant au moins quatre cylindres (11, 12, 13, 14), un turbocompresseur (30) pourvu d'une turbine (32) à deux volutes (33, 34), et deux collecteurs d'échappement (40, 50) indépendants dont l'un (40) raccorde au moins deux desdits cylindres (11, 14) à l'une des deux volutes (33) de ladite turbine (32) et dont l'autre (50) raccorde au moins deux autres desdits cylindres (12, 13) à l'autre des deux volutes (34) de ladite turbine (32), caractérisé en ce qu'il comporte en outre deux volumes de réserve (45, 55) dont l'un (45) débouche dans l'un desdits collecteurs d'échappement (40) et dont l'autre (55) débouche dans l'autre desdits collecteurs d'échappement (50), et une vanne (46, 56) positionnée au débouché de chaque volume de réserve (45, 55).

2. Moteur à combustion interne (10) selon la revendication précédente, comportant des moyens de pilotage desdites vannes (46, 56) qui sont adaptés, d'une part, à ouvrir lesdites vannes (46, 56) lorsque le régime du moteur à combustion interne (10) dépasse une première valeur seuil comprise en 3500 et 5000 tours par minute, et, d'autre part, à fermer lesdites vannes (46, 56) lorsque le régime du moteur à combustion interne (10) passe en-deçà d'une seconde valeur seuil inférieure à la première valeur seuil et comprise en 3000 et 4500 tours par minute.

3. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications précédentes, comportant quatre cylindres (11, 12, 13, 14), dont, classés par ordre d'allumage, un premier cylindre (11), un troisième cylindre (13), un quatrième cylindre (14) et un deuxième cylindre (12), les premier et quatrième cylindres (11, 14) étant raccordés à l'un des deux collecteurs d'échappement (40), et les deuxième et troisième cylindres (12, 13) étant raccordés à l'autre des deux collecteurs d'échappement (50).

4. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel lesdites vannes (46, 56) sont de type vanne à papillon.

5. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel lesdites vannes (46, 56) sont actionnées par des moyens d'actionnement électromécaniques ou pneumatiques communs.

6. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel, chaque collecteur d'échappement (40, 50) comportant des parties distinctes (42, 43, 52, 53) reliées indépendamment les unes des autres aux cylindres (11, 12, 13, 14) associés, une partie commune (41, 51) reliée à l'une desdites volutes (33, 34), et une zone de raccord (44, 54) entre lesdites parties

distinctes (42, 43, 52, 53) et ladite partie commune (41, 51), le débouché de chaque volume de réserve (45, 55) dans le collecteur d'échappement (40, 50) associé est situé à proximité de ladite zone de raccord (44, 54), en aval de celle-ci.

5 7. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel, l'ensemble des cylindres (11, 12, 13, 14) présentant une cylindrée donnée, la contenance de chaque volume de réserve (45, 55) est supérieure au huitième de ladite cylindrée.

10 8. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel chaque volume de réserve (45, 55) comporte un conduit de jonction (47, 57) par lequel il débouche dans le collecteur d'échappement (40, 50) correspondant, ledit conduit de jonction (47, 57) comprenant intérieurement l'une desdites vannes (46, 56) et présentant une section dont la surface est comprise entre 0,15 et 1 fois la surface de la section du collecteur d'échappement
15 (40, 50) au niveau du débouché dudit volume de réserve (45, 55).

 9. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications précédentes, dans lequel la turbine (32) comporte une unique roue à aubes (35) entourée par lesdites deux volutes (33, 34).

20 10. Moteur à combustion interne (10) selon l'une des revendications 1 à 8, dans lequel la turbine (32) comporte deux roues à aubes montées sur un axe commun, dont l'une est entourée par l'une desdites deux volutes et dont l'autre est entourée par l'autre desdites deux volutes.

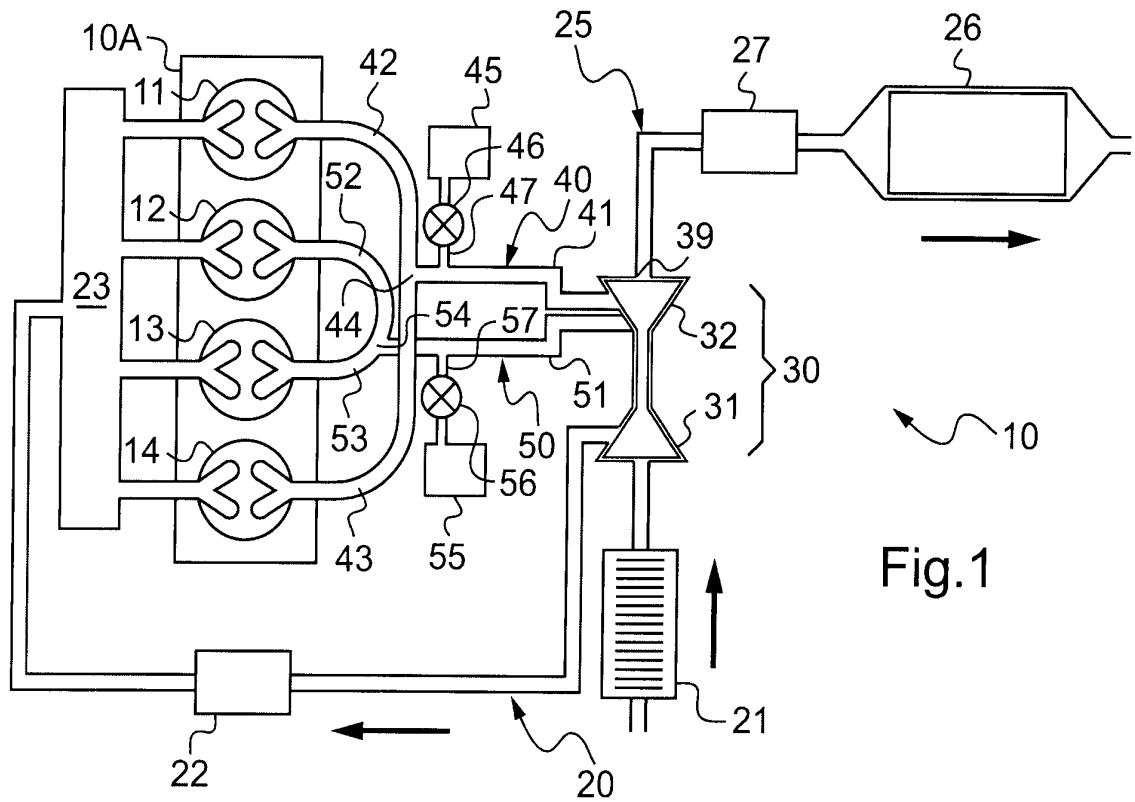


Fig. 1

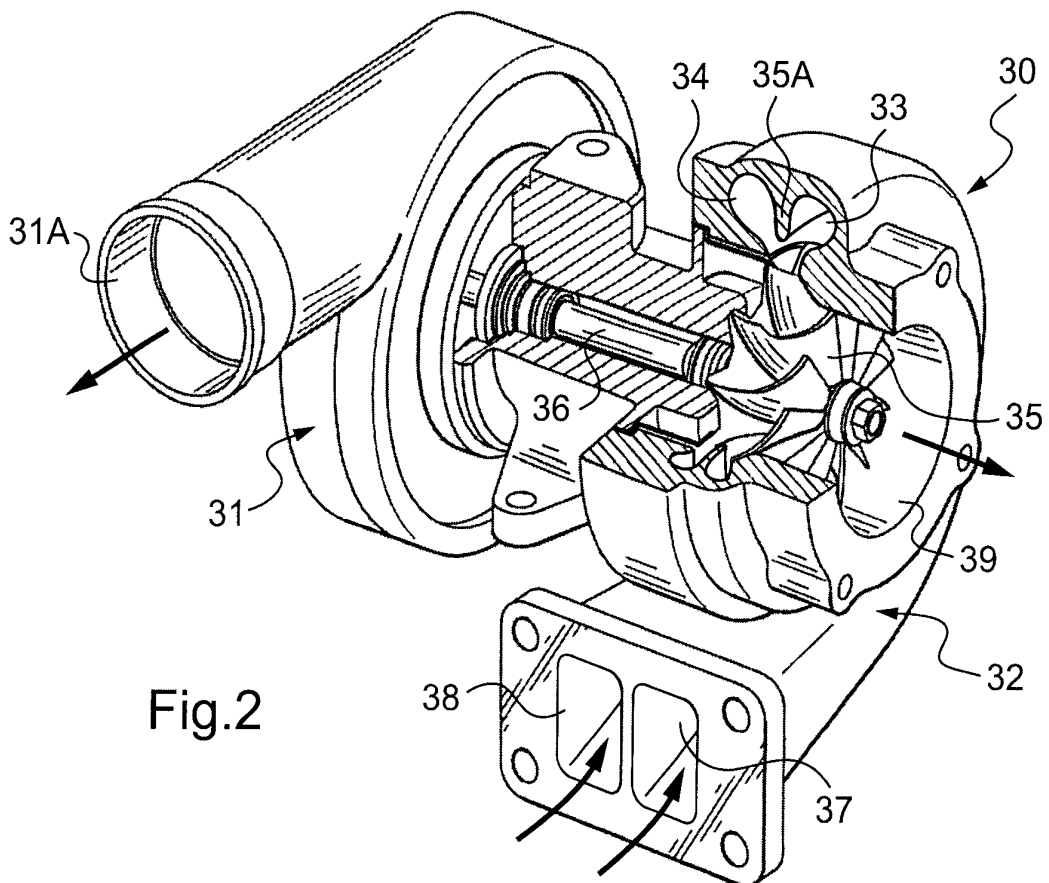
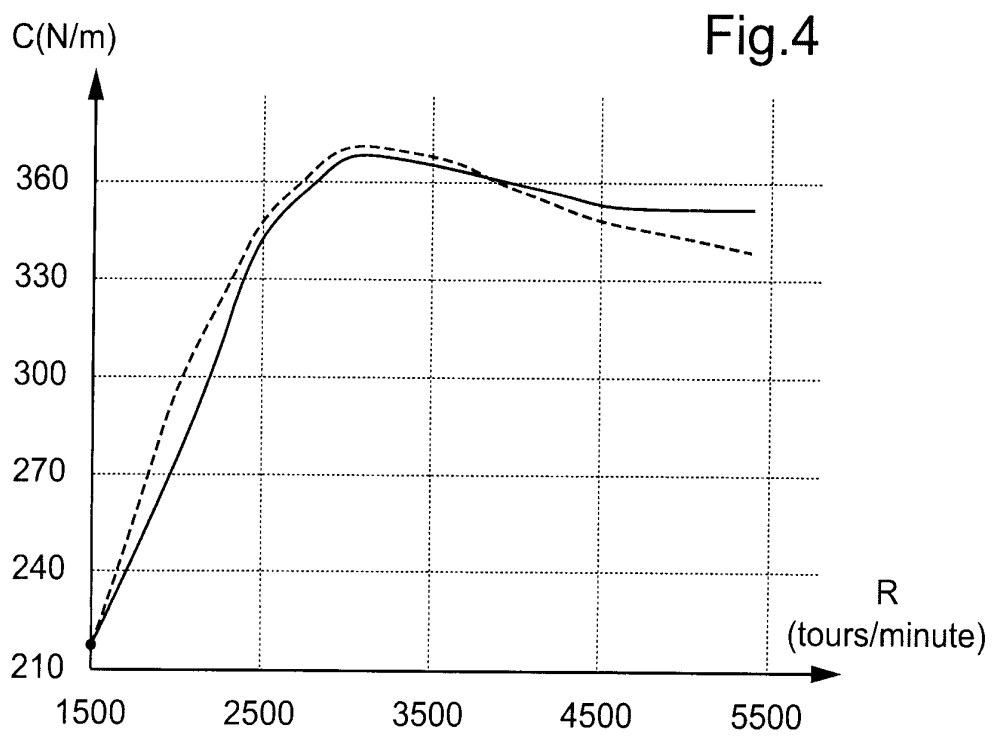
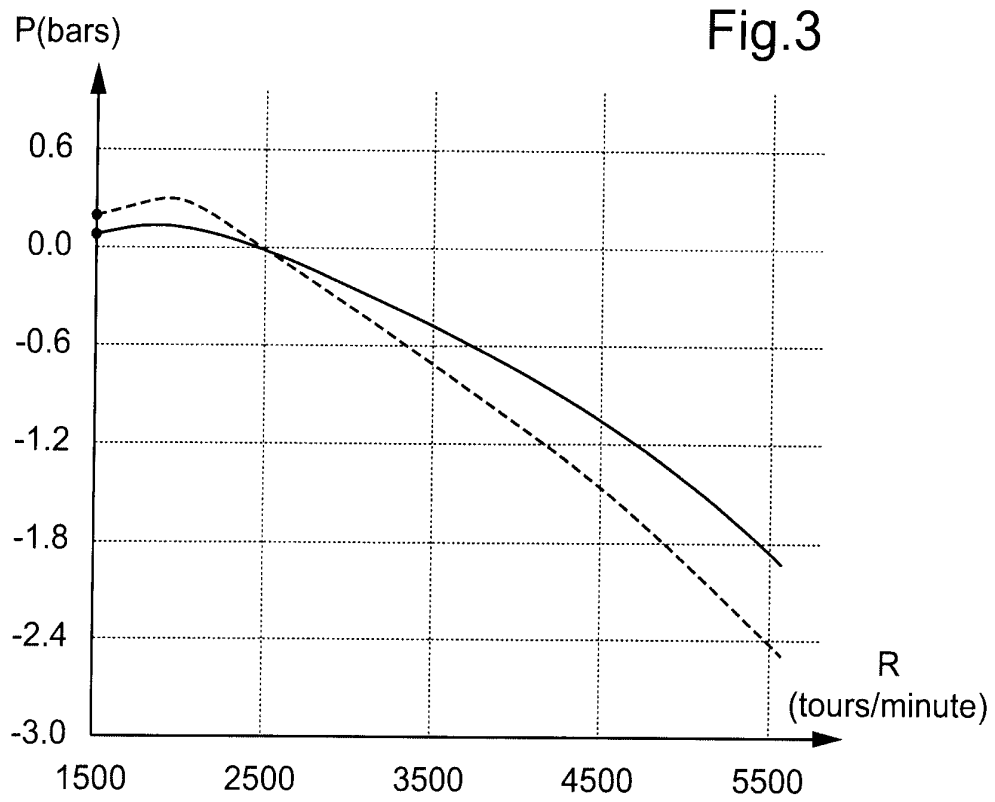


Fig. 2

2/2





**RAPPORT DE RECHERCHE
PRÉLIMINAIRE**

N° d'enregistrement
national

établi sur la base des dernières revendications
déposées avant le commencement de la recherche

FA 689349
FR 0611290

DOCUMENTS CONSIDÉRÉS COMME PERTINENTS		Revendication(s) concernée(s)	Classement attribué à l'invention par l'INPI
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes		
A	US 6 945 235 B1 (BERTILSSON BERT-INGE [SE] ET AL) 20 septembre 2005 (2005-09-20) * le document en entier * -----	1-10	F01N7/08 F01N7/10 F02B41/00 F02B47/08 F02B75/18 DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHÉS (IPC) F01N F02B F01D
A	DE 43 16 778 A1 (OPEL ADAM AG [DE]) 24 novembre 1994 (1994-11-24) * le document en entier * -----	1-10	
A	FR 2 856 112 A (MOTEUR MODERNE LE [FR]) 17 décembre 2004 (2004-12-17) * le document en entier * -----	1-10	
A	DE 31 45 835 A1 (MATARO CO LTD [KY]) 26 mai 1983 (1983-05-26) * le document en entier * -----	1-10	
A	US 2005/098149 A1 (COLEMAN GERALD N [US] ET AL) 12 mai 2005 (2005-05-12) * le document en entier * -----	1-10	
Date d'achèvement de la recherche		Examinateur	
30 juillet 2007		Blanc, Sébastien	
<p>CATÉGORIE DES DOCUMENTS CITÉS</p> <p>X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire</p> <p>T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet bénéficiant d'une date antérieure à la date de dépôt et qui n'a été publié qu'à cette date de dépôt ou qu'à une date postérieure. D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant</p>			

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE PRÉLIMINAIRE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET FRANÇAIS NO. FR 0611290 FA 689349**

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche préliminaire visé ci-dessus.

Les dits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du **30-07-2007**

Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets, ni de l'Administration française

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
US 6945235	B1	20-09-2005	AUCUN	
DE 4316778	A1	24-11-1994	AUCUN	
FR 2856112	A	17-12-2004	AUCUN	
DE 3145835	A1	26-05-1983	AUCUN	
US 2005098149	A1	12-05-2005	US 2005183692 A1 US 2007062192 A1	25-08-2005 22-03-2007