

(19) RÉPUBLIQUE FRANÇAISE
INSTITUT NATIONAL
DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE
PARIS

11 N° de publication :

2 532 003

(21) N° d'enregistrement national : **83 13375**

(51) Int Cl³ : F 02 B 29/00, 3/08,

12

DEMANDE DE BREVET D'INVENTION

A1

- (22) Date de dépôt : 17 août 1983.
(30) Priorité IT, 18 août 1982, n° 22886A/82.

- (71) Demandeur(s) : Société dite : ALFA ROMEO AUTO S.p.A., société par actions de droit italien. — IT.

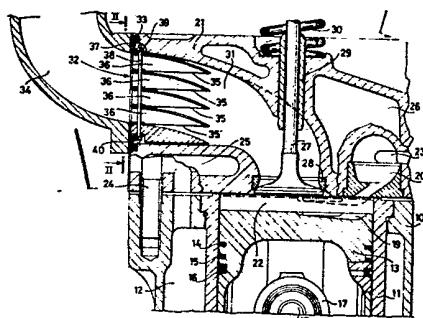
- (43) Date de la mise à disposition du public de la demande : BOPI « Brevets » n° 8 du 24 février 1984.

(60) Références à d'autres documents nationaux appartenés :

- (72) Inventeur(s) :** Luigi Bernardoni et Umberto Invernizzi.

- 54 Moteur Diesel avec rapport de compression effectif essentiellement égal au rapport de compression géométrique

- (57)** La présente invention concerne un moteur Diesel ayant un rapport de compression effectif essentiellement égal au rapport de compression géométrique, chacune des conduites d'aspiration 31 du moteur étant munie de soupapes automatiques de retenue 32, conçues pour empêcher le flux d'air vers l'extérieur, disposées immédiatement en amont et en série avec les soupapes d'aspiration normales 27.



Dans les moteurs Diesel, on adopte en général des rapports de compression géométriques compris comme rapport entre volume maximal et volume minimal dans le cylindre, d'une valeur élevée pour vaincre les difficultés d'allumage du gas-oil au démarrage à froid du moteur; dans ces conditions, les pertes de chaleur à travers les parois sont importantes en pourcentage et il faut des pressions de fin de compression plus élevées que celles nécessaires avec un moteur thermiquement en régime pour que la température de l'air puisse atteindre les valeurs exigées pour l'allumage du gas-oil.

Ces rapports élevés de compression géométriques sont nécessaires pour obtenir des rapports de compression effectifs suffisamment élevés; ces derniers étant dépendants du rapport entre volume de l'air au moment de la fermeture de la soupape d'aspiration et volume du même air au P.M.S. de fin de compression, il s'ensuit qu'ils peuvent être égaux ou légèrement supérieurs au rapport de compression géométrique seulement aux régimes dans lesquels le remplissage des cylindres est favorisé par des phénomènes de résonance et par des effets inertIELS, du fait du retard à la fermeture de la soupape d'aspiration, alors qu'aux autres régimes, et en particulier au démarrage, les rapports de compression effectifs se trouvent être inférieurs au rapport de compression géométrique du fait qu'une partie d'air reflue dans la conduite d'aspiration pendant la première partie de la course de compression, compte tenu du retard à la fermeture de la soupape d'aspiration.

Or, il est certain que si les rapports de compression géométriques sont élevés, on rencontrera de plus grandes difficultés dans la réalisation en série des moteurs, car il faut une précision plus poussée dans la fabrication et le montage des parties si on veut contenir les dispersions des valeurs réelles par rapport aux valeurs prévues pour chaque cylindre d'un moteur et pour les divers moteurs.

Pour éliminer les inconvénients des constructions courantes, il a été réalisé un moteur Diesel ayant un rapport de compression effectif essentiellement égal au rapport de compression géométrique, chacune des conduites

d'aspiration du moteur étant munie de soupapes automatiques de retenue, conques pour empêcher le flux d'air vers l'extérieur, disposées immédiatement en amont et en série avec les soupapes d'aspiration normales.

- 5 Les soupapes de retenue, en fermant la conduite d'aspiration quand il apparaît une différence de pression positive entre l'intérieur et l'extérieur, réduisent le débit d'air qui du cylindre peut refluer vers l'extérieur pendant la première partie de la course de compression,
- 10 compte tenu du retard à la fermeture de la soupape d'aspiration; il s'ensuit un plus grand remplissage des cylindres même aux bas régimes du moteur et une augmentation du rapport de compression effectif, de sorte que le rapport de compression géométrique peut être établi à un niveau sensiblement
- 15 plus bas, ce qui permet d'obtenir une nette amélioration dans le domaine des tolérances des constructions en série.

Avec la réduction du rapport géométrique de compression, on obtient également une amélioration du rendement thermodynamique du cycle par suite des moindres pertes de chaleur à travers les parois, le rapport surface/volume de la chambre de combustion étant plus faible.

- 20 D'autre part, si on maintient un rapport de compression géométrique d'une valeur élevée, avec l'emploi desdites soupapes de retenue, on peut obtenir sans difficulté le
- 25 démarrage du moteur Diesel même avec des températures ambiantes très basses.

La description qui va suivre, en regard des dessins annexés à titre d'exemple non limitatif, permettra de bien comprendre comment la présente invention peut être mise en pratique.

La figure 1 est une vue en coupe partielle suivant un plan longitudinal d'un moteur Diesel à préchambre réalisé selon l'invention.

- 30 La figure 2 est une vue en coupe suivant le plan indiqué par II-II.

Sur la figure 1, 10 désigne le carter du moteur, 11 la chemise d'un cylindre, 12 la chambre pour le liquide de refroidissement de ce cylindre, 13 le piston, 14, 15, 16 les segments élastiques d'étanchéité, 17 le pied de bielle

et 18 l'axe du piston.

La référence 19 désigne la chambre de combustion pratiquée dans le haut du piston et 20 la préchambre de combustion pratiquée dans la culasse 21 du moteur; puis, 22 5 désigne la chambre de combustion comprise entre piston, cylindre et culasse.

Sur la figure 1 est représentée la bougie de pré-chauffage 23 disposée dans la préchambre 20, alors que l'injecteur de gas-oil, monté dans cette même préchambre, 10 n'est pas représenté.

La référence 24 désigne l'un des boulons prisonniers qui bloquent la culasse 21 sur le carter 10 et les références 25 et 26 désignent les chambres pour le liquide de refroidissement de la culasse.

15 La référence 27 désigne la soupape d'aspiration, 28 son siège, 29 le guide de soupape et 30 le ressort de rappel de ladite soupape.

Sur cette figure 1, la référence 31 désigne la conduite d'aspiration pratiquée dans la culasse et 32 un bloc 20 de soupapes automatiques de retenue fixé à la culasse 21 ensemble avec le raccord 34 de la conduite d'aspiration, avec interposition de la garniture 33.

Le bloc 32 de soupape de retenue, comme on le voit également sur la figure 2, est constitué par des séries, 25 placées côte à côte et superposées, de lamelles élastiques 35 et de canaux à fond arqué 36, fixés sur un châssis de support 37 à l'aide des boulons 38 et des écrous 39 et 40. Les lamelles 35 sont légèrement préchargées et s'appuient sur les bords libres des canaux 36 pour les intercepter.

30 Pendant la phase d'aspiration du piston 13, il se crée entre les conduites 34 et 31 une différence de pression positive qui, si elle dépasse une valeur minimale, provoque le soulèvement des lamelles 35 et ouvre les canaux 36, alimentant en air le cylindre 11.

35 Lorsque ladite différence de pression devient nulle ou change de signe, les lamelles 35 ferment à nouveau les canaux 36, empêchant le flux inverse d'air de la conduite

31 à la conduite 34.

Par conséquent, l'air qui tendrait à refluer dans la conduite d'aspiration 34 pendant la première partie de la course de compression, du fait du retard à la fermeture 5 de la soupape d'aspiration 27, est intercepté par la fermeture des lamelles 35, et est forcée de rester dans le cylindre 11, à cause de la légère surpression qui se crée dans la conduite 31.

Il en résulte une augmentation du remplissage du 10 cylindre et une augmentation du rapport de compression effectif jusqu'à des valeurs sensiblement égales au rapport géométrique de compression, y compris à des bas régimes et au démarrage à froid du moteur.

L'air qui reflue dans la conduite 31 est aspiré de 15 nouveau dans le cylindre au début de la phase d'aspiration suivante et, grâce à la légère surpression existante, contribue à l'expulsion des gaz brûlés présents dans le cylindre avec un bon effet de lavage même aux bas régimes.

Dans la figure 1, le piston 13 est représenté en 20 trait continu dans la position de P.M.S., correspondant à un rapport géométrique de compression de 18:1, tandis que le même piston est représenté avec traits et points dans la position de P.M.S. correspondant à un rapport géométrique de compression de 22:1, qu'il serait nécessaire d'adopter 25 pour obtenir un bon démarrage du moteur à froid si on n'avait pas prévu selon la présente invention, les soupapes de retenue 32 dans la conduite d'aspiration 31, immédiatement en amont de la soupape d'aspiration 27.

Il est à remarquer que la distance entre les positions du piston dans les deux cas a été agrandie pour mettre 30 en évidence la différence entre les deux situations.

La solution proposée présente encore l'avantage, comme on l'a déjà indiqué, de permettre une réduction des pertes de chaleur à travers les parois du fait que le 35 rapport surface/volume dans la chambre de combustion est plus petit que dans le cas où le rapport géométrique de compression est plus élevé.

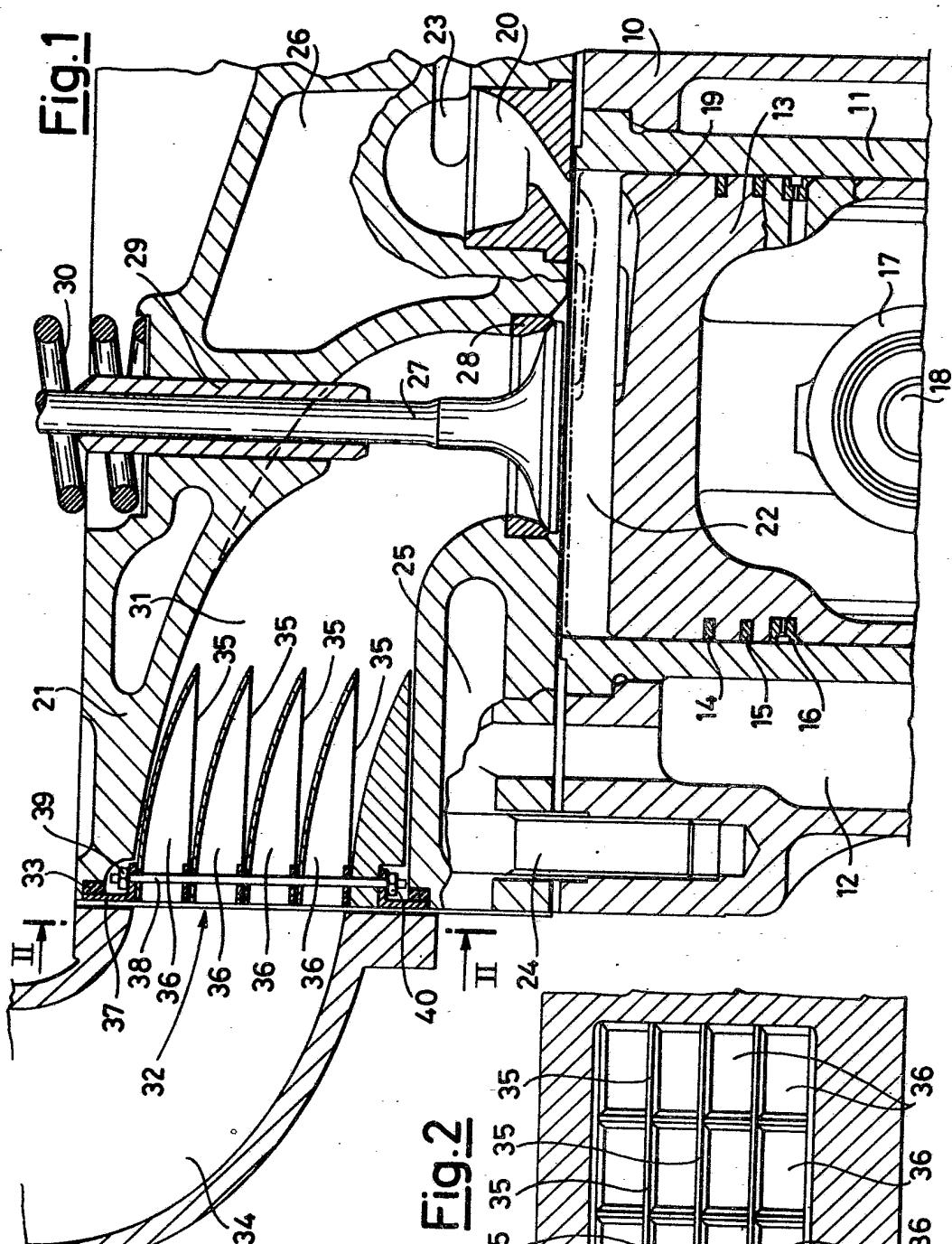
Avec cette solution, il est également possible d'augmenter le retard à la fermeture de la soupape

d'aspiration, sans pénaliser le rendement volumétrique, et même avec l'avantage indirect de pouvoir augmenter les montées de la soupape d'aspiration, à égalité d'accélérations, par suite de la plus grande durée angulaire de la phase.

- 5 d'ouverture de ladite soupape.

REVENDICATIONS

1. Moteur à combustion interne du type Diesel, caractérisé par le fait qu'il a un rapport de compression effectif essentiellement égal au rapport de compression géométrique, chacune des conduites d'aspiration (31) du moteur étant munie de soupapes automatiques de retenue (32), conçues pour empêcher le flux d'air vers l'extérieur, disposées immédiatement en amont et en série avec les soupapes d'aspiration normales (27).
10 2. Moteur conforme à la revendication 1, caractérisé par le fait que lesdites soupapes de retenue (32) sont constituées par des séries, placées côte à côte et superposées, de canaux à fond arqué (36) et de lamelles élastiques (35) légèrement préchargées, qui s'appuient sur les bords
15 libres desdits canaux pour les intercepter.

Fig.1Fig.2