



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer : **0 344 598 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

Veröffentlichungstag der Patentschrift :
21.11.91 Patentblatt 91/47

Int. Cl.⁵ : **F02F 1/38, F01L 1/04**

Anmeldenummer : **89109345.2**

Anmeldetag : **24.05.89**

Hubkolben-Brennkraftmaschine mit einem zwei obenliegende Steuerwellen umfassenden Zylinderkopf.

Priorität : **01.06.88 DE 3818636**

Veröffentlichungstag der Anmeldung :
06.12.89 Patentblatt 89/49

Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
21.11.91 Patentblatt 91/47

Benannte Vertragsstaaten :
DE FR GB IT SE

Entgegenhaltungen :
EP-A- 0 250 797
FR-A- 496 491
US-A- 4 534 325

Patentinhaber : **Bayerische Motoren Werke
Aktiengesellschaft**
Patentabteilung AJ-30 Postfach 40 02 40
Petuelring 130
W-8000 München 40 (DE)

Erfinder : **Rosche, Paul**
Sophie-Stehle-Strasse 10
W-8000 München 19 (DE)

EP 0 344 598 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung geht gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1 von der DE-PS 3 099 01 aus.

Bei dieser bekannten Brennkraftmaschine sind zur Erzielung einer hohen Leistung im Zylinderkopf je Brennraum eines Zylinders zwei Einlaß- und zwei Auslaß-Ventile angeordnet. Um einen steifen Ventiltrieb zu erreichen, werden die obenliegenden Steuerwellen zur Betätigung der hängend angeordneten Ventile zwischen den Einlaß- und den Auslaß-Ventilen eines Zylinders gelagert. Zur Verringerung der Bauhöhe des Zylinderkopfes sind die Steuerwellen-Lager geteilt ausgeführt, wobei die gesonderten Deckel jeweils beiderseits der jeweiligen Steuerwelle befestigt sind. Zwischen den in einer gemeinsamen Querebene angeordneten Steuerwellen-Lagern ist im Bereich der Zylinderachse eine Zündkerze angeordnet, die in einem Schacht vom oberen Ende des Zylinderkopfes her zugänglich ist.

Wie aus der Fig. 5 der o.g. DE-PS 3209901 hervorgeht, ist für die Anordnung der Befestigungseinrichtungen der gesonderten Lagerdeckel zwischen der jeweiligen Steuerwelle und dem Zündkerzen-Schacht ein erheblicher Bauraum vorgesehen. Dies führt in nachteiliger Weise zu einem breitbauenden Zylinderkopf mit aus größerem Materialaufwand und größeren, gefüllten Kühlräumen resultierendem zusätzlichem Gewicht.

Weiter ergibt sich aus der insgesamt gekippten 4-Ventilanordnung mit etwa zur Zylinderachse parallelen Auslaßventilen ein Brennraum, der zum raschen Durchbrennen der Ladung zwei Zündkerzen erfordert, da die mittige Zündkerze im Schatten einer in OT-Stellung auftretenden, einseitig gerichteten Quetschströmung liegt.

Aus der DE-OS 2919213 ist eine Brennkraftmaschine mit einem im Bereich des Steuergehäuses schmalbauenden Zylinderkopf bekannt. Diese günstige Bauart ist begründet durch eine einzige Steuerwelle, die über Kipphebel je Zylinder vier hängend angeordnete Ventile betätigt. Die Achsen der beiden Einlaß- und der beiden Auslaß-Ventile sind zur Zylinderachse gering geneigt, wodurch im Zylinderkopfboden ein flacher Kalotten-Brennraum ausgebildet werden kann. In den eine höhere Verdichtung zulassenden Brennraum ragt zentral eine Zündkerze. Erreicht ist damit ein klopfester Brennraum, der bei verbrauchsgünstig mageren Gemischen ein schnelles Durchbrennen der Ladung sicherstellt.

Nachteilig bei diesem bekannten Zylinderkopf ist die durch eine schräge Anordnung der Zündkerze erreichte zentrale Lage der Zündkerzen-Funkenstrecke. In einem flachen Brennraum muß diese durch die Schräganordnung gegenüber der brennraumseitigen Mündung der Aufnahmebohrung der Zündkerze zurückgesetzt angeordnet werden, wodurch beim Gaswechsel sich eine unzureichende Spülung der Zündkerze von Brenngasresten ergibt. Weiter ist mit der schrägen Anordnung ein in Seitenwänden des Zylinderkopfes und des Steuergehäuses austretender, die Zündkerze aufnehmender Schacht verbunden, der einer strömungsgünstigen Anordnung benachbarter Gaswechselkanäle mit großem Durchmesser entgegensteht. Dies kann trotz einer zur Zylinderachse einseitig versetzten Ventilanordnung mit Antrieb dazu führen, daß die dem Schacht benachbarten Gaswechselkanäle zu nahe der Zylinderbohrung in den Brennraum münden. Der Zylinderbohrung zu eng benachbarte bewegte Ventilteller behindern jedoch bekanntlich die Strömung beim Ladungswechsel.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, die gattungsgemäße Brennkraftmaschine mit Merkmalen der Brennkraftmaschine der weiteren Druckschrift derart zu kombinieren, daß bei einem Brennraum für hohe Leistung bei niederem Verbrauch mit einer auf optimalen Ladungswechsel abgestellten Ventilsteuerung ein schmalbauender Zylinderkopf erzielt ist.

Diese Aufgabe wird mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruches gelöst. Die erfindungsgemäße, mittige Befestigung eines gemeinsamen Lagerdeckels für beide Steuerwellen eröffnet den Vorteil eines geringen gegenseitigen Achsabstandes der Steuerwellen. Mit der Anordnung kegelförmiger Nocken im gegenseitigen axialen Abstand etwa des Steuerwellen-Achsabstandes ergibt sich der Vorteil der Anordnung sämtlicher Ventile bzw. deren Achsen auf dem Mantel eines sehr spitzen Kegels, wodurch die Ventile bei relativ großen Durchmessern ihrer Ventilteller mit diesen in einem den Einstromwiderstand verringern den Abstand zur Kontur der Zylinderbohrung angeordnet werden können. Weiter ist der mit der Kegelspitze identische Schnittpunkt aller Ventilachsen vom freien Ende der mittig angeordneten Zündkerze oder der Einspritzdüse um das Mehrfache des Durchmessers der Zylinderbohrung entfernt. Damit ist über die Ventilteller in vorteilhafter Weise eine sehr flache Mulden-Kontur für die Brennraumbegrenzung im Zylinderkopf vorgegeben.

Um trotz der Ventilteller eine relativ glatte Oberfläche der Brennraumbegrenzung im Zylinderkopf zu erreichen, wird in Ausgestaltung der Erfindung vorgeschlagen, daß der Schnittpunkt der Ventilachsen ca. um das Maß des 2fachen Durchmessers der Zylinderbohrung entfernt auf der Zylinderachse vorgesehen ist. Eine besonders günstig an die Ventilteller angepaßte Brennraumbegrenzung wird nach einem weiteren Vorschlag durch die Verwendung des Schnittpunktes als Mittelpunkt einer im Zylinderkopf den Brennraum begrenzenden Kalotte erzielt, wobei deren Berandung mit dem Durchmesser der den Kolben aufnehmenden Zylinderbohrung identisch ist.

Die vorbeschriebene Ausbildung der Kalotte bis zur den Kolben aufnehmenden Zylinderbohrung ermög-

licht in weiterer Ausgestaltung den Kolben in seinem umfänglichen Randbereich des Kolbenbodens über eine vorbestimmte radiale Erstreckung der Brennraum-Kalotte im Zylinderkopf entsprechend anzupassen. Damit ist in Kolben-OT-Stellung ein konzentrischer, umlaufender Quetschspalt erreicht, aus dem die Ladung entlang der durch die Ventilteller nur wenig gestörten Kalotten-Oberfläche bei gemischverdichtender Brennkraftmaschine der zentrisch angeordneten Zündkerze zuströmt. Die mit der Kalotte erzielte symmetrische Brennraumgestaltung ergibt somit in Verbindung mit der symmetrischen Quetschspalt-Gestaltung eine Ladungskonzentration im Zündkerzenbereich, wobei die im umfänglichen Quetschspalt initiierte Ladungsströmung von etwa gleichmäßiger Massenverteilung im Bereich der Zündkerze zum Kolbenboden umgelenkt wird. Damit wird ein schnelles Durchbrennen der Ladung erzielt. Dies wird nach einem weiteren Merkmal der Erfindung durch eine flache, symmetrische Mulde im Kolbenboden zusätzlich unterstützt.

Bei einer Brennraum-Kalotte im Zylinderkopf mit dem Kugelmittelpunkt im Schnittpunkt der Ventilachsen kann eine 4-Ventil-Anordnung zur Erzielung großer Tellerdurchmesser der Einlaßventile die Ventilordnung insgesamt ohne Nachteile einseitig gekippt angeordnet werden. Damit können bei im Kolbenboden vorgesehenen Taschen für die Ventile die gegebenen Anschnitte des bei einer Kolbenmulde erhöhten, umlaufenden Randbereiches etwa vergleichmäßig werden, wobei der äußerste Umfang des Randbereiches unverändert bleibt. Dies ergibt eine der Anzahl der Anschnitte entsprechende Anzahl sektorieller Ladungsströmungen aus dem Quetschspalt, wobei die geringeren Geschwindigkeiten an den Rändern der Einzel-Ladungsströmungen zu einer Mikroverwirbelung in Teilbereichen des etwa linsenförmigen Brennraumes vorteilhaft beitragen.

Die Erfindung ist mit einem geänderten Kolben auch für eine Diesel-Brennkraftmaschine mit Direkteinspritzung geeignet. Schließlich beschreibt ein letzter Vorschlag eine bevorzugte Ausgestaltung der erfindungsgemäßen, mittigen Befestigung des gemeinsamen Steuerwellen-Lagerdeckels.

Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung für eine gemischverdichtende, fremdgezündete Brennkraftmaschine ist in der Zeichnung dargestellt. Die Zeichnung zeigt in

- 25 Fig. 1 eine teilweise dargestellte Brennkraftmaschine mit einem 4-Ventil-Zylinderkopf im Querschnitt,
 Fig. 2 einen Ausschnitt des Ventiltriebes für einen Zylinder in Draufsicht, und
 Fig. 3 einen Kolben in Draufsicht des Kolbenbodens.

Die lediglich teilweise dargestellte Hubkolben-Brennkraftmaschine 1 umfaßt einen Zylinder 2, dem ein 4-Ventil-Zylinderkopf 3 mit obenliegenden Steuerwellen 4 und 5 zugeordnet ist. Der Zylinderkopf 3 ist mit zwei hängend angeordneten Einlaßventilen 6 und zwei hängend angeordneten Auslaßventilen 7 ausgerüstet, die jeweils über Tassenstößel 8 und 9 von der jeweiligen Steuerwelle 4 bzw. 5 betätigt werden. Zwischen den Einlaßventilen 6 ist ein Lager 10 für die Steuerwelle 4 und zwischen den Auslaßventilen 7 ist ein Lager 11 für die Steuerwelle 5 angeordnet. Zwischen den in einer Querebene des Zylinderkopfes 3 angeordneten Lagern 10 und 11 weist die gemischverdichtende Brennkraftmaschine 1 eine im Bereich der Zylinderachse 12 angeordnete Zündkerze 13 auf, die in einem im Zylinderkopf 3 ausgebildeten Schacht 14 angeordnet ist.

Zur Fortsetzung des Schachtes 14 über einen Zylinderkopfdeckel 15 hinaus ist ein Rohr 16 vorgesehen, das im Zylinderkopf 3 drehgesichert fixiert ist. Mit seinem freien Endbereich durchsetzt das Rohr 16 mittig und mit Spiel einen für beide Steuerwellen-Lager 10 und 11 gemeinsamen Lagerdeckel 17. Im Bereich des Lagerdeckels 17 weist das Rohr 16 an seinem Außenumfang ein Gewinde 18 für eine Spannmutter 19 auf. Die Spannmutter 19 dient der Niederhaltung bzw. mittigen Befestigung des gemeinsamen Lagerdeckels 17, der in seinen freien Endbereichen bei 20 und 21 zusätzlich befestigt ist.

Die Steuerwellen 4 und 5 sind dem Rohr 16 bzw. der mittigen Befestigungsstelle mittels der Spannmutter 19 eng benachbart angeordnet, wodurch ein relativ kleiner Achsabstand zwischen den vorgenannten Steuerwellen erreicht ist. Wie aus Fig. 2 näher hervorgeht, wird jedes der Einlaßventile 6 von separaten Nocken 22 und 22' und jedes der Auslaßventile 7 von separaten Nocken 23 bzw. 23' betätigt. Die Nocken 22, 22' und 23, 23' der Steuerwellen 4, 5 sind zur Querebene 24 bzw. zum gemeinsamen Lagerdeckel 17 im wesentlichen symmetrisch angeordnet, wobei ihre mittigen Drehebene E_{D1} und E_{D2} axial im Maß des Steuerwellen-Achsabstandes "a" beabstandet sind. Weiter sind sämtliche vorgenannten Nocken Steuerwellen 4 und 5 kegelförmig gestaltet. Damit lassen sich die Achsen sämtlicher Ventile 6 und 7 auf dem Mantel eines spitzen Kegels anordnen, dessen Spitze im Schnittpunkt aller Ventil-Achsen liegt. Mit dem gemeinsamen Lagerdeckel 17 und dessen erfindungsgemäßer, mittiger Befestigung kann der Achsabstand a der Steuerwellen 4 und 5 relativ zum Durchmesser D_z der Zylinderbohrung 2' klein gewählt werden. Wird weiter der axiale Abstand der Drehebene E_{D1} und E_{D2} der kegelförmigen Nocken 22, 23 und 22', 23' im wesentlichen gleich dem Steuerwellen-Achsabstand a gewählt, wird ein flacher, linsenförmiger Brennraum 25 durch eine um das Mehrfache des Durchmessers D_z der Zylinderbohrung 2' entfernte Anordnung des Schnittpunktes 26 aller Ventilachsen von der brennraumseitigen Mündung einer an den Schacht 14 brennraumseitig anschließenden Aufnahmebohrung 27 für die Zündkerze 13 erzielt. Vorzugsweise ist der Schnittpunkt 26 der Ventilachsen ca. um das Maß des

2fachen Durchmessers D_z der Zylinderbohrung 2' entfernt auf der Zylinderachse 12 vorgesehen. Damit wird für die kegelförmigen Nocken 22, 22' und 23, 23' jeweils ein relativ kleiner Kegelwinkel erreicht, wodurch sich günstige tribologische Verhältnisse zwischen den vorgenannten Nocken und den Pleuellstößeln 8 und 9 ergeben.

5 Wie aus Fig. 1 ersichtlich, dient der Schnittpunkt 26 als Mittelpunkt einer im Zylinderkopf 3 den Brennraum 25 begrenzenden Kalotte 28, deren Berandung 29 mit dem Durchmesser D_z der einen Kolben 30 aufnehmenden Zylinderbohrung 2' im wesentlichen identisch ist. Der Kolben 30 weist einen der Brennraum-Kalotte 28 entsprechend angepaßten Randbereich 31 am Kolbenboden 32 auf für einen im wesentlichen konzentrischen, umlaufenden Quetschspalt 33 in OT-Stellung des Kolbens 30.

10 Der Randbereich 31 am Kolbenboden 32 begrenzt ferner eine im Kolbenboden 32 zur Zylinderachse 12 symmetrisch angeordnete, flache Mulde 34 im Kolbenboden 32, die mit der zylinderkopfseitigen Brennraum-Kalotte 28 einen im wesentlichen linsenförmigen Brennraum 25 ergibt. Dieser bietet für ein Brennverfahren mit Gemischverdichtung und Fremdzündung (Zündkerze 13) ein rasches, klopfreies Durchbrennen der Ladung.

Zur Erzielung großer Ventilteller der Einlaßventile 6 ist die 4-Ventil-Anordnung insgesamt um den Schnittpunkt 26 der Ventilachsen in Richtung der Auslaßventile 7 gekippt. Weiter gestattet die gewählte Lage des Schnittpunktes 26 der Ventilachsen, der ca. um das Maß des 2fachen Innendurchmessers D_z der Zylinderbohrung 2' von der Mündung der Aufnahmebohrung 27 für die Zündkerze 13 auf der Zylinderachse 12 entfernt angeordnet ist, die Ventile 6 und 7 mit ihren Ventiltellern nahe der Zündkerze 13 anzuordnen. Damit ergibt sich für die Ventilteller der Ventile 6 und 7 eine von der Zylinderbohrung 2' beabstandete Anordnung. Wie aus Fig. 3 weiter ersichtlich, wird durch im Kolbenboden 32 vorgesehene Taschen 35, 36 für die Ventilteller der Ventile 6 und 7 der Randbereich 31 des Kolbens 30 lediglich teilweise angeschnitten. Damit bleibt ein durchgängig umlaufender Quetschspalt 33 bestehen.

Die vorbeschriebene Brennkraftmaschine 1 ist auch für ein Brennverfahren mit Luftverdichtung und Selbstzündung geeignet, wobei der hierfür vorzusehende Kolben einen bis auf eine mittige Öffnung zu einer im Kolben angeordneten Brennraummulde einen der Kalotte im Zylinderkopf angepaßten Kolbenboden aufweist. An die Stelle der Zündkerze tritt eine Einspritzdüse.

Abschließend ist noch anzumerken, daß mit der Erfindung neben einem schmal bauenden Zylinderkopf dieser auch in Längsrichtung kurz gebaut werden kann, da mit der kompakten Anordnung eines Antriebes der vier radial angeordneten Ventile eines Zylinders zwischen den Zylinder etwa tangierenden Maschinen-Querebenen die Zylinderabstände klein gewählt werden können.

Patentansprüche

- 35 1. Hubkolben-Brennkraftmaschine mit einem zwei obenliegende Steuerwellen umfassenden Zylinderkopf, — bei der einem Brennraum eines Zylinders im Zylinderkopf mehrere geneigt hängende, von den Steuerwellen angetriebene Gaswechselventile zugeordnet sind, und — in einer, eine Zylinderachse (12) beinhaltende, Querebene des Zylinderkopfes geteilte, Lager für die Steuerwellen angeordnet sind, und
- 40 — weiter der Zylinderkopf zwischen den Steuerwellen-Lagern einen der Aufnahme einer mit dem Brennraum in Verbindung stehenden Einrichtung (Zündkerze, Einspritzdüse) dienenden Schacht aufweist, dadurch gekennzeichnet, — daß ein den Schacht (14) begrenzender Fortsatz (Rohr 16) der Befestigung eines für beide Steuerwellen-Lager (10, 11) gemeinsamen Lagerdeckels (17) dient,
- 45 — daß die Nocken (22, 22' und 23, 23') jeder Steuerwelle (4, 5) beiderseits des Lagerdeckels (17) kegelförmig und mit den mittigen Drehebene(n) (E_{D1} , E_{D2}) zueinander axial beabstandet sind etwa entsprechend einem kleinen Abstandsmaß der Steuerwellen, wobei — die Achsen aller Ventile (6, 7) sich in einem triebwerkseitigen Punkt (26) schneiden, — der von der brennraumseitigen Mündung einer an den Schacht (14) brennraumseitig anschließenden Aufnahmebohrung (27) für die jeweilige Einrichtung (Zündkerze 13, Einspritzdüse) um ein Mehrfaches des Durchmessers (D_z) der Zylinderbohrung (2') entfernt ist.
- 50 2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Schnittpunkt (26) der Ventilachsen ca. um das Maß des 2fachen Durchmessers (D_z) der Zylinderbohrung (2') entfernt auf der Zylinderachse (12) vorgesehen ist.
- 55 3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, — daß der Schnittpunkt (26) als Mittelpunkt einer im Zylinderkopf (3) den Brennraum (25) begrenzenden Kalotte (28) dient, — deren Berandung (29) mit dem Durchmesser (D_z) der einen Kolben (30) aufnehmenden Zylinderbohrung (2') im wesentlichen identisch ist.

rung (2') im wesentlichen identisch ist.

4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet,

— daß der Kolben (30) einen der Brennraum-Kalotte (28) entsprechend angepaßten Randbereich (31) am Kolbenboden (32) für einen konzentrischen, umlaufenden Quetschspalt (33) in Kolben-OT-Stellung aufweist, und

— daß im Kolbenboden (32) vorgesehene Taschen (35, 36) für die über Tassenstößel (8, 9) angetriebenen Ventile (6, 7) einer mit den Einlaßventilen (6) zur Zylinderachse (12) um den Schnittpunkt (26) insgesamt gekippten 4-Ventilanordnung den Randbereich (31) lediglich anschneiden.

5. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1-4, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben (30) für ein Brennverfahren mit Gemischverdichtung und Fremdzündung (Zündkerze 13) eine zur Zylinderachse (12) symmetrische, flache Mulde (34) im Kolbenboden (32) aufweist.

6. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1-4, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolben für ein Brennverfahren mit Luftverdichtung und Selbstzündung bis auf eine Öffnung zu einer im Kolben angeordneten Brennraummulde einen der Kalotte im Zylinderkopf angepaßten Kolbenboden aufweist.

7. Brennkraftmaschine nach den Ansprüchen 1-6, dadurch gekennzeichnet,

— daß der Fortsatz ein gesondertes, den Lagerdeckel (17) durchsetzendes Rohr (16) ist,

— das im Zylinderkopf (3) fixiert ist und

— das lagerdeckelseitig ein Gewinde (18) für eine am Lagerdeckel aufliegende Spannmutter (19) aufweist.

Claims

1. A reciprocating piston internal-combustion engine with a cylinder head comprising two overhead camshafts,

— in which a plurality of gas exchange valves in suspended inclined arrangement, driven by the camshafts, is associated with a combustion chamber of a cylinder in the cylinder head, and

— in a transverse plane of the cylinder head containing a cylinder axis (12), divided bearings are arranged for the camshafts, and

— in addition the cylinder head, between the camshaft bearings, has a compartment serving to receive a device (spark-plug, fuel-injection nozzle) which is connected with the combustion chamber, characterised in that

— an extension (pipe 16) delimiting the compartment (14) serves for the attachment of a common bearing cover (17) for both camshaft bearings (10, 11),

— the cams (22, 22' and 23, 23') of each camshaft (4, 5) are arranged on both sides of the bearing cover (17) in tapered form and with the central planes of rotation (E_{D1} , E_{D2}) at an axial distance from each other corresponding approximately to a small spacing measurement of the camshafts, in which

— the axes of all valves (6, 7) intersect at a point (26) on the driving system side,

— which is at a distance from the opening on the combustion chamber side of a receiving bore (27) adjoining the compartment (14) on the combustion chamber side for the respective device (spark-plug 13, fuel injection nozzle) by a multiple of the diameter (D_z) of the cylinder bore (2').

2. An internal-combustion engine according to Claim 1, characterised in that the point of intersection (26) of the valve axes is provided on the cylinder axis (12) at a distance of approximately the length of twice the diameter (D_z) of the cylinder bore (2').

3. An internal-combustion engine according to Claim 2, characterised in that

— the point of intersection (26) serves as the central point of a cup (28) delimiting the combustion chamber (25) in the cylinder head (3),

— its periphery (29) being substantially identical to the diameter (D_z) of the cylinder bore (2') receiving a piston (30).

4. An internal-combustion engine according to Claim 3, characterised in that

— the piston (30) has a marginal region (31) adapted accordingly to the combustion chamber cup (28) on the piston head (32) for a concentric circular compression gap (33) in the OT position of the piston, and

— pockets (35, 36) provided in the piston head (32) for the valves (6, 7) driven via cup rods (8, 9) of a 4-valve arrangement tilted as a whole about the point of intersection (26) with the inlet valves (6) to the cylinder axis (12) merely chamfer the marginal region (31).

5. An internal-combustion engine according to one of Claims 1-4, characterised in that the piston (30) for a combustion method with mixture compression and external ignition (spark-plug 13) has a flat depression (34) in the piston head (32) which is symmetrical to the cylinder axis (12).

6. An internal-combustion engine according to one of Claims 1-4, characterised in that the piston for a com-

bustion method with air compression and automatic ignition has a piston head adapted to the cup in the cylinder head up to an opening to a combustion chamber depression arranged in the piston.

7. An internal-combustion engine according to Claims 1-6, characterised in that

— the extension is a separate pipe (16) penetrating the bearing cover (17),

5 — which is fixed in the cylinder head (3) and

— which has a thread (18) on the bearing cover side for a tightening nut (19) resting on the bearing cover.

Revendications

10

1. Moteur à combustion interne à piston alternatif avec une culasse entourant deux arbres à cames en tête, dans lequel

— à une chambre de combustion d'un cylindre de la culasse sont associées plusieurs soupapes d'inversion de gaz inclinées en tête, commandées par les arbres à cames, et

15

— dans un plan transversal de la culasse comprenant un axe de cylindre (12), sont disposés des paliers divisés en deux, pour les arbres à cames, et

— en outre, la culasse entre les paliers des arbres à cames comporte une gaine servant à recevoir un dispositif (bougie, injecteur) se trouvant en liaison avec la chambre de combustion, caractérisé en ce que

— un prolongement (tube 16) rejoignant la gaine (14) sert à fixer un couvercle de palier (17) commun aux deux paliers des arbres à cames (10, 11),

20

— les cames (22, 22' et 23, 23') de chaque arbre à cames (4, 5) des deux côtés du couvercle de palier (17) ont une forme conique et sont à une certaine distance les unes des autres axialement avec leurs plans de rotation centraux (E_{D1} , E_{D2}), sensiblement correspondant à une petite mesure de distance des arbres à cames,

25

— les axes de toutes les soupapes (6, 7) se rencontrent en un point (26) côté mouvement- qui est éloigné de plusieurs fois le diamètre (D_z) de l'alésage du cylindre (2') de l'orifice côté chambre de combustion d'un alésage (27) rejoignant la gaine (14) côté chambre de combustion et destiné à recevoir le dispositif respectif (bougie 13, injecteur).

30

2. Moteur à combustion interne selon la revendication 1, caractérisé en ce que le pont de rencontre (26) des axes de soupapes est prévu sur l'axe du cylindre (12) à une distance d'environ 2 fois le diamètre (D_z) de l'alésage du cylindre (2').

3. Moteur à combustion interne selon la revendication 2, caractérisé

— en ce que le point de rencontre (26) sert comme centre d'une calotte (28) délimitant dans la culasse (3) la chambre de combustion (25),

35

— en ce que sa corde (29) est essentiellement identique au diamètre (D_z) de l'alésage du cylindre (2') recevant un piston (30).

4. Moteur à combustion interne selon la revendication 3, caractérisé

— en ce que le piston (30) comporte un pourtour (31) sur la tête de piston (32) adapté adéquatement à la calotte (28) de la chambre de combustion pour un intervalle de serrage (33) circulaire, concentrique dans la position de point mort haut (OT) du piston, et

40

— en ce que des poches (35, 36) prévues dans la tête de piston (32) pour les soupapes (6, 7) commandées par les poussoirs à tasses (8, 9) d'un dispositif à 4 soupapes obtenu par basculement de l'ensemble des soupapes d'admission (6) par rapport à l'axe du cylindre (12) autour du point de rencontre (26), entament simplement le pourtour (31).

45

5. Moteur à combustion interne selon une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le piston (30) comporte pour un processus de combustion avec compression du mélange et allumage extérieur (bougie 13), une cavité (34), dans la tête de piston, plate et symétrique par rapport à l'axe (12) du cylindre.

6. Moteur à combustion interne selon une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le piston comporte pour un processus de combustion avec compression d'air et auto-allumage, une tête de piston adaptée à la calotte dans la culasse excepté une ouverture sur une cavité de la chambre de combustion placée dans le cylindre.

50

7. Moteur à combustion interne selon les revendications 1 à 6, caractérisé

— en ce que le prolongement est un tube (16) isolé, traversant le couvercle des paliers (17),

— qui est fixé dans la culasse (3) et

55

— qui comporte du côté du couvercle de palier, un filetage (18) pour un écrou de serrage (19) appuyant sur le couvercle de palier.

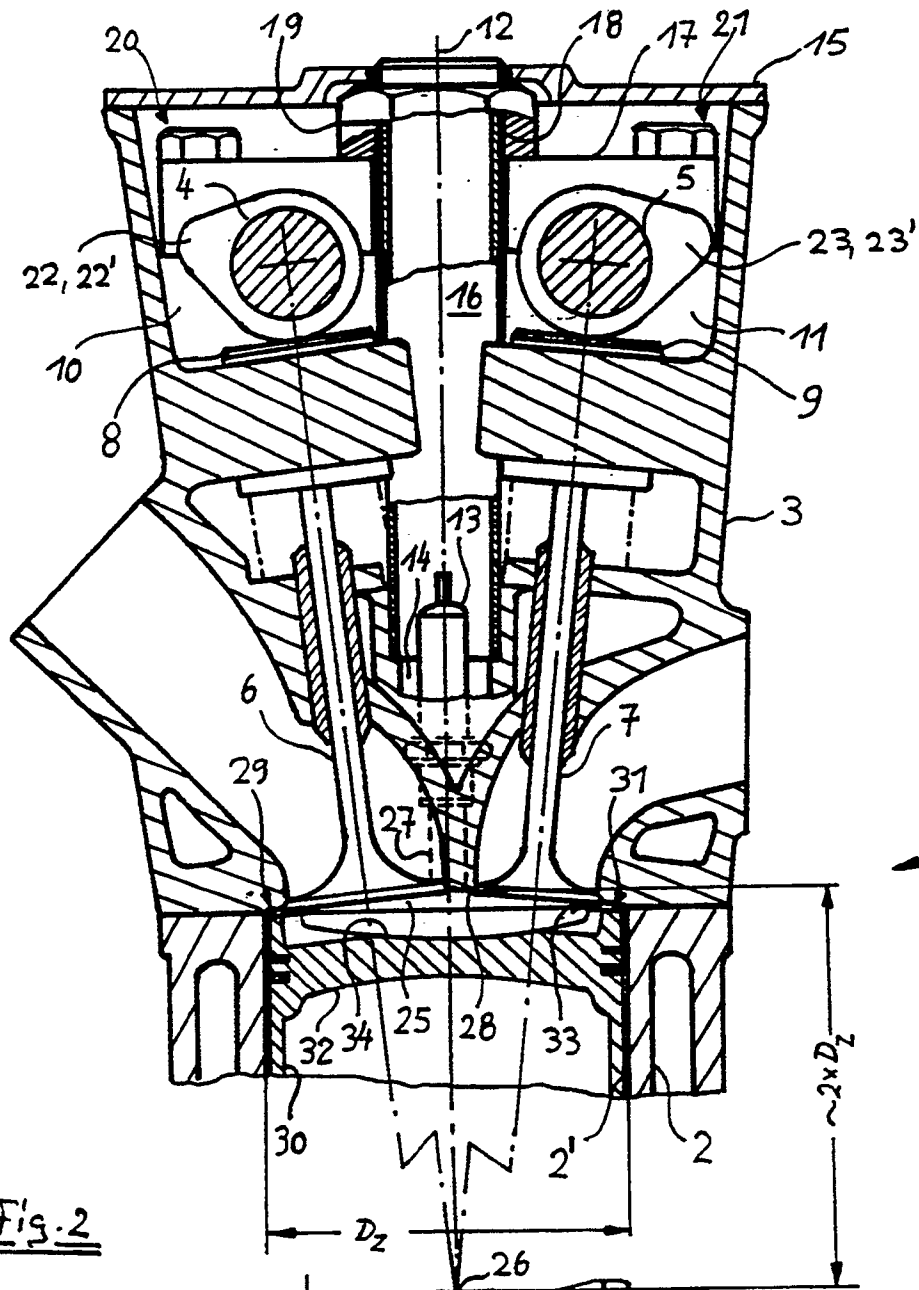


Fig. 2

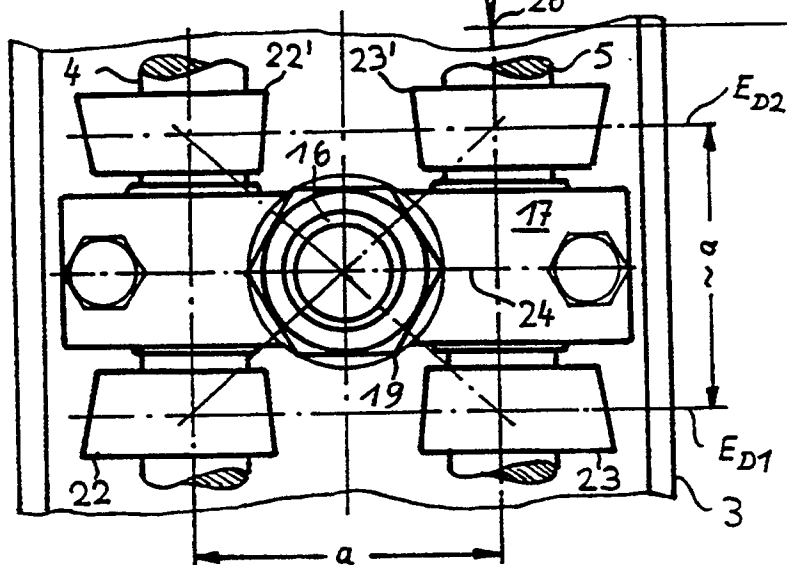


Fig. 3

