

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 155 261 B2

(12)

NEUE EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Entscheidung über den Einspruch:
20.03.1996 Patentblatt 1996/12

(51) Int Cl. 6: **F01L 31/22, F01L 1/26**

(45) Hinweis auf die Patenterteilung:
14.06.1989 Patentblatt 1989/24

(21) Anmeldenummer: **85890059.0**

(22) Anmelddatum: **12.03.1985**

(54) Ventilsteuерung für eine Brennkraftmaschine

Valve timing gear for an internal-combustion engine

Distribution à soupape pour moteur à combustion interne

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT DE FR GB IT

(30) Priorität: **14.03.1984 AT 843/84**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.09.1985 Patentblatt 1985/38

(73) Patentinhaber: **Weichsler, Hermann
A-9073 Viktring (AT)**

(72) Erfinder: **Weichsler, Hermann
A-9073 Viktring (AT)**

(56) Entgegenhaltungen:

DE-C- 933 961	DE-C- 953 672
DE-C- 1 243 459	DE-C- 3 322 544
FR-A- 327 184	FR-A- 525 086
GB-A- 226 442	GB-A- 242 919
GB-A- 375 459	GB-A- 467 320
GB-A- 558 779	GB-A- 1 505 643
GB-A- 1 522 405	JP-A- 5 399 121
JP-A-57 107 903	US-A- 3 730 150
US-A- 4 182 289	

- L.Apfelbeck, "Wege zum Hochleistungs-Viertaktmotor", 7.Auflage, 1984, und 1.Auflage, 1978, jeweils S.76 und Kapitel VII, Motorbuch Verlag Stuttgart.
- Motor Revue, 1986, S.51-56, "Mengenlehre" von F.Indra.
- H.W.Bönsch, "Fortschrittliche Motorradtechnik", 1. Auflage, 1985, Seiten 50-52, Motorbuch Verlag Stuttgart.
- H.Buschmann: "Taschenbuch für den Auto-Ingenieur", 3. Auflage, 1942, Franckh'sche Verlagshandlung, S. 166
- Motor-Revue, 1986, S. 51-56
- "Motorrad", Nr. 16, 21.Juli 1990, S. 32-37
- "Moto-Tecnica", Nr. 6, 1990
- "PS Die Motorrad Zeitung", Nr. 8, August 1990, S. 42

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Ventilsteuertung für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine gemäß dem einleitenden Teil des unabhängigen Anspruches 1.

Um vorteilhafte Verbrennungen sicherzustellen, werden bei Brennkraftmaschinen halbkugelförmige Verbrennungsräume angestrebt, die eine bezüglich des Verbrennungsraumes radial ausgerichtete Ventilanordnung bedingen. Ein besonders vorteilhafter Gaswechsel wird dabei unter günstiger Ausnutzung des Verbrennungsraumes dadurch erreicht, dass je Zylinder zwei Einlass- und zwei Auslassventile vorgesehen sind und dass die Ventile gleicher Funktion einander bezüglich des Zylinderachse diametral gegenüberliegen. Aufgrund der radialen Ausrichtung der Ventile bieten sich für die Ventilbetätigung vor allem untenliegende Nockenwellen an, von denen der Ventilhub über Stossstangen und Kipphebel abgeleitet wird. Die Übertragung der Hubbewegung üblicher Steuernocken obenliegender Nockenwellen auf die Ventile ist nämlich bei einer solchen Ventilanordnung nur über aufwendige Schlepp- und Winkelhebel möglich. Trotz der Anwendung untenliegender Nockenwellen kann eine entsprechende Ventilsteuierung für schnelllaufende Brennkraftmaschinen nicht gewährleistet werden, weil sich auf Grund der zu bewegenden Massen keine genauen Ventilsteuerzeiten übertragen lassen. Wegen der vergleichsweise niedrigen Flattergrenze der Ventile ist das Erreichen hoher Motordrehzahlen unmöglich.

In der JP-A-5 399 121 sind über den vier radial ausgerichteten Ventilen zwei Nockenwellen angeordnet, deren Nocken einen dem jeweiligen Ventilwinkel entsprechenden Schrägschliff aufweisen. Bei dieser schemenhaften Darstellung wird für die Übertragung des Nockenhubes auf das Ventil jedoch keine Lösung angeboten.

Mit der JP-U-57 107 903 wird die Lehre vermittelt bei zueinander geneigten Ventilen die hin- und hergehenden Massen durch Tassenstößel zwischen den konisch geformten Nocken und den Ventilen klein zu halten. Durch die Schrägstellung des Ventiles wird der Tassenstößel vom ungekröpften Nocken bei seiner Hubbewegung jedoch weit außermittig überlaufen. Bei zunehmenden Ventilwinkel führt dies zu einem unbefriedigenden Tragbild und schließlich zur Zerstörung dieses Bauteiles.

Um bei zueinander geneigt angeordneten Ventilen eine aufwendige Antriebsverbindung zwischen der Nockenwelle und den Ventilen zu vermeiden, ist es weiters bekannt (GB-A 266 442), die Nocken kegelförmig auszubilden und unmittelbar auf den Federteller der Ventile einwirken zu lassen.

Nachteilig bei dieser Konstruktion ist allerdings, dass die von den kegelförmigen Nocken auf die Federteller übertragenen Querkräfte über die Ventilführung abgetragen werden müssen, was zu einem vorzeitigen Verschleiss der Ventilführungen führt. Da ausserdem während eines Hubes eine Relativverschiebung der

Nocken gegenüber den Federtellern in Richtung der Berührungsleitung zwischen den Nocken und den Federtellern auftritt, werden die Federteller durch ein Kippmoment belastet, was die Anwendung einer solchen Ventilsteuering für Ventile mit einem grösseren Neigungswinkel ausschliesst, so dass diese bekannte Konstruktion für bezüglich des Verbrennungsraumes radial ausgerichtete Ventile unbrauchbar ist.

Zur Verringerung der Baulänge eines Reihenmotors

- 10 ist es weiters bekannt (DE-B 953 672), die in einer Reihe hintereinander angeordneten Ventile abwechselnd nach entgegengesetzten Richtungen zu neigen und über eine gemeinsame Nockenwelle mit kegelförmigen Nocken anzutreiben, wobei der Hub der Nocken über je einen Schlepphebel auf den Ventilschaft übertragen wird, um die Übertragung von Querkräften auf die Ventilschäfte zu vermeiden. Diese bekannte Konstruktion ist wegen der Schlepphebel zwischen den kegelförmigen Nocken und den Ventilen aufwendig, wobei das Problem besteht,
- 15 die Schlepphebel so zu lagern, dass die auftretenden Querkräfte abgetragen werden können, ohne einen vorzeitigen Verschleiss der Schlepphebellagerung in Kauf nehmen zu müssen. Außerdem ist bei dieser bekannten Konstruktion der Abstand der einzelnen Ventile voneinander durch die angestrebte Beschränkung der Baulänge begrenzt, so dass eine hinsichtlich des Verbrennungsraumes radiale Ausrichtung der Ventile nicht möglich ist.

Die GB-A 375 459 zeigt eine Brennkraftmaschine

- 30 mit zwei Paar zueinander geneigt angeordneten, bezüglich des Verbrennungsraumes radial ausgerichteten Ventilen, die mittels konisch ausgebildeter Nocken betätigbar sind. Die Übertragung des Hubes der konisch ausgebildeten Nocken auf die Ventile erfolgt, ähnlich wie bei der GE-A 242 919 über Kipphebel, so dass die im Zusammenhang mit der DE-B 953 672 geschilderten Nachteile auftreten.
- 35

Aus der GE-A 558779 ist eine Brennkraftmaschine

- 40 mit zwei Ventilen je Zylinder bekannt, die von einer gemeinsam, oberhalb der Ventile angeordneten Nockenwelle betätigt werden. Dabei ist in Fig. 5 der GB-A 558779 auch eine Anordnung der Ventile gezeigt, bei der die Achsen der Ventile nicht parallel, sondern geneigt zueinander verlaufen. Dabei ist die dem zur Achse der Nockenwelle geneigten Ventil zugeordnete Nocke konisch ausgebildet. Zwischen den Nocken - auch den konischen Nocken - und dem Ventil sind bei der GB-A 558 779 in einer Führung im Zylinderkopf geführte Stössel vorgesehen, die über eine einstellbare Schraube am Ventilschaft angreifen. Diese Stössel der GB-A 558 779 sind keine Tassenstössel, weil sie nicht topfartig ausgebildet sind und die Ventilfeder und den Ventilteller koaxial umschließen, um Bauhöhe zu sparen. Die Stössel der GB-A 558 779 sind einfache Gleitzylinder, deren durch den aufwendigen Ventilspielausgleich bewirktes hohes Gewicht keine von modernen Motoren geforderte Drehzahlen zulässt.
- 45
- 50
- 55

Tassenstössel zur Übertragung der Nockenbewe-

gung auf Ventile sind bekannt (vgl. L. Apfelbeck «Wege zum Hochleistungsmotor» Motorbuch Verlag Stuttgart 1979, Kapitel V und VII).

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, diese Mängel zu vermeiden und eine Ventilsteuierung der eingangs geschilderten Art so zu verbessern, dass ihre Vorteile auch für schnellaufende Brennkraftmaschinen ausgenützt werden können, ohne die beim Stand der Technik auftretenden Nachteile in Kauf nehmen zu müssen.

Die Erfindung löst die gestellte Aufgabe mit den Merkmalen des Anspruches 1.

Durch das Vorsehen von Tassenstösseln zwischen den konisch ausgebildeten Nocken und den Ventilen kann die über den Nockenantrieb zu bewegende zusätzliche Masse vergleichsweise klein gehalten werden, so dass diesbezüglich die erreichbare Motordrehzahl nicht beschränkt wird. Dazu kommt, dass der koaxial zum Ventilschaft angeordnete Tassenstössel in einer die Ventilfeder aufnehmenden Bohrung des Zylinderkopfes geführt werden kann, so dass die von den konisch ausgebildeten Nocken auf den Tassenstössel übertragenen Querkräfte in einfacher Weise ohne Ventilbelastung auf den Zylinderkopf abgetragen werden können. Wegen des vergleichsweise grossen Durchmessers der Führungsbohrung für die Tassenstössel bleibt die zusätzliche Belastung der Stößelführung durch die auftretenden Querkräfte in zulässigen Grenzen, wobei dem Platzbedarf für die Führung des Tassenstössels durch das Platzangebot bei radialer Ventilanordnung vorteilhaft entsprochen werden kann.

Die mögliche Führungslänge für die Tassenstössel gewährleistet ein Abtragen der während eines Nockenhubes auftretenden Kippmomente auf den Tassenstössel. Diese Kippmomente lassen sich gemäss der Erfindung vermeiden, wenn in der Drehstellung für den maximalen Hub die Nocken im Erhebungsbereich aus einer achsnormalen Ebene gegen den zugehörigen Tassenstössel vorgekrümmt sind. So wird der Tassenstössel auch bei vollem Nokkenhub nicht aussermittig überlaufen. Durch die Nockenkrümmung kann bei einer entsprechenden Abstimmung auf die jeweiligen geometrischen Verhältnisse in einfacher Weise erreicht werden, dass der Tassenstössel stets mittig belastet wird, was auch bei vergleichsweise grossen Neigungswinkeln mischen den einzelnen Ventilen eine kippmomentfreie Lagerung der Tassenstössel erlaubt.

Durch die axiale Verschiebbarkeit der Nocken kann in einfacher Weise jedes gewünschte Ventilspiel eingestellt werden,

weil sich bei einer axialen Verschiebung der Nocken der Abstand der Steuerfläche der Nocken vom Tassenstössel ändert. Es entfällt daher die Notwendigkeit, das Ventilspiel beispielsweise durch Beilagscheiben zwischen Tassenstössel und Ventilschaft einzustellen.

Eine Möglichkeit, die Nocken axial verstellbar anzurichten, besteht darin, die Nocken auf der Nockenwelle axial verstellbar zu lagern. Dabei kann die jeweilige Axiallage der Nocken beispielsweise durch Wellenmuttern

gesichert werden. Eine weitere Einstellmöglichkeit des Ventilspiels kann dadurch erhalten werden, dass die Nockenwelle geteilt ist und dass die je einen Nokken aufweisenden Teilwellen für sich axial verstellbar sind. Zur Fixierung des eingestellten Ventilspiels sind in diesem Fall die Teilwellen der Nockenwelle axial festzuhalten, was auf unterschiedliche Weise erreicht werden kann.

Die Anordnung von je für sich verstellbare Teilwellen erlaubt darüber hinaus eine selbständige Nachstellung

des Ventilspiels, wenn die Teilwellen der Nockenwelle hydraulisch verstellbar sind. Besonders einfache Konstruktionsverhältnisse können dabei dadurch sichergestellt werden, dass die Teilwellen im Sinne einer Verkleinerung des Ventilspiels hydraulisch über je ein Rückschlagventil beaufschlagt werden, weil mit der Nachstellung folgenden Schliessung des Rückschlagventiles die axiale Lage der jeweiligen Teilwelle erhalten bleibt.

Die Übertragung des Nockenhubes auf die Ventilschäfte über im Zylinderkopf verschiebbar gelagerte Tassenstössel ermöglicht schliesslich bei der Anordnung von vier radial angeordneten Ventilen, denen paarweise eine gemeinsame Nockenwelle mit kegelförmigen Nocken zugeordnet ist, die Ausbildung eines Strömungskanales für ein Kühlmedium zwischen den beiden Nockenwellen, so dass für eine vorteilhafte Kühlung des Zylinderkopfes auch im Bereich der Zündkerze gesorgt werden kann.

In der Zeichnung ist der Erfindungsgegenstand beispielweise dargestellt. Es zeigen

20

25

30

35

40

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Ventilsteuering für eine Brennkraftmaschine im Schnitt nach der Linie III-III der Fig. 3,

Fig. 2 eine Konstruktionsvariante in einem der Fig. 1 entsprechenden Schnitt,

Fig. 3 einen Schnitt nach der Linie II-II der Fig. 4 und Fig. 4 eine schematische Draufsicht auf einen Zylinderkopf mit vereinfachter Darstellung der erfindungsgemäßen Ventilsteuering.

Die dargestellte Brennkraftmaschine besteht im wesentlichen aus einem Zylinder 1, dessen Zylinderkopf 2 zwei Einlassventile 3 und zwei Auslassventile 4 aufweist, wobei die Anordnung so getroffen ist, dass sich die Ventile gleicher Funktion bezüglich der Zylinderachse diametral gegenüberliegen. Die Ventile 3, 4 sind dabei hinsichtlich des Verbrennungsraumes, der durch eine Kugelkalotte abgeschlossen wird, radial ausgerichtet, so dass sich die Achsen der Ventilschäfte 5 im Mittelpunkt der die Kugelkalotte bestimmenden Kugel schneiden. Diesen Ventilen 3 und 4 ist paarweise eine Nockenwelle 6 zugeordnet, die konisch ausgebildete Nocken 7 trägt. Die Übertragung des Nockenhubes auf die Ventilschäfte 5 erfolgt jeweils über einen Tassenstössel 8, der topfartig ausgebildet ist und die Ventilfeder 9 und den Federteller 10 koaxial umschliesst. Dieser Tassenstössel ist in einer Bohrung 11 des Zylinderkopfes 2 koaxial zu den Ventil-

schäften 5 verschiebbar geführt, so dass die von den kegelförmigen Nocken 7 auf die Tassenstössel 8 übertragenen Querkräfte über die Wandung der Bohrung 11 auf den Zylinderkopf 2 abgetragen werden können. Da der Tassenstössel 8 lose am Ventilschaft 5 anliegt, ist lediglich eine Kraftübertragung in Richtung der Achse des Ventilschaftes 5, nicht aber quer dazu möglich.

Wie insbesondere Fig. 1 und 2 entnommen werden kann, sind die konisch ausgebildeten Nocken 7 in der Drehstellung für den maximalen Hub im Erhebungsbereich aus einer achsnormalen Ebene gegen den zugehörigen Tassenstössel 8 vorgekrümmt, so dass der Tassenstössel 8 während des Hubes nicht aussermittig von dem Nocken überlaufen werden kann. Die Belastung des Tassenstössels 8 bleibt daher in jeder Hublage zentrisch.

Zum Einstellen des Ventilspiels ist die Nockenwelle 6 gemäss Fig. 1 in zwei Teilwellen 6a und 6b geteilt, wobei jeder Teil für sich axial verschiebbar im Zylinderkopf 2 gelagert ist. Diese beiden Teilwellen 6a und 6b sind über ein axial festgelegtes Kupplungsstück 12 miteinander drehfest, aber axial verschiebbar verbunden, und zwar besteht zwischen den Teilwellen 6a, 6b und dem Kupplungsstück 12 eine Vielnutverbindung. Das gewünschte Ventilspiel wird durch eine axiale Verstellung der Teilwellen 6a, 6b eingestellt, wobei zur Lagefixierung Beilagscheiben 13 entsprechender Stärke in Form von Halbringen zwischen dem Kupplungsstück 12 und den Wellenbunden 14 eingelegt werden, bevor die Teilwellen mit dem Kupplungsstück 12 über einen Zugbolzen 15 axial zusammengespannt werden. Das Abschleudern der Beilagscheiben 13 zufolge auftretender Zentrifugalkräfte wird dabei durch einen die Beilagscheiben aussen umgreifenden, axial vorragenden Randansatz der Wellenbunde 14 verhindert. Die Einstellung des Ventilspiels kann daher ohne aufwendige und zeitraubende Ausund Einbuarbeiten durchgeführt werden, wobei es keiner neuerlichen Einstellung der Ventilsteuzeiten bedarf.

Die in Fig. 2 veranschaulichte Konstruktion erlaubt sogar eine selbständige Ventilspielnachstellung, indem die Teilwellen 6a, 6b der Nockenwelle 6 hydraulisch beaufschlagt werden. Zu diesem Zweck sind die Teilwellen 6a, 6b mit Druckzylindern 16 verbunden, die über im Kupplungsstück 12 vorgesehene Kanäle 17 und in axiale Durchgangsbohrungen 18 der Teilwellen eingesetzte Rückschlagventile 19 mit Drucköl aus dem Schmiersystem des Motors versorgt werden können. Bewegt sich ein Nocken 7 im Bereich seines Grundkreises über den Tassenstössel 8, so wird ein allenfalls vorhandenes Spiel zwischen dem Nocken und dem Tassenstössel ausgeglichen, weil das Drucköl über das Rückschlagventil 19 zum Druckzylinder 16 strömen und die Teilwelle im Sinne einer Spielverkleinerung axial verstellt kann, bis auf Grund des sich im Druckzylinder 16 aufbauenden Drucks sich das Rückschlagventil wieder schliesst, so dass die Teilwelle in ihrer axialen Lage festgehalten wird. Leckverluste, die sich durch einen Druckabbau im Druckzylinder 16 bemerkbar machen, wenn sich der

Nocken im Bereich seines Grundkreises über den Tassenstössel bewegt, werden unmittelbar ausgeglichen, weil sich in einem solchen Fall das Rückschlagventil 19 wieder öffnet. Die hydraulische Beaufschlagung der Teil-

5 wellen 6a, 6b im Sinne einer Spielverkleinerung zwischen den Tassenstösseln 8 und den Nocken 7 bewirkt somit ein ständiges Anliegen der Tassenstössel 8 an den Nocken 7, was sich vorteilhaft auf die Laufruhe und die Belastung der Nocken und der Tassenstössel auswirkt.

10 Wie insbesondere die Fig. 3 erkennen lässt, kann zwischen den beiden Nockenwellen 6 und den diesen Nockenwellen zugeordneten Ventilen 3 und 4 ein Strömungskanal 20 für ein Kühlmedium freigehalten werden, was günstige Kühlbedingungen auch im Bereich der 15 zentralen Zündkerze 21 schafft, vor allem bei luftgekühlten Motoren.

Patentansprüche

- 20 1. Ventilsteuering für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit wenigstens einem Zylinder (1) und mit vier im Zylinderkopf (2) zueinander geneigt angeordneten, von Nocken (7) zweier oberhalb des Zylinderkopfes (2) angeordneten Nockenwellen (6) betätigten Ventilen (3,4) in radialer Anordnung in bezug auf den Brennraum des Zylinders (1), von denen zwei von einer der beiden Nockenwellen (6) und die anderen zwei von der anderen Nockenwelle (6) betätigt werden, wobei für jedes Ventil (3, 4) ein separater, konisch ausgebildeter Nocken (7) vorgesehen ist und jedes Ventil (3,4) je eine Ventilfeder (9) und einen Federteller (10) aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen jedem Ventil (3,4) und dem zugeordneten Nocken (7) ein im Zylinderkopf (2) verschiebbar geführter, gleichachsig mit dem Ventil (3,4) angeordneter Tassenstößel (8) vorgesehen ist, der topfartig ausgebildet ist, die Ventilfeder (9) und den Federteller (10) koaxial umschließt und an dem der zugehörige Nocken (7) unmittelbar angreift, und daß in der Drehstellung für den maximalen Hub die Nocken (7) im Erhebungsbereich aus einer achsnormalen Ebene gegen den zugehörigen Tassenstößel (8) vorgekrümmt und die Nocken (7) axial verstellbar sind.
- 25 2. Ventilstauerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Nocken (7) auf der Nockenwelle (6) axial verstellbar gelagert sind.
- 30 3. Ventilsteuering nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Nockenwelle (6) geteilt ist und daß die je einen Nocken (7) aufweisenden Teilwellen (6a,6b) für sich axial verstellbar sind.
- 35 4. Ventilsteuering nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Teilwellen (6a,6b) der Nockenwelle (6) hydraulisch verstellbar sind.
- 40
- 45
- 50
- 55
- 55

5. Ventilsteuerung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulische Beaufschlagung der wellen (6a,6b) im Sinne einer Verkleinerung des Ventilspiels über je ein Rückschlagventil erfolgt.
6. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen den beiden Nockenwellen (6) ein Strömungskanal (20) für ein Kühlmedium vorgesehen ist.

Claims

1. Valve control for a reciprocating piston internal combustion engine with at least one cylinder (1) and with four valves (3, 4) arranged inclined to one another in the cylinder head (2) operated by cams (7) of two cam shafts (6) in radial arrangement with respect to the combustion chamber of the cylinder (1), of which two are actuated by one of the two cam shafts (6) and the other two by the other cam shaft (6), wherein, for each valve (3,4), a separate conically constructed cam (7) is provided and each valve (3, 4) has, in each case, a valve spring (9) and a spring carrier (10), characterised in that each cam shaft (6) is arranged above the cylinder head (2) and that between each valve (3,4) and the respective cam (7) there is provided a cup tappet (8) arranged coaxially with the valve (3,4) slidably guided in the cylinder head (2) which is constructed in a pot shape, which surrounds the valve spring (9) and the spring carrier (10) coaxially and engages directly on the respective cam (6) and that

in the rotational position for the maximum stroke, the cams (7) in the lifting region are pre-curved out of a plane normal to the axis towards the respective cup tappet (8) and the cams (7) are axially adjustable.

2. Valve control according to Claim 1, characterised in that the cams (7) are mounted axially adjustably on the cam shaft (6).
3. Valve control according to Claim 1, characterised in that the cam shaft (6) is divided and that the partial shafts (6a, 6b), having in each case one cam (7), are themselves axially adjustable.
4. Valve control according to Claim 3, characterised in that the partial shafts (6a, 6b) of the cam shaft (6) are hydraulically adjustable.
5. Valve control according to Claim 4, characterised in that the hydraulic loading of the partial shafts (6a, 6b) takes place in the sense of a diminution of the valve play via, in each case, a check valve.

6. Valve control according to one of Claims 1 to 5, characterised in that between both of the cam shafts (7), a flow channel (20) is provided for a cooling medium.

5

Revendications

1. Commande de soupapes pour un moteur à explosion à pistons alternatifs comprenant au moins un cylindre (1) et quatre soupapes (3,4) qui sont montées dans la tête de cylindre (2) en étant inclinées les unes par rapport aux autres, qui sont actionnées par les cames (7) de deux arbres à cames (6), qui sont disposées radialement par rapport à la chambre de combustion du cylindre (1) et dont deux sont actionnées par l'un des deux arbres à cames (6), cependant que les deux autres le sont par l'autre arbre à cames (6), une came séparée (7), conformatée en cône, étant prévue pour chaque souape (3,4) et chaque souape (3, 4) comportant un ressort de souape (9) et un disque d'appui (10) pour le ressort, caractérisée par le fait que chaque arbre à cames (6) est disposé au-dessus de la tête de cylindre (2), et par le fait qu'il est prévu, entre chaque souape (3, 4) et la came associée (7), une coupelle (8) qui est disposée dans la tête de cylindre (2) en étant guidée en coulissemement avec le même axe que la souape (3, 4), qui est réalisée en forme de pot, qui entoure coaxialement le ressort de souape (9) et le disque d'appui (10) du ressort, et qui est directement en prise avec la came associée (6) et

que les cames (7), dans leur position en rotation correspondant à la course maximale, sont recourbées vers la coupelle associée (8) dans leur région où elles s'élèvent à partir d'un plan perpendiculaire à l'axe, et les cames (7) sont déplaçables axialement.

2. Commande de soupapes selon la revendication 1 caractérisée par le fait que les cames (7) sont montées sur l'arbre à cames (6) de façon à pouvoir être déplacées axialement.

3. Commande de soupapes selon la revendication 1, caractérisée par le fait que l'arbre à cames (6) est divisé, et par le fait que les parties d'arbre (6a, 6b) qui comportent chacune une came (7) peuvent être déplacées individuellement dans le sens axial.

4. Commande de soupapes selon la revendication 3, caractérisée par le fait que les parties d'arbre (6a, 6b) de l'arbre à cames (6) peuvent être déplacées hydrauliquement.

5. Commande de soupapes selon la revendication 4 caractérisée par le fait que l'actionnement hydraulique de chaque partie d'arbre (6a, 6b) dans le sens

d'une diminution du jeu des soupapes a lieu à travers une soupape de retenue.

6. Commande de soupapes selon l'une des revendications 1 à 5, caractérisée par le fait qu'il est prévu entre les deux arbres à cames (7) un canal d'écoulement (20) pour un agent refroidissant. 5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

FIG. 1

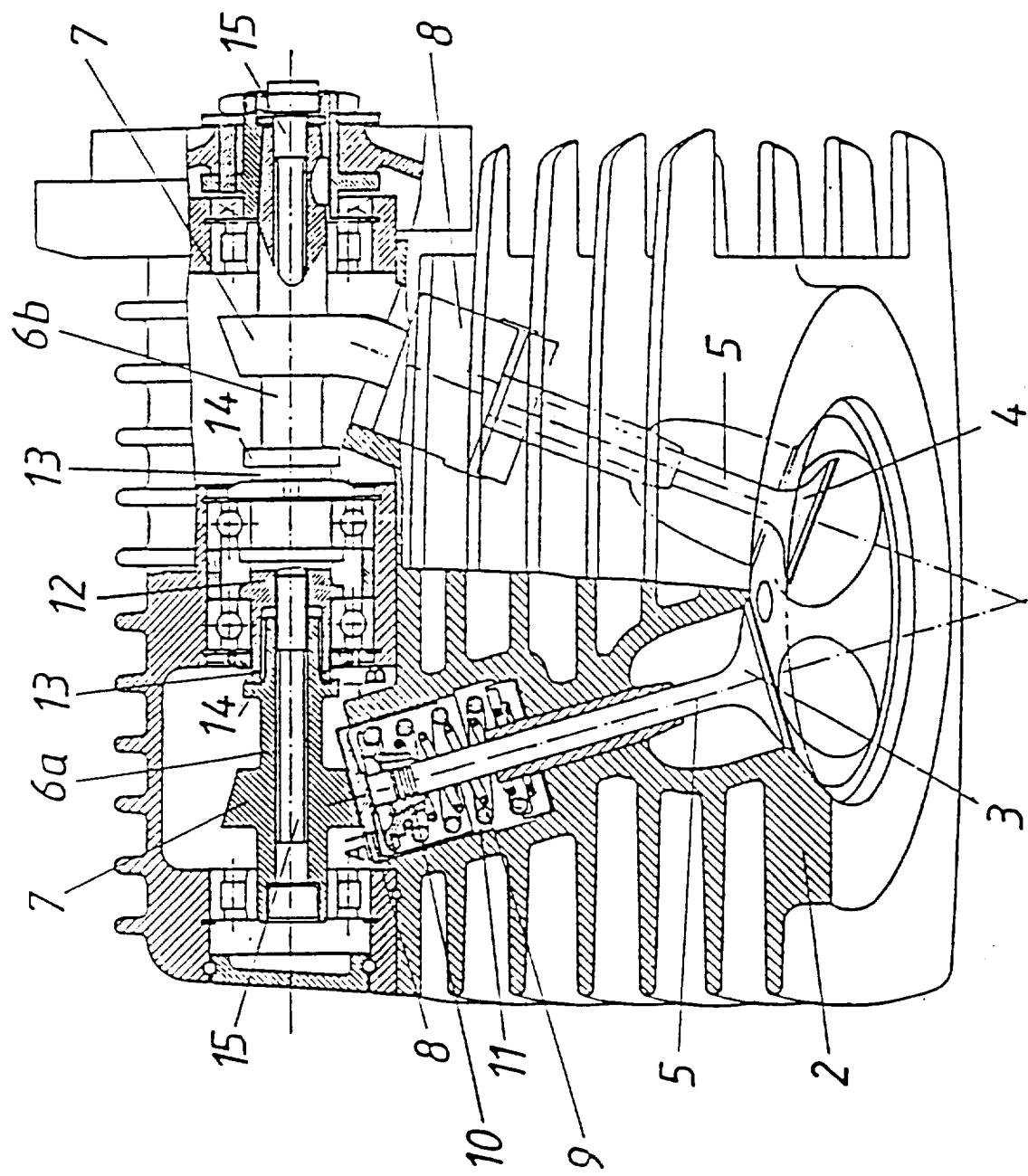


FIG. 2

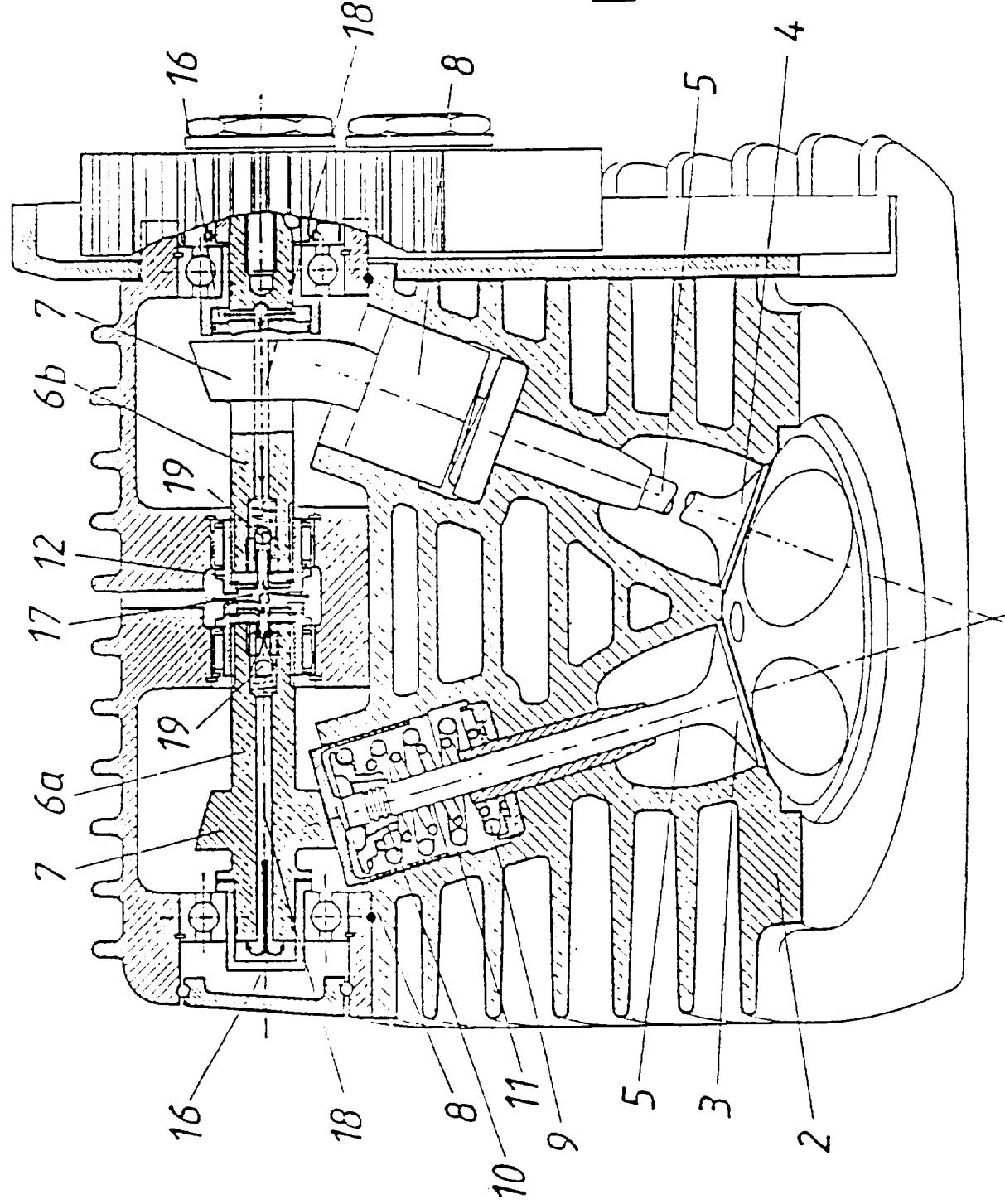


FIG. 3

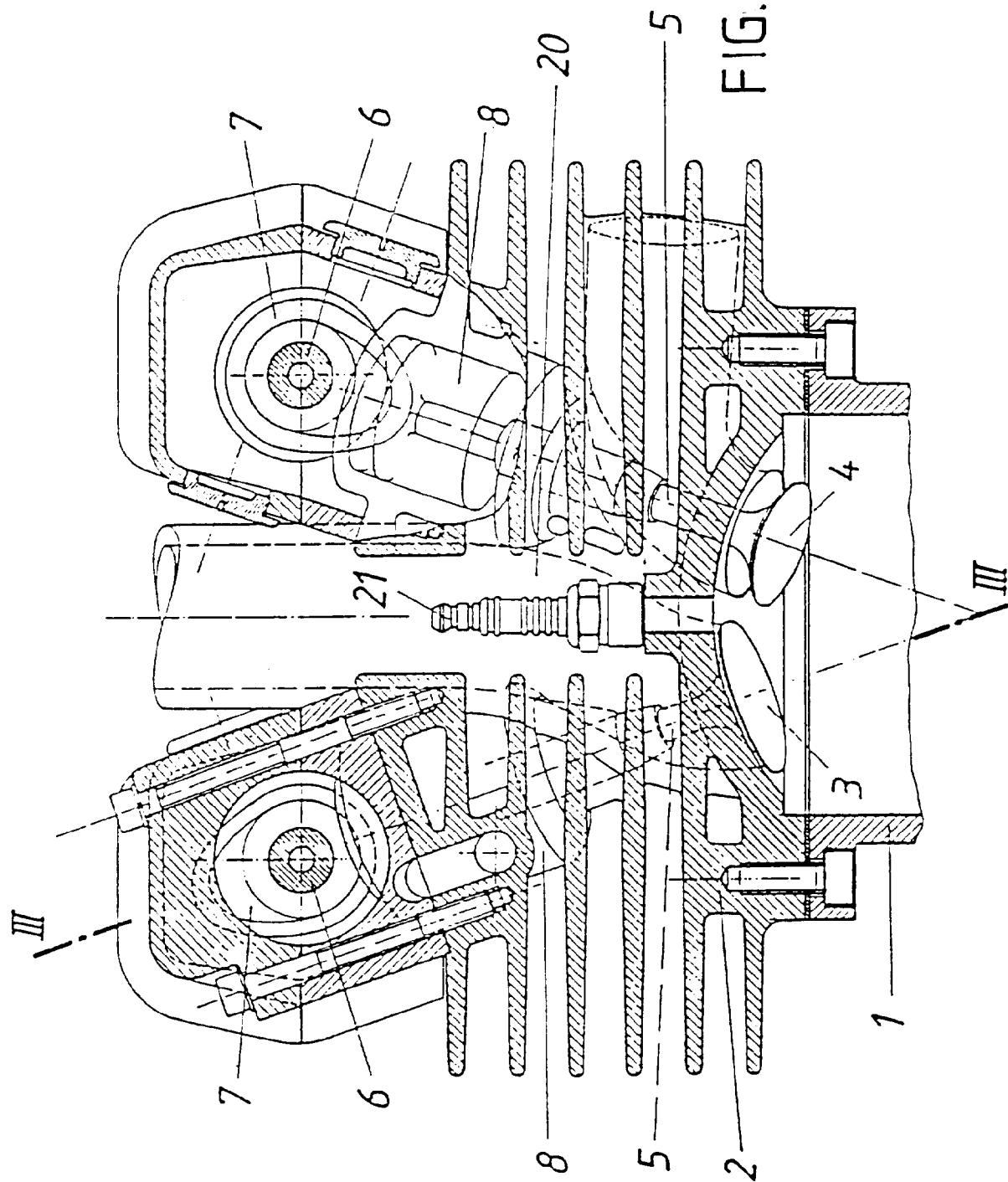


FIG. 4

