

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11)

Veröffentlichungsnummer: **0 155 261**
B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45)

Veröffentlichungstag der Patentschrift:
14.06.89

(51)

Int. Cl.⁴: **F 01 L 31/22, F 01 L 1/26**

(21)

Anmeldenummer: 85890059.0

(22)

Anmeldetag: 12.03.85

(54)

Ventilsteuerung für eine Brennkraftmaschine.

(30)

Priorität: 14.03.84 AT 843/84

(73)

Patentinhaber: **Welchsler, Hermann, Aussichtsstrasse 8, A-9073 Viktring (AT)**

(43)

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.09.85 Patentblatt 85/38

(72)

Erfinder: **Welchsler, Hermann, Aussichtsstrasse 8, A-9073 Viktring (AT)**

(45)

Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
14.06.89 Patentblatt 89/24

(74)

Vertreter: **Piso, Eberhard, Dr., Patentanwälte Dipl.-Ing. Herbert C.E. Krause Dr. Eberhard Piso Gluckgasse 1 Postfach 328, A-1015 Wien 1 (AT)**

(84)

Benannte Vertragsstaaten:
AT DE FR GB IT

(56)

Entgegenhaltungen:

DE-C- 953 672
FR-A- 327 184
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
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.

(56)

Entgegenhaltungen: (Fortsetzung)
Motor Revue, 1986, S.51-56, "Mengenlehre" von F.Indra. H.W.Bönsch, "Fortschrittliche Motorradtechnik", 1. Auflage, 1985, Seiten 50-52, Motorbuch Verlag Stuttgart.

EP 0 155 261 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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 betrifft eine Ventilsteuerung für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit wenigstens einem Zylinder und mit vier im Zylinderkopf zueinander geneigt angeordneten, von Nocken zweier Nockenwellen betätigten Ventilen in radialer Anordnung in bezug auf den Brennraum des Zylinders, von denen zwei von einer der beiden Nockenwellen und die anderen zwei von der anderen Nockenwelle betätigt werden, wobei für jedes Ventil ein separater, konisch ausgebildeter Nocken vorgesehen ist und jedes Ventil je eine Ventildfeder und einen Federteller aufweist.

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 Ausnützung des Verbrennungsraumes dadurch erreicht, dass je Zylinder zwei Einlass- und zwei Auslassventile vorgesehen sind und dass die Ventile gleicher Funktion einander bezüglich der 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 Ventilsteuerung 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.

Um bei zueinander geneigt angeordneten Ventilen eine aufwendige Antriebsverbindung zwischen der Nockenwelle und den Ventilen zu vermeiden, ist es 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 Ventileitung abgetragen werden müssen, was zu einem vorzeitigen Verschleiss der Ventileitungen führt. Da ausserdem während eines Hubes eine Relativverschiebung der Nocken gegenüber den Federtellern in Richtung der Berührungslinie zwischen den Nocken und den Federtellern auftritt, werden die Federteller durch ein Kippmoment belastet, was die Anwendung einer solchen Ventilsteuerung 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 Reihengemotors 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, 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 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.

Aus der GE-A 558 779 ist eine Brennkraftmaschine 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 558 779 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 Ventildfeder und den Ventilteller koaxial umschliessen, um Bauhöhe zu sparen. Die Stössel der GB-A 558 779 sind einfache Gleitzyylinder, deren durch den aufwendigen Ventilspielausgleich bewirktes hohes Gewicht keine von modernen Motoren geforderte Drehzahlen zulässt.

Tassenstössel zur Übertragung der Nockenbewegung 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 Ventilsteuerung der eingangs geschilderten Art so zu verbessern, dass ihre Vorteile auch für schnelllaufende Brennkraftmaschinen ausgenützt werden können.

nen, ohne die beim Stand der Technik auftretenden Nachteile in Kauf nehmen zu müssen.

Die Erfindung löst die gestellte Aufgabe dadurch, dass jede Nockenwelle oberhalb des Zylinderkopfes angeordnet ist und dass zwischen jedem Ventil und dem zugeordneten Nocken ein im Zylinderkopf verschiebbar geführter, gleichachsig mit dem Ventil angeordneter Tassenstössel vorgesehen ist, der topfartig ausgebildet ist, die Ventilsfeder und den Federteller koaxial umschliesst und an dem der zugehörige Nocken unmittelbar angreift.

Durch das Vorsehen von Tassenstösseln zwischen den konisch ausgebildeten Nocken und den Ventilen kann die über den Nocken Antrieb zu bewegendes zusätzliche Masse vergleichsweise klein gehalten werden, so dass diesbezüglich die erreichbare Motordrehzahl nicht beschränkt wird. Dazu kommt, dass der koaxial zum Ventil angeordnete Tassenstössel in einer die Ventilsfeder aufnehmenden Bohrung des Zylinderkopfes geführt werden kann, so dass die von den konisch ausgebildeten Nocken auf den Tassenstössel übertragenen Querkkräfte 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 Querkkräfte 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 einer Weiterbildung der Erfindung vermeiden, wenn in der Drehstellung für den maximalen Hub die Nocken im Erhebungsgebiet aus einer achsnormalen Ebene gegen den zugehörigen Tassenstössel vorgekrümmt sind. So wird der Tassenstössel auch bei vollem Nockenhub 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 zwischen den einzelnen Ventilen eine kippmomentfreie Lagerung der Tassenstössel erlaubt.

Sind in weiterer Ausbildung der Erfindung die Nocken axial verstellbar, so 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 anzuordnen, 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 Ventilspieles kann dadurch erhalten werden, dass die Nockenwelle geteilt ist und dass die je einen Nocken aufweisenden Teilwellen für sich axial verstellbar sind. Zur Fixierung des eingestellten Ventilspieles 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 Ventilspieles, wenn die Teilwellen der Nockenwelle hydraulisch verstellbar sind. Besonders einfache Konstruktionsverhältnisse können dabei dadurch sichergestellt werden, dass die Teilwellen im Sinne einer Verkleinerung des Ventilspieles hydraulisch über je ein Rückschlagventil beaufschlagt werden, weil mit dem einer 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 beispielsweise dargestellt. Es zeigen

Fig. 1 eine erfindungsgemässe Ventilsteuerung für eine Brennkraftmaschine in einer schematischen Draufsicht auf einen Zylinderkopf,

Fig. 2 einen Schnitt nach der Linie II-II der Fig. 1,

Fig. 3 einen Teilschnitt nach der Linie III-III der Fig. 2 und

Fig. 4 eine Konstruktionsvariante in einem der Fig. 3 entsprechenden Schnitt.

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 Ventilsfeder 9 und den Federteller 10 koaxial umschliesst. Dieser Tassenstössel ist in einer Bohrung 11 des Zy-

linderkopfes 2 koaxial zu den Ventilschäften 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. 3 und 4 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 Ventilspieles ist die Nockenwelle 6 gemäss Fig. 3 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 Ventilspieles kann daher ohne aufwendige und zeitraubende Aus- und Einbauarbeiten durchgeführt werden, wobei es keiner neuerlichen Einstellung der Ventilsteuerzeit bedarf.

Die in Fig. 4 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 verstellen kann, bis auf Grund des sich im Druckzylinder 16 aufbauenden Druckes sich das Rückschlagventil wieder schliesst, so dass die Teilwelle in ih-

rer 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 Teilwellen 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.

Wie insbesondere die Fig. 2 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 zentralen Zündkerze 21 schafft, vor allem bei luftgekühlten Motoren.

Patentansprüche

1. Ventilsteuerung für eine Hubkolben-Brennkraftmaschine mit wenigstens einem Zylinder (1) und mit vier im Zylinderkopf (2) zueinander geneigt angeordneten, von Nocken (7) zweier 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 Ventildfeder (9) und einen Federteller (10) aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass jede Nockenwelle (6) oberhalb des Zylinderkopfes (2) angeordnet ist und dass zwischen jedem Ventil (3, 4) und dem zugeordneten Nocken (7) ein im Zylinderkopf (2) verschiebbar geführter, gleichachsrig mit dem Ventil (3, 4) angeordneter Tassenstößel (8) vorgesehen ist, der topfartig ausgebildet ist, die Ventildfeder (9) und den Federteller (10) koaxial umschliesst und an dem der zugehörige Nocken (6) unmittelbar angreift.

2. Ventilsteuerung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass in der Drehstellung für den maximalen Hub die Nocken (7) im Erhebungsbereich aus einer achsnormalen Ebene gegen den zugehörigen Tassenstößel (8) vorgekrümmt sind.

3. Ventilsteuerung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Nocken (7) axial verstellbar sind.

4. Ventilsteuerung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Nocken (7) auf der Nockenwelle (6) axial verstellbar gelagert sind.

5. Ventilsteuerung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Nockenwelle (6) geteilt ist und dass die je einen Nocken (7) aufweisenden Teilwellen (6a, 6b) für sich axial verstellbar sind.

6. Ventilsteuerung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Teilwellen (6a, 6b) der Nockenwelle (6) hydraulisch verstellbar sind.

7. Ventilsteuerung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die hydraulische Beaufschlagung der Teilwellen (6a, 6b) im Sinne einer Verkleinerung des Ventilspieles über je ein Rückschlagventil erfolgt.

8. Ventilsteuerung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen den beiden Nockenwellen (7) 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).

2. Valve control according to Claim 1, characterised in that, in the rotational position for the maximum stroke, the cams (7) in the lifting region are precurved out of a plane normal to the axis towards the respective cup tappet (8).

3. Valve control according to Claim 1 or 2, characterised in that the cams (7) are axially adjustable.

4. Valve control according to Claim 3, characterised in that the cams (7) are mounted axially adjustably on the cam shaft (6).

5. Valve control according to Claim 3, 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.

6. Valve control according to Claim 5, characterised in that the partial shafts (6a, 6b) of the cam shaft (6) are hydraulically adjustable.

7. Valve control according to Claim 6, 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.

8. Valve control according to one of Claims 1 to 7, characterised in that between both of the

cam shafts (7), a flow channel (20) is provided for a cooling medium.

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), conformée en cône, étant prévue pour chaque soupape (3, 4) et chaque soupape (3, 4) comportant un ressort de soupape (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 soupape (3, 4) et la came associée (7), une coupelle (8) qui est disposée dans la tête de cylindre (2) en étant guidée en coulissement avec le même axe que la soupape (3, 4), qui est réalisée en forme de pot, qui entoure coaxialement le ressort de soupape (9) et le disque d'appui (10) du ressort, et qui est directement en prise avec la came associée (6).

2. Commande de soupapes selon la revendication 1, caractérisée par le fait 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.

3. Commande de soupapes selon la revendication 1 ou 2, caractérisée par le fait que les cames (7) sont déplaçables axialement.

4. Commande de soupapes selon la revendication 3, caractérisée par le fait que les cames (7) sont montées sur l'arbre à cames (6) de façon à pouvoir être déplacées axialement.

5. Commande de soupapes selon la revendication 3, 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.

6. Commande de soupapes selon la revendication 5, caractérisée par le fait que les parties d'arbre (6a, 6b) de l'arbre à cames (6) peuvent être déplacées hydrauliquement.

7. Commande de soupapes selon la revendication 6, 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.

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







