(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 615 058 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
15.10.1997 Patentblatt 1997/42

(51) Int Cl.[6]: **F01L 1/26**, F01L 13/00

(21) Anmeldenummer: **94101746.9**

(22) Anmeldetag: **05.02.1994**

(54) **Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine**

Cylinder head for an internal combustion engine

Culasse pour un moteur à combustion interne

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

(30) Priorität: **09.03.1993 DE 4307368**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.09.1994 Patentblatt 1994/37

(73) Patentinhaber: **Dr.Ing. H.C.F. PORSCHE AKTIENGESELLSCHAFT**
70432 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:
- **Schultz, Willi**
  D-75245 Neulingen (DE)
- **Esch, Joachim, Dr.**
  D-71296 Heimsheim (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 213 758
EP-A- 0 340 834
EP-A- 0 353 988
EP-A- 0 433 728
FR-A- 2 512 493
US-A- 4 617 881
US-A- 4 667 636

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).

EP 0 615 058 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruches 1.

Aus der gattungsgemäßen EP-A-0 353 988 ist ein Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine mit zwei Gruppen von Gaswechselventilen bekannt, die entlang der Umfangsrichtung eines Zylinders der Brennkraftmaschine und jeweils auf einer Seite der Mittellängsebene des Zylinderkopfes angeordnet sind. Beide Gruppen von Gaswechselventilen werden jeweils von einer im Zylinderkopf angeordneten Nockenwelle betätigt. Dies erfolgt unter Zwischenschaltung von Betätigungshebeln.

Aus der EP-A-0 213 758 ist ein Zylinderkopf bekannt, bei dem zwei auf einer Seite der Mittellängsebene angeordnete Gaswechselventile über Betätigungshebel von der Nockenwelle beaufschlagt werden, wobei ein erstes Gaswechselventil ständig betrieben wird und das andere Ventil dieser Gruppe zeitweise betätigbar ist.

Aus der FR-A-25 12 493 ist ein weiterer Zylinderkopf bekannt, bei dem zwei Gruppen von Gaswechselventilen über Kipphebel betätigt werden, wobei eines der Gaswechselventile permanent von einer Nockenwelle und das andere zu dieser Gruppe gehörende Gaswechselventil zeitweise betätigbar ist.

US-PS 4 637 356 offenbart einen Ventilantrieb mit drei von einer Nockenwelle betätigten Einlaßventilen, deren mittleres unter Zwischenschaltung eines Schwinghebels und die beiden außenliegenden Ventile direkt über Tassenstößel betätigt werden.

Aus DE-36 00 408 C2 ist ein Zylinderkopf mit drei Einlaßventilen bekannt, bei dem jedem Einlaßkanal ein eigenes, mit einer Drosselklappe und einem Einspritzventil versehenes Saugrohr zugeordnet ist. Zur Erzeugung einer Drallbewegung der Ladung wird in einem ersten Betriebsbereich nur ein einziges, außenliegendes Einlaßventil betätigt. Bei steigender Drehzahl werden nacheinander die Drosselklappen und Einspritzventile des zweiten und dritten Einlaßventiles betätigt.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine mit verbesserten Leistungs- und Drehmomentwerten zu schaffen.

Die Lösung dieser Aufgabe gelingt mit den Merkmalen des Patentanspruches 1. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen genannt.

Wenn in einem gattungsgemäßen Zylinderkopf ein in Umfangsrichtung eines jeden Zylinders erstes Gaswechselventil unter Zwischenschaltung eines Betätigungshebels angeordnet permanent und die übrigen Ventile dieser Gruppe zeitweise betätigt werden, so ist dieser Zylinderkopf bezüglich des Ladungswechsel optimiert und liefert eine erhöhte Leistungs- und Drehmomentausbeute. Das permanent betriebene Ventil ermöglicht durch den Verzicht auf einen raumgreifenden Tassenstößel eine platzsparende Anordnung am Rande eines Brennraumes. Die dadurch erzielte tangentiale Einströmung verursacht eine gezielte, rotierende Ladungsbewegung ("Swirl"). Die radiale Anordnung dieses Ventiles ermöglicht es, das oder die weiteren Ventile der ersten Gruppe vergleichsweise groß zu gestalten und somit einen optimalen Gasdurchsatz für hohe Leistungen zu erzielen. Da dieser erhöhte Gasdurchsatz nur bei hohen Lasten erforderlich ist, sind die weiteren Ventile mittels Schaltmechanismen zu- bzw. abschaltbar. Diese Mechanismen können in vielfältiger Weise ausgestaltet sein, so z.B. als in einen hydraulischen Stößel integrierte Schaltvorrichtung gemäß DE-40 27 630 C oder als die entsprechenden Nocken an die Nockenwelle an- bzw. abkoppelnde Einrichtungen gemäß DE-41 00 763 A und werden daher nicht näher erläutert. Durch die Anordnung von drei Einlaßventilen in der ersten Gruppe von Gaswechselventilen kann die Brennkraftmaschine bei niedrigen Lasten kraftstoffsparend mit nur einem, im Durchmesser vergleichsweise kleinen, ersten Einlaßventil betrieben werden. Bei steigenden Lasten werden dann zeitgleich oder nacheinander die beiden weiteren Einlaßkanäle zugeschaltet. Der Gasdurchsatz erfolgt dann im wesentlichen über die vergleichsweise groß dimensionierten weiteren Ventile.

Zur weiteren Optimierung ist dem permanent betriebenen, als Einlaßventil ausgebildeten Gaswechselventil ein erstes separates Saugrohr zugeordnet und den weiteren Ventilen dieser Grupppe ein weiteres. Die Saugrohre können somit in ihrer Geometrie an die unterschiedlichen Anforderungen eines Niedriglast- bzw. eines Hochlastbetriebes angepaßt werden.

Wird der Zylinderkopf an einer fremdgezündeten Brennkraftmaschine betrieben, so sind diesen Saugrohren entsprechende Vorrichtungen zur Zufuhr und Kraftstoff zugeordnet und ein zentral im Zylinderkopf oberhalb jedes Zylinders angeordneter Schacht dient der Aufnahme einer Zündkerze. An einer selbstzündenden Brennkraftmaschine nimmt dieser Schacht stattdessen die Vorrichtung zur Zufuhr von Kraftstoff auf.

Zusätzlich kann dabei ein Auslaßventil der zweiten Gruppe ebenfalls mit einem Schaltmechanismus versehen sein. Die Brennkraftmaschine kann dann beispielsweise bei niedrigen Lasten als Zwei-Ventilmotor betrieben werden, wobei nur eine geringe Antriebsleistung für den Ventiltrieb erforderlich ist. Wird bei steigenden Lasten neben den weiteren Einlaßventilen ein zweites Auslaßventil zugeschaltet, erfolgt der Gaswechselventil dann im wesentlichen über die vergleichsweise groß dimensionierten weiteren Einlaßventile und die beiden Auslaßventile, so daß die Brennkraftmaschine dann als leistungsoptimierter Vier-Ventilmotor betrachtet werden kann.

In weiterer vorteilhafter Ausgestaltung sind die Winkellagen der Mittellängsachsen der Gaswechselventile so gewählt, daß sich ein möglichst glattes Brennraumdach ohne Zerklüftungen ergibt. Hierdurch wird eine klopfende Verbrennung weitestgehend vermieden und die Klopfgrenze ist in Richtung auf höhere Leistungs-

ausbeute verschoben.

Die Erfindung wird anhand einer Zeichnung nachfolgend beispielhaft näher erläutert:

Es zeigen:

Fig. 1 eine Draufsicht auf einen Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine,

Fig. 2 einen Schnitt entlang der Linie II-II gemäß Fig.1,

Fig. 3 einen Schnitt entlang der Linie III-III gemäß Fig.1,

Fig. 4 einen Schnitt entlang der Linie IV-IV gemäß Fig.1 und

Fig. 5 eine Ansicht aus Richtung des Pfeiles X gemäß Fig.2.

Eine mehrzylindrige Brennkraftmaschine weist einen mit Gaswechselkanälen versehenen Zylinderkopf 1 mit einem eingesetzten Lagerrahmen 2 auf. Einerseits einer Längsmittelebene L des Zylinderkopfes 1 sind die Kanäle als Einlaßkanäle 3, 4, 5 ausgebildet, welche sich von mit Einspritzventilen 6 versehenen und als Saugrohre 7 ausgebildeten Rohrstutzen ausgehend bis zu einem Brennraum 8 erstrecken.

Andererseits der Ebene L erstrecken sich vom Brennraum 8 ausgehend Auslaßkanäle 9, 10 zu einer Wand 11 des Zylinderkopfes 1.

Die Einlaß- bzw. Auslaßkanäle 3, 4, 5 bzw. 9, 10 werden von einer ersten bzw. zweiten Gruppe von Gaswechselventilen beherrscht, welche als Einlaß- bzw. Auslaßventile 12, 13, 14 bzw. 15, 16 ausgebildet sind. Die Einlaßventile 12, 13 und 14 sind entlang einer Umfangsrichtung jedes Zylinders angeordnet.

Der Lagerrahmen 2 weist Lager 17, 18 für nur schematisch gezeigte Nockenwellen auf, wobei in ersten Lagern 17 eine als Einlaßnockenwelle 19 ausgebildete erste Nockenwelle und in den zweiten Lagern 18 eine dementsprechende Auslaßnockenwelle 20 gelagert ist. Das erste Einlaßventil 12 wird unter Zwischenschaltung eines mit einer Rolle 21 versehenen, als Schwinghebel 22 ausgebildeten Betätigungshebels von der Einlaßnockenwelle 19 bewegt, welche das zweite und dritte Einlaßventil 13, 14 mittels Tassenstößeln 23 öffnet bzw. schließt. Die Tassenstößel 23 sind dabei in Aufnahmen 24 des Lagerrahmens 2 gleitverschieblich gelagert. Die beiden Auslaßventile 15 und 16 werden ebenfalls unter Vermittlung von Tassenstößeln 23 direkt von der Auslaßnockenwelle 20 betätigt.

Das erste Einlaßventil 12 wird in allen Betriebspunkten der Brennkraftmaschine permanent betätigt und gewährleistet eine tangentiale Einströmung in den Brennraum 8, wodurch eine gezielte Ladungsbewegung erzielt wird.

Die weiteren Einlaßventile 13, 14 und ein Auslaßventil 16 sind mittels in den Tassenstößeln 23 integrierter, nicht gezeigter hydraulischer Schaltmechanismen wahlweise an die Nockenwellen 19, 20 koppelbar.

Bei niedriger Last der Brennkraftmaschine sind die Einlaßventile 13, 14 und das zweite Auslaßventil 16 stillgelegt. Mit steigender Last werden dann nacheinander die zunächst abgeschalteten Ventile zugeschaltet.

Alle Gaswechselventile sind als Tellerventile ausgebildet, wobei der Durchmesser D des ersten Einlaßventiles 12 geringer bemessen ist als der der übrigen Ventile.

Der dem ersten Einlaßventil 12 zugeordnete Einlaßkanal 3 ist mit einem ersten Saugrohr 7 verbunden, welches ein Einspritzventil 6 aufweist. Die weiteren Einlaßkanäle 4 und 5 sind gemeinsam an ein zweites Saugrohr 7 angeschlossen, welches ebenfalls ein Einspritzventil 6 aufweist. Die Saugrohre 7 sind dabei lösbar an einer Außenwandung 26 des Zylinderkopfes 1 gehalten.

Zentral im Zylinderkopf 1 bzw. Lagerrahmen 2 ist oberhalb jedes Zylinders ein Schacht 30 ausgebildet, welcher mit einer Öffnung 31 in den Brennraum 8 mündet und von der Längsmittelebene L geschnitten wird. In diese Öffnung 31 ist als Zündvorrichtung eine Zündkerze 32 eingesetzt.

Alle Gaswechselventile bewegen sich entlang ihrer Mittellängsachsen, wobei die Einlaßventile 12, 13, 14 derart angeordnet sind, daß deren Mittellängsachsen 33, 34, 35 ein Brennraumdach 36 in der Weise schneiden, daß die dabei entstehenden Schnittpunkte 37 einen jeweils voneinander verschiedenen Abstand A1, A2 und A3 zu der Mittellängsebene L aufweisen.

Die Mittellängsachsen 33 und 34 des ersten und zweiten Einlaßventiles 12 und 13 verlaufen parallel zueinander, wobei Mittellängsachse 33 einen Winkel 38 mit der Mittellängsebene L einschließt, welcher kleiner ist als der korrespondierende Winkel 39 der Mittellängsachse 35 des dritten Einlaßventiles 14.

Den Auslaßventilen 15 und 16 zugeordnete Mittellängsachsen 40 sowie die der Einlaßventile 13 und 14 schneiden jeweils Längsachsen 41 der Nockenwellen 19, 20.

Der Schwinghebel 22 weist ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement 42 auf, welches über Bohrungen 43 mit Drucköl versorgt wird. Dieser Hebel 22 ist drehbar auf einer Achse 44 gelagert, welcher einerseits in einem Lagerarm 45 des Rahmens 2 gehalten ist. In diesem Arm 45 verläuft eine Zufuhrbohrung 46 zur Versorgung des Ausgleichselementes 42 und zur Schmierung des Schwinghebels 22.

Patentansprüche

1. Zylinderkopf für eine Brennkraftmaschine, mit einer auf einer Seite einer Mittellängsebene des Zylinderkopfes angeordneten ersten Gruppe und einer auf der anderen Seite dieser Ebene angeordneten zweiten Gruppe von Gaswechselventilen, mit diesen Gruppen zugeordneter erster und zweiter Nokkenwelle, wobei mindestens ein Gaswechselventil der ersten Gruppe unter Zwischenschaltung eines Betätigungshebels von der ersten Nockenwelle betätigt wird und zumindest die erste Gruppe entlang

einer Umfangsrichtung eines Zylinders der Brennkraftmaschine angeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet,** daß die erste Gruppe von Gaswechselventilen aus drei Einlaßventilen (12, 13, 14) gebildet ist, daß der Betätigungshebel (22) dem in der Umfangsrichtung ersten Einlaßventil (12) zugeordnet ist, welches permanent von der ersten Nockenwelle (19) betätigt ist, daß die restlichen Ventile dieser Gruppe zeitweise betätigbar sind, und daß diese und die Gaswechselventile (15, 16) der zweiten Gruppe unter Zwischenschaltung von Tassenstößeln (23) betätigt werden.

2. Zylinderkopf nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß jedes Gaswechselventil der ersten Gruppe in einem eigenen Gaswechselkanal des Zylinderkopfes (1) angeordnet ist und daß an einer Außenwandung (26) des Zylinderkopfes (1) zwei den Kanälen zugeordnete Rohrstutzen angeordnet sind, wobei ein erster Rohrstutzen ausschließlich mit einem Gaswechselkanal des ersten Gaswechselventiles verbunden ist.

3. Zylinderkopf nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß die erste Gruppe aus Einlaßventilen (12, 13, 14) gebildet ist, deren Gaswechselkanäle als Einlaßkanäle (3, 4, 5) ausgebildet sind, wobei der das erste Einlaßventil (12) aufweisende erste Einlaßkanal (3) mit einem als ersten Saugrohr (7) ausgebildeten Rohrstutzen verbunden ist.

4. Zylinderkopf nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet,** daß die dem zweiten und dritten Einlaßventil (13 und 14) zugeordneten zweiten und dritten Einlaßkanäle (4 und 5) mit einem als zweiten Saugrohr (7) ausgebildeten Rohrstutzen verbunden sind.

5. Zylinderkopf nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet,** daß benachbart der in einen Brennraum (8) mündenden Einlaßkanäle (3, 4, 5) eine diesen Brennraum (8) mit einem zentral im Zylinderkopf (1) angeordneten und von der Mittellängsebene (L) geschnittenen Schacht (30) verbindende Öffnung (31) angeordnet ist.

6. Zylinderkopf nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,** daß in die Öffnung (31) eine Zündvorrichtung eingesetzt ist und die Saugrohre (7) mit einer Vorrichtung zur Zufuhr von Kraftstoff versehen sind.

7. Zylinderkopf nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,** daß in die Öffnung (31) eine Vorrichtung zur Zufuhr von Kraftstoff eingesetzt ist.

8. Zylinderkopf nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß die restlichen Ventile der ersten Gruppe zeitgleich zu- bzw. abgeschaltet werden.

9. Zylinderkopf nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß die restlichen Ventile der ersten Gruppe zeitversetzt zueinander zu- bzw. abgeschaltet werden.

10. Zylinderkopf nach Anspruch 8 oder 9, **dadurch gekennzeichnet,** daß mindestens ein als erstes Auslaßventil (15) ausgebildetes Gaswechselventil der zweiten Gruppe permanent von der zweiten Nokkenwelle betätigt ist.

11. Zylinderkopf nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß alle Gaswechselventile als Tellerventile ausgebildet sind, wobei der Durchmesser (D) des Tellers des ersten Ventiles geringer ist als der des/der übrigen Ventile dieser Gruppe.

12. Zylinderkopf nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Mittellängsachsen (33, 34, 35) der Ventile der ersten Gruppe ein Brennraumdach (36) derart schneiden, daß die entstehenden Schnittpunkte (37) alle auf der einen Seite der Mittellängsebene (L) liegen und einen jeweils voneinander verschiedenen Abstand (A1, A2, A3) zu dieser Ebene (L) aufweisen.

13. Zylinderkopf nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Mittellängsachsen (33) des ersten Gaswechselventiles und eines in Umfangrichtung benachbarten Ventiles dieser Gruppe parallel zueinander verlaufend angeordnet sind.

14. Zylinderkopf nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Mittellängsachse (33) des ersten Gaswechselventiles einen Winkel (38) mit der Mittellängsebene (L) einschließt, welcher kleiner ist als der korrespondierende Winkel (39) der Mittellängsachse (35) eines in Umfangsrichtung beabstandeten Ventiles dieser Gruppe.

Claims

1. A cylinder head for an internal-combustion engine, with a first group of gas-exchange valves arranged on one side of a median longitudinal plane of the cylinder head and a second group arranged on the other side of the said plane, with a first and second camshaft associated with the said groups, wherein at least one gas-exchange valve of the first group is actuated by the first camshaft with the interposition of an actuating lever and at least the first group is arranged along a peripheral direction of a cylinder of the internal-combustion engine, **characterized in that** the first group of gas-exchange valves is formed by three inlet valves (12, 13, 14), the actuating lever (22) is associated with the first inlet valve (12) in the peripheral direction, the said first inlet

valve (12) being continuously actuated by the first camshaft (19), the remaining valves of this group are periodically actuable, and these valves and the gas-exchange valves (15, 16) of the second group are actuated with the interposition of flat tappets (23).

2. A cylinder head according to Claim 1, **characterized in that** each gas-exchange valve of the first group is arranged in a separate gas-exchange duct of the cylinder head (1), and two pipe sockets associated with the ducts are arranged on an outer wall (26) of the cylinder head (1), wherein a first pipe socket is connected exclusively to the gas-exchange duct of the first gas-exchange valve.

3. A cylinder head according to Claim 1, **characterized in that** the first group is formed by inlet valves (12, 13, 14), the gas-exchange ducts of which are constructed as inlet ducts (3, 4, 5), wherein the first inlet duct (3) comprising the first inlet valve (12) is connected to a pipe socket constructed as a first intake pipe (7).

4. A cylinder head according to Claim 3, **characterized in that** the second and third inlet ducts (4 and 5) associated with the second and third inlet valves (13 and 14) are connected to a pipe socket constructed as a second intake pipe (7).

5. A cylinder head according to Claim 3, **characterized in that** an opening (31) connecting a combustion chamber (8) to a cavity (30) arranged centrally in the cylinder head (1) and intersected by the median longitudinal plane (**L**) is arranged adjacent to the inlet ducts (3, 4, 5) opening into the said combustion chamber (8).

6. A cylinder head according to Claim 5, **characterized in that** an ignition device is inserted into the opening (31), and the intake pipes (7) are provided with a device for supplying fuel.

7. A cylinder head according to Claim 5, **characterized in that** a device for supplying fuel is inserted into the opening (31).

8. A cylinder head according to Claim 1, **characterized in that** the remaining valves of the first group are turned off and on in synchronism.

9. A cylinder head according to Claim 1, **characterized in that** the remaining valves of the first group are turned off and on in a staggered manner.

10. A cylinder head according to Claim 8 or 9, **characterized in that** at least one gas-exchange valve - constructed as a first exhaust valve (15) - of the second group is actuated continuously by the second camshaft.

11. A cylinder head according to Claim 1, **characterized in that** all the gas-exchange valves are constructed as disc valves, the diameter (**D**) of the disc of the first valve being smaller than that of the remaining valve or valves of this group.

12. A cylinder head according to Claim 1, **characterized in that** the median longitudinal axes (33, 34, 35) of the valves of the first group intersect a combustion-chamber head (36) in such a way that the resulting points of intersection (37) all lie on one side of the median longitudinal plane (**L**) and are at a respectively different distance (**A1, A2, A3**) from the said plane (**L**).

13. A cylinder head according to Claim 12, **characterized in that** the median longitudinal axes (33) of the first gas-exchange valve and of a peripherally adjacent valve of this group are arranged so as to extend parallel to each other.

14. A cylinder head according to Claim 13, **characterized in that** the median longitudinal axis (33) of the first gas-exchange valve forms an angle (38) with the median longitudinal plane (**L**), which is smaller than the corresponding angle (39) of the median longitudinal axis (35) of a peripherally spaced valve of this group.

Revendications

1. Culasse pour un moteur à combustion interne, avec un premier groupe de soupapes disposé sur un côté d'un plan longitudinal médian de la culasse et un deuxième groupe de soupapes disposé sur l'autre côté de ce plan, avec un premier et un deuxième arbres à cames associés à ces groupes, au moins une soupape du premier groupe étant actionnée par le premier arbre à cames avec interposition d'un levier d'actionnement et au moins le premier groupe étant disposé le long d'une direction périphérique d'un cylindre du moteur à combustion interne, caractérisée en ce que le premier groupe de soupapes est constitiué de trois soupapes d'admission (12, 13, 14), en ce que le levier d'actionnement (22) est associé à la première soupape d'admission (12), dans la direction périphérique, qui est actionnée en permanence par le premier arbre à cames (19), en ce que les soupapes restantes de ce groupe sont actionnables par moments, et en ce que cette soupape et les soupapes (15, 16) du deuxième groupe sont actionnées avec interposition de poussoirs à fond plat ou coupelles (23).

2. Culasse selon la revendication 1, caractérisée en ce que chaque soupape du premier groupe est disposée dans son propre canal à gaz de la culasse (1) et en ce que, sur une paroi extérieure (26) de la culasse (1), sont disposées deux tubulures associées aux canaux, une première tubulure étant exclusivement reliée à un canal à gaz de la première soupape.

3. Culasse selon la revendication 1, caractérisée en ce que le premier groupe est constitué de soupapes d'admission (12, 13, 14) dont les canaux à gaz sont réalisés sous forme de canaux d'admission (3, 4, 5), le premier canal d'admission (3), présentant la première soupape d'admission (12), étant relié à une tubulure réalisée sous forme de premier tube d'aspiration (7).

4. Culasse selon la revendication 3, caractérisée en ce que les deuxième et troisième canaux d'admission (4 et 5), associés à la deuxième et à la troisième soupape d'admission (13 et 14), sont reliés à une tubulure réalisée sous forme de deuxième tube d'aspiration (7).

5. Culasse selon la revendication 3, caractérisée en ce que, au voisinage des canaux d'admission (3, 4, 5) débouchant dans une chambre de combustion (8), est disposée une ouverture (31) reliant cette chambre de combustion (8) à un puits (30) disposé centralement dans la culasse (1) et coupé par le plan longitudinal médian (L).

6. Culasse selon la revendication 5, caractérisée en ce qu'un dispositif d'allumage est inséré dans l'ouverture (31) et les tubes d'aspiration (7) sont pourvus d'un dispositif d'alimentation en carburant.

7. Culasse selon la revendication 5, caractérisée en ce qu'un dispositif d'alimentation en carburant est inséré dans l'ouverture (31).

8. Culasse selon la revendication 1, caractérisée en ce que le reste des soupapes du premier groupe sont mises en service ou hors service au même moment.

9. Culasse selon la revendication 1, caractérisée en ce que le reste des soupapes du premier groupe sont mises en service ou hors service de façon temporellement décalées les unes par rapport aux autres.

10. Culasse selon la revendication 8 ou 9, caractérisée en ce qu'au moins une soupape, réalisée sous forme de première soupape d'échappement (15) du deuxième groupe, est actionnée de façon permanente par le deuxième arbre à cames.

11. Culasse selon la revendication 1, caractérisée en ce que toutes les soupapes sont réalisées sous forme de soupapes champignons, le diamètre (D) du disque de champignon de la première soupape étant inférieur à celui de la ou des autres soupapes de ce groupe.

12. Culasse selon la revendication 1, caractérisée en ce que les axes longitudinaux médians (33, 34, 35) des soupapes du premier groupe coupent un toit (36) de la chambre de combustion, de manière que les points d'intersection (37) constitués soient tous situés sur un côté du plan longitudinal médian (L) et présentent chacun une distance (A1, A2, A3) différentes les unes des autres, vis-à-vis de ce plan (L).

13. Culasse selon la revendication 12, caractérisée en ce que les axes longitudinaux médians (33) de la première soupape et d'une soupape voisine dans la direction périphérique de ce groupe sont disposés parallèlement entre eux.

14. Culasse selon la revendication 13, caractérisée en ce que l'axe longitudinal médian (33) de la première soupape fait, avec le plan longitudinal médian (L), un angle inférieur à l'angle (39) correspondant fait par l'axe longitudinal médian (35) d'une soupape, espacée en direction périphérique, de ce groupe.

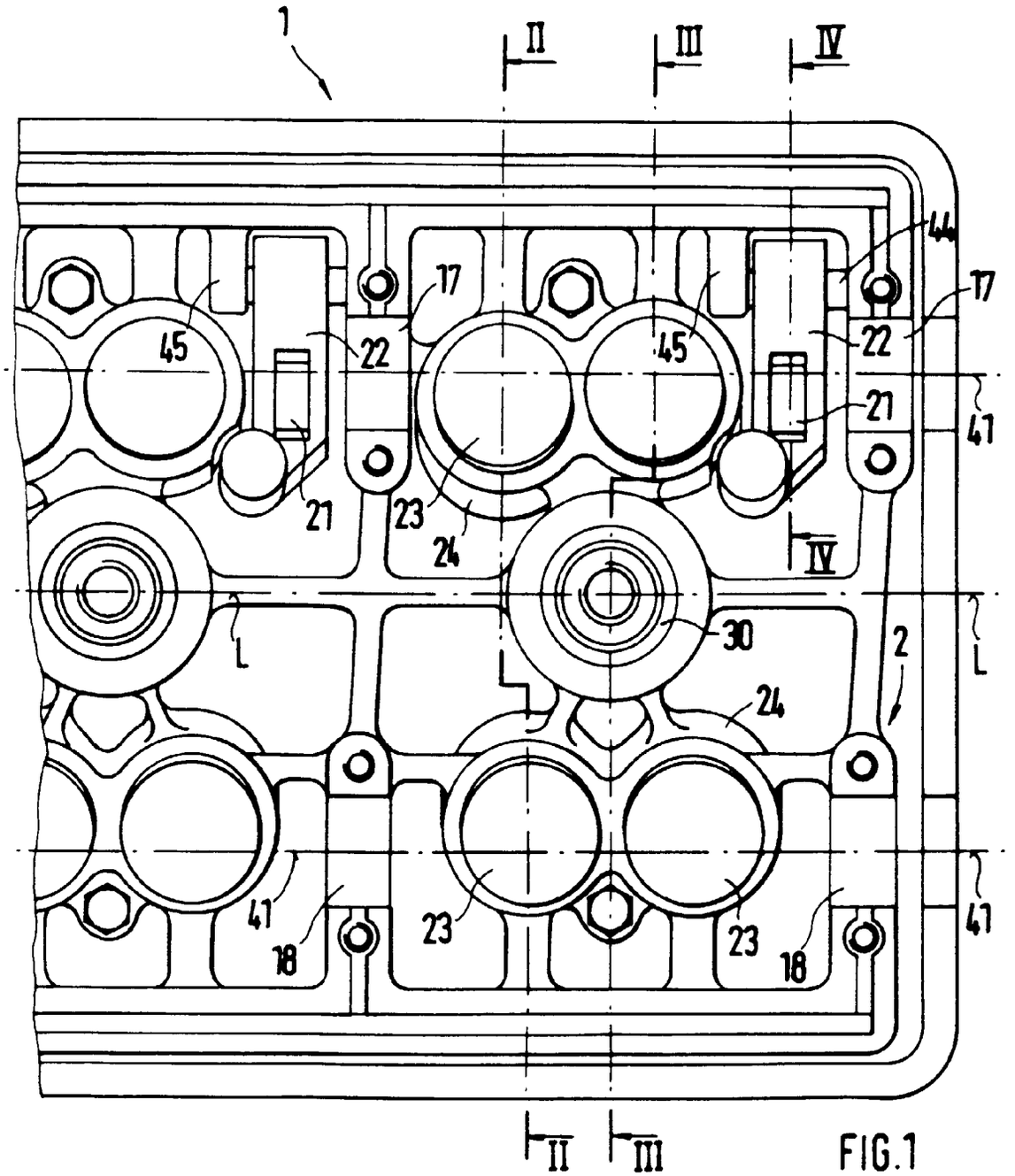

1
II
III
IV
44
17
45
22
45
22
17
21
41
21
23
24
IV
L
30
2
L
24
41
18
23
23
18
41
II
III

FIG.1

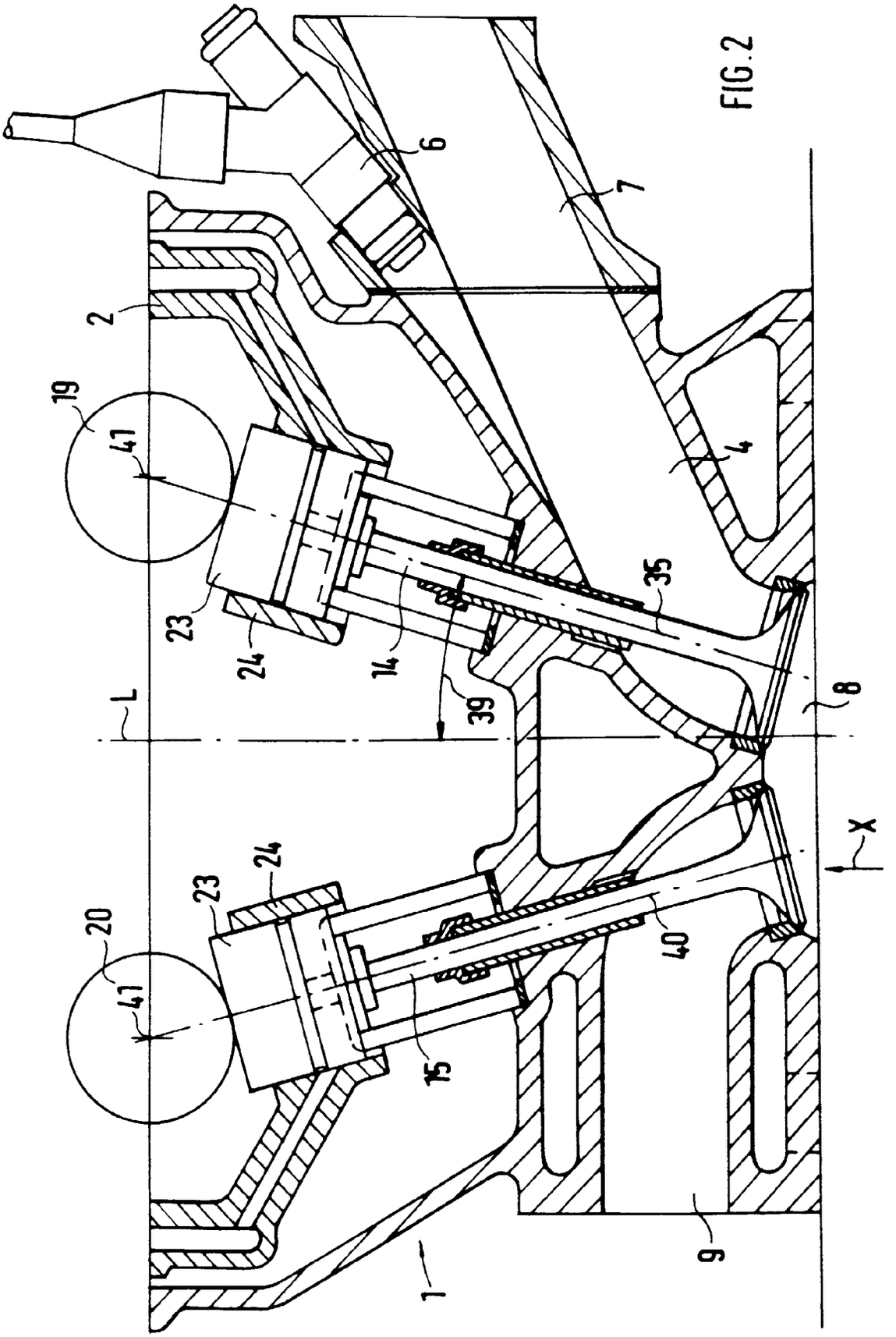


FIG.2

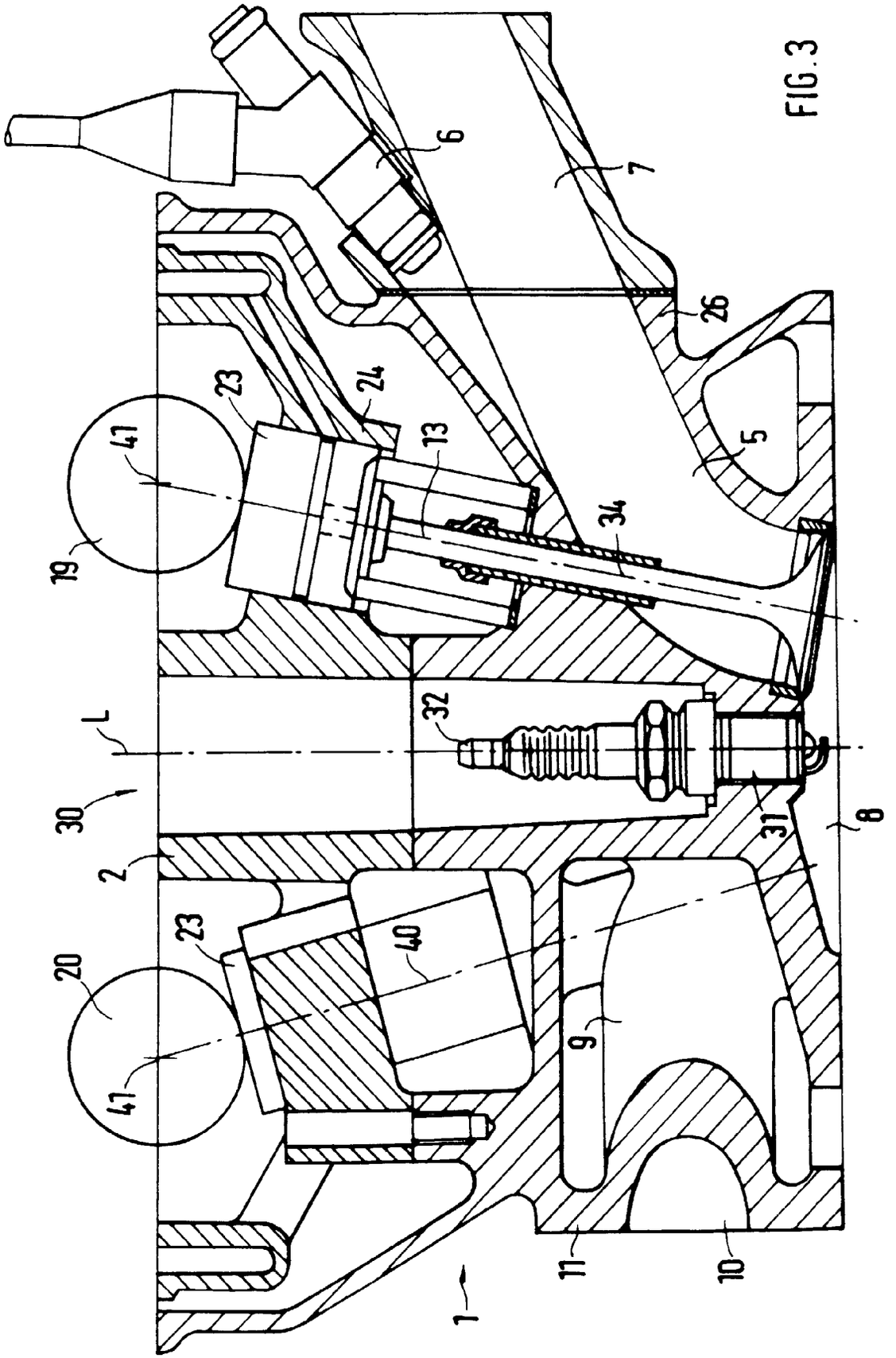


FIG.3

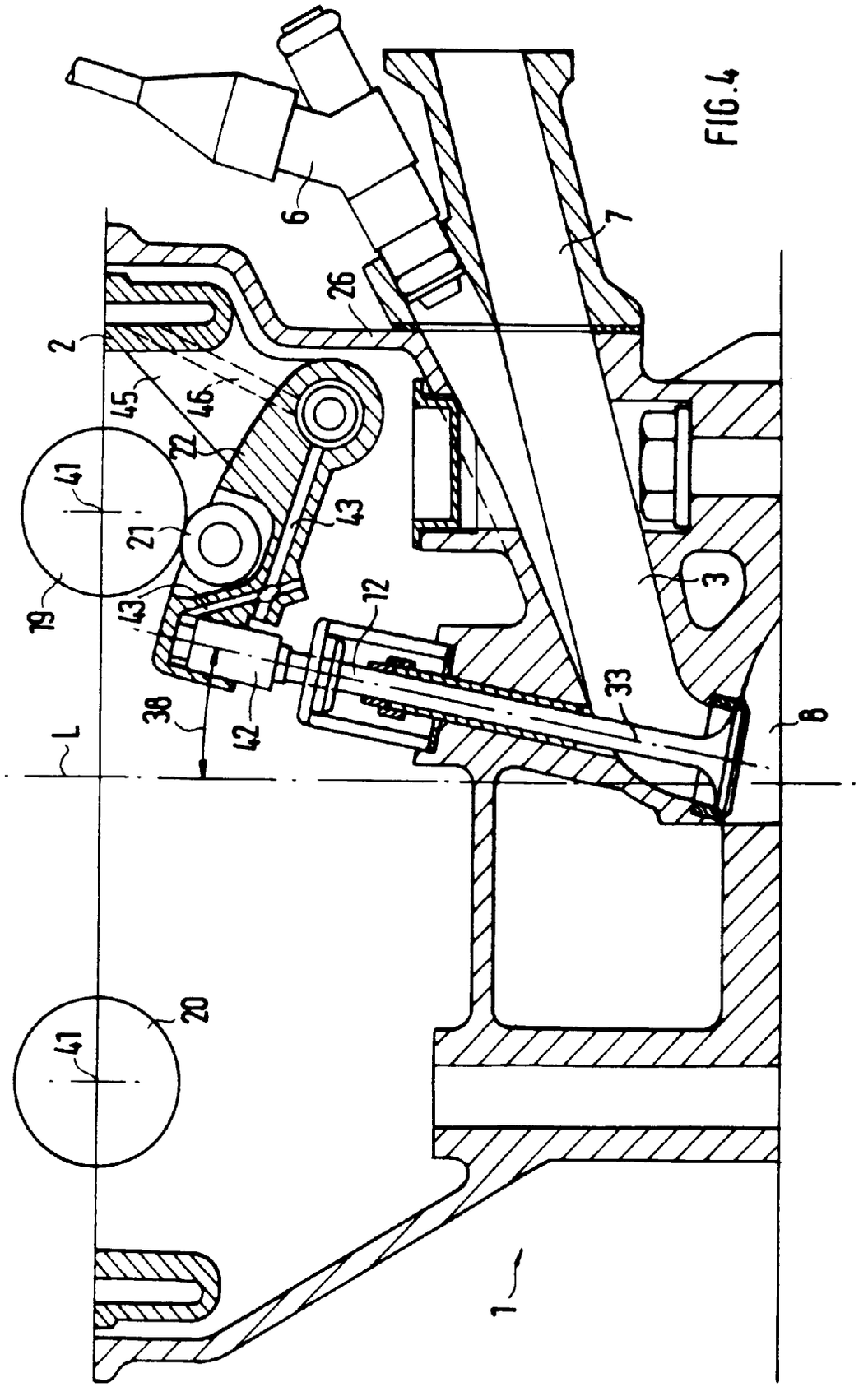


FIG.4

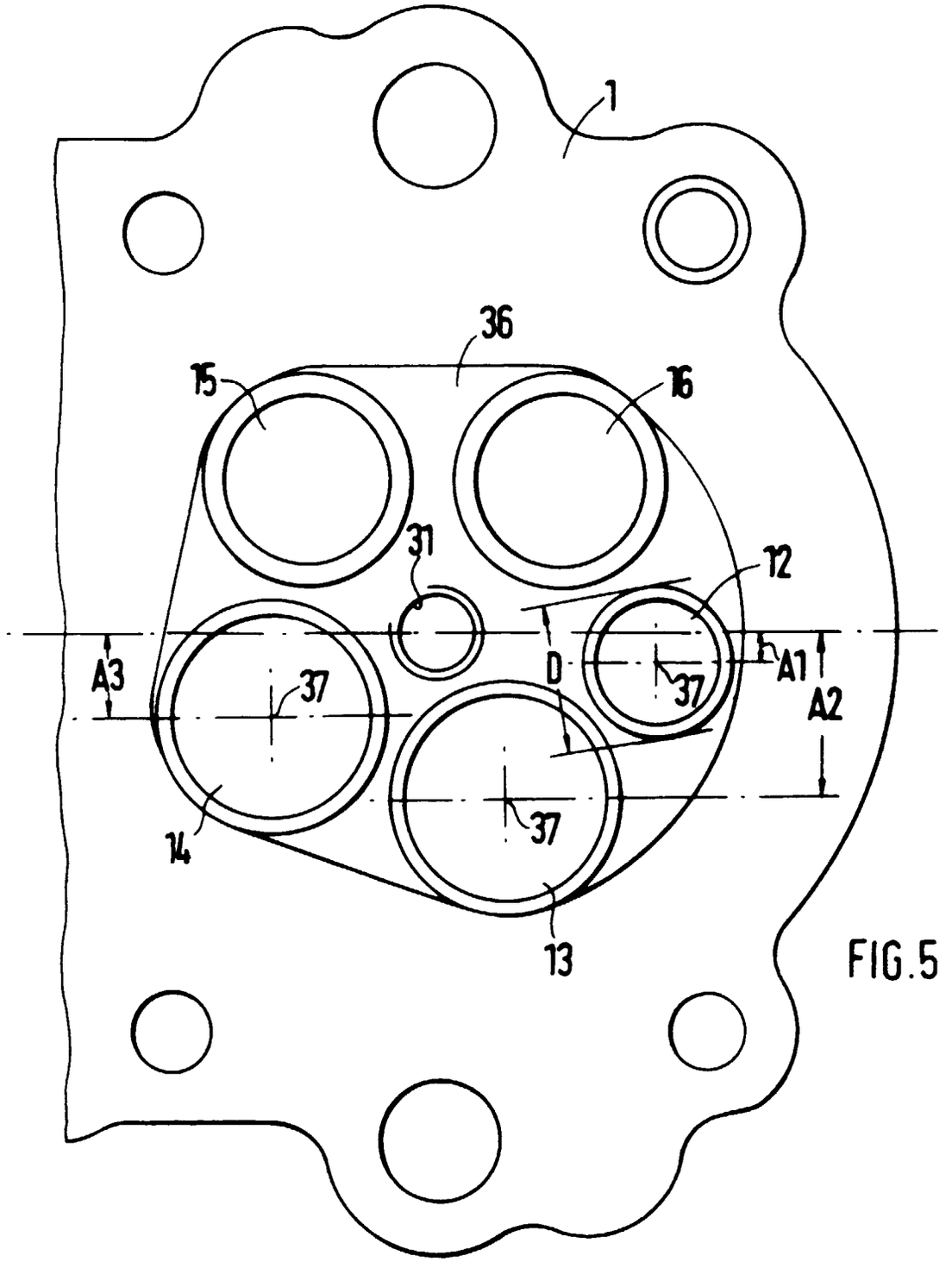


FIG.5