

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 638 706 A1**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: **93119520.0**

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

(22) Anmeldetag: **03.12.93**

(30) Priorität: **05.08.93 DE 4326331**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.02.95 Patentblatt 95/07

(84) Benannte Vertragsstaaten:
ES FR GB IT SE

(71) Anmelder: **Bayerische Motoren Werke
Aktiengesellschaft
Patentabteilung AJ-3
D-80788 München (DE)**

(72) Erfinder: **Unger, Harald
An der Tuchbleiche 1
D-81927 München (DE)**

(74) Vertreter: **Bücken, Helmut et al
Bayerische Motoren Werke
Aktiengesellschaft
Patentabteilung AJ-3
D-80788 München (DE)**

(54) Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine.

(57) Eine Brennkraftmaschine besitzt je Zylinder zumindest zwei Einlaß-Hubventile (4, 4'), deren Hubverlauf voneinander verschiedenartig verstellbar ist. Die Verstellung erfolgt mittels einer Exzenterwelle (10), die den Abstützpunkt eines zwischen jedem Nocken (5a, 5a') und jedem Hubventil (4, 4') liegenden Übertragungsgliedes (19, 19') verschiebt, wobei die beiden einem Zylinder zugeordneten Exzenter (10a, 10a') von unterschiedlicher Geometrie sind. Das Übertragungsglied (19, 19') wird von einem sich auf dem Exzenter (10a, 10a') abstützenden sowie vom Nocken (5a, 5a') betätigten Schlepphebel (16, 16') gebildet, der seinerseits auf einen Schwinghebel (17, 17') einwirkt. Die jeweiligen Kontaktflächen werden durch Rollen gebildet. Beschrieben ist ferner ein weiteres Übertragungsglied, das eine Kulissenbahn aufweist.

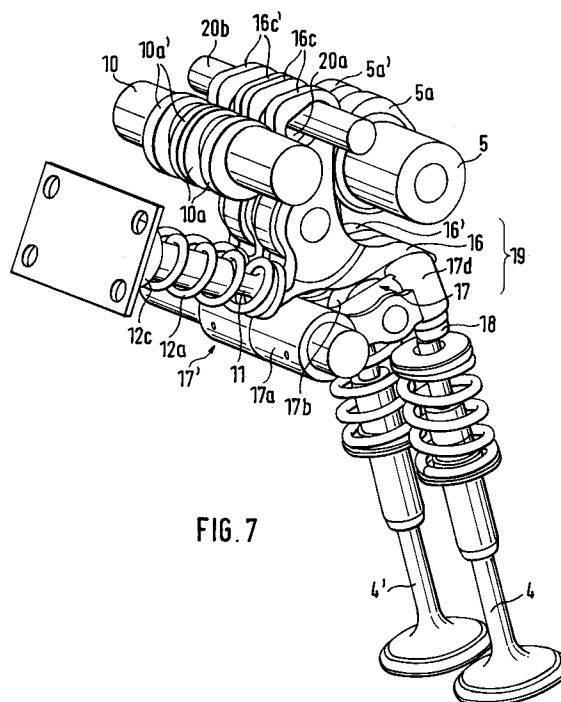


FIG. 7

EP 0 638 706 A1

Die Erfindung betrifft einen Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine mit zumindest zwei parallel wirkenden, jeweils durch einen Nocken sowie ein Übertragungsglied betätigten Hubventilen je Zylinder, deren Ventilhubverlauf voneinander verschiedenartig verstellbar ist.

Ein derartiger Ventiltrieb ist beispielsweise aus der DE 37 39 246 A1 bekannt. Das Übertragungsglied ist dabei als Kipphebel ausgebildet, wobei einzelne Kipphebel der einem einzigen Zylinder zugeordneten Hubventile über Kupplungselemente miteinander verbunden werden können. Indem bei diesem bekannten Stand der Technik den einzelnen Kipphebeln unterschiedliche Nocken zugeordnet sind, ist es durch entsprechende Ansteuerung dieser Kipphebel-Kupplungen somit möglich, ein bestimmtes Hubventil entweder direkt durch den ihm zugeordneten Nocken oder durch den Nocken eines anderen Hubventiles zu betätigen. Der Ventilhubverlauf dieses bestimmten Hubventiles ist somit verschiedenartig von dem eines anderen Hubventiles veränderbar.

Dieser bekannte Ventiltrieb ist insofern nachteilig, als an den einzelnen Hubventilen lediglich Hubverläufe erzeugt werden können, die durch die tatsächlich vorhandenen Nocken vorgegeben sind. Weitere Variationen sind dabei nicht möglich. Ferner erfahren die Kupplungselemente der Kipphebel bzw. Übertragungsglieder extrem hohe mechanische Belastungen.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, an einem Ventiltrieb mit zumindest zwei parallel wirkenden Hubventilen je Zylinder Maßnahmen aufzuzeigen, mit Hilfe derer der Ventilhubverlauf in vielfältiger Weise und verschiedenartig voneinander verstellt werden kann.

Zur Lösung dieser Aufgabe ist vorgesehen, daß die Abstützpunkte der Übertragungsglieder über verdrehbare, auf einer gemeinsamen Exzenterwelle liegende Exzenter verstellbar sind, wobei sich die Erhebungskurven der zumindest zwei Exzenter je Zylinder voneinander unterscheiden. Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Inhalt der Unteransprüche.

Erfindungsgemäß sind die Abstützpunkte der zwischen die einzelnen Nocken sowie die einzelnen Ventile zwischengeschalteten Übertragungsglieder verstellbar. Bei diesen Übertragungsgliedern kann es sich wie im oben genannten Stand der Technik um einen Kipphebel oder auch um einen Schlepp- oder Schwinghebel handeln, daneben sind aber auch andere Ausführungsformen möglich, so beispielsweise ein eine Kulissenbahn für eine Walze aufweisendes Kulissenelement. Wird nun der Abstützpunkt dieses Schwing- oder Kipphebels oder des Kulissenelementes verschoben, so ergibt sich für das jeweilig zugeordnete Hubventil ein abgewandelter Hubverlauf, da der

Nockenhub in verschiedenartiger Weise übertragen wird. Dieses Prinzip zur Variation des Ventilhubverlaufes ist zwar an sich bekannt (DE 38 33 540 C2), jedoch gibt diese bekannte Ausführungsform nicht an, wie der Abstützpunkt des Übertragungsgliedes auf einfache Weise verschoben werden kann.

Erfindungsgemäß erfolgt dies mit Hilfe von Exzentern, an denen sich die Übertragungsglieder abstützen. Diese Exzenter sind Bestandteil einer gemeinsamen Exzenterwelle - sind mehrere Zylinder in Reihe angeordnet, so kann sich diese Exzenterwelle über sämtliche Zylinder erstrecken -, die in einfacher Weise verdreht werden kann. Erfindungsgemäß unterscheiden sich darüberhinaus die einem einzelnen Zylinder zugeordneten Exzenter. Dadurch ist es wie gewünscht möglich, die wiederum diesen einzelnen Exzentern zugeordneten Ventile verschiedenartig voneinander zu betätigen, bzw. deren Hubverlauf verschiedenartig voneinander zu verstellen.

Im folgenden wird die Erfindung anhand zweier bevorzugter Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigt:

- | | | |
|----|--------------------|--|
| 25 | Figur 1 | Einen Halb-Querschnitt durch einen Brennkraftmaschinen-Zylinderkopf mit einem erfindungsgemäßen Ventiltrieb, wobei der maximale Nockenhub in einen maximalen Ventilhub umgesetzt ist, |
| 30 | Figur 2 | die gleiche Anordnung, wobei der maximale Nockenhub lediglich minimalen Ventilhub bewirkt, |
| 35 | Figur 3
Figur 4 | eine Teilansicht X aus Figur 1 sowie in einem Diagramm mehrere mögliche Ventilhubverläufe. |
| 40 | Figur 5
Figur 6 | einen Querschnitt durch einen Brennkraftmaschinen-Zylinderkopf mit einem weiteren erfindungsgemäßen Ventiltrieb,
eine perspektivische Ansicht des Ventiltriebes aus Fig. 5 für einen einzigen Zylinder, |
| 45 | Figur 7
Figur 8 | die Ansicht aus Fig. 6 in einer anderen Perspektive,
eine Perspektivdarstellung insbesondere des Übertragungsgliedes dieses weiteren Ventiltriebes, sowie |
| 50 | Figur 9 | eine Perspektivdarstellung des Schwinghebels, der Bestandteil des Übertragungsgliedes von Fig. 8 ist. |

Mit der Bezugsziffer 1 ist ein Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine bezeichnet. Dieser Zylinderkopf erstreckt sich in der Darstellung gemäß Figur 1 senkrecht zur Zeichenebene über mehrere Zylinder. Je Zylinder sind zumindest zwei Einlaßkanäle 2 zu einem Brennraum 3 vorhanden, wobei je Einlaßkanal 2 in bekannter Weise ein Hubventil 4 vorgesehen ist. Betätigt wird dieses Hubventil

durch einen Nocken 5a einer Nockenwelle 5, wobei der Nocken 5a auf eine Walze 6 einwirkt, die ihrerseits auf dem Stößel 7 des Hubventiles 4 abrollt.

Wie auch Figur 3 zeigt, ist die Walze 6 stufenförmig ausgebildet und besitzt mehrere Abrollstufen 6a, 6b, 6c. Mit der Abrollstufe 6a liegt die Walze 6 auf dem Stößel 7 auf, während die Abrollstufe 6b mit dem Nocken 5a Kontakt hat. Mit der Abrollstufe 6c schließlich wälzt die Walze 6 auf einer Kulissenbahn 8a eines Kulissenelementes 8 ab, so daß die Walze 6 insgesamt durch dieses Kulissenelement 8 entsprechend der Kulissenbahn 8a geführt ist. Insgesamt bildet somit das Kulissenelement 8 sowie die Walze 6 das sogenannte zwischen dem Nocken 5a sowie dem Hubventil 4 liegende Übertragungsglied 9.

Wie ersichtlich stützt sich dieses Übertragungsglied 9 bzw. das Kulissenelement 8 an einem Exzenter 10a ab, der aus einer Exzenterwelle 10 herausgearbeitet ist. Wird nun die Exzenterwelle 10 um ihre Längsachse 10b verdreht - zwei verschiedene Positionen sind in den Figuren 1, 2 dargestellt -, so wird der Abstützpunkt des Kulissenelementes 8 bzw. des Übertragungsgliedes 9 verschoben. Hierdurch verändert sich auch die Lage der Walze 6 bzw. der Kulissenbahn 8a, die letztlich die durch den rotierenden Nocken 5a bewegte Walze 6 führt. Mit Veränderung des Abstützpunktes des Übertragungsgliedes 9 ergeben sich aber - wie ersichtlich - bei gleichem Nockenhub verschiedenen Ventilhube. In Figur 1 ist der maximal erreichbare Ventilhub h bei maximalen Nockenhub gezeigt. Bei Figur 2 wird demgegenüber die Exzenterwelle 10 um ihre Längsachse 10b um 180° gedreht. Aus der daraus resultierenden Verschiebung des Übertragungsgliedes 9 ergibt sich bei maximalen Nockenhub ein Ventilhub nahezu vom Betrag 0, d.h. das Hubventil 4 wird lediglich minimal geöffnet.

Zur Sicherstellung der beschriebenen Funktion ist ein Rückstellhebel 11 erforderlich, der ebenfalls an der Abrollstufe 6a der Walze 6 angreift und diese Walze somit stets gegen den Nocken 5a preßt. Dieser Rückstellhebel 11 wird in entsprechender Weise von einer Druckfeder 12a beaufschlagt. Hierzu ist die Druckfeder 12a zwischen einem auf den Rückstellhebel 11 einwirkenden Druckelement 12b sowie einem in den Zylinderkopf 1 eingeschraubten Führungselement 12c eingespannt. Lediglich prinzipiell dargestellt ist ferner die Längsführung 13 für das Kulissenelement 8.

Wie Figur 3 zeigt, sind für jeden einzelnen Zylinder 14a, 14b des Brennkraftmaschinen-Zylinderkopfes 1 zwei Hubventile 4, 4' vorgesehen. Jedem Hubventil 4, 4' eines einzelnen Zylinders 14a bzw. 14b ist ein eigener Nocken 5a, 5a' sowie ein eigenes Übertragungsglied 9, 9' in Form eines ei-

genen Kulissenelementes 8, 8' sowie einer eigenen Walze 6, 6' zugeordnet. Dabei stützt sich jedes Kulissenelement 8, 8' an einem eigenen Exzenter 10a, 10a' der sich über den gesamten Zylinderkopf 1 erstreckenden Exzenterwelle 10 ab. Wie die Figuren 1, 2 zeigen, unterscheiden sich die beiden einem Zylinder 14a bzw. 14b zugeordneten Exzenter 10a, 10a' in ihrer Geometrie. Identisch sind die beiden Exzenter 10a, 10a' eines Zylinders lediglich in den Punkten des minimalen sowie des maximalen Exzenterhubes. Befindet sich somit die Exzenterwelle 10 in der in Figur 2 gezeigten Position, so bleiben trotz maximalen Nockenhubes die beiden Hubventile 4, 4' eines Zylinders nahezu geschlossen. Befindet sich hingegen die Exzenterwelle 10 in der Position gemäß Figur 1, so werden bei maximalem Nockenhub die beiden Hubventile 4, 4' maximal geöffnet (Ventilhub h). In Zwischenpositionen der Exzenterwelle hingegen werden die beiden Hubventile 4, 4' bei maximalem Nockenhub unterschiedlich weit geöffnet. Der Ventilhubverlauf dieser beiden Hubventile 4, 4' je Zylinder 14a bzw. 14b ist somit durch Verstellen der Exzenterwelle 10 voneinander verschiedenartig veränderbar.

Ersichtlich wird dies auch aus Figur 4, die in einer Diagrammdarstellung verschiedene Ventilhubverläufe zeigt. Auf der Abszisse ist der Kurbelwinkel bzw. Nockenwellen-Winkel aufgetragen, die Ordinate gibt den erreichbaren Ventilhub an. Dabei ist für jeden der einzelnen exemplarisch herausgegriffenen fünf Ventilhubverläufe die zugehörige Position der Exzenterwelle 10 angegeben. Der am ansteigenden Ast angegebene Zahlenwert bezieht sich dabei auf das erste Hubventil 4, während der am abfallenden Ast angegebene Zahlenwert die erforderliche Exzenterwellenposition für das zweite Hubventil 4' angibt. Die Position der Exzenterwelle 10 ist dabei durch Winkelgrade beschrieben, wobei die Position gemäß Figur 2 0° entspricht und die Position gemäß Figur 1 den Wert von 180° darstellt.

Man erkennt somit, daß wie bereits erläutert bei der Exzenterwellenposition 0° die beiden Hubventile 4, 4' lediglich einen äußerst geringen Ventilhub ausführen, während bei der Exzenterwellenposition 180° beide Hubventile 4, 4' ihren maximalen Ventilhub h erreichen. Den minimal möglichen Ventilhub behält das Hubventil 4' aber auch bei einer Exzenterwellenposition von 45° und 90° bei, während bei diesen Positionen das Hubventil 4 bereits deutliche Hübe ausführt.

Verschiedenartige Ventilhubverläufe zweier parallel wirkender Hubventile je Zylinder sind erwünscht, um die Ladungswechseldynamik sowie die Verwirbelung der in den Brennraum 3 eingebrachten Ladung zu verbessern. Mit der gezeigten sowie mit der im folgenden beschriebenen weiteren Konstruktion ist eine derartige Ventilhubcharakteri-

stik für zumindest zwei parallel wirkende Hubventile je Zylinder auf einfache Weise erzielbar.

Im zweiten Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 ist mit der Bezugsziffer 1 wieder ein Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine bezeichnet. Auch dieser Zylinderkopf erstreckt sich in der Darstellung senkrecht zur Zeichenebene über mehrere Zylinder. Je Zylinder sind zumindest zwei Einlaßkanäle 2 zum Brennraum 3 vorhanden, wobei je Einlaßkanal 2 ein Hubventil 4 vorgesehen ist. Betätigt wird jedes Hubventil 4, 4' durch jeweils einen Nocken 5a, 5a' einer Nockenwelle, wobei jeder Nocken auf einen Schlepphebel 16, 16' einwirkt, der seinerseits auf einen Schwinghebel 17, 17' wirkt. Im Schwinghebel 17, 17' ist ein hydraulisches Spielausgleichselement 18, 18' gelagert, auf dem sich letztendlich der Schaft des Hubventiles 4, 4' abstützt. Insgesamt bildet der Schlepphebel 16 sowie der Schwinghebel 17 ein Übertragungsglied 19 bzw. 19', mittels dessen der Hubverlauf des Nockens 5a bzw. 5a' auf das Hubventil 4 bzw. 4' übertragen wird.

Wie ersichtlich stützt sich das Übertragungsglied 19 bzw. der Schlepphebel 16 an einem Exzenter 10a ab, der aus einer Exzenterwelle 10 herausgearbeitet ist. Wird die Exzenterwelle 10 um ihre Längsachse 10b verdreht, so wird der Abstützpunkt des Schlepphebels 16 bzw. des Übertragungsgliedes 19 verschoben. Mit einer derartigen Veränderung des Abstützpunktes des Übertragungsgliedes 19 ergeben sich bei gleichem Nockenhub unterschiedliche Ventilhube, da aufgrund der geänderten Abstützung der Schlepphebel 16 bei Rotation des Nockens 5a gegenüber dem Schwinghebel 17 eine unterschiedliche Bewegungsbahn durchläuft, so daß auch der Schwinghebel 17 unterschiedlich ausgelenkt wird. Insbesondere ist es hiermit möglich, neben einem maximalen Ventilhub auch einen Ventilhub nahezu vom Betrag 0 zu erzielen, bei dem das Hubventil 4 lediglich minimal geöffnet wird.

Geführt wird der Schlepphebel 16 durch eine in ihrer Gesamtheit mit der Bezugsziffer 20 bezeichnete Bolzen-Langloch-Führung. Wie ersichtlich weist der Schlepphebel 16 ein Langloch 20a auf, über welches er in einen Bolzen 20b eingehängt ist, der am Zylinderkopf in einer Lagerstelle 20c befestigt ist. Aufgrund dieser Bolzen-Langloch-Führung 20 kann somit der Schlepphebel 16 unterschiedliche Positionen einnehmen. Selbstverständlich kann die Bolzen-Langloch-Führung 20 auch umgekehrt ausgebildet sein, d. h. der Bolzen 20b kann am Schlepphebel 16 befestigt sein und das Langloch 20a kann dann in der Zylinderkopf-Lagerstelle 20c vorgesehen sein. Zur Sicherstellung der beschriebenen Verstellfunktion greift ferner an einem Absatz 16a des Schlepphebels ein Rückstellhorn 11 an, der den Schlepphebel 16 stets sowohl gegen den Nocken 5a als auch gegen den Exzen-

ter 10a preßt. Hierzu wird der Rückstellhorn 11 in entsprechender Weise von einer Druckfeder 12a beaufschlagt, die sich an einem in den Zylinderkopf 1 eingeschraubten Führungselement 12c abstützt.

Wie die Fig. 6, 7 zeigen, sind für jeden Zylinder bzw. Brennraum 3 des Brennkraftmaschinen-Zylinderkopfes 1 zwei Hubventile 4, 4' vorgesehen. Jedem Hubventil 4, 4' ist ein eigener Nocken 5a, 5a' sowie ein eigenes Übertragungsglied 19, 19' in Form eines eigenen Schlepphebels 16, 16' sowie eines eigenen Schwinghebels 17, 17' zugeordnet. Dabei stützt sich jeder Schlepphebel 16, 16' an einem eigenen Exzenter 10a, 10a' der sich über den gesamten Zylinderkopf 1 erstreckenden Exzenterwelle 10 ab. Wie Fig. 5 zeigt, unterscheiden sich die beiden einem Zylinder bzw. Brennraum 3 zugeordneten Exzenter 10a, 10a' in ihrer Geometrie. Identisch sind die beiden Exzenter 10a, 10a' eines Zylinders/Brennraumes lediglich in den Punkten des minimalen sowie des maximalen Exzenterhubes. In der gezeigten Position minimalen Exzenterhubes bleiben die beiden Hubventile 4, 4' eines Zylinders trotz maximalen Nockenhubes nahezu geschlossen. Wird hingegen ausgehend von der gezeigten Position die Exzenterwelle 10 um 180° gedreht und verstellen somit die Exzenter 10a, 10a' aufgrund ihres dann maximalen Exzenterhubes die Schlepphebel 16, 16' dementsprechend, so werden bei maximalem Nockenhub die beiden Hubventile 4, 4' maximal geöffnet. In Zwischenpositionen der Exzenterwelle 10 hingegen werden die beiden Hubventile 4, 4' bei maximalem Nockenhub unterschiedlich weit geöffnet. Der Ventilhubverlauf dieser beiden Hubventile 4, 4' ist somit durch Verstellen der Exzenterwelle 10 voneinander verschiedenartig veränderbar.

Indem das Übertragungsglied 19 durch einen Schlepphebel 16 sowie durch einen nachgeschalteten Schwinghebel 17 gebildet wird, ergibt sich eine äußerst zuverlässige Konstruktion, die sich darüber hinaus durch eine raumsparende Bauweise auszeichnet. Um die Reibungsverluste im Ventiltrieb gering zu halten, ist in den Kontaktbereichen zwischen dem Nocken 5a und dem Schlepphebel 16 sowie zwischen dem Schlepphebel 16 und dem Schwinghebel 17 eine Rollreibung realisiert, d. h. der Schlepphebel 16 trägt eine Rolle 16b und der Schwinghebel 17 trägt eine Rolle 17b.

Die Rolle 16b jedes Schlepphebels 16 ist zwischen den beiden Armen 16c des abschnittsweise zweiarbig ausgebildeten Schlepphebels geführt und auf einer nicht näher bezeichneten, in diesen Schlepphebel-Armen befestigten Rollachse gelagert. Aufgrund der Zweiarbigkeit des Schlepphebels 16 in dem insbesondere aus der Darstellung gemäß Fig. 4 hervorgehenden Abschnitt ist - insbesondere zur Gewichtsreduzierung - auch der die-

sem Schlepphebel 16 zugeordnete Exzenter 10a zweiteilig ausgebildet, d. h. für jeden der Schlepphebel-Arme 16c ist eine eigene Exzenter Scheibe vorgesehen, wobei die beiden nebeneinanderliegenden, lediglich um die Breite der Rolle 16b voneinander beabstandeten Exzenter Scheiben selbstverständlich von gleicher Konfiguration sind.

Der Schwinghebel 17 weist - wie an sich bekannt - ein Schwinghebel-Lager 17a auf, von dem ausgehend ein Schwinghebelarm 17c zu einer Aufnahme 17d führt, die das auf das Hubventil 4 einwirkende hydraulische Spielausgleichselement 18 trägt. Seitlich am Schwinghebelarm 17c ist die Rolle 17b angeordnet. Mit dieser asymmetrischen Gestaltung, die besonders deutlich aus Fig. 9 hervorgeht, ergibt sich eine äußerst raumsparende Bauweise. Gelagert ist die Rolle 17b dabei ebenfalls auf einer Achse, die einerseits am Schwinghebelarm 17c und andererseits an einem weiteren Nebenarm 17e befestigt ist. Dieser Nebenarm 17e führt dabei ebenfalls vom Schwinghebellager 17a zur Aufnahme 17d.

Die gleichen Vorteile hinsichtlich zuverlässiger, einfacher und raumsparender Bauweise, die sich aufgrund der Tatsache einstellen, daß das Übertragungsglied durch den Schlepphebel 16 sowie den Schwinghebel 17 gebildet wird, stellen sich selbstverständlich auch dann ein, wenn die Kontaktflächen sowohl zwischen dem Nocken 5a sowie dem Übertragungsglied 19 als auch innerhalb desselben nicht durch die Rollen 16b, 17b gebildet werden, sondern wenn diese Kontaktflächen als ballige oder gerade Gleitflächen ausgebildet sind. Dabei zeichnen sich die beiden beschriebenen Systeme nicht nur durch einfache konstruktive Gestaltung, sondern auch durch höchste Zuverlässigkeit aus. Selbstverständlich sind darüber hinaus eine Vielzahl weiterer Abweichungen insbesondere konstruktiver Art von den gezeigten Ausführungsbeispielen möglich, ohne den Inhalt der Patentansprüche zu verlassen.

Patentansprüche

1. Ventiltrieb einer Brennkraftmaschine mit zumindest zwei parallel wirkenden jeweils durch einen Nocken (5a, 5a') sowie ein Übertragungsglied (9, 9', 19, 19') betätigten Hubventilen (4, 4') je Zylinder (14a, 14b), deren Ventilhubverlauf voneinander verschiedenartig verstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Abstützpunkte der Übertragungsglieder (9, 9', 19, 19') über verdrehbare, auf einer gemeinsamen Exzenterwelle (10) liegende Exzenter (10a, 10a') verstellbar sind, wobei sich die Erhebungskurven der zumindest zwei Exzenter (10a, 10a') je Zylinder (14a, 14b) voneinander unterscheiden.
2. Ventiltrieb einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine gemeinsame Exzenterwelle (10) für die in Reihe angeordneten Zylinder (14a, 14b).
3. Ventiltrieb nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Übertragungsglied (9) als eine zwischen dem Stößel (7) des Hubventiles (4) sowie dem Nocken (5a) abwälzende Walze (6) ausgebildet ist, die weiterhin durch ein mittels des Exzenters (10a) verstellbares Kulissenelement (8) geführt ist.
4. Ventiltrieb nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Walze (6) verschiedene mit dem Nocken (5a) oder mit dem Stößel (7) oder mit der Kulissenbahn (8a) des Kulissenelementes (8) zusammenwirkende Abrollstufen (6a, 6b, 6c) aufweist.
5. Ventiltrieb nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, daß an der Walze (6) ein Rückstellhebel (11) angreift.
6. Ventiltrieb nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Übertragungsglied (19, 19') als ein sich am Exzenter (10a, 10a') abstützender Schlepphebel (16, 16'), der auf einen Schwinghebel (17, 17') einwirkt, ausgebildet ist.
7. Ventiltrieb nach Anspruch 6, gekennzeichnet durch zumindest eines der folgenden Merkmale:
 - der abschnittsweise zweiarmig ausgebildete Schlepphebel (16) trägt eine Rolle (16b), auf der der Nocken (5a) abwälzt
 - für die beiden Schlepphebelarme (16c) ist jeweils eine eigene Exzenter Scheibe vorgesehen
 - der Schwinghebel (17) trägt eine seitlich am Schwinghebelarm (17c), der vom Schwinghebel-Lager (17a) zu einer Aufnahme (17d) für ein Spielausgleichselement (18), auf dem sich das Hubventil (4) abstützt, führt, angeordnete Rolle (17b), auf die der Schlepphebel (16) einwirkt
 - der Schlepphebel (16) ist über eine Bolzen-Langloch-Führung (20) am Zylinderkopf (1) der Brennkraftmaschine gelagert, wobei das Langloch (20a) im Schlepphebel (16) oder in der Zylinderkopf-Lagerstelle (20c) vorgesehen ist.

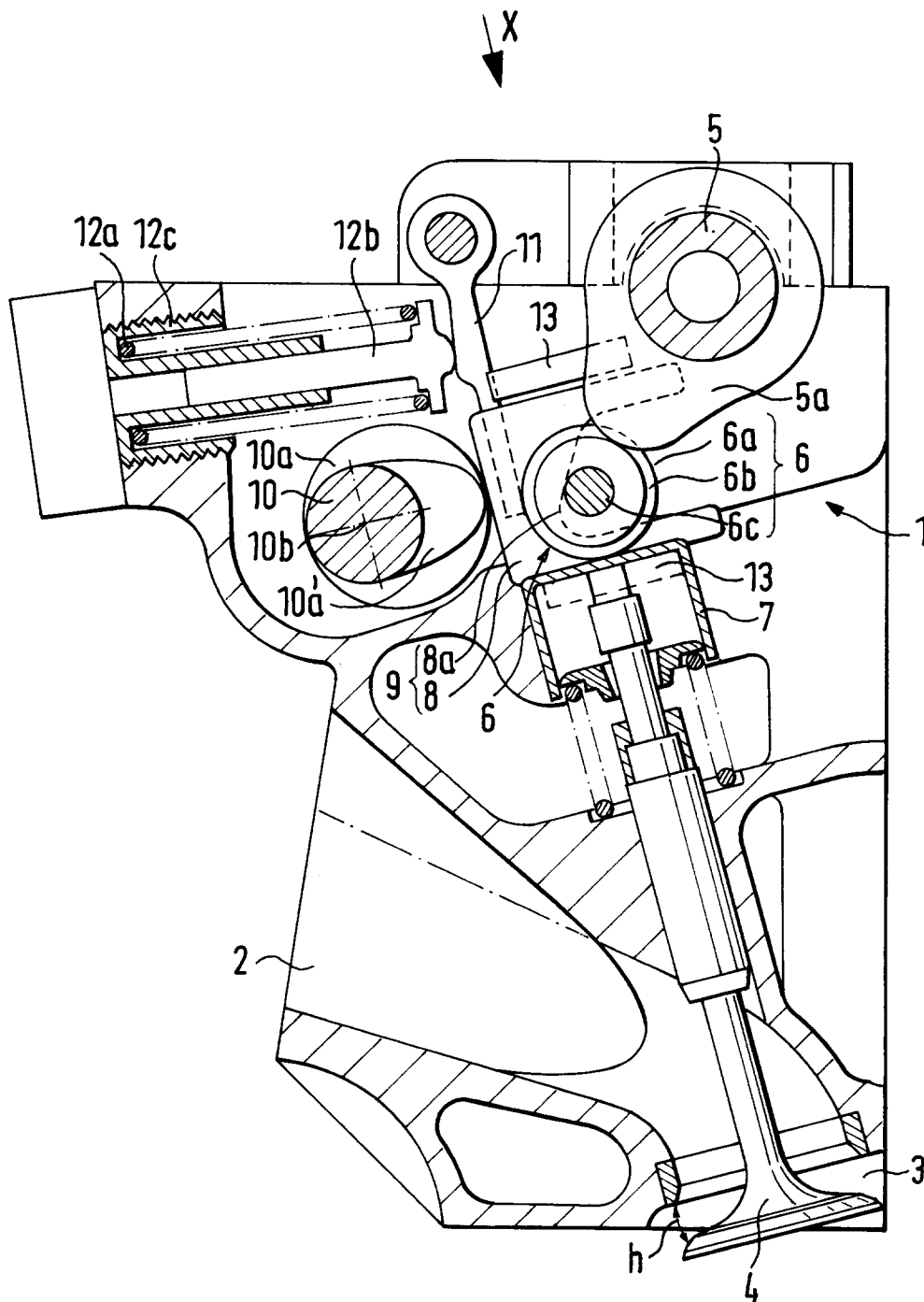
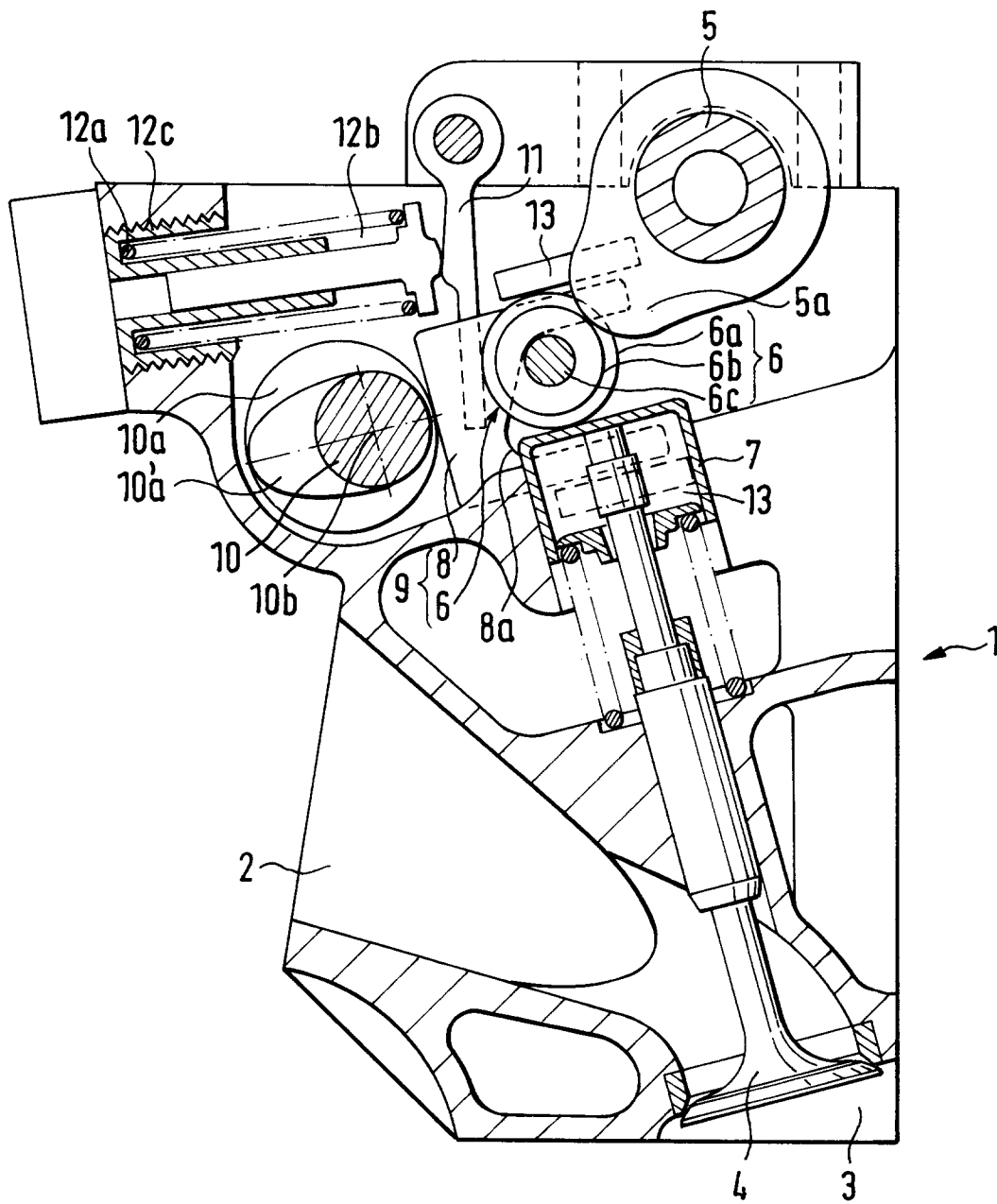


FIG. 1



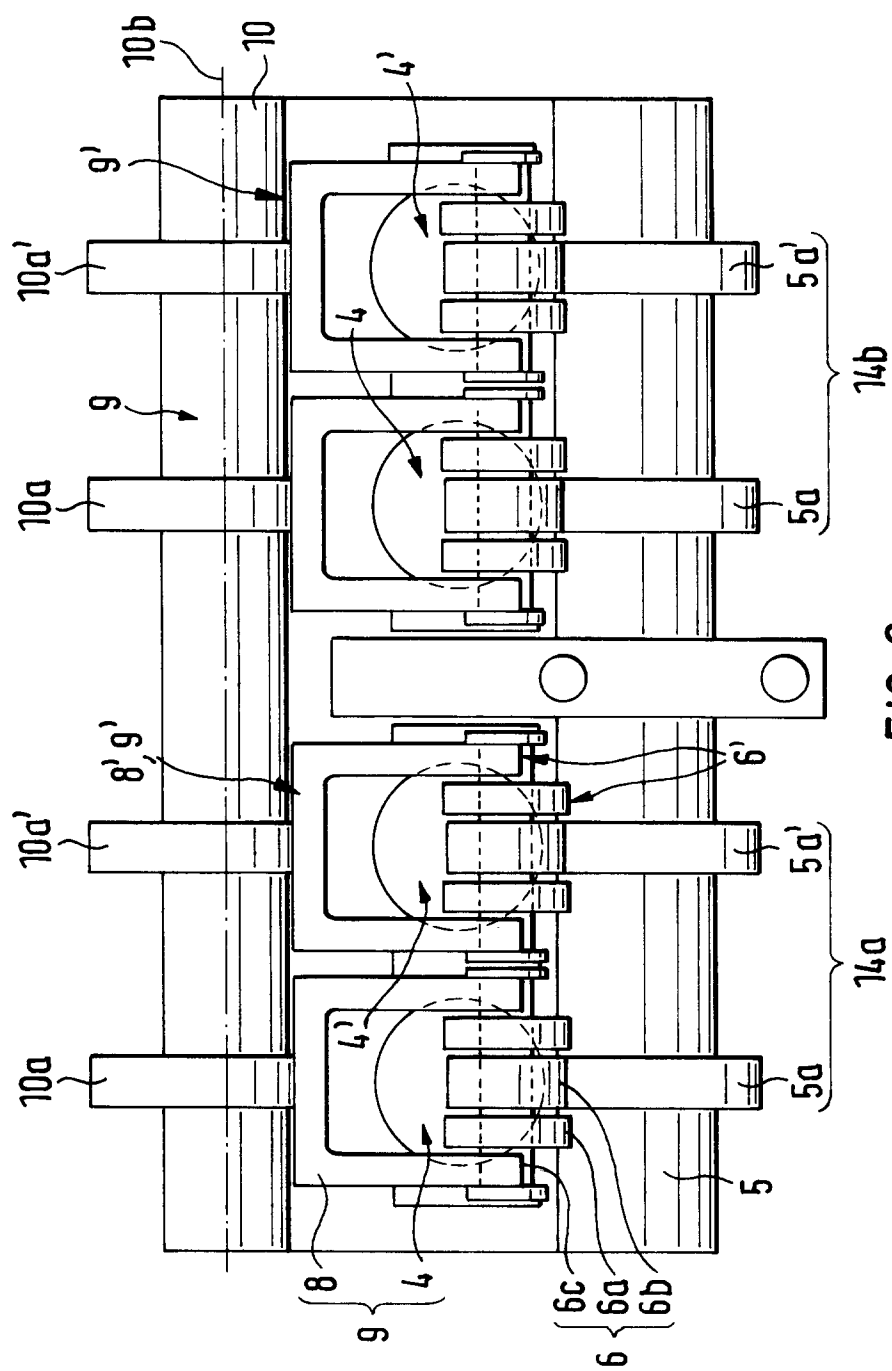


FIG. 3

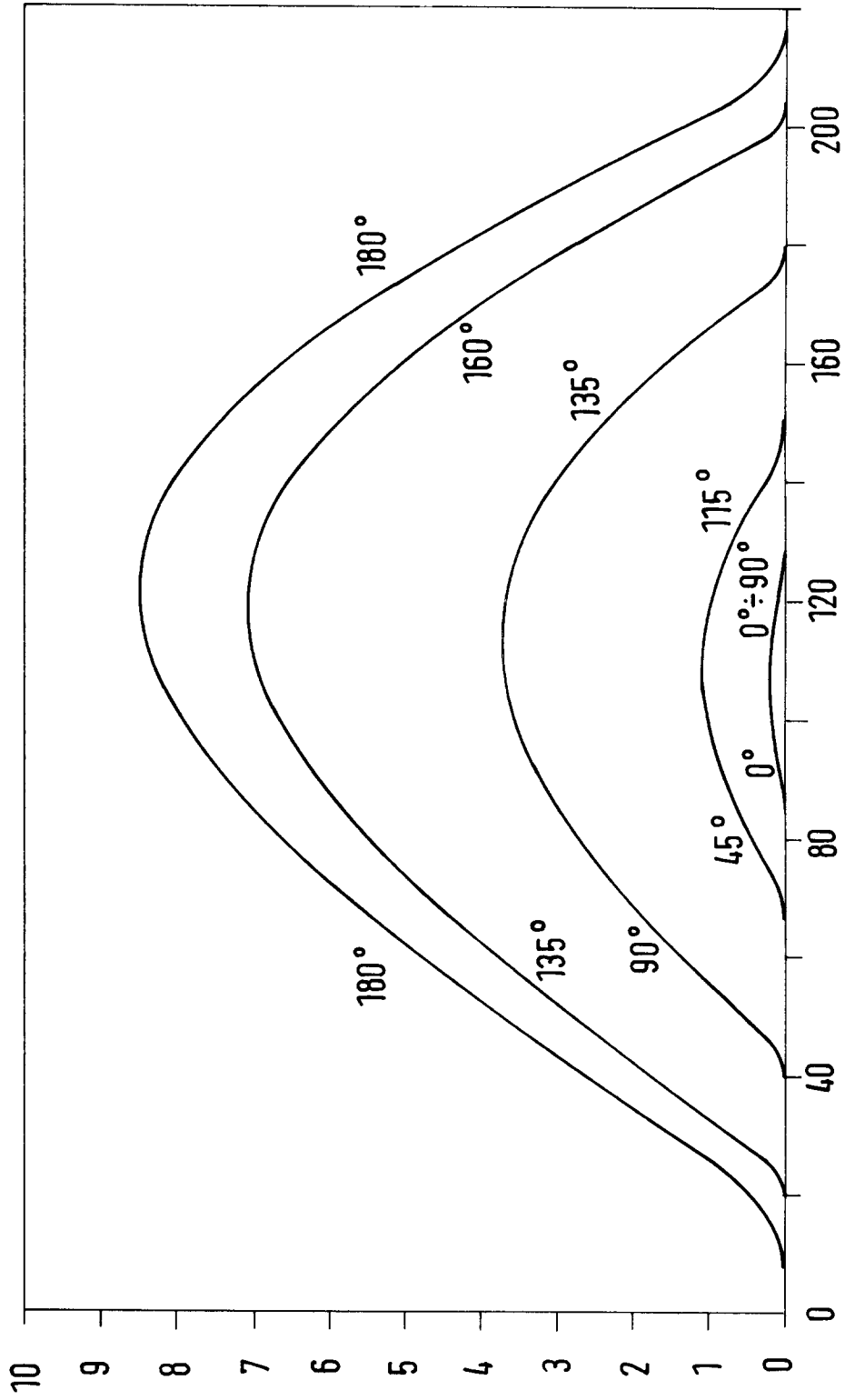


FIG. 4

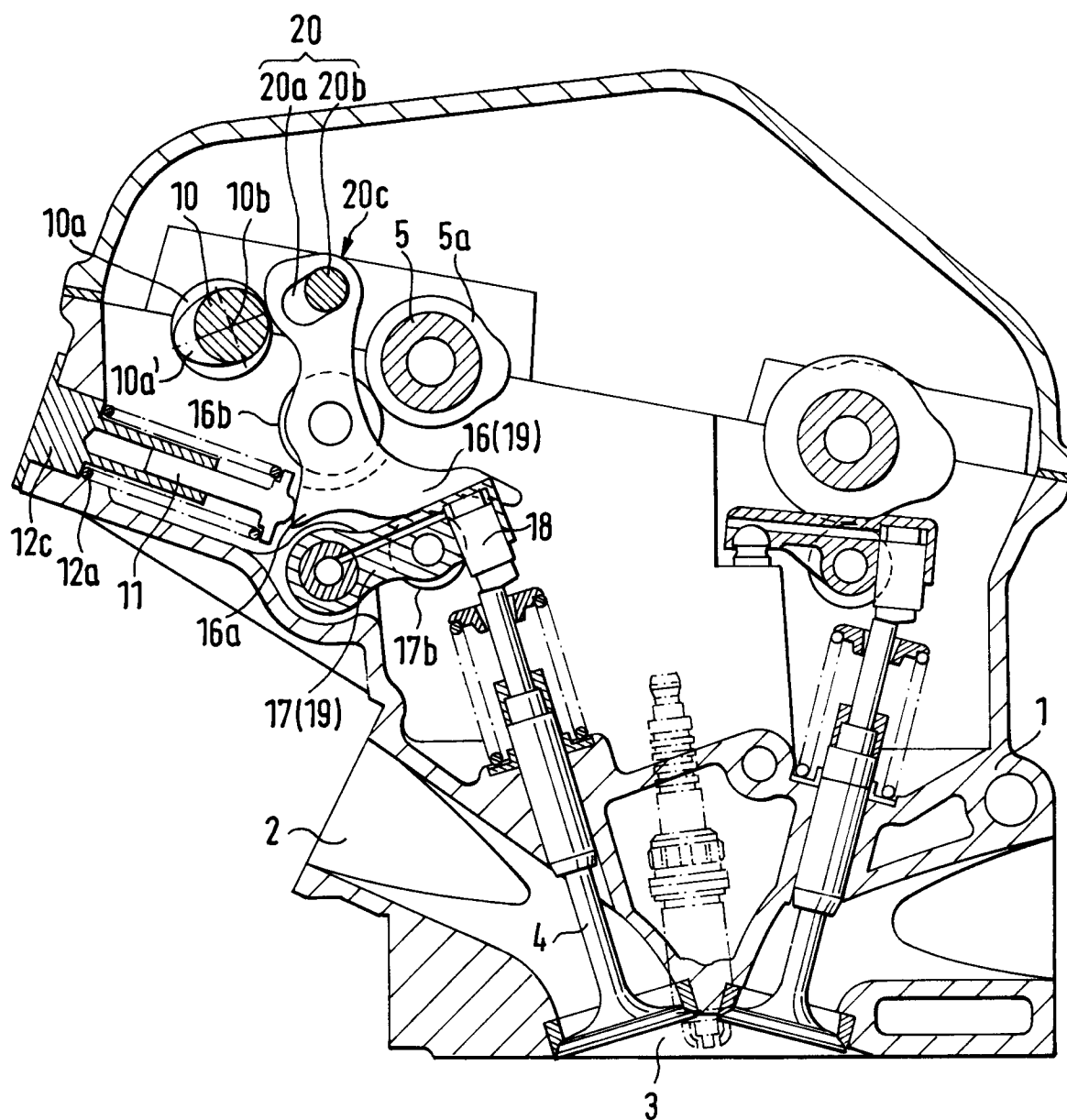
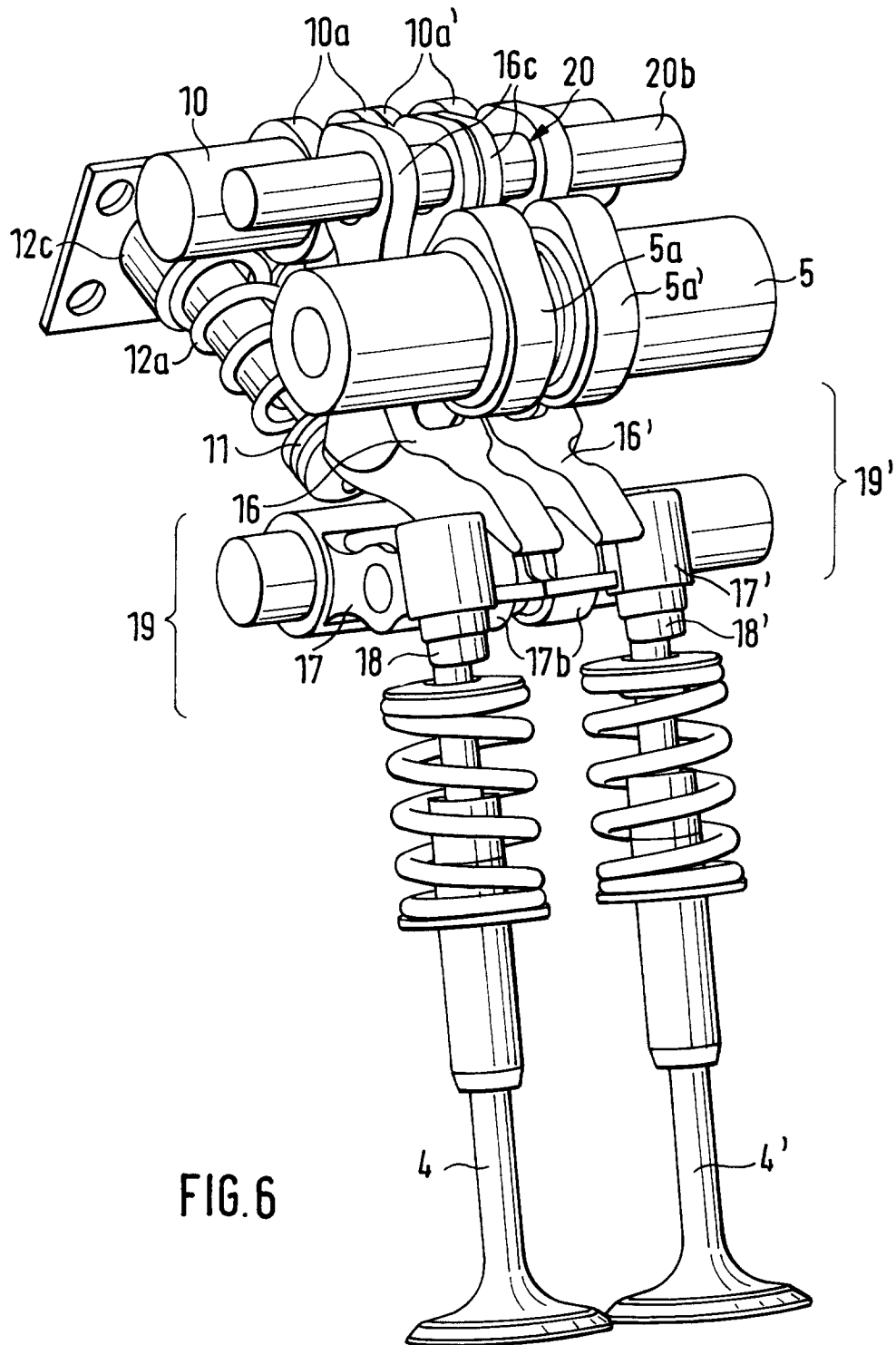
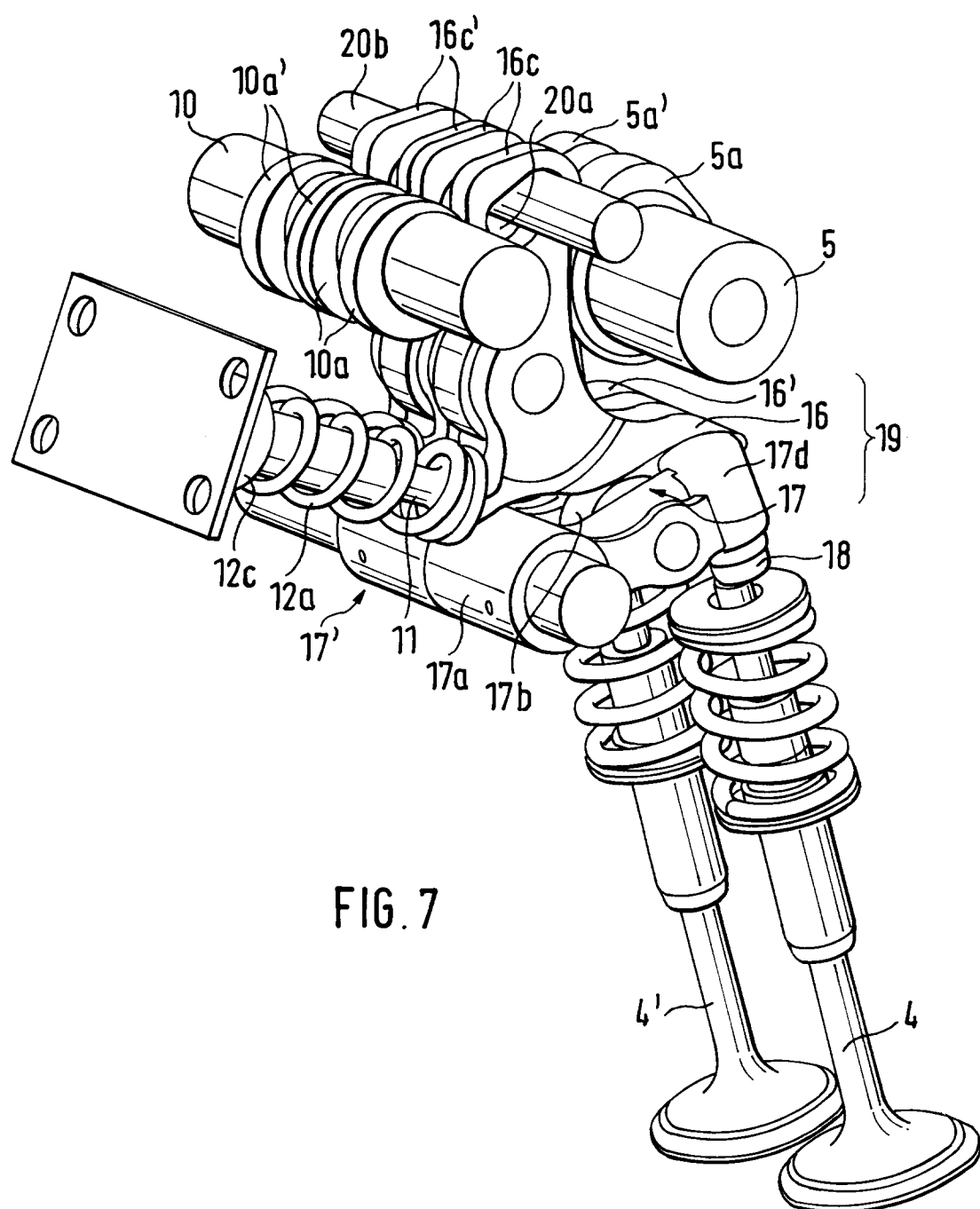
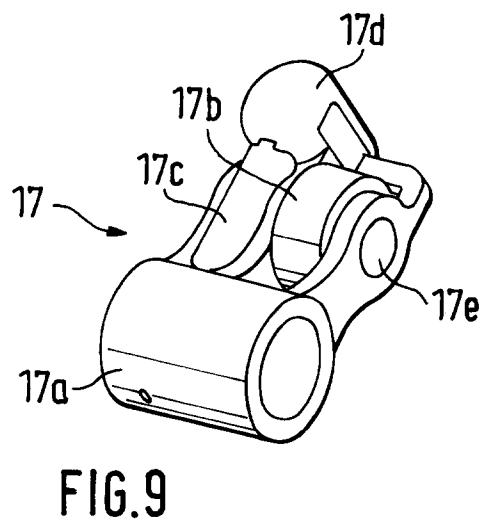
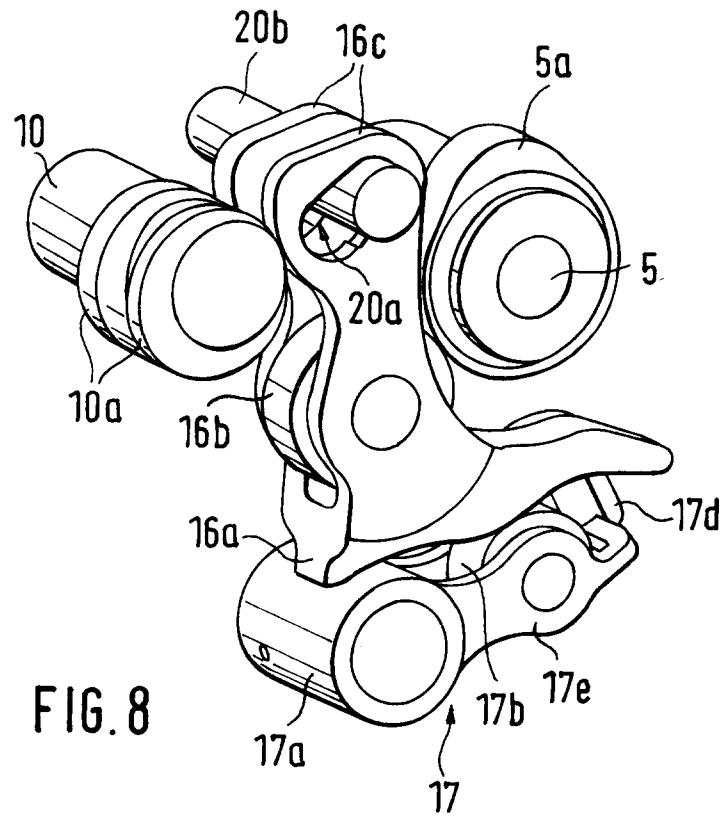


FIG. 5









Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 93 11 9520

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
X	DE-A-36 21 080 (NISSAN)	1,2,6	F01L13/00
Y	* Spalte 9, Zeile 64 - Spalte 14, Zeile 50; Abbildungen 8-22 *	3-5,7	F01L1/26

X	EP-A-0 319 956 (NISSAN)	1,6	
Y	* Spalte 6, Zeile 25 - Spalte 7, Zeile 21; Abbildungen 9-14 *	7	

Y	WO-A-83 02301 (BAGUENA)	3-5	
A	* das ganze Dokument *	1,6,7	

A	DE-A-37 30 001 (KAPPELMEIER)	1,3-7	
	* Spalte 11, Zeile 27 - Spalte 13, Zeile 57; Abbildungen 1-3 *		

A	US-A-5 189 998 (SEINOSUKE HARA)	1,6,7	
	* Spalte 3, Zeile 22 - Spalte 4, Zeile 54; Abbildungen 1-3 *		

A	EP-A-0 462 853 (PEUGEOT-CITROEN)	1	
	* Spalte 4, Zeile 27 - Spalte 8, Zeile 30; Abbildungen 1-4 *		

A	FR-A-2 506 834 (HONDA KIKEN)	1,2,6,7	
	* Abbildungen 3,4,8,9 *		

Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort		Abschlußdatum der Recherche	Prüfer
DEN HAAG		2. November 1994	Theodoropoulos, J
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	