



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 1 144 810 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
12.01.2005 Patentblatt 2005/02

(51) Int Cl.7: **F01L 1/047**, F01L 1/053,
F01L 1/08, F01L 1/26

(21) Anmeldenummer: **00974441.8**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2000/010450

(22) Anmeldetag: **24.10.2000**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2001/036793 (25.05.2001 Gazette 2001/21)

(54) **MEHRZYLINDRIGE BRENNKRAFTMASCHINE**
MULTIPLE CYLINDER INTERNAL COMBUSTION ENGINE
MOTEUR A COMBUSTION INTERNE A PLUSIEURS CYLINDRES

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE**

(72) Erfinder:
• **RUTSCHMANN, Erwin**
75233 Tiefbronn (DE)
• **BRÜSTLE, Claus**
71254 Ditzingen (DE)

(30) Priorität: **13.11.1999 DE 19954689**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.10.2001 Patentblatt 2001/42

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 319 956 US-A- 4 512 311
US-A- 4 878 462

(73) Patentinhaber: **Dr.Ing. h.c.F. Porsche**
Aktiengesellschaft
70435 Stuttgart (DE)

EP 1 144 810 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung geht aus von einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine gemäß den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

[0002] Bei mehrzylindrigen Brennkraftmaschinen werden die bei der Verbrennung entstehenden Abgase mit Hilfe den Zylindern einzeln zugeordneten Abgaskrümmern, die dann in ein gemeinsames Abgassammelrohr einmünden, nach außen abgegeben. Bei einer vorbestimmten Zündabfolge kommt es zu Betriebszuständen, in denen sich die Öffnungsphase der Auslaßventile von zwei in einer Zylinderreihe angeordneten Zylindern überschneidet. Dieser Zustand wird insbesondere dann kritisch, wenn sich das Einlaß- und Auslaßventil des mit der Zündabfolge zuerst bedachten Zylinders selbst noch in der Öffnungs-Überschneidungsphase befindet. Durch das Öffnen des Auslaßventils des später zündenden und damit später auslassenden Zylinders kann das mit einem hohen Druckimpuls versehene Abgas in den Zylinderraum des zeitlich früher das Abgas auslassenden Zylinders gelangen. Hohe Restgasraten mit negativen Folgen auf die Klopfgrenze, sowie eine unzureichende Zylinderfüllung mit Frischgas sind die Folge. Der Einsatz variabler Steuerzeiten verstärkt die Luftaufwandsstreuung der einzelnen Zylinder und zwar umso mehr, je größer die Verstellbereiche sind. Die Luftaufwandsminderung der benachteiligten Zylinder kann dazu führen, daß sich insbesondere bei Einlaßmitteln unter 100° Kurbelwinkel (KW) eine Luftaufwandsminderung einstellt, wodurch der gewünschte Drehmomentzuwachs deutlich reduziert wird.

[0003] Aufgabe der Erfindung ist es daher, derartige negative Folgen zu beseitigen bzw. zu reduzieren und einen einheitlichen optimalen Zylinderfüllungsgrad über die gesamte Zylinderreihe der Brennkraftmaschine zu erreichen.

[0004] Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst.

[0005] Durch die Reduzierung der Öffnungs-Überschneidungsphasen der Auslaßventile von in einer Zylinderreihe angeordneten Zylindern wird der Abgas-Vorauslaßstoß, der von dem später auslassenden Zylinder in die Öffnungs-Überschneidungsphase des Einlaß- und Auslaßventiles des früher auslassenden Zylinders gelangt, reduziert. Damit ergibt sich für alle Zylinder ein im wesentlichen einheitlicher Frischgas- Zylinderfüllungsgrad.

[0006] In den Unteransprüchen sind weitere vorteilhafte Ausgestaltungen und Verbesserungen der erfindungsgemäßen mehrzylindrigen Brennkraftmaschine enthalten.

[0007] Die Reduzierung von Öffnungs-Überschneidungsphasen von Auslaßventilen, die den in einer Zylinderbankreihe angeordneten Zylindern zugeordnet sind, kann auf einfache Art und Weise dadurch erreicht

werden, daß die auf einer Auslaßnockenwelle angeordneten Nocken unterschiedliche Nockenformen aufweisen.

[0008] Eine zufriedenstellende Bündelung der Luftaufwandskurven für alle Zylinder über den gesamten Drehzahlbereich kommt insbesondere dann zustande, wenn die von der Zündfolge begünstigten Zylinder mit Nocken ausgestattet werden, die eine geringere Nockenbreite aufweisen, als die Zylinder, bei denen aufgrund der Zündfolge der Abgas-Vorauslaßstoß des in der Zylinderreihe später auslassenden Zylinders in die Öffnungs-Überschneidungsphase von Einlaß- und Auslaßventil des früher auslassenden Zylinders gelangt.

[0009] Eine Optimierung der von der Zündfolge benachteiligten Zylinder wird erreicht, wenn der schmalere Nocken des früher auslassenden Zylinders eine um 10° bis 20° KW pro 1mm Ventilhub kleinere Nockenbreite aufweist.

[0010] Insbesondere bei einem V8-Motor mit z.B. einer 90° Kröpfung der Kurbelwelle, der über einen guten Massen- und Momentenausgleich verfügt, können mit der Reduzierung der Öffnungs-Überschneidungsphasen der Auslaßventile, die insbesondere bei dieser Motorausführung auftretenden Ladungswechselnachteile weitgehend kompensiert werden.

[0011] Die Ladungswechselnachteile bei einer derartigen Brennkraftmaschine machen sich insbesondere dann bemerkbar, wenn der auf der Abgasseite der beiden Zylinderbankreihen angeflanschte 4- Finger-Abgaskrümmern nach einer kurzen Wegstrecke in ein gemeinsames Abgassammelrohr übergeht. Diese Abgasabführung ist vorteilhaft, da somit motornahe Startkatalysatoren verwendet werden können und jeweils nur ein Vorkatalysator und eine Lambdasonde in das pro Zylinderreihe vorgesehene Abgassammelrohr integriert werden muß. Aufgrund der kurzen Abgas-Krümmerröhre besteht jedoch die Gefahr, daß ein Großteil des Abgas-Vorauslaßstoßes des später auslassenden Zylinders in den zeitlich früher auslassenden Zylinder gelangt. Bei einem V8-Motor mit einer derartigen Abgasabführung können somit die Ladungswechselnachteile wirkungsvoll kompensiert werden, so daß die Effekte variabler Steuerzeiten im gesamten Drehzahlbereich ihre Wirkung entfalten, so daß der gewünschte füllige Drehmomentverlauf erzielt wird.

[0012] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird nachfolgend näher erläutert.

[0013] Fig.1 zeigt eine Schnittdarstellung eines V8-Motors, Fig. 2 eine schematische Darstellung der beiden Zylinderreihen eines V8- Motors, Fig.3 die Zündfolge eines V8-Motors mit einer Teildarstellung des Ladungswechsels von drei benachbarten Zylindern, Fig.4 eine schematische Darstellung einer Zylinderbankreihe, Fig. 5 eine grafische Darstellung von Ventilhubkurven und Fig. 6 eine mit verschiedenen Nockenbreiten versehene Auslaßnockenwelle.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

[0014] Die als V8-Motor ausgebildete Brennkraftmaschine weist eine in einem Kurbelgehäuse 10 angeordnete Kurbelwelle 12 auf. An den mit 90° KW versetzt angeordneten Kurbelwellenzapfen 14 sind die Pleuellfüße 16, von denen nur einer sichtbar dargestellt ist, der Pleuel 18 festgeschraubt, die wiederum über Pleuelaugen 20 mit den in den beiden Zylinderbankreihen angeordneten acht Kolben 22 verbunden sind. Die beiden auf dem Kurbelgehäuse 10 befestigten Zylinderköpfe 24 nehmen die für das 4-Takt-Verbrennungsverfahren notwendigen und bekannten Bauteile auf, wobei für alle vier in einer Reihe angeordneten Zylinder die gleichen Bauteile Verwendung finden. Jeder Zylinder verfügt über zwei Einlaßventile 26 und zwei Auslaßventile 28, von denen entsprechend der Schnittebene in Fig. 1 jeweils nur eins zu erkennen ist. Die Einlaßventile 26 überwachen die zum Brennraum 30 führenden Einlaßkanäle 32, während die Auslaßventile 28 die ebenfalls zum Brennraum 30 führenden Auslaßkanäle 34 überwachen.

[0015] Die vier, an jeder der beiden Zylinderbankreihen angeflanschten Auslaßkanäle 34 sind als 4-Finger-Abgaskrümmern ausgebildet, die nach einer kurzen Wegstrecke jeweils in ein gemeinsames Abgasrohr 36 einmünden. Die auf der Ansaugseite befindlichen Einlaßkanäle 32 werden über eine nicht dargestellte Ansauganlage mit Verbrennungsluft versorgt. Die Betätigung der Einlaß- bzw. Auslaßventile 26, 28 erfolgt mit Hilfe einer Einlaßnockenwelle 38 und einer Auslaßnockenwelle 40. Die Einlaß- und Auslaßnockenwelle 38, 40 weisen jeweils vier Paare von Einlaßnocken 42 und Auslaßnocken 44 auf, wobei die zylinderspezifische besondere Ausbildung der Nocken später noch näher beschrieben wird.

[0016] Die Drehbewegung der Einlaß- und Auslaßnockenwelle 38, 40 wird über als Nockenfolger ausgebildete Tassenstößel 46 und 48 in eine Hubbewegung der Einlaß- und Auslaßventile 26, 28 übertragen. Mit Hilfe von coaxial zum Ventilschaft der Einlaß- und Auslaßventile 26, 28 angeordneten Ventilsfedern 50, 52 ist u.a. sichergestellt, daß die Einlaß- und Auslaßventile 26, 28 während der Grundphase der Nocken 46, 48 den Einlaß- bzw. Auslaßkanal 32, 34 sicher verschließen. Mit Hilfe von Einspritzventilen 54 wird Kraftstoff in die Einlaßkanäle 32 eingedüst, der beim Öffnen des Einlaßventils 26 mit Hilfe einer als Zündkerze 56 ausgebildeten Zündeinrichtung im Brennraum 30 zur Verbrennung gebracht wird.

[0017] In Fig. 3 ist die Zündreihenfolge der auf den beiden Zylinderbankreihen verteilt angeordneten Zylindern 1 bis 4 bzw. 5 bis 8 dargestellt. Wie aus der unteren Abbildung deutlich wird, ist die Zündreihenfolge bezogen auf die beiden Zylinderbankreihen asymmetrisch und weist pro Zylinderbankreihe drei unterschiedliche Zündabstände auf. Zwischen Zylinder 1 und 3 beträgt der Zündabstand 90° KW, zwischen den Zylindern 2 und

3 sowie 1 und 4 180° KW und zwischen den Zylindern 2 und 4 270° KW. Analog dazu betragen die Zündzeitpunktabstände in der zweiten Zylinderbankreihe 5 bis 8 zwischen Zylinder 5 und 6 90° KW, zwischen Zylinder 6 und 7 sowie zwischen Zylinder 5 und 8 180° KW und zwischen Zylinder 7 und 8 270° KW. Wie anhand von Fig. 3 und 4 im folgenden näher erläutert, werden bei der Zündfolge 1 - 3 - 7 - 2 - 6 - 5 - 4 - 8 die Zylinder 3 und 4 in der einen Zylinderbankreihe und die Zylinder 5 und 7 in der anderen Zylinderreihe gegenüber den restlichen Zylindern hinsichtlich des Frischgas-Befüllungsgrades, im folgenden als Luftaufwand bezeichnet, benachteiligt.

[0018] Anhand der oberen Abbildung in Fig. 3, bei der die Ventilerhebungskurven der Auslaßventile 28, der mit 90° KW und 180° KW Abstand auspuffenden Zylinder 1, 3 und 2 dargestellt sind, ist die gegenseitige Ausströmbehinderung der um 90° KW Abstand zündenden bzw. auslassenden Zylinder 1 und 3 erkennbar. Weit gravierender in bezug auf den Ladungswechsel ist jedoch die Auslaß-Ventilüberschneidungsphase der mit 180° KW Abstand in einer Zylinderbankreihe auslassenden Zylinder. Wie exemplarisch anhand der Ventilerhebungskurven der Auslaßventile 28 der Zylinder 2 und 3 dargestellt, gelangt der Abgas- Vorauslaßstoß des um 180° KW Abstand später zündenden und auspuffenden Zylinders 2 in die Öffnungs- Überschneidungsphase der beiden Einlaß- und Auslaßventile 26, 28 des Zylinders 3. Diese mit der Überschneidungsphase von Ein- und Auslaßventil verbundene und bekannte "innere Abgasrückführung" läßt sich bei drosselgesteuerten Ottomotoren nicht ganz vermeiden, da ein Kompromiß zwischen befriedigenden Leerlaufverhalten einerseits und ausreichenden Zeitöffnungsquerschnitten der Ventile bei hohen Drehzahlen andererseits gefunden werden muß. Der in der oberen Abbildung der Fig. 3 als Abgas- Druckwelle W dargestellte Abgas-Auslaßstoß reduziert den Luftaufwand a des sich bereits im Ansaugtakt befindlichen Zylinders 3. Der Einsatz variabler Ventilsteuerzeiten, die zum Beispiel mit Hilfe eines Axial-Nockenwellenverstellers realisiert werden können, verstärkt die Luftaufwandsstreuung der einzelnen Zylinder und zwar um so mehr, je größer die Verstellbereiche sind. Hier kann es zu Luftaufwandsminderung kommen, wodurch der gewünschte Drehmomentzuwachs deutlich reduziert wird. Die Verstellmöglichkeit der Einlaßventil-Öffnungszeiten ist in der oberen Abbildung von Fig. 3 exemplarisch anhand der gestrichelt dargestellten Kurve E3' für Zylinder 3, die gegenüber der Ventilöffnungskurve E3 in Richtung "früh" verschoben ist, dargestellt.

[0019] Zur Reduzierung der Öffnungs- Überschneidungsphasen, der um 180° KW Abstand auspuffenden Zylinder 1 und 3 bzw. 1 und 4 innerhalb der Zylinderreihe 1 - 4 und der Zylinder 6 und 7 bzw. 5 und 8 innerhalb der Zylinderreihe 5 - 8 weisen die vom Luftaufwand her benachteiligten Zylinder 3, 4, 5, 7 eine größere Nockenbreite für die auf der Auslaßnockenwelle 40 angeordneten Nocken 44 auf. In Fig. 5 ist mit der linken durchge-

zogenen Kurve A die Ventilerhebung für die Auslaßventile 28 der Zylinder 3, 4, 5, 7 dargestellt, während die gestrichelt dargestellte kleinere Ventilerhebungskurve A' den Auslaßventilen 28 der Zylinder 1, 2, 6, 8 zugeordnet ist. Durch die schmalen Auslaßnocken 44' für die Zylinder 1, 2, 6, 8 verringert sich die Öffnungs-Überschneidungsphase der den Zylindern 1, 2, 6, 8 zugeordneten Auslaßventile 28 zu den jeweils um 180° KW Abstand früher öffnenden Auslaßventilen 28 der Zylinder 3, 4, 5, 7. Eine zufriedenstellende Bündelung der Luftaufwandskurven, d.h. einheitlicher Luftaufwand a pro Zylinder über den gesamten Drehzahlbereich werden insbesondere dann erreicht, wenn die schmalen Nocken 44' eine um 10° bis 20° KW pro 1mm Ventilhub kleinere Nockenbreite aufweisen, als die breiten Nocken 44. Durch die kleinere Nockenbreite für die Zylinder 1, 2, 6, 8 verringert sich aufgrund des fest vorgegebenen Nockenkonturverlaufs, wie in Fig. 5 dargestellt, ebenfalls der maximale Ventilhub der den Zylindern zugeordneten Auslaßventile 28. Die in Fig. 5 auf der rechten Seite dargestellte Kurve E zeigt den Ventilhubverlauf der Einlaßventile 26, der für alle Zylinder 1 bis 8 gleich ausgebildet ist.

[0020] Mit einem derartigen, besonders für V8-Motoren mit 90° Kröpfung der Kurbelwelle und einer 4 in 1-Abgaskrümmerausführung ausgeführten Nockenwellenkonzept kommen die Effekte variabler Ventilsteuerzeiten im gesamten Drehzahlbereich zur Wirkung, der mit dem gewünschten fülligen Drehmomentverlauf verbunden ist. Da bei V8-Motoren aufgrund der Anzahl von Vorkatalysatoren bzw. Lambdasonden eine 4 in 1-Abgaskrümmerausführung mit kurzen Krümmerrohren angestrebt wird, bei der jedoch die eingangs beschriebenen nachteiligen Effekte bzgl. der Zylinderbefüllung mit Frischgas auftreten, kann das vorbeschriebene Nockenwellenkonzept besonders wirkungsvoll eingesetzt werden.

[0021] Anstelle zylinderspezifischer Nocken sind jedoch auch andere Ausführungsformen zur Reduzierung der Öffnungs - Überschneidungsphasen von Auslaßventilen mehrzylindriger Brennkraftmaschinen möglich. Mit Hilfe vollvariabler Ventilsteuerungen, wie z. B. dem rein mechanisch vollvariablen Ventiltrieb, dem mechanisch/hydraulisch vollvariablen Ventiltrieb und dem elektromechanischen Ventiltrieb läßt sich das vorbeschriebene Konzept ebenfalls realisieren.

Patentansprüche

1. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine mit mindestens einer Zylinderreihe, die ein Zylinderkopfgehäuse mit darin angeordneten Ein- und Auslaßventilen aufweist, die über Steuermittel in Abhängigkeit von der Drehlage der Kurbelwelle Verbrennungsluft den Zylindern zuführen und Verbrennungsabgase über eine Abgasanlage abführen, **dadurch gekennzeichnet**, das Mittel (44') zur Realisierung von

unterschiedlichen Auslaß-Ventilhubverläufen von mindestens zwei in einer Zylinderreihe angeordneten Zylindern vorgesehen sind, die zu einer Reduzierung von Öffnungs-Überschneidungsphasen dieser Auslaßventile (28) führen, wobei sich das Einlaßventil (26) und das Auslaßventil (28) einer der beiden Zylinder selbst in einer Öffnungs-Überschneidungsphase befinden.

2. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Einlaß-(26) und die Auslaßventile (28) über eine Nockenwelle (38, 40) und Nockenwellenfolger (44, 44') betätigt werden, wobei die auf der Auslaßnockenwelle (40) angeordneten Nocken (44, 44') unterschiedliche Nockenformen aufweisen.
3. Mehrzylindrige Brennkraftmaschinen nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** die auf der Auslaßnockenwelle (40) angeordneten Nocken (44, 44') unterschiedliche Nockenbreiten aufweisen.
4. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** bei 1mm Ventilhub der/die schmalen Nocken (44') eine um 10° bis 20° kleinere Nockenbreite aufweisen, als der/die breiten Nocken (44).
5. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Brennkraftmaschine als mit zwei Zylinderreihen versehener V8-Motor ausgebildet ist, dessen Kurbelwelle eine 90° Kröpfung aufweist.
6. Mehrzylindrige Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** auf der Abgasseite der beiden Zylinderreihen jeweils ein 4-Finger-Abgaskrümmmer vorgesehen ist, der jeweils in ein gemeinsames Abgasrohr (36) einmündet.

Claims

1. A multi-cylinder internal-combustion engine comprising at least one cylinder bank having a cylinder head housing with inlet and outlet valves arranged therein, said valves supplying combustion air to the cylinders and removing combustion exhaust gases via an exhaust system by control means as a function of the rotational position of the crankshaft, **characterised in that** means (44') are provided for producing different outlet-valve lifting curves of at least two cylinders arranged in a cylinder bank, and these means (44') effect a reduction in overlapping opening phases of these outlet valves (28), wherein the inlet valve (26) and the outlet valve (28) of one of the two cylinders are themselves in an overlap-

ping opening phase.

2. A multi-cylinder internal-combustion engine according to claim 1, **characterised in that** the inlet valves (26) and the outlet valves (28) are actuated via a camshaft (38, 40) and camshaft followers (44, 44'), wherein the cams (44, 44') arranged on the exhaust camshaft (40) have different cam forms. 5
3. A multi-cylinder internal-combustion engine according to claim 1 or 2, **characterised in that** the cams (44, 44') arranged on the exhaust camshaft (40) have different cam widths. 10
4. A multi-cylinder internal-combustion engine according to claim 3, **characterised in that**, for a 1 mm valve lift, the narrow cam(s) (44') have a cam width which is smaller by 10° to 20° than the wide cam(s) (44). 15
5. A multi-cylinder internal-combustion engine according to any one of the preceding claims, **characterised in that** the internal-combustion engine is formed as a V8 engine which is provided with two cylinder banks and the crankshaft of which has a 90° crank. 20 25
6. A multi-cylinder internal-combustion engine according to claim 5, **characterised in that** on the exhaust side of each of the two cylinder banks is provided a 4-finger exhaust manifold joining a common exhaust pipe (36). 30

Revendications

1. Moteur à combustion interne à plusieurs cylindres avec au moins une ligne de cylindres qui comporte un boîtier de culasse avec des soupapes d'admission et soupapes d'échappement disposées à l'intérieur qui, par des moyens de commande, amènent de l'air de combustion aux cylindres et évacuent les gaz de combustion par un système des gaz d'échappement, en fonction de la position de rotation du vilebrequin, **caractérisé en ce que** sont prévus des moyens (44') pour réaliser différentes allures de course des soupapes d'échappement d'au moins deux cylindres disposés en une ligne de cylindres, qui entraînent une réduction des phases de recouplement à l'ouverture de ces soupapes d'échappement (28), la soupape d'admission (26) et la soupape d'échappement (28) de l'un des deux cylindres se trouvant elles-mêmes dans une phase de recouplement à l'ouverture. 40 45 50 55
2. Moteur à combustion interne à plusieurs cylindres selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les soupapes d'admission (26) et les soupapes

d'échappement (28) sont actionnées par un arbre à cames (38, 40) et des suiveurs d'arbre à cames (44, 44'), les cames (44, 44') disposées sur l'arbre à cames d'échappement (40) présentant des formes différentes.

3. Moteur à combustion interne à plusieurs cylindres selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** les soupapes (44, 44') disposées sur l'arbre à cames d'échappement (40) présentent des largeurs différentes.
4. Moteur à combustion interne à plusieurs cylindres selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** pour une course de soupape de 1 mm, la/les came(s) étroite(s) (44') présente(nt) une largeur inférieure de 10° à 20° à celle de la/des came(s) large(s) (44).
5. Moteur à combustion interne à plusieurs cylindres selon l'une des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le moteur à combustion interne est réalisé en tant que moteur V8 pourvu de deux lignes de cylindres dont le vilebrequin présente un coude à 90°.
6. Moteur à combustion interne à plusieurs cylindres selon la revendication 5, **caractérisé en ce qu'il** est prévu sur le côté d'échappement des gaz de chacune des deux lignes de cylindres un coude d'échappement à 4 doigts qui tous débouchent dans un tuyau d'échappement (36) commun.

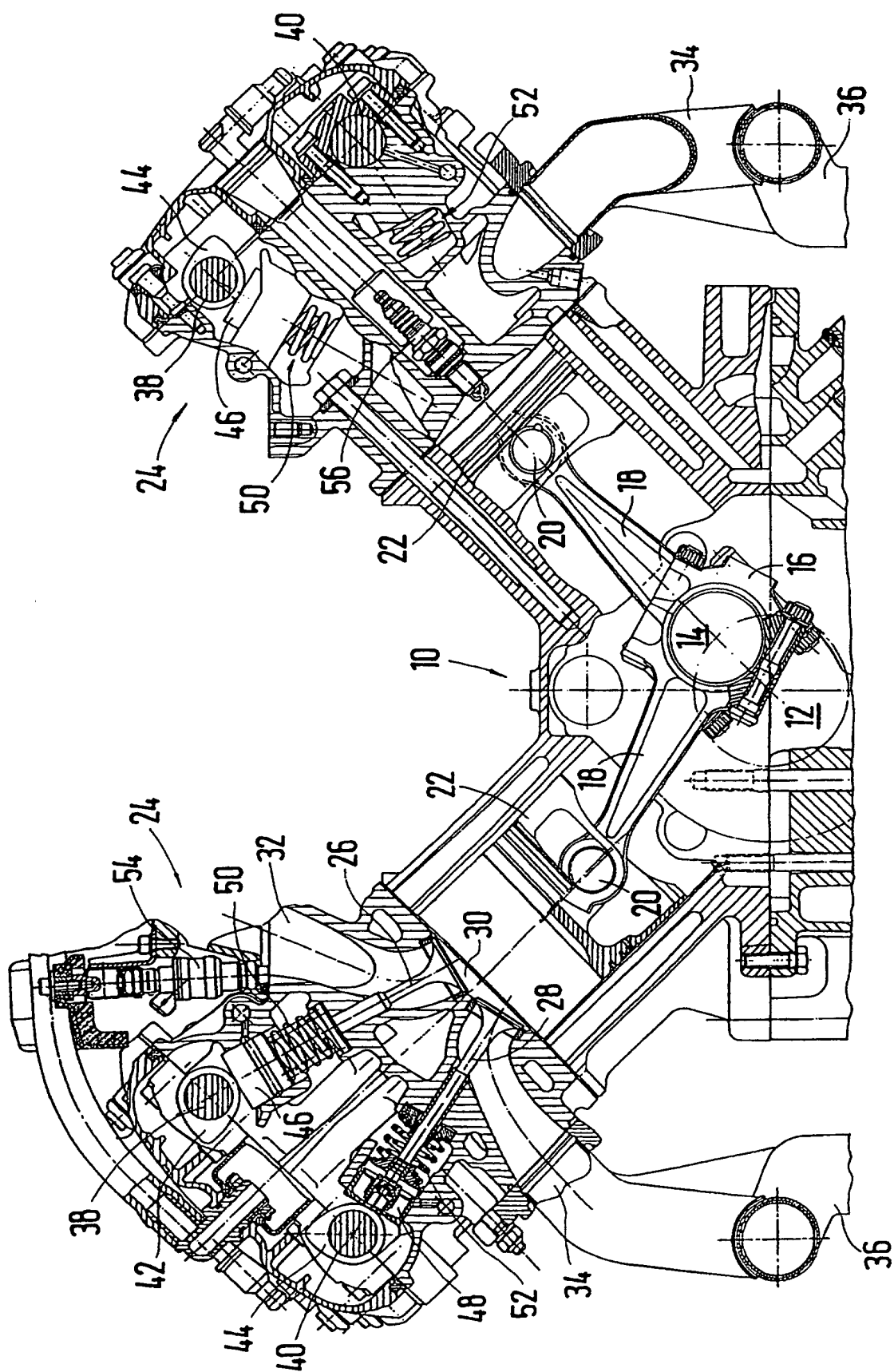


Fig.1

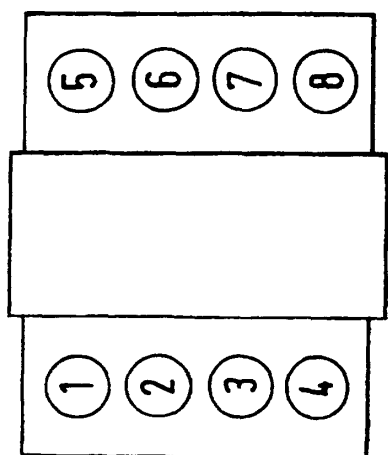


Fig. 2

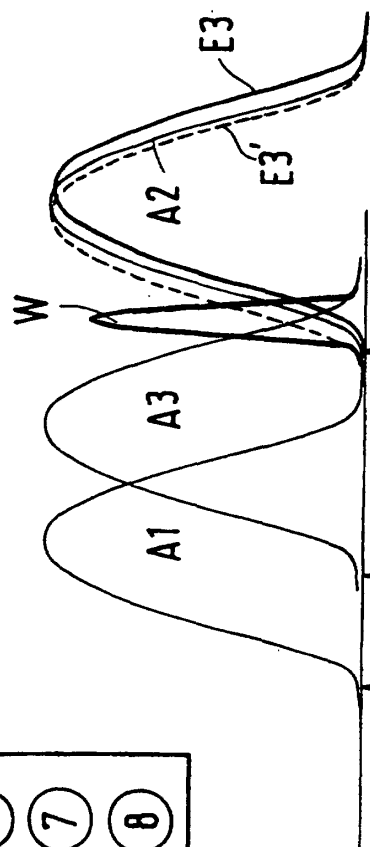
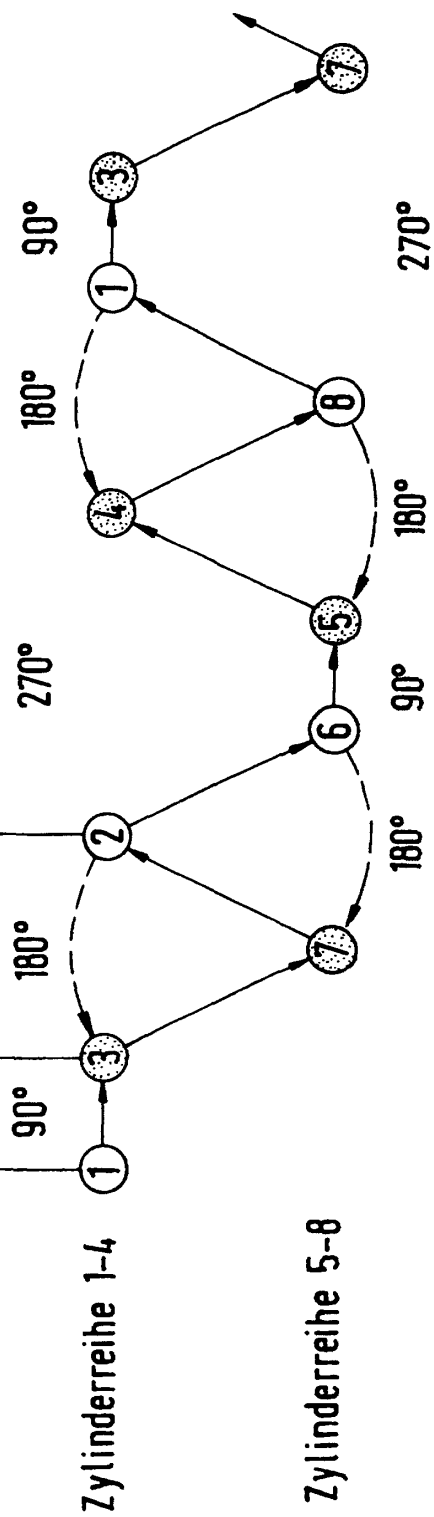


Fig. 3



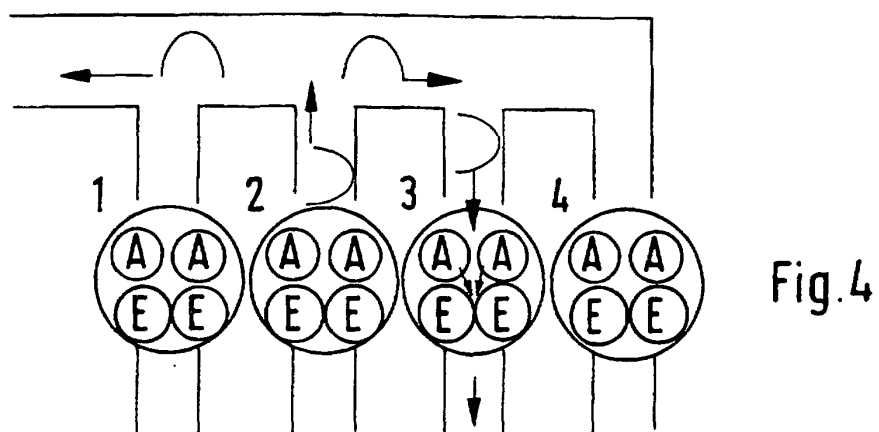


Fig. 4

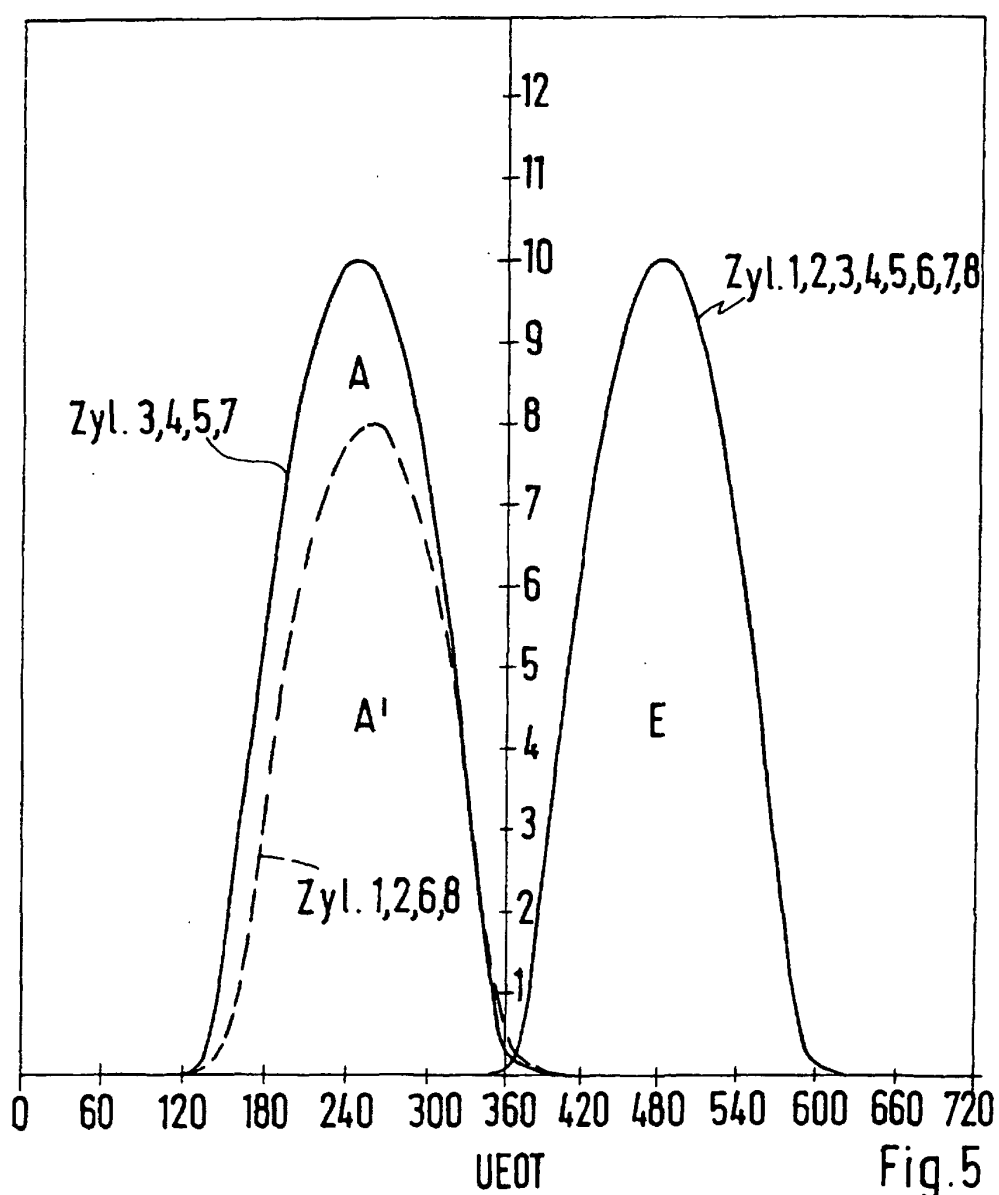


Fig. 5

