

(12)

PATENTCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 3398/86

(51) Int.Cl.⁶ : F02B 23/08

(22) Anmeldetag: 19.12.1986

(42) Beginn der Patentdauer: 15. 7.1995

(45) Ausgabetag: 25. 3.1996

(56) Entgegenhaltungen:

DE 1526285A1 DE 2512218B1

(73) Patentinhaber:

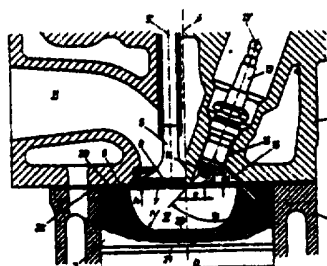
AVL GESELLSCHAFT FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN
UND MESSTECHNIK MBH. PROF.DR.DR.H.C. HANS LIST
A-8020 GRAZ, STEIERMARK (AT).

(72) Erfinder:

MIKULIC LEOPOLD DR.
GRAZ, STEIERMARK (AT).
QUISSEK FRIEDRICH DIPL.ING. DR.
PIRKA, STEIERMARK (AT).

(54) HUBKOLBEN-VIERTAKT-BRENNKRAFTMASCHINE

(57) Für eine Hubkolben-Viertakt-Brennkraftmaschine mit äußerer Gemischbildung, Ein- und Auslaßventilen, drallerzeugenden Einlaßkanälen und im Kolben (3) angeordneter Brennraummulde (17), deren Form rotationsymmetrisch ist und sich von ihrem Boden (20) bis zum Kolbenboden ständig erweitert, werden die zusätzlichen Merkmale angegeben, womit eine Realisierung hoher Verdichtungsverhältnisse, durchschnittlich bis zu zwei Punkte höher im Vergleich zu konventionellen Verbrennungssystemen bei gleicher Kraftstoffqualität, auch im Hinblick auf einen zufriedenstellenden Vollastdrehmomentverlauf und niedere Vollastkraftstoffverbräuche möglich sind.



Die Erfindung bezieht sich auf eine Hubkolben-Viertakt-Brennkraftmaschine mit äußerer Gemischbildung, Ein- und Auslaßventilen, drallerzeugenden Einlaßkanälen, einer rotationssymmetrischen Brennraummulde im Kolben deren größter Durchmesser 54 % bis 77 % des Kolbendurchmessers beträgt und die überwiegend den Brennraum bildet, mit ebener Zylinderkopfunterseite und zu der Zylinderachse parallelen Ventilachsen, sowie mit einer gegenüber der Zylinderkopfebene in einer Zündkerzennische zurückgesetzten, exzentrisch angeordneten Zündkerze.

Bei einer bekannten Maschine dieser Art, wie sie in der DE 15 26 285 A1 beschrieben ist, weist die Brennraummulde einen rechteckigen Querschnitt auf, wobei sie insbesondere eine scharfe Kante mit dem Kolbenboden bildet. Weiters ist die Zündkerze sehr exzentrisch zur Brennraummulde angeordnet, und zwar in der Nähe der Kante, die vom Kolbenboden und der zylindrischen Brennraummuldenwand gebildet wird. Bei einer derartigen Ausbildung des Brennraumes kann es hierbei zu unerwünschten Wechselwirkungen der Drallströmung mit der Quetschströmung kommen, die sich gegenseitig behindern, wobei die klopfverhindernde Wirkung nicht voll zum Tragen kommt. Außerdem wird der Bereich um die Zündkerze voll von der Quetschströmung erfaßt, was die Zündung des Gemisches erschwert. Damit kann bei gegebenem Kraftstoff ein sehr hohes Verdichtungsverhältnis, wie bei stark überstöchiometrischen (mageren) Kraftstoff-Luftgemischen angestrebt, nicht erreicht werden.

Der thermische Wirkungsgrad des idealen ottomotorischen Prozesses ist definitionsgemäß

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa - 1}}$$

Mit steigendem Verdichtungsverhältnis ϵ und zunehmendem Verhältnis der spezifischen Wärme $\kappa = c_p/c_v$ nimmt der Hochdruck-Wirkungsgrad zu, sodaß auch im realen Motorprozeß durch hohe Verdichtung und überstöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Verhältnissen, insbesondere aber auch im Teillastbetrieb des Ottomotors entscheidende Wirkungsgrad- und Verbrauchsverbesserungen zu erzielen sind. Zusätzlich ist die Drosselung des Motors bei überstöchiometrischem Teillastbetrieb geringer, sodaß infolge verringerter Ladungswechselarbeit eine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades erreicht wird. Im realen Prozeß besteht zudem eine deutliche Abhängigkeit des Prozeß-Wirkungsgrades vom Ablauf der Verbrennung. Da die der idealen Prozeßführung zugrundeliegende Wärmefreisetzung im oberen Totpunkt des Verbrennungstaktes praktisch nicht realisiert werden kann, ist eine möglichst kurze Brenndauer bei gleichzeitiger optimaler Lage der Wärmefreisetzung relativ zum oberen Totpunkt des Verbrennungstaktes entscheidend für eine optimale Prozeßführung.

Ferner ist aus der DE 25 12 218 B1 ein Gasmotor mit einer gegenüber der Zylinderkopfebene in einer Zündkerzennische zurückgesetzten, exzentrisch angeordneten Zündkerze bekannt. Bei Gasmotoren liegt aber die konstruktive Aufgabenstellung wesentlich anders als bei gemischansaugenden Brennkraftmaschinen. Ein wesentlicher Unterschied besteht beispielsweise darin, daß sich infolge des Dralls der Zylinderladung und dem Dichteunterschied der Gemischbestandteile beim Gasmotor in der Brennraummitte ein fetteres Gemisch, bei gemischansaugenden Brennkraftmaschinen jedoch ein mageres Gemisch einstellt. Diese Tatsache erfordert bei gemischansaugenden Brennkraftmaschinen eine andere Anordnung der Zündkerze als bei Gasmotoren und konstruktive Details bei Gasmotoren und gemischansaugenden Brennkraftmaschinen sind somit nicht direkt vergleichbar.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, bei überstöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Verhältnissen eine sichere Entflammung des Gemisches und eine durch entsprechende Ladungsbewegung beschleunigte Verbrennung zu erzielen, welche als wichtige Voraussetzung für einen wirkungsgradoptimalen Verbrennungsablauf anzusehen ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß die eingangs genannte bekannte Hubkolben-Viertakt-Brennkraftmaschine nach der folgenden Merkmalskombination weitergebildet wird:

a) die Einlaßkanal-Drallzahl beträgt

$$\left[\frac{n_D}{n} \right] m_{red} = 1,5 \pm 0,2 ,$$

worin n_D die im Stationärversuch ermittelte Flügelraddrehzahl des Drallmeßgerätes und n die aus der gemessenen Durchflußmenge berechnete Motordrehzahl ist, und der Index m ausdrückt, daß das

Verhältnis n_p/n einen über den Ansaugtakt vom oberen Totpunkt bis zum unteren Totpunkt des Motors integrierten Mittelwert darstellt,

b) die Brennraummulde erweitert sich ständig von ihrem Boden bis zum Kolbenboden,

c) die Quetschspalthöhe beträgt $0,02$ bis $0,03 \times$ Kolbenhub,

5 d) das Exzentrizitätsmaß der Zündkerze beträgt $e/D \leq 0,2$ wobei e der Normalabstand des Durchstoßpunktes A der Zündkerzenachse in der Zylinderkopfunterseite zur Zylinderachse und D der Kolbendurchmesser ist,

e) die Spitze der Mittelelektrode der Zündkerze gegen die Zylinderkopfebene um ein Maß zurückversetzt ist, das 2 bis 5 mm beträgt,

10 f) die Zündkerzennische Kegelsegmentform mit einem Öffnungswinkel (α) zwischen 90° und 120° besitzt,

g) die Lage der Brennraummulde zum Auslaßventil verschoben ist, wobei eine Überdeckung U der Flächen des Auslaßventiltellers und der Brennraummulde vorhanden ist, die definiert ist als

15

$$U = \frac{F_U}{F_V} > 0,35 ,$$

20 wobei F_U die überdeckte Fläche und F_V die Fläche des Auslaßventiltellers ist,

h) eine Exzentrizität e_{ZM} der Brennraummuldenachse in bezug auf die Zündkerze vorhanden ist, definiert durch

25

$$e_{ZM} = \frac{e - e_M}{d} \leq 0,2$$

30 worin e den Normalabstand des Durchstoßpunktes A der Zündkerzenachse in der Zylinderkopfunterseite zur Zylinderachse, e_M die Exzentrizität der Brennraummuldenachse in bezug auf die Zylinderachse und d den größten Durchmesser der Brennraummulde am Kolbenboden bedeuten.

Durch die angegebene Überdeckung U wird vorteilhaft die Wärmeabfuhr aus der Flammenfront zu Beginn der Verbrennung gering gehalten und somit Teillastkraftstoffverbrauch und HC-Emission reduziert, und weiters vermieden, daß ein durch die Wärmestrahlung des Auslaßventiltellers erhitzter Endgasanteil bei
35 brennraummuldenferner Lage des Auslaßventils von der Flammenfront sehr spät erfaßt und bei Vollastbetrieb zur Klopfangangsstelle wird.

Mit der genannten Exzentrizität e_{ZM} wird vermieden, daß der an der Zündkerze entstehende Flammenkern durch den im Bereich des oberen Totpunktes sehr starken Drall in der Brennraummulde frühzeitig von hohen Tangentialströmungsgeschwindigkeiten erfaßt und in seiner Weiterentwicklung gestört wird; die
40 Stabilität der Verbrennung magerer Gemische kann so erhöht werden.

Bezüglich Bestimmung der Einlaßkanal-Drallzahl wird auf die Abhandlung "Entwicklungsarbeiten an Ventilkälen von Viertakt-Dieselmotoren", G. THIEN, Graz, insbesondere Abschnitt C und "Messung der Strömungseigenschaften von Ventilkälen", veröffentlicht in: Österreichische Ingenieur-Zeitschrift, Sonderabdruck aus Heft 9, Jg. 8 (1965), Seiten 291 bis 302, verwiesen.

45 Damit ist eine Realisierung hoher Verdichtungsverhältnisse, durchschnittlich bis zu zwei Punkte höher (z. B. $11 : 1$ statt $9 : 1$) im Vergleich zu konventionellen Verbrennungssystemen bei gleicher Kraftstoffqualität, auch im Hinblick auf einen zufriedenstellenden Vollastdrehmomentverlauf und niedere Vollastkraftstoffverbräuche möglich. Die kompakte Brennraumform sowie die erzielte intensive Verbrennung ermöglichen bei Vollast klopfreien Betrieb bei akzeptablem Mitteldruck und äußerst günstigen spezifischen Kraftstoffverbräuchen.
50

Hinsichtlich der Schadstoffemissionen bietet die erfindungsgemäße Brennkraftmaschine entscheidende Vorteile. Wie Fig. 5 zeigt, kann durch einen Betrieb des Ottomotors bei Luftverhältnissen $\lambda \geq 1,3$ vor allem eine entscheidende Verringerung der Emission an Stickoxiden bei geringsten Kohlenmonoxidemissionen sowie beherrschbaren Kohlenwasserstoffemissionen erzielt werden. In Kombination mit einer geeigneten
55 Motor-Fahrzeugabstimmung kann somit die Einhaltung strenger Abgasgrenzwerte ohne, oder aber mit einfacheren Zusatzmaßnahmen, im Vergleich zu Motorkonzepten mit Dreiweg-Katalysator und $\lambda = 1$ -Regelung erzielt werden. In jedem Fall bleibt der Wirkungsgradvorteil und entsprechend der Verbrauchsvorteil des Magerkonzepts bestehen, der z. B. etwa 15% unter US-FTP 75 Testbedingungen beträgt.

Als weiterer Vorteil ist die hohe Toleranz des Verbrennungssystems gegenüber einer Abgasrückführung zu nennen, sodaß durch diese Zusatzmaßnahme eine Reduktion der NO_x-Emission ohne wesentliche Verbrauchsverschlechterung und Anstieg der HC-Emission erfolgen kann.

Vorteilhaft ist es, wenn im Rahmen der Erfindung die Brennraummuldenform aus einer oder mehreren Kugel- und/oder Kegelschichten besteht, wobei

$$\frac{D_k}{D} = 0,55 \text{ bis } 0,7$$

ist, worin D_k den Kugeldurchmesser oder den mittleren Durchmesser der entsprechenden Sehne bei Kegelschichten bedeutet und wobei für die Muldentiefe t bei einem Verdichtungsverhältnis ε ≤ 14 gilt:

$$\frac{t}{D_k} = 0,35 \text{ bis } 0,75$$

bzw.

$$\frac{t}{D} = 0,2 \text{ bis } 0,25.$$

Auf diese Weise können die gegensätzlichen Anforderungen an den Brennraum für den Teillast- und Vollastbetrieb mit einem optimalen Kompromiß befriedigt werden.

Besonders vorteilhaft hat sich erwiesen, wenn der Übergangsradius r zwischen Kugel- oder Kegelschicht und dem Brennraummuldenboden r/D_k = 0,11 bis 0,22 beträgt. Damit kann erstens eine gestaltfestigkeitsmäßig günstige Auslegung dieses Überganges getroffen werden. Weiters wird die durch die Wechselwirkung mit der Drallströmung an der Brennraummuldenwand entlangfließende Quetschströmung sanft umgelenkt und bildet so eine längerandauernde torusförmige Sekundärströmung in der Brennraummulde, welche die Verbrennung magerer Gemische in der gewünschten Weise beschleunigt.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand eines Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigen Fig. 1 einen axialen Teilschnitt nach der Linie I-I in Fig. 2, Fig. 2 eine Ansicht des Zylinderkopfes von unten, Fig. 3 dazu einen teilweisen Axialschnitt des Kolbens und Fig. 4 eine Draufsicht auf den Kolben. Die Fig. 5 zeigt den Einfluß des Luftverhältnisses λ auf die Abgaszusammensetzung.

Von der in den Fig. 1 bis 4 veranschaulichten erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine sind nur die erfindungswesentlichen Teile dargestellt. Es sind dies der Zylinder 1, der Zylinderkopf 2 und der Kolben 3. Im Zylinderkopf 2 sind das Einlaßventil 4 und das Auslaßventil 5 axial gleitbar gelagert; sowohl die Achse 4' des Einlaßventils 4 als auch die dargestellte Achse 5' des Auslaßventils 5 sind parallel zur Zylinderachse 6 angeordnet. In der in Fig. 1 dargestellten Geschlossenstellung des Auslaßventils 5 ist die untere Stirnfläche 7 des Ventiltellers 8 bündig mit der Zylinderkopfebene 9. Der Einlaßkanal 10 ist als Drallkanal ausgebildet und ist dementsprechend im Bereich des Einlaßventils 4 als Einlaßspirale 10' ausgebildet. Der vom Auslaßventil 5 kontrollierte Auslaßkanal ist mit 11 bezeichnet. Die Strömungsrichtung im Einlaßkanal 10 ist durch den Pfeil 12 und die Strömungsrichtung im Auslaßkanal 11 ist durch den Pfeil 12' veranschaulicht.

Im Zylinderkopf 2 befindet sich eine Zündkerze 13, deren mit 13' bezeichnete Achse in einem spitzen Winkel zur Zylinderachse 6 steht. Die Mittelelektrode 14 der Zündkerze 13 hat von der Zylinderkopfebene 9 einen in der Zeichnung mit s bezeichneten Abstand, der im Bereich zwischen 2 und 5 mm liegt. Die Bohrung 15 im Zylinderkopf 2, welche die Zündkerze 13 aufnimmt, läuft im Funkenbereich der Zündkerze zur Zylinderkopfebene 9 hin in eine kegelförmige Nische 16 aus, deren Kegelwinkel α zwischen 90° und 120° liegt. Diese Nische 16 ergibt einerseits einen strömungsarmen Bereich, welcher eine einwandfreie Entflammung des Gemisches garantiert und andererseits ist diese Nische infolge ihrer Nähe zu den beiden Ventilen 4 und 5 jeweils gut gespült, sodaß eine einwandfreie Zündung des Kraftstoff-Luftgemisches durch den Zündfunken gewährleistet ist.

Im Kolben 3 befindet sich die Brennraummulde 17 mit der Tiefe t, welche die Form eines Rotationskörpers besitzt und im Kolben 3 mit ihrer Achse 17' gegenüber der Achse 6 des Kolbens um das Maß 18 (Fig. 4) versetzt angeordnet ist. Die Brennraummulde 17 weist einen kegelförmigen Brennraumwandteil 19 auf, dessen Tiefe mit t' und dessen Durchmesser mit D_k bezeichnet ist. Der Boden 20 der Brennraummulde ist eben und der mit r bezeichnete Übergangsradius zwischen dem kegelförmigen Brennraumwandteil 19 und

dem ebenen Boden 20 kann $r/D_k = 0,11$ bis $0,22$ betragen. Anstelle des ebenen Bodens 20 kann auch ein gewölbter Boden, z.B. wie in Fig. 1 strichpunktiert angedeutet und mit 21 bezeichnet, in Form einer Kugelkalotte treten.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Stellung des Kolbens 3 im oberen Totpunkt wird bei der oberen Begrenzungsebene 22 des Zylinders 1 eine Quetschspalte 23 gebildet, deren Höhe h 2 bis 3% des Kolbenhubes beträgt. Der Durchstoßpunkt A der Achse 13' der Zündkerze 13 an der unteren Stirnfläche 7 des Zylinderkopfes 2 weist von der Zylinderachse 6 den Abstand e auf, der vom Durchmesser D des Kolbens 5 weniger od. gleich 20% ausmacht. Die Exzentrizität der Brennraummuldenachse 17' ist in bezug auf die Zylinderachse 6 mit e_M bezeichnet. Die Überdeckung U der Flächen des Auslaßventiltellers und der Brennraummulde 17 ist schraffiert hervorgehoben und mit 24 bezeichnet. Sie beträgt im Verhältnis zur Fläche des Auslaßventiltellers mindestens 35 v. H.

Durch die beschriebene Konzeption ist ein sogenanntes Verbundsystem, d. h. eine Motorbaureihe sowohl für direkt einspritzende Diesel-Verfahren als auch für Otto-Verfahren möglich, wobei die Produktionskosten zufolge hohen Gleichteileanteils vorteilhaft beeinflusst werden können.

Patentansprüche

1. Hubkolben-Viertakt-Brennkraftmaschine mit äußerer Gemischbildung, Ein- und Auslaßventilen, drallerzeugenden Einlaßkanälen, einer rotationssymmetrischen Brennraummulde im Kolben deren größter Durchmesser 54 % bis 77 % des Kolbendurchmessers beträgt und die überwiegend den Brennraum bildet, mit ebener Zylinderkopfunterseite und zu der Zylinderachse parallelen Ventilachsen, sowie mit einer gegenüber der Zylinderkopfebene in einer Zündkerzennische zurückgesetzten, exzentrisch angeordneten Zündkerze, gekennzeichnet durch die Kombination folgender Merkmale:

a) die Einlaßkanal-Drallzahl beträgt

$$\left[\frac{n_D}{n} \right]_{m_{red}} = 1,5 \pm 0,2 ,$$

worin n_D die im Stationärversuch ermittelte Flügelraddrehzahl des Drallmeßgerätes und n die aus der gemessenen Durchflußmenge berechnete Motordrehzahl ist, und der Index m ausdrückt, daß das Verhältnis n_D/n einen über den Ansaugtakt vom oberen Totpunkt bis zum unteren Totpunkt des Motors integrierten Mittelwert darstellt,

b) die Brennraummulde erweitert sich ständig von ihrem Boden bis zum Kolbenboden,

c) die Quetschspalthöhe (h) beträgt $0,02$ bis $0,03 \times$ Kolbenhub,

d) das Exzentrizitätsmaß der Zündkerze beträgt $e/D \leq 0,2$ wobei e der Normalabstand des Durchstoßpunktes A der Zündkerzenachse in der Zylinderkopfunterseite zur Zylinderachse und D der Kolbendurchmesser ist,

e) die Spitze der Mittelelektrode der Zündkerze gegen die Zylinderkopfebene um das Maß (s) zurückversetzt ist, das 2 bis 5 mm beträgt,

f) die Zündkerzennische Kegelsegmentform mit einem Öffnungswinkel (α) zwischen 90° und 120° besitzt,

g) die Lage der Brennraummulde zum Auslaßventil verschoben ist, wobei eine Überdeckung U der Flächen des Auslaßventiltellers und der Brennraummulde vorhanden ist, die definiert ist als

$$U = \frac{F_U}{F_V} > 0,35 ,$$

wobei F_U die überdeckte Fläche und F_V die Fläche des Auslaßventiltellers ist,

h) eine Exzentrizität e_{ZM} der Brennraummuldenachse in bezug auf die Zündkerze vorhanden ist, definiert durch

AT 400 740 B

$$e_{ZM} = \frac{e - e_M}{d} \leq 0,2,$$

5

worin e den Normalabstand des Durchstoßpunktes A der Zündkerzenachse in der Zylinderkopfunterseite zur Zylinderachse, e_M die Exzentrizität der Brennraummuldenachse in bezug auf die Zylinderachse und d den größten Durchmesser der Brennraummulde am Kolbenboden bedeuten.

- 10 2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Brennraummuldenform aus einer oder mehreren kugel- und/oder kegelförmigen Brennraumwandteilen besteht, wobei

$$\frac{D_k}{D} = 0,55 \text{ bis } 0,7$$

15

ist, worin D_k den Kugeldurchmesser oder den mittleren Durchmesser der entsprechenden Sehne bei kegelförmiger Brennraumwand bedeutet, D der Kolbendurchmesser ist und wobei für die Muldentiefe t bei einem Verdichtungsverhältnis $\epsilon \leq 14$ gilt:

20

$$\frac{t}{D_k} = 0,35 \text{ bis } 0,75$$

25

bzw.

$$\frac{t}{D} = 0,2 \text{ bis } 0,25$$

30

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Übergangsradius (r) zwischen kugel- oder kegelförmiger Brennraumwand und dem Brennraummuldenboden

35

$$\frac{r}{D_k} = 0,11 \text{ bis } 0,22$$

40

beträgt.

Hiezu 3 Blatt Zeichnungen

45

50

55

Fig. 1

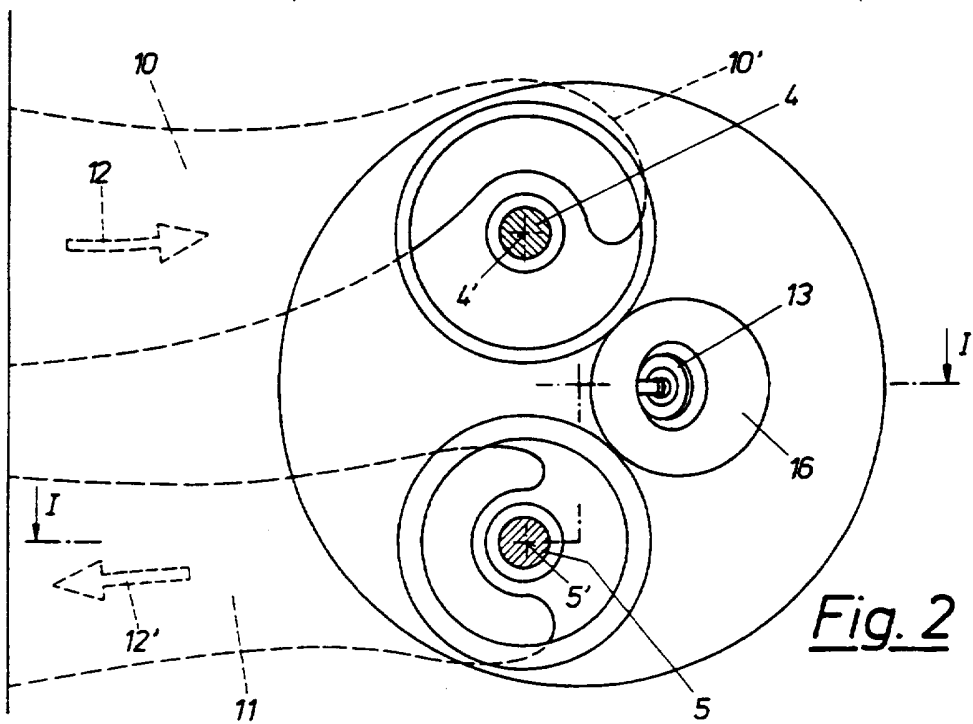
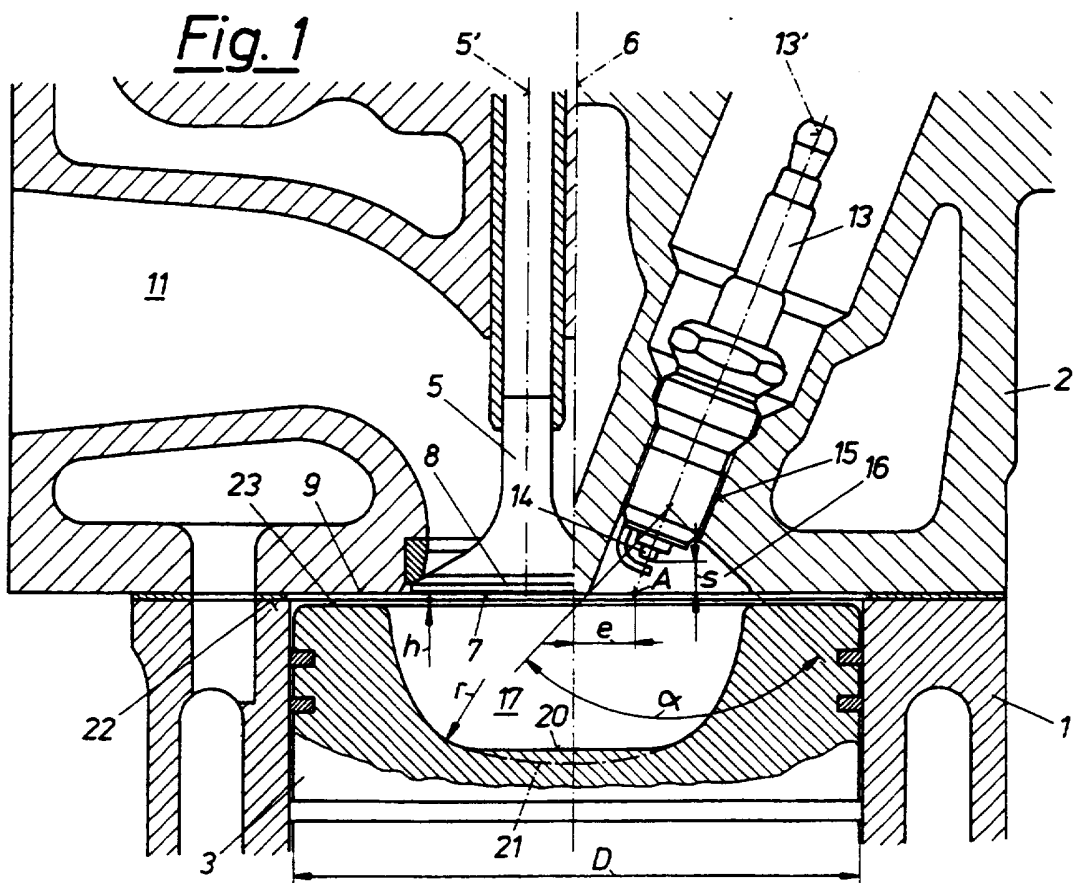


Fig. 2

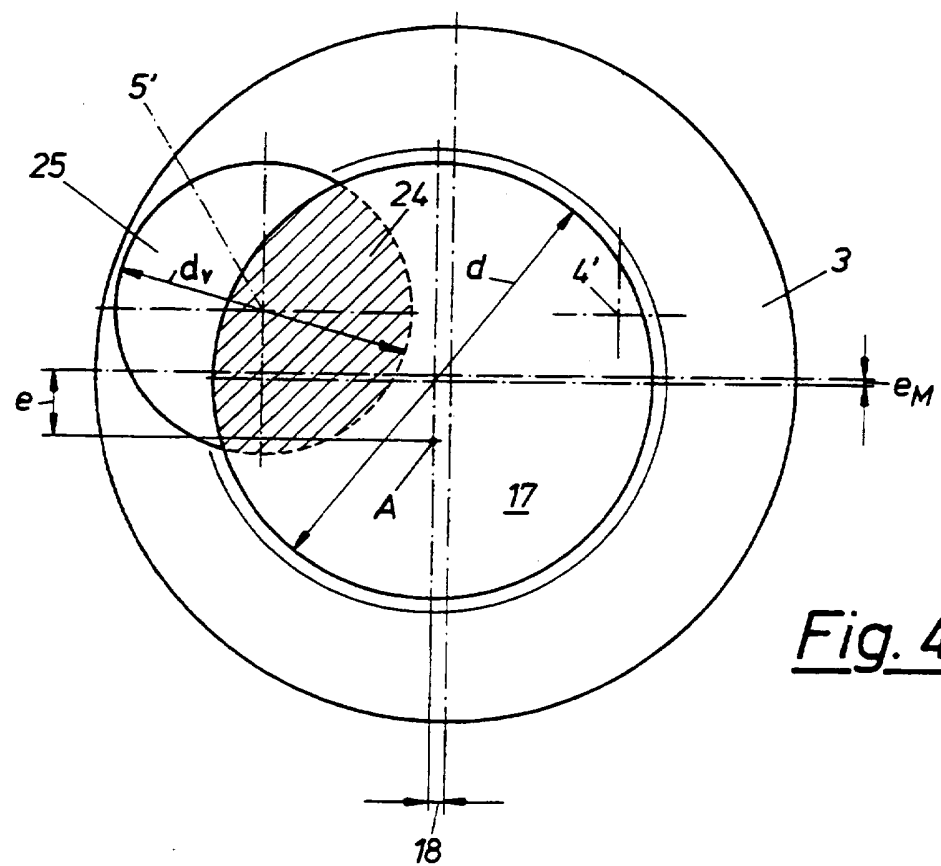
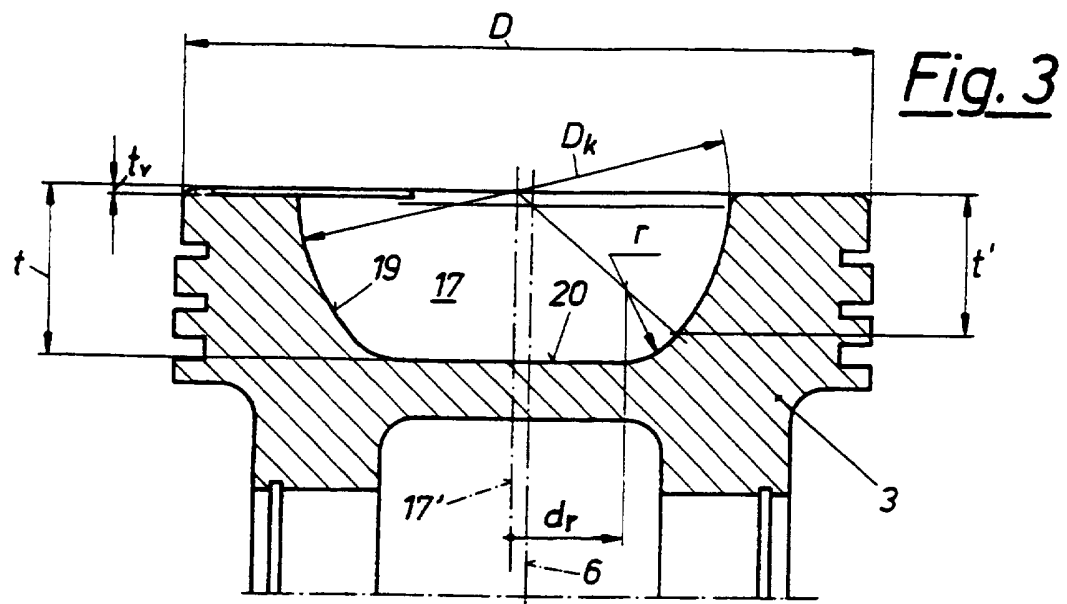


Fig. 5

