

(12)

## Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 181/2011  
(22) Anmeldetag: 10.02.2011  
(45) Veröffentlicht am: 15.12.2012

(51) Int. Cl. : **F01L 13/06** (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:  
EP 1 526 257 A2  
EP 2 305 967 A1

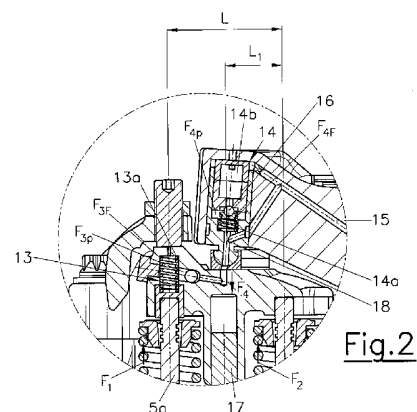
(73) Patentinhaber:  
AVL LIST GMBH  
8020 GRAZ (AT)

(72) Erfinder:  
ENZENDORFER RUDOLF DIPL.ING.  
STEYR/GLEINK (AT)  
SCHMIDLEITNER KURT DIPL.ING.  
STEYR (AT)  
FUCHS WILHELM DR.  
ROHRBACH (AT)

### (54) BRENNKRAFTMASCHINE

(57) Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest zwei durch eine Ventilbetätigungseinrichtung (2) mittels einer Nockenwelle über eine Ventilbrücke (4) gemeinsam betätigbaren Auslassventilen (5, 6) pro Zylinder, wobei die Ventilbetätigungseinrichtung (2) im Betätigungsweg zwischen der Nockenwelle und den Auslassventilen (5, 6) eine Ventilspielausgleichseinrichtung (14) aufweist, mit einer auf ein erstes Auslassventil (5) wirkenden Motorbremseinrichtung (13), wobei das erste Auslassventil (5) durch eine erste Schließkraft  $F_1$  und das zweite Auslassventil (6) durch eine zweite Schließkraft  $F_2$  in Richtung der Schließposition belastet ist, und wobei auf das erste Auslassventil (5) im Motorbetriebsbereich eine erste Öffnungskraft  $F_3$  durch die Motorbremseinrichtung (13) und auf beide Auslassventile (5, 6) zumindest eine zweite Öffnungskraft  $F_4$  durch die Ventilspielausgleichseinrichtung (14) einwirkt. Um auf einfache und platzsparende Weise sowohl eine Motorbremse, als auch einen automatischen Ventilspielausgleich zu realisieren, ist vorgesehen, dass die erste Schließkraft  $F_1$  kleiner ist als die zweite Schließkraft  $F_2$ , so dass gilt:

$$F_1 < F_2.$$



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest zwei durch eine Ventilbetätigungseinrichtung mittels einer Nockenwelle über eine Ventilbrücke gemeinsam betätigbaren Auslassventilen pro Zylinder zur Steuerung von Auslassöffnungen, wobei auf jedes Auslassventil eine Auslassventilfeder in Schließrichtung einwirkt und wobei die Ventilbetätigungseinrichtung im Betätigungsweg zwischen der Nockenwelle und den Auslassventilen eine Ventilspielausgleichseinrichtung aufweist, mit einer auf ein erstes Auslassventil wirkenden Motorbremseinrichtung, wobei das erste Auslassventil durch eine erste Schließkraft  $F_1$  und das zweite Auslassventil durch eine zweite Schließkraft  $F_2$  in Richtung der Schließposition belastet ist, und wobei auf das erste Auslassventil im Motorbetriebsbereich eine erste Öffnungskraft  $F_3$  durch die Motorbremseinrichtung und auf beide Auslassventile zumindest eine zweite Öffnungskraft  $F_4$  durch die Ventilspielausgleichseinrichtung einwirkt.

**[0002]** Aus der EP 2 143 894 A1 und der EP 2 143 896 A1 sind Brennkraftmaschinen mit Motorbremseinrichtungen und Ventilspielausgleichsmechanismen bekannt. Dabei ist jeweils ein hydraulischer Ventilspielausgleichsmechanismus in einer Ventilbrücke angeordnet. Der Ventilspielausgleichsmechanismus weist dabei einen an einen Druckraum grenzenden Kolben auf, welcher Druckraum über ein Rückschlagsventil mit einer konstanten Druck aufweisenden Druckleitung strömungsverbunden ist. Vom Druckraum geht eine Entlastungsleitung aus, welche über ein steuerbares Entlastungsventil in einer Ölaustrittsöffnung mündet. In der Ventilbrücke ist weiters eine hydraulische Ventil-Zusatzsteuereinheit der Motorsteuereinrichtung angeordnet, deren Steuerdruckraum mit dem Druckraum des steuerbaren Entlastungsventils strömungsverbunden ist. Der Steuerdruckraum steht über einen Ölkanal mit einer Steuerdruckleitung in einem Gegenhalter in Strömungsverbindung, wobei ein Gegenhalter über einen Anschlagkolben die Ventilbrücke an einer den Auslassventilen abgewandten Seite kontaktiert. Durch die zahlreichen in der Ventilbrücke angeordneten hydraulischen Kolben und Druckleitungen ist ein hoher Bearbeitungs- und Fertigungsaufwand der Ventilbrücke erforderlich, wobei die Ventilbrücke strukturell geschwächt wird und somit entsprechend massiv ausgelegt werden muss.

**[0003]** Bei den in den genannten Druckschriften beschriebenen Motorbremseinrichtungen handelt es sich jeweils um eine Mischform aus einer Motorstaubremsen und einer Dekompressionsbremse, die insbesondere auch als EVB (= exhaust valve brake) bezeichnet wird. Die hydraulische Ventil-Zusatzsteuereinheit ist dabei einseitig in eine zwei Auslassventile zugleich betätigende Ventilbrücke des Verbindungsmechanismus eingebaut. Die Speisung der hydraulischen Ventil-Zusatzsteuereinheit mit Öl erfolgt mittels des ohnehin vorhandenen Ölkreises der jeweiligen Brennkraftmaschine. Bei dieser Art von Motorbremseinrichtungen erfordert die Verwendung von hydraulischen Ventilspielausgleichseinrichtungen zusätzliche Maßnahmen, um ein unkontrolliertes Aufpumpen der Ventilspielausgleichseinrichtung während des Motorbremsbetriebes zu vermeiden, was zu schweren Motorschäden führen könnte. Bei der EP 2 143 894 A1 und der EP 2 143 896 A1 erfolgt dies dadurch, dass der Druckraum der hydraulischen Ventilspielausgleichseinrichtung über ein steuerbares Entlastungsventil während des Motorbremsbetriebes druckentlastet wird. Die aus dem Stand der Technik bekannte Anordnung mit zahlreichen Ölbohrungen und Hydraulikkolben in der Ventilbrücke hat den Nachteil, dass die Ventilbrücke strukturell geschwächt wird und diese somit größer dimensioniert werden muss.

**[0004]** Aufgabe der Erfindung ist es, auf einfache und platzsparende Weise sowohl eine Motorbremse, als auch einen automatischen Ventilspielausgleich zu realisieren.

**[0005]** Erfindungsgemäß wird dies dadurch erreicht, dass die erste Schließkraft  $F_1$  kleiner ist als die zweite Schließkraft  $F_2$ , so dass gilt:

**[0006]**  $F_1 < F_2$

**[0007]** wobei die Auslassventilfedern (11, 12) und/oder die Querschnitte (A1, A2) der Auslassöffnungen (7, 8) unterschiedlich ausgebildet sind.

**[0008]** Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Summe aus erster und zweiter Schließkraft  $F_1 + F_2$  größer ist als die Summe aus erster und zweiter Öffnungskraft  $F_3 + F_4$ , so dass gilt:

$$\mathbf{[0009]} \quad F_1 + F_2 > F_3 + F_4.$$

**[0010]** Durch Erfüllen der genannten Bedingungen wird erreicht, dass die Ventilbrücke während des Motorbremsbetriebes ihre Lage nicht verändert, so dass ein selbsttätiges Nachstellen der Ventilspielausgleichseinrichtung verhindert wird.

**[0011]** Weiters kann im Motorbremsbetrieb ein zusätzlicher Hub der Ventilspielausgleichseinrichtung vermieden werden, wenn das auf den Kraftangriffspunkt der zweiten Schließkraft  $F_2$  bezogene Moment der ersten Schließkraft  $F_1$  größer ist als die Summe der Momente der ersten Öffnungskraft  $F_3$  und der zweiten Öffnungskraft  $F_4$ , so dass gilt:

$$\mathbf{[0012]} \quad F_1 > F_3 + F_4 \cdot L_1 / L,$$

**[0013]** wobei  $L_1$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des Ventilhebels und des zweiten Auslassventils an der Ventilbrücke, und  $L$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des ersten und zweiten Auslassventils an der Ventilbrücke ist.

**[0014]** Vorzugsweise ist dabei vorgesehen, dass - bezogen auf den Kraftangriffspunkt der ersten Schließkraft  $F_1$  - das Moment aus der zweiten Schließkraft  $F_2$  größer ist als das Moment aus der zweiten Öffnungskraft  $F_4$ , so dass gilt:

$$\mathbf{[0015]} \quad F_2 > F_4 \cdot (L - L_1) / L,$$

**[0016]** wobei  $L_1$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des Ventilhebels des zweiten Auslassventils an der Ventilbrücke, und  $L$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des ersten und zweiten Auslassventils an der Ventilbrücke ist.

**[0017]** Unter Berücksichtigung der Abgaskräfte setzt sich die erste Schließkraft  $F_1$  aus einer Federkraft  $F_{1F}$  zumindest einer ersten Auslassventilfeder und einer Abgasstaukraft  $F_{1p}$  zu Folge des Abgasstaudruckes im Auslasskanal während des Motorbremsbetriebes zusammen, so dass gilt:

$$\mathbf{[0018]} \quad F_1 = F_{1F} + F_{1p}.$$

**[0019]** Analog dazu wird die zweite Schließkraft  $F_2$  durch eine Federkraft  $F_{2F}$  zumindest einer zweiten Auslassventilfeder und einer Abgasstaukraft  $F_{2p}$  zu Folge des Abgasstaudruckes im Auslasskanal während des Motorbremsbetriebes gebildet, so dass gilt:

$$\mathbf{[0020]} \quad F_2 = F_{2F} + F_{2p}.$$

**[0021]** Bei den Schließkräften  $F_1, F_2$  handelt es sich um die in Schließrichtung positiv definierten Kräfte der Auslassventile auf die Ventilbrücke.

**[0022]** Die erste Öffnungskraft  $F_3$  setzt sich üblicherweise aus einer Federkraft  $F_{3F}$  und einer hydraulischen Kraft  $F_{3p}$  der Motorbremseinrichtung zusammen, so dass gilt:

$$\mathbf{[0023]} \quad F_3 = F_{3F} + F_{3p}.$$

**[0024]** Die zweite Öffnungskraft  $F_4$  kann durch eine Federkraft  $F_{4F}$  und eine hydraulische Kraft  $F_{4p}$  der Ventilspielausgleichseinrichtung gebildet sein, so dass gilt:

$$\mathbf{[0025]} \quad F_4 = F_{4F} + F_{4p}.$$

**[0026]** In einer fertigungstechnisch einfachen Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, dass die Auslassventile baugleich ausgebildet sind. Die genannten Bedingungen können unter anderem durch unterschiedlich ausgelegte Auslassventilfedern erreicht werden. Alternativ dazu können aber auch unterschiedliche Auslassventile eingesetzt werden, wobei sich unterschiedliche auf die Ventilbrücke wirkende erste und zweite Schließkräfte unter anderem durch unterschiedlich große Auslassöffnungen und Auslassventilteller ergeben. Wenn die Auslassöffnung und der Ventilteller des ersten Auslassventils kleiner dimensioniert ist, als die Auslassöffnung bzw. der Ventilteller des zweiten Auslassventils, ist es auch denkbar, die beiden Auslass-

ventilfedern baugleich auszuführen.

**[0027]** Vorteilhafter Weise ist die Ventilspielausgleichseinrichtung im vorzugsweise durch einen Kipphebel gebildeten Ventilhebel im Bereich der Ventilbrücke oder im Bereich der Nockenwelle angeordnet. Die Motorbremseinrichtung kann im Bereich des Schaftes des ersten Auslassventils in die Ventilbrücke integriert sein. Strukturelle Schwächungen der Ventilbrücke können damit weitgehend vermieden werden.

**[0028]** Um ungewünschte Kippeffekte einer führungslos ausgebildeten Ventilbrücke zu vermeiden bzw. Biegemomente auf den Führungsstift der Ventilbrücke zu verringern, ist es vorteilhaft, wenn der Abstand  $L_1$  zwischen den Kraftangriffspunkten des Ventilhebels und des zweiten Auslassventils an der Ventilbrücke kleiner ist als der Abstand  $L-L_1$  zwischen den Kraftangriffspunkten des Ventilhebels und des ersten Auslassventils an der Ventilbrücke, so dass gilt:

**[0029]**  $L_1 < L - L_1$ .

**[0030]** Die Erfindung wird im folgenden anhand der Figuren näher erläutert.

**[0031]** Es zeigen

**[0032]** Fig. 1 einen Zylinderkopf einer erfindungsgemäßen Brennkraftmaschine in einem Längsschnitt,

**[0033]** Fig. 2 das Detail II einer Ventilbetätigungseinrichtung Fig. 1 und

**[0034]** Fig. 3 schematisch die auf die Ventilbrücke wirkenden Kräfte.

**[0035]** Ein Zylinderkopf 1 weist eine Ventilbetätigungseinrichtung 2 mit einem Ventilhebel 3 auf, welcher durch eine nicht weiter dargestellte Nockenwelle betätigt wird. Der Ventilhebel 3 wirkt über eine Ventilbrücke 4 auf zwei Auslassventile 5, 6 pro Zylinder ein, welche Auslassöffnungen 7, 8 von Auslasskanälen 9, 10 steuern. Auf das erste Auslassventil 5 wirkt eine erste Auslassventilfeder 11 und auf das zweite Auslassventil 6 eine zweite Auslassventilfeder 12 in Schließrichtung ein. Die auf die Ventilbrücke 4 effektiv wirkende erste Schließkraft des ersten Auslassventils 5 ist mit  $F_1$  und die zweite Schließkraft des zweiten Auslassventils 6 mit  $F_2$  bezeichnet. Die erste Schließkraft  $F_1$  setzt sich aus der Federkraft  $F_{1F}$  der ersten Auslassventilfeder 11 und einer Abgasstaukraft  $F_{1p}$  zu Folge des Abgasstaudruckes im ersten Auslasskanal 9 während des Motorbremsbetriebes zusammen. Analog dazu wird die zweite Schließkraft  $F_2$  durch die Federkraft  $F_{2F}$  der zweiten Auslassventilfeder 12 und einer Abgasstaukraft  $F_{2p}$  zu Folge des Abgasstaudruckes im zweiten Auslasskanal 10 während des Motorbremsbetriebes gebildet.

**[0036]** Im Bereich des Ventilschaftes 5a des ersten Auslassventils 5 ist in der Ventilbrücke 4 eine hydraulische Motorbremseinrichtung 13 angeordnet. Auf das erste Auslassventil 5 wirkt die Motorbremseinrichtung 13 eine erste Öffnungskraft  $F_3$  aus, wobei die Öffnungskraft  $F_3$  sich aus einer Federkraft  $F_{F3}$  der Feder 13a der Motorbremseinrichtung 13 und einer Druckkraft  $F_{p3}$  zufolge des hydraulischen Druckes der Motorbremseinrichtung 13 zusammensetzt.

**[0037]** Im Ventilhebel 3 ist eine Ventilspielausgleichseinrichtung 14 angeordnet, deren Druckraum 14b über eine Druckleitung 15 und ein Rückschlagventil 16 mit hydraulischem Druck beaufschlagt wird. Die auf die Ventilbrücke 4 wirkende zweite Öffnungskraft  $F_4$  setzt sich aus der Federkraft  $F_{F4}$  der Feder 14a und der Druckkraft  $F_{p4}$  der Ventilspielausgleichseinrichtung 14 zusammen.

**[0038]** Die auf die Ventilbrücke 4 wirkenden Kräfte sind in Fig. 3 schematisch dargestellt.

**[0039]** Die Auslassventile 5, 6 sind bevorzugt baugleich ausgeführt.

**[0040]** Die Ventilfedern 11, 12 und/ oder die Querschnitte  $A_1$  bzw.  $A_2$  der Auslassöffnungen 7 bzw. 8 sind so aufeinander abgestimmt, dass sich die Ventilspielausgleichseinrichtung 14 während des Motorbremsbetriebes nicht aufpumpen kann, um Funktionsstörungen und Motorschäden zu vermeiden. Die Bedingungen für die Schließkräfte  $F_1, F_2$  lauten:

**[0041]**  $F_1 < F_2$  (1)

$$[0042] F_1 + F_2 > F_3 + F_4 \quad (2)$$

$$[0043] F_1 > F_3 + F_4 \cdot L_1 / L \quad (4)$$

$$[0044] F_2 > F_4 \cdot (L - L_1) / L \quad (5)$$

[0045] mit

$$[0046] F_1 = F_{1F} - F_{1p} \quad (6)$$

$$[0047] F_2 = F_{2F} - F_{2p} \quad (7)$$

$$[0048] F_3 = F_{3F} + F_{3p} \quad (8)$$

$$[0049] F_4 = F_{4F} + F_{4p} \quad (9)$$

[0050] wobei mit L der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des ersten Auslassventils 5 und des zweiten Auslassventils 6 an der Ventilbrücke 4 und mit  $L_1$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten zwischen dem Ventilhebel 3 an der Ventilbrücke 4 und dem zweiten Auslassventil 6 an der Ventilbrücke 4 bezeichnet ist.

[0051] Die Abgasstaukräfte  $F_{1p}$  bzw.  $F_{2p}$  ergeben sich aus

$$[0052] F_{1p} = p_a \cdot A_1 \quad \text{bzw.} \quad (10)$$

$$[0053] F_{2p} = p_a \cdot A_2, \quad (11)$$

[0054] mit dem Abgasgegendruck  $p_a$  in den Auslasskanälen 9, 10 und dem Auslassöffnungsquerschnitt  $A_1$  bzw.  $A_2$  der Auslassöffnungen 7 bzw. 8.

[0055] Mit Bezugszeichen 17 ist ein Führungsstift für die Ventilbrücke 4 bezeichnet. Um ein Kippen der Ventilbrücke 4 bei einer ungeführten Ventilbrücke 4 bzw. ein Biegemoment auf den Führungsstift 17 bei einer geführten Ventilbrücke zu vermeiden, ist der Kraftangriffspunkt 18 des Ventilhebels 3 an der Ventilbrücke 4 aus einer mittigen Position in Richtung des zweiten Auslassventils 6 verschoben, so dass gilt:

$$[0056] L_1 < (L - L_1). \quad (12)$$

[0057] Die Bedingung (12) gilt auch für führungslose Ventilbrücken.

[0058] Durch Erfüllen der genannten Bedingungen wird erreicht, dass die Ventilbrücke 4 während des Motorbremsbetriebes ihre Lage nicht verändert, so dass ein selbsttätiges Nachstellen des Ventilspielausgleichseinrichtung 14 zuverlässig verhindert wird.

## Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit zumindest zwei durch eine Ventilbetätigungseinrichtung (2) mittels einer Nockenwelle über eine Ventilbrücke (4) gemeinsam betätigbaren Auslassventilen (5, 6) pro Zylinder zur Steuerung von Auslassöffnungen (7,8), wobei auf jedes Auslassventil (5, 6) eine Auslassventilfeder (11, 12) in Schließrichtung einwirkt und wobei die Ventilbetätigungseinrichtung (2) im Betätigungsweg zwischen der Nockenwelle und den Auslassventilen (5, 6) eine Ventilspielausgleichseinrichtung (14) aufweist, mit einer auf ein erstes Auslassventil (5) wirkenden Motorbremseinrichtung (13), wobei das erste Auslassventil (5) durch eine erste Schließkraft  $F_1$  und das zweite Auslassventil (6) durch eine zweite Schließkraft  $F_2$  in Richtung der Schließposition belastet ist, und wobei auf das erste Auslassventil (5) im Motorbetriebsbereich eine erste Öffnungskraft  $F_3$  durch die Motorbremseinrichtung (13) und auf beide Auslassventile (5, 6) zumindest eine zweite Öffnungskraft  $F_4$  durch die Ventilspielausgleichseinrichtung (14) einwirkt, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Schließkraft  $F_1$  kleiner ist als die zweite Schließkraft  $F_2$ , so dass gilt:

$$F_1 < F_2$$

wobei die Auslassventilfedern (11, 12) und/oder die Querschnitte ( $A_1$ ,  $A_2$ ) der Auslassöffnungen (7, 8) unterschiedlich ausgebildet sind.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Summe aus erster und zweiter Schließkraft  $F_1 + F_2$  größer ist als die Summe aus erster und zweiter Öffnungskraft  $F_3 + F_4$ , so dass gilt:  
$$F_1 + F_2 > F_3 + F_4.$$
3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass das auf den Kraftangriffspunkt der zweiten Schließkraft  $F_2$  bezogene Moment der ersten Schließkraft  $F_1$  größer ist als die Summe der Momente der ersten Öffnungskraft  $F_3$  und der zweiten Öffnungskraft  $F_4$ , so dass gilt:  
$$F_1 > F_3 + F_4 * L_1 / L,$$

wobei  $L_1$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten eines Ventilhebels (3) und des zweiten Auslassventils (6) an der Ventilbrücke (4), und  $L$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des ersten und zweiten Auslassventils (5, 6) an der Ventilbrücke (4) ist.
4. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass - bezogen auf den Kraftangriffspunkt der ersten Schließkraft  $F_1$  - das Moment aus der zweiten Schließkraft  $F_2$  größer ist als das Moment aus der zweiten Öffnungskraft  $F_4$ , so dass gilt:  
$$F_2 > F_4 * (L - L_1) / L$$

wobei  $L_1$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des Ventilhebels (3) und des zweiten Auslassventils (6) an der Ventilbrücke (4), und  $L$  der Abstand zwischen den Kraftangriffspunkten des ersten und zweiten Auslassventils (5, 6) an der Ventilbrücke (4) ist.
5. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Schließkraft  $F_1$  durch eine Federkraft  $F_{1F}$  zumindest einer ersten Auslassventilfeder (11) und einer Abgasstaukraft  $F_{1p}$  zu Folge des Abgasstaudruckes im ersten Auslasskanal (9) während des Motorbremsbetriebes gebildet ist, so dass gilt:  
$$F_1 = F_{1F} - F_{1p}.$$
6. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die zweite Schließkraft  $F_2$  durch eine Federkraft  $F_{2F}$  zumindest einer zweiten Auslassventilfeder (12) und einer Abgasstaukraft  $F_{2p}$  zu Folge des Abgasstaudruckes im zweiten Auslasskanal (10) während des Motorbremsbetriebes gebildet ist, so dass gilt:  
$$F_2 = F_{2F} - F_{2p}.$$
7. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die erste Öffnungskraft  $F_3$  durch eine Federkraft  $F_{3F}$  und eine hydraulische Kraft  $F_{3p}$  gebildet ist, so dass gilt:  
$$F_3 = F_{3F} + F_{3p}.$$
8. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 2 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die zweite Öffnungskraft  $F_4$  durch eine Federkraft  $F_{4F}$  und eine hydraulische Kraft  $F_{4p}$  gebildet ist, so dass gilt:  
$$F_4 = F_{4F} + F_{4p}.$$
9. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Auslassventile (5, 6) baugleich und die Auslassventilfedern (11, 12) unterschiedlich ausgebildet sind.
10. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Auslassventilfedern (11, 12) baugleich und die Auslassventile (5, 6) unterschiedlich ausgebildet sind.
11. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventilspielausgleichseinrichtung (14) in einem vorzugsweise als Kipphebel ausgebildeten Ventilhebel (3) angeordnet ist.

12. Brennkraftmaschine nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventilspielausgleichseinrichtung (14) auf der Seite der Nockenwelle angeordnet ist.
13. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventilspielausgleichseinrichtung (14) auf der Seite der Ventilbrücke (4) angeordnet ist.
14. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Motorbremseinrichtung (13) in der Ventilbrücke (4) im Bereich des Ventilschaftes des ersten Abgasventils (5) angeordnet ist.
15. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Abstand  $L_1$  zwischen den Kraftangriffspunkten des Ventilhebels (3) und des zweiten Auslassventils (6) an der Ventilbrücke (4) kleiner ist als der Abstand  $L-L_1$  zwischen den Kraftangriffspunkten des Ventilhebels (3) und des ersten Auslassventils (5) an der Ventilbrücke (4), so dass gilt:  
 $L_1 < L-L_1$ .
16. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Ventilbrücke (4) führungslos ausgebildet ist.

**Hierzu 2 Blatt Zeichnungen**

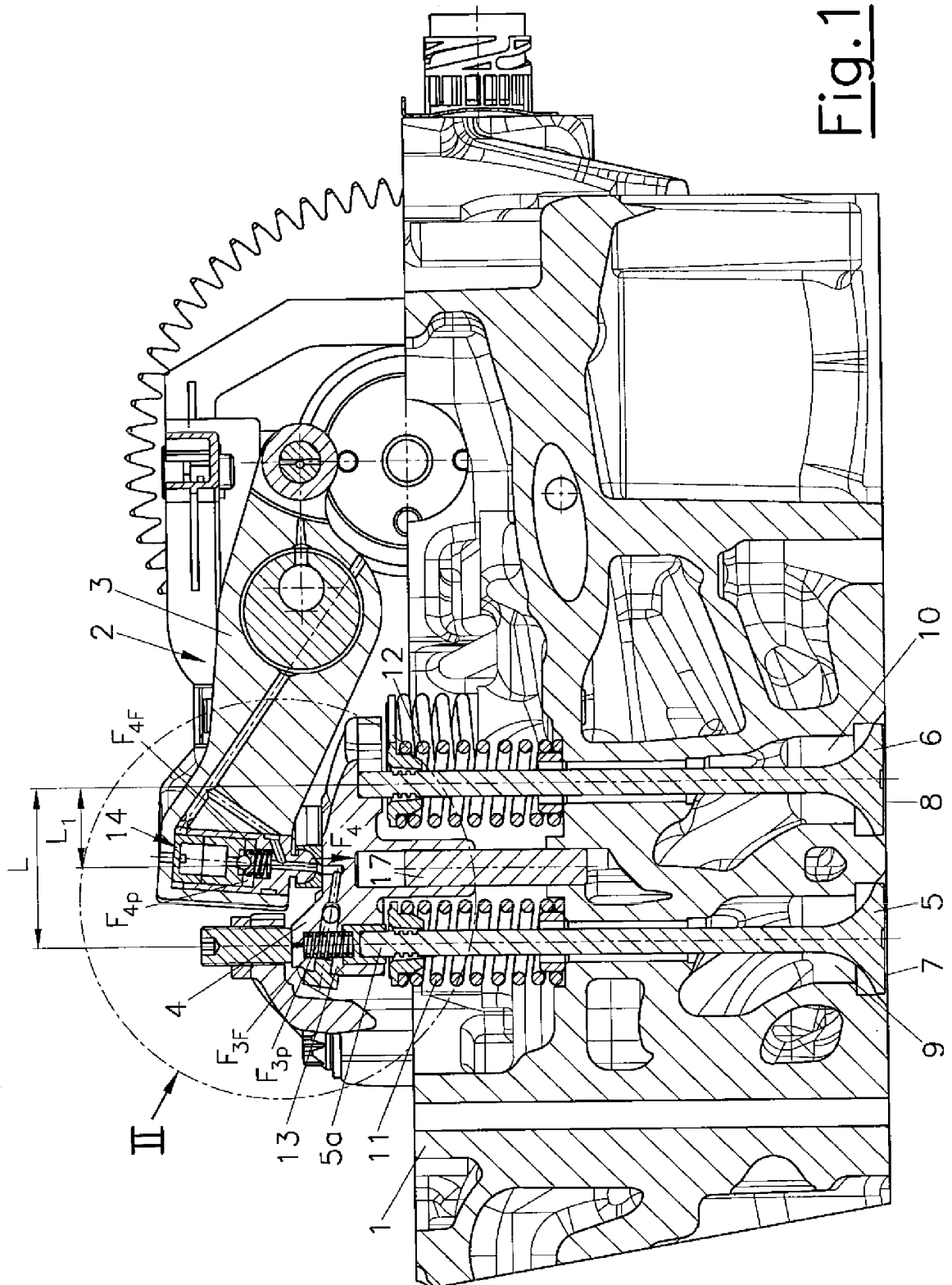


Fig. 1

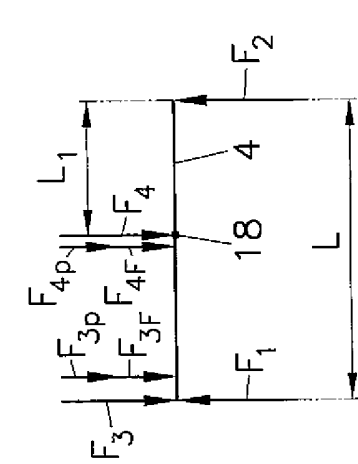


Fig. 3

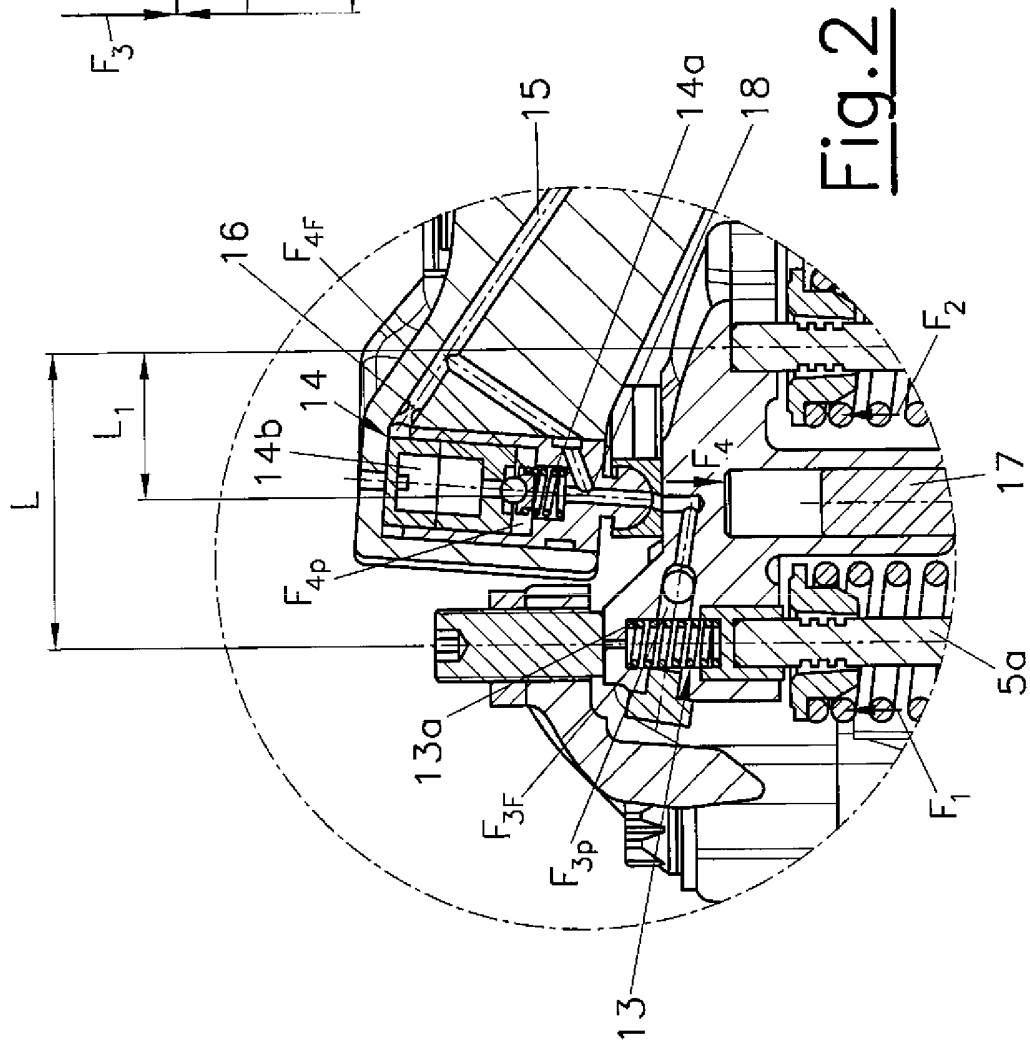


Fig. 2