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

(11) EP 1 240 424 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
20.10.2004 Patentblatt 2004/43

(21) Anmeldenummer: **01998729.6**

(22) Anmeldetag: **16.11.2001**

(51) Int Cl.[7]: **F02M 59/46**, F02M 59/36, F02M 53/00, F02M 41/14

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2001/004306

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2002/044548 (06.06.2002 Gazette 2002/23)

(54) HUBGESTEUERTES VENTIL ALS KRAFTSTOFF-ZUMESSEINRICHTUNG EINES EINSPRITZSYSTEMS FÜR BRENNKRAFTMASCHINEN

STROKE-CONTROLLED VALVE AS A FUEL METERING DEVICE OF AN INJECTION SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SOUPAPE A LEVEE COMMANDEE UTILISEE COMME DISPOSITIF DE DOSAGE DE CARBURANT D'UN SYSTEME D'INJECTION DE MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **30.11.2000 DE 10059424**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.09.2002 Patentblatt 2002/38

(73) Patentinhaber: **ROBERT BOSCH GMBH**
70442 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder: **DUTT, Andreas**
70469 Stuttgart (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-00/34647
WO-A-00/53920
WO-A-92/07182
WO-A-97/40272
WO-A-98/49441

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 1 240 424 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf ein hubgesteuertes Ventil nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1, wie z.B. in der WO 9849441 A oder WO 9740272 A gezeigt.

[0002] Moderne ventilgesteuerte Kraftstoff-Einspritzsysteme, insbesondere Dieseleinspritzsysteme, sind am Ventilsitz der Kraftstoff-Zumesseinrichtung einer sehr hohen Wärmebelastung ausgesetzt. Durch das Öffnen des Ventils wird die Einspritzung beendet, und der unter Hochdruck stehende Kraftstoff wird über den offenen Ventilsitz in den Rücklauf abgesteuert. Die Druckenergie des Kraftstoffs wird hierbei größtenteils in Wärmeenergie umgesetzt. Dies führt zu einer sehr starken Erwärmung des Kraftstoffs und der umgebenden Bauteile. Hieraus folgende starke thermische Wärmedehnungen der Bauteile verändern dadurch die Betriebsspiele der bewegten Bauteile in entsprechendem Maße. Gleichzeitig verändert sich hierdurch das Lekkageverhalten und somit auch die gesamte Funktion des Einspritzsystems. Im Extremfall kann sich das Betriebsspiel zwischen den bewegten Bauteilen auf Null reduzieren. Als Folge davon kommt es zu einem Klemmen bzw. Verschleiß in Form von Verschweißungen der bewegten Bauteile, wodurch das Einspritzsystem komplett ausfällt.

[0003] Bekannte Hochdruckventile von Dieseleinspritzsystemen besitzen im Niederdruckbereich in Absteuerströmungsrichtung hinter dem Ventilsitz einen Niederdruck-Ausgleichskolben, der die Aufgabe hat, Druckstöße auf die Unterseite der Ventilnadel zu vermeiden, die bei den Schaltvorgängen des Ventils auftreten.

[0004] Derartige unerwünschte Druckstöße würden andernfalls eine Störung der Ventilnadelbewegung durch undefinierte Kräfte bewirken. Der Niederdruck-Ausgleichskolben bildet bei bekannten Ventilen der in Rede stehenden Art einen permanent unveränderlichen, Drosselwirkung entfaltenden Ringspalt zwischen der Ventilnadel und dem Ventilkörper, wodurch dem Einspritzsystem eine gleichbleibende Kraftstoffmenge entnommen wird.

[0005] Die durch den Ringspalt abfliessende Überströmmenge wird durch in den Absteuerbereich (Niederdruckbereich) nachfliessenden Kraftstoff ständig ersetzt, der hierdurch den Hochdruck- und Füllbereich des Einspritzsystems kühlt. Der über den Ringspalt permanent entnommene Kraftstoff fließt über den Rücklauf in den Kraftstofftank zurück.

[0006] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, die Kühlwirkung unter Beibehaltung der Gesamtüberströmmenge zu verbessern.

Vorteile der Erfindung

[0007] Gemäß der Erfindung wird die Aufgabe bei einem hubgesteuerten Ventil der eingangs bezeichneten Gattung durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

[0008] Der Erfindung liegt der Gedanke zugrunde, dann und nur dann eine erhöhte Kraftstoffmenge aus dem Absteuerbereich über den in Rede stehenden Ringspalt in den Rücklauf abzuführen, wenn der Kraftstoff in dem Absteuerbereich maximal erwärmt ist. Dies ist unmittelbar nach dem Öffnen des Ventilsitzes und dem damit verbundenen Absteuern des unter Hochdruck stehenden Kraftstoffs der Fall. Hierdurch wird eine verbesserte Kühlung des Füll- und Absteuerbereichs erreicht und zugleich der Wirkungsgrad des gesamten Einspritzsystems gesteigert.

[0009] Des Weiteren wird durch die verbesserte Kühlung die Wärmeeinbringung in die Bauteile des Ventils verringert, und es werden somit die thermischen Bauteildehnungen minimiert. Dadurch läßt sich entsprechend die Funktionssicherheit erhöhen, da die Betriebsspiele der bewegten Bauteile des Ventils im Betrieb maßstabiler bleiben.

[0010] Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung beinhalten die Patentansprüche 2 - 6.

Zeichnung

[0011] In der Zeichnung sind - zur Veranschaulichung der Erfindung - Ausführungsbeispiele dargestellt, die nachstehend detailliert beschrieben werden.
Es zeigt:

Fig. 1 - im vertikalen Längsschnitt und stark vergrößert - ein hubgesteuertes Ventil (nach dem Stand der Technik), also mit einem als Konstantdrossel wirkenden Ringspalt,

Fig. 2 - in (Teil-) Darstellung entsprechend Fig. 1 - eine Ausführungsform des erfindungsgemäßen hubgesteuerten Ventils, und

Fig. 3 - eine andere Ausführungsform des erfindungsgemäßen hubgesteuerten Ventils, in Darstellung entsprechend Fig. 2.

[0012] Es bezeichnet 10 einen Ventilkörper und 11 eine Ventilnadel eines hubgesteuerten Ventils als Kraftstoff-Zumesseinrichtung einer Einspritzanlage für Brennkraftmaschinen. Der Ventilkörper 10 ist in einem Pumpenkörper 12 einer (im übrigen nicht gezeigten) Einspritzpumpe integriert. Die Ventilnadel 11 ist in einer mehrfach im Durchmesser veränderten koaxialen Ausnehmung 13 im Ventilkörper 10 in Axialrichtung 14 beweglich angeordnet. Ein mit 15 bezifferter oberer Bereich der Ausnehmung 13 dient als Führungsbohrung für die Ventilnadel 11.

[0013] An der Ventilnadel 11 ist ein Ventilkegel 16 ausgebildet, der mit einem Ventilsitz 17 zusammenwirkt, welcher in den Ventilkörper 10 bzw. in die Ausnehmung 13 eingearbeitet ist.

[0014] Ventilkegel 16 und Ventilsitz 17 bilden ein hubgesteuertes Ventil zur Steuerung des Hochdrudc-Kraftstoffflusses zu einer zugeordneten (nicht gezeigten) Einspritzdüse der Kraftstoff Einspritzanlage. Die Ausnehmung 13 ist hierzu im Bereich von Ventilkegel 16 und Ventilsitz 17 zu einer Druckkammer 18 aufgeweitet, der über Kanäle 19, 20 unter Hochdruck stehender Kraftstoff zugeleitet wird. Die Kraftstoffverteilung zur (nicht dargestellten) Einspritzdüse erfölgt über eine Verteilernut 21.

[0015] An den Ventilkegel 16 schließt sich ein einstükkig mit der Ventilnadel 11 verbundener, insgesamt mit 22 bezeichneter Niederdruck-Ausgleichskolben an, der an seiner (unteren) Stirnfläche 23 von einer Druckfeder 24 axial (in Pfeilrichtung 25) kraftbeaufschlagt wird. Rückwärtig stützt sich die Druckfeder 24 über eine Scheibe 26 am Boden 27 der Ausnehmung 13 ab.

[0016] Ein unterhalb des Ventilsitzes 17 ausgeformter Bereich 28 der Ausnehmung 13 fungiert als Niederdruckbereich und ist über einen Ringspalt 29 zwischen dem Niederdruck-Ausgleichskolben 22 und der Ausnehmung 13 mit einem sich im Bereich der Druckfeder 24 erstreckenden Rücklauf 30 hydraulisch verbunden. Von dem Rücklauf 30 gelangt der Kraftstoff über Kanäle 31 und 32 im Ventilkörper 10 bzw. im Pumpenkörper 12 zurück in den (nicht dargestellten) Kraftstofftank.

[0017] Die Betätigung des Ventils 16, 17 erfolgt am obereren Ende 33 der Ventilnadel 11 in Pfeilrichtung 34, also entgegen dem Widerstand der Druckfeder 24. Als Betätigungsorgan der Ventilnadel 11 kann z.B. ein Druckmagnet Verwendung finden, der in Aufbau und Funktion bekannt ist, weshalb auf eine Darstellung verzichtet wird.

[0018] Bei den im Vorstehenden beschriebenen konstruktiven und hydraulischen Gegebenheiten arbeitet eine derartige Kraftstoff-Zumesseinrichtung wie folgt. Um der zugeordneten Einspritzdüse (nicht dargestellt) Kraftstoff unter Hochdruck zuzuführen, muß sich der Ventilkegel 16 mit dem Ventilsitz 17 in Anlage befinden, das Ventil somit geschlossen sein. Durch Öffnen des Ventils 16, 17 wird der Einspritzvorgang beendet. Der in der Druckkammer 18 befindliche unter hohem Druck stehende Kraftstoff strömt nun über den offenen Ventilsitz 17 in den Niederdruckbereich 28 der Ausnehmung 13, wobei er sich entspannt und seine Druckenergie größtenteils in Wärmeenergie umwandelt. Ein Teil des erwärmten Kraftstoffs gelangt über den Ringspalt 29 in den Rücklauf 30 und von dort über die Kanäle 31, 32 zurück in den Kraftstofftank (nicht gezeigt). Die über den Ringspalt 29 abgeführte Kraftstoffmenge wird durch eine entsprechende, kühle Temperatur aufweisende Kraftstoffmenge ersetzt, die dem Niederdruckbereich 28 über Kanäle 35, 36 zugeführt wird, welche durch einen Ringkanal 37 hydraulisch verbunden sind. Der in dem Niederdruckbereich 28 verbliebene heiße Kraftstoff wird dadurch entsprechend herunter gekühlt, ebenso auch die den Niederdruckbereich 28 umgebenden Bauteile des Ventils.

[0019] Nachteilig bei der Konstruktion nach Fig. 1 ist die Tatsache, dass der Ringspalt 29 - unabhängig von der jeweiligen Stellung der Ventilnadel 11 - stets einen gleichbleibenden Querschnitt hat, somit nur als Konstantdrossel arbeitet.

[0020] Die erfindungsgemäßen Ausführungsformen nach Fig. 2 und 3 schaffen hier wirksam Abhilfe. Der Übersichtlichkeit halber sind die der Konstruktion nach Fig. 1 entsprechenden Bauteile in Fig. 2 und 3 mit denselben Bezugszeichen wie in Fig. 1 beziffert.

[0021] Die Ausführungsform nach Fig. 2 des erfindungsgemäßen hubgesteuerten Ventils zeichnet sich gegenüber der Konstruktion nach Fig. 1 durch einen ventilnadelhubgesteuerten Querschnitt 38 bzw. 38a aus, welcher durch eine erste Steuerkante 39 an dem mit der Ventilnadel 11 einstückig verbundenen Niederdruck-Ausgleichskolben 22 und durch eine zweite Steuerkante 40 am Ventilkörper 10 definiert wird.

[0022] Die Steuerkanten 39, 40 sind zu dem Ventilkegel 16 bzw. dem Ventilsitz 17 genau positioniert, so dass sich zwischen den Steuerkanten 39, 40 ein vom Ventilhub 41 abhängiger Drosselquerschnitt ergibt. Dies wird deutlich, wenn man die Drosselquerschnitte 38 und 38 a bei geöffnetem Ventil 16, 17 (rechte Hälfte der Fig. 2) und bei geschlossenem Ventil 16, 17 (linke Hälfte der Fig. 2) vergleicht. Danach erreicht der Drosselquerschnitt 38 bei geöffnetem Ventil 16, 17 ein Maximum, während er bei geschlossenem Ventil 16, 17 auf ein Minimum 38a reduziert wird. Der Drosselquerschnitt (38, bei geöffnetem Ventil 16, 17) wird hierbei zunächst durch den axialen Abstand der beiden Steuerkanten 39 und 40 bestimmt. Kommt es - bei Ventilnadelbewegung in Schließrichtung schließlich zu einer Überdeckung der beiden Steuerkanten 39, 40, so bestimmt sich der Drosselquerschnitt nunmehr durch einen sich zwischen der Umfangsfläche des Niederdruck-Ausgleichskolbens 22 - bei 44 - und der Umfangsfläche der Ausnehmung 13 im Abströmbereich 45 erstreckenden Ringspalt (siehe Bezugszeichen 38a, bei geschlossenem Ventil 16, 17, linke Hälfte in Fig. 2).

[0023] Bei geöffnetem Ventil 16, 17 kann somit eine wesentlich größere Menge erhitzten Kraftstoffs aus dem Niederdruckbereich 28 über den Drosselquerschnitt 38 in den Rücklauf 30 abgeführt werden als bei geschlossenem Ventil 16, 17. Entsprechend kann dem Niederdruckbereich 28 bei geöffnetem Ventil 16, 17 auch eine erheblich größere Menge kühlen Kraftstoffs zugeführt werden als bei geschlossenem Ventil 16, 17, wodurch der Kühleffekt bezüglich der den Niederdruckbereich 28 umgebenden Bauteile dem jeweiligen Bedarf entsprechend veränderlich ist.

[0024] Bei der Ausführungsform nach Fig. 3 ist am Niederdruck-Ausgleichskolben 22 eine erste Steuerkante 42 und am Ventilkörper 10 eine zweite Steuerkan-

te 43 ausgebildet. Im Unterschied zur Ausführungsform nach Fig. 2 ist hierbei die erste Steuerkante 42 dem Ventilkegel 16 zugewandt, wohingegen die zweite Steuerkante 43 vom Ventilsitz 17 abgewandt ist. Auch hier wird der Drosselquerschnitt (46, in diesem Fall bei geschlossenem Ventil 16,17) zunächst durch den axialen Abstand der beiden Steuerkanten 42, 43 bestimmt.

[0025] Bewegt sich die Ventilnadel 11 (und damit auch der Niederdruck-Ausgleichskolben 22 entsprechend) in Öffnungsstellung des Ventils 16, 17 (siehe rechte Hälfte in Fig. 3),so kommt es zu einer Überdekkung der Steuerkanten 42, 43. Der Drosselquerschnitt 46 a bestimmt sich in diesem Fall durch die Umfangsfläche des Niederdruck-Ausgleichskolbens 22 - bei 47 - und die Umfangsfläche der Ausnehmung 13 im Abströmbereich 48, stellt sich damit als enger Ringspalt dar. Bei der Variante nach Fig. 3 läßt sich somit - umgekehrt wie bei der Ausführungsform nach Fig. 2 - bei geschlossenem Ventil 16, 17 eine wesentlich größere Menge erhitzten Kraftstoffs aus dem Niederdruckbereich 28 über den Drosselquerschnitt 46 in den Rücklauf 30 abführen als bei geöffnetem Ventil 16, 17. Entsprechend kann dem Niederdruckbereich 28 bei geschlossenem Ventil 16, 17 auch eine erheblich größere Menge kühlen Kraftstoffs zugeführt werden als bei geöffnetem Ventil 16,17.

[0026] Welche Variante vorteilhaft ist (die Ausführungsform nach Fig. 2 oder die Ausführungsform nach Fig. 3), hängt im konkreten Einzelfall von dem Druckverlauf und von dem Schaltverhalten des Ventils ab.

[0027] In beiden Fällen ermöglicht der ventilnadelhubgesteuerte Niederdruckquerschnitt 38 bzw. 46 (sei es nach Fig. 2 oder nach Fig. 3) eine gezielte Entnahme der heißen Kraftstoff-Absteuermenge aus dem Füll- und Absteuerraum (Niederdruckbereich 28) in den Rücklauf 30. Die ventilnadelhubgesteuerte Überdeckungslänge 38a (Fig. 2) bzw. 46a (Fig 3) bildet durch den sich hierdurch ergebenden Ringspalt zwischen Ventilnadel 11 und Ventilkörper 10 eine hubgesteuerte Drossel. Beide ventilnadelhubgesteuerten Querschnitte (38. bzw. 46) lassen sich auf das Schaltverhalten des Ventils hin so abstimmen, dass bei minimaler Leckage in den Rücklauf 30 die maximale Kühlleistung des Füll- und Absteuerbereichs (Niederdruckbereichs 28) erreicht wird.

Patentansprüche

1. Hubgesteuertes Ventil als Kraftstoff-Zumesseinrichtung eines Einspritzsystems für Brennkraftmaschinen, mit einer gegen Federwiderstand (24) axial betätigbaren Ventilnadel (11), die in einer abgestuften koaxialen Ausnehmung (13) in einem Ventilkörper (10) angeordnet ist und mit einem in der Ausnehmung (13) des Ventilkörpers (10) ausgebildeten Ventilsitz (17) - hierbei den Kraftstoff-Einspritzvorgang steuernd - zusammenwirkt, ferner mit einem mit einer zugeordneten Einspritzdüse verbundenen, vor dem Ventilsitz (17) liegenden Hochdruckbereich (18), einem hinter dem Ventilsitz (17) liegenden Niederdruckbereich (28), der in einen Kraftstoff-Rücklauf (30) ausmündet, und mit einem sich koaxial an das Ventil (16, 17) anschließenden, mit der Ventilnadel (11) fest verbundenen Niederdruck-Ausgleichskolben (22), **dadurch gekennzeichnet, dass** am Niederdruck-Ausgleichskolben (22) eine erste Steuerkante (39 bzw. 42) ausgebildet ist, die mit einer zweiten Steuerkante (40 bzw. 43) an der Ventilkörperausnehmung (13) im Bereich des Kraftstoff-Rücklaufs (45, 30 bzw. 48, 30) zusammenwirkt, derart, dass zwischen den beiden Steuerkanten (39, 40 bzw. 42, 43) ein vom Hub (41) abhängiger Drosselquerschnitt (38, 38a bzw. 46, 44a) gebildet wird (Fig. 2 bzw. 3).

2. Hubgesteuertes Ventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die beiden Steuerkanten (39, 40) einander so zugeordnet sind, dass der vom Ventilhub (41) abhängige Drosselquerschnitt bei geschlossenem Ventil (16, 17) seinen Maximalwert (38) und bei geöffnetem Ventil (16, 17) seinen Minimalwert (38a) erreicht (Fig. 2).

3. Hubgesteuertes Ventil nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Niederdruck-Ausgleichskolben (22) einen Bund (44) mit vergrößertem Durchmesser besitzt, an dessen vom Ventilsitz (17) abgewandter (Unter-)Seite die erste Steuerkante (39) ausgebildet ist, und dass die Ventilkörper-Ausnehmung (13) eine stufenartige Durchmesserverengung (45) aufweist, an deren dem Ventilsitz (17) zugewandten (oberen) Ende die zweite Steuerkante (40) ausgebildet ist (Fig. 2).

4. Hubgesteuertes Ventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die beiden Steuerkanten (42, 43) einander so zugeordnet sind, dass der vom Ventilhub (41) abhängige Drosselquerschnitt bei geschlossenem Ventil (16, 17) seinen Minimalwert (46a) und bei geöffnetem Ventil (16, 17) seinen Maximalwert (46) erreicht (Fig. 3).

5. Hubgesteuertes Ventil nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Niederdruck-Ausgleichskolben (22) einen Bund (47) mit vergrößertem Durchmesser besitzt, an dessen dem Ventilsitz (17) zugewandter (Ober-)Seite die erste Steuerkante (42) ausgebildet ist, und dass die Ventilkörper-Ausnehmung (13) eine stufenartige Durchmesserverengung (48) aufweist, an deren vom Ventilsitz (17) abgewandten (unteren)Ende die zweite Steuerkante (43) ausgebildet ist (Fig. 3).

6. Hubgesteuertes Ventil nach einem oder mehreren der Ansprüche 2 - 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der vom Ventilhub (41) abhängige Drossel-

querschnitt bei einer Endstellung der Ventilnadel (11) durch die Spalthöhe (38 bzw. 46) zwischen den beiden Steuerkanten (39, 40 bzw. 42, 43) und bei der anderen Endstellung der Ventilnadel (11) durch einen Ringspalt (38a bzw. 46a) (Überdeckung der Umfangsfläche von Bund 44 bzw. 47 mit dem Innenumfang des Abströmbereichs 45 bzw. 48) bestimmt ist (Fig. 2 bzw. 3).

Claims

1. Stroke-controlled valve as a fuel metering device of an injection system for internal combustion engines, having a valve needle (11) that can be actuated axially against spring resistance (24), is arranged in a stepped coaxial recess (13) in a valve body (10) and interacts with a valve seat (17) - in this case controlling the fuel injection process - formed in the recess (13) of the valve body (10), also having a high pressure region (18) which is located in front of the valve seat and is connected to an associated injection valve, a low pressure region (28) which is located behind the valve seat (17) and opens into a fuel return (30), and having a low pressure compensating piston (22) which adjoins the valve (16, 17) coaxially and is firmly connected to the valve needle (11), **characterized in that** on the low pressure compensating piston (22) there is formed a first control edge (39 or 42), which interacts with a second control edge (40 or 43) on the valve body recess (13) in the region of the fuel return (45, 30 or 48, 30), in such a way that between the two control edges (39, 40 or 42, 43) there is formed a restricting cross section (38, 38a or 46, 46a) which depends on the stroke (41) (Fig. 2 and 3).

2. Stroke-controlled valve according to Claim 1, **characterized in that** the two control edges (39, 40) are associated with each other in such a way that the restricting cross section that depends on the valve stroke (41) reaches its maximum value (38) when the valve (16, 17) is closed and reaches its minimum value (38a) when the valve (16, 17) is open (Fig. 2).

3. Stroke-controlled valve according to Claim 2, **characterized in that** the low pressure compensating piston (22) has a collar (44) with an enlarged diameter, on whose (under)side facing away from the valve seat (17) the first control edge (39) is formed, and **in that** the valve body recess (13) has a step-like narrowing (45) in diameter, on whose (upper) end facing the valve seat (17) the second control edge (40) is formed (Fig. 2).

4. Stroke-controlled valve according to Claim 1, **characterized in that** the two control edges (42, 43) are associated with each other in such a way that the restricting cross section that depends on the valve stroke (41) reaches its minimum value (46a) when the valve (16, 17) is closed and reaches its maximum value (46) when the valve (16, 17) is open (Fig. 3).

5. Stroke-controlled valve according to Claim 4, **characterized in that** the low pressure compensating piston (22) has a collar (47) with an enlarged diameter, on whose (upper) side facing the valve seat (17) the first control edge (42) is formed, and **in that** the valve body recess (13) has a step-like narrowing (48) in diameter, on whose (lower) end facing away from the valve seat (17) the second control edge (43) is formed (Fig. 3).

6. Stroke-controlled valve according to one or more of Claims 2 - 5, **characterized in that**, in one end position of the valve needle (11), the restricting cross section that depends on the valve stroke (41) is determined by the gap height (38 or 46) between the two control edges (39, 40 or 42, 43) and, in the other end position of the valve needle (11), is determined by an annular gap (38a or 46a) (overlap between the circumferential surface of collar 44 or 47 and the inner circumference of the discharge region 45 or 48) (Fig. 2 or 3).

Revendications

1. Soupape à course commandée servant de dispositif de dosage de carburant d'un système d'injection pour moteurs à combustion interne, comprenant une aiguille de soupape (11) pouvant être actionnée axialement contre une résistance élastique (24), logée dans un évidement (13) coaxial étagé dans un corps de soupape (10), et coopérant avec un siège de soupape (17) formé dans l'évidement (13) du corps de soupape (10) pour commander l'opération d'injection de carburant, comprenant en outre une zone de haute pression (18) reliée à une buse d'injection associée et située en amont du siège de soupape (17), une zone de basse pression (28) située en aval du siège de soupape (17) et débouchant dans une conduite de retour de carburant (30), et un piston de compensation de basse pression (22) relié fixement à l'aiguille de soupape (11), **caractérisée en ce que**
une première arête de commande (39 ou 42) formée sur le piston de compensation de basse pression (22) coopère avec une deuxième arête de commande (40 ou 43) sur l'évidement de corps de soupape (13) dans la zone de la conduite de retour de carburant (45, 30 ou 48, 30), pour former entre les deux arêtes de commande (39, 40 ou 42, 43) une

section d'étranglement (38, 38a ou 46, 44a) en fonction de la course (41) (figures 2 ou 3).

2. Soupape à course commandée selon la revendication 1,
caractérisée en ce que
les deux arêtes de commande (39, 40) sont disposées l'une par rapport à l'autre de telle sorte que la section d'étranglement dépendant de la course de soupape (41) atteint sa valeur maximale (38) lorsque la soupape (16, 17) est fermée et sa valeur minimale (38a) lorsque la soupape (16, 17) est ouverte.

3. Soupape à course commandée selon la revendication 2,
caractérisée en ce que
le piston de compensation de basse pression (22) présente un collet (44) d'un diamètre agrandi, dont la face (inférieure) opposée au siège de soupape (17) comporte la première arrête de commande (39) et l'évidement de corps de soupape (13) présente un rétrécissement de diamètre (45) étagé dont l'extrémité (supérieure) située en regard du siège de soupape (17) comporte la deuxième arête de commande (40) (figure 2).

4. Soupape à course commandée selon la revendication 1,
caractérisée en ce que
les deux arêtes de commande (42, 43) sont disposées l'une par rapport à l'autre de telle sorte que la section d'étranglement dépendant de la course de soupape (41) atteint sa valeur minimale (46a) lorsque la soupape (16, 17) est fermée et sa valeur maximale (46) lorsque la soupape (16, 17) est ouverte (figure 3).

5. Soupape à course commandée selon la revendication 4,
caractérisée en ce que
le piston de compensation de basse pression (22) présente un collet (47) d'un diamètre agrandi, dont la face (supérieure) située en regard du siège de soupape (17) comporte la première arête de commande (42) et l'évidement de corps de soupape (13) présente un rétrécissement de diamètre (48) étagé dont l'extrémité (inférieure) opposée au siège de soupape (17) comporte la deuxième arête de commande (43) (figure 3).

6. Soupape à course commandée selon l'une ou plusieurs des revendications 2-5,
caractérisée en ce que
la section d'étranglement dépendant de la course de soupape (41) est déterminée, dans une position finale de l'aiguille de soupape (11), par la hauteur de fente (38 ou 46) entre les deux arêtes de commande (39, 40 ou 42, 43), et dans l'autre position finale de l'aiguille de soupape (11) par une fente annulaire (38a ou 46a) (recouvrement de la surface circonférentielle du collet 44 ou 47 par la circonférence intérieure de la zone d'écoulement 45 ou 48) (figures 2 ou 3).

Fig. 1

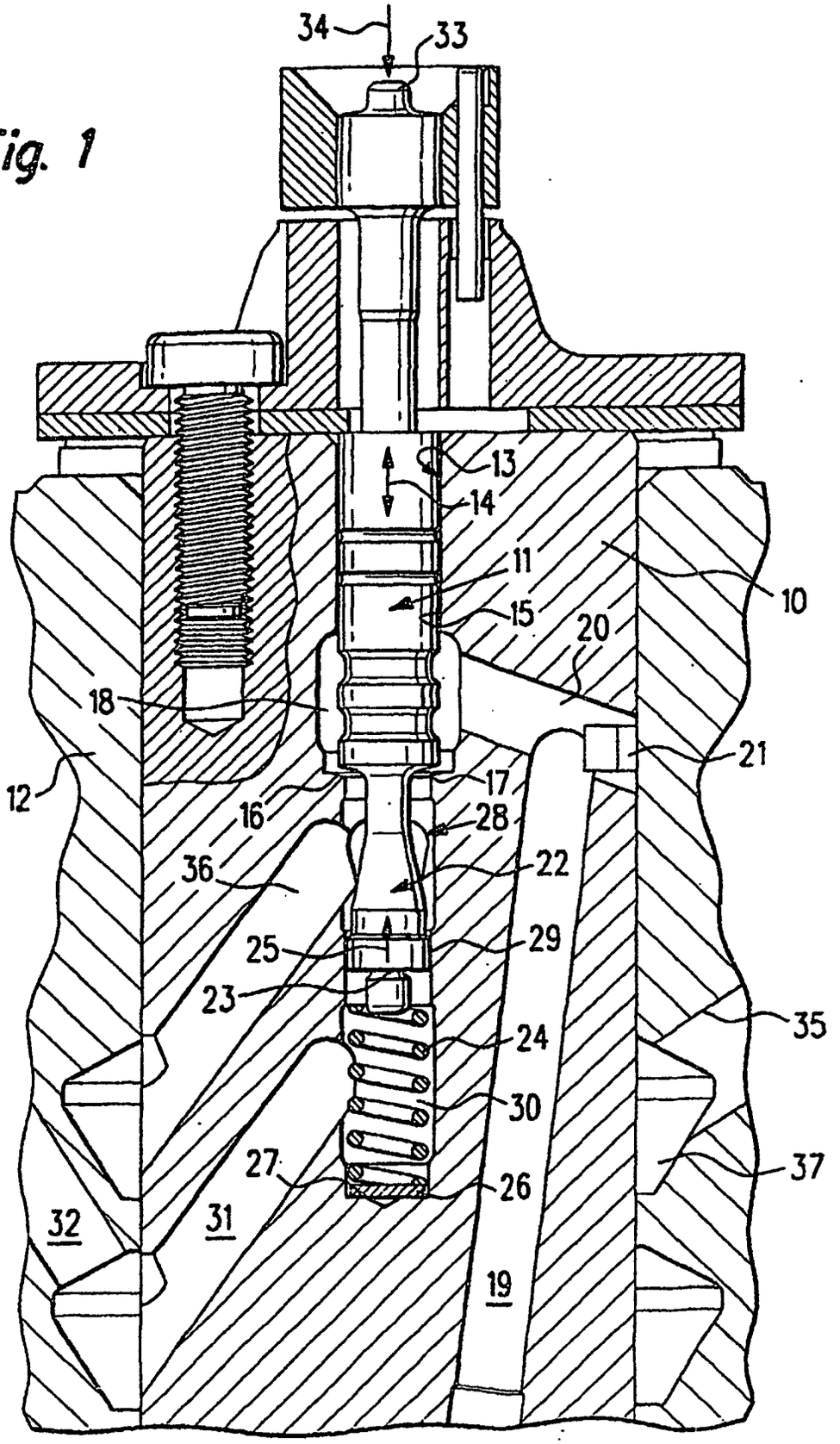

34
33
13
14
11
10
15
20
18
21
12
17
16
28
36
22
25
29
23
35
24
30
27
37
26
32
31
19

Fig. 2

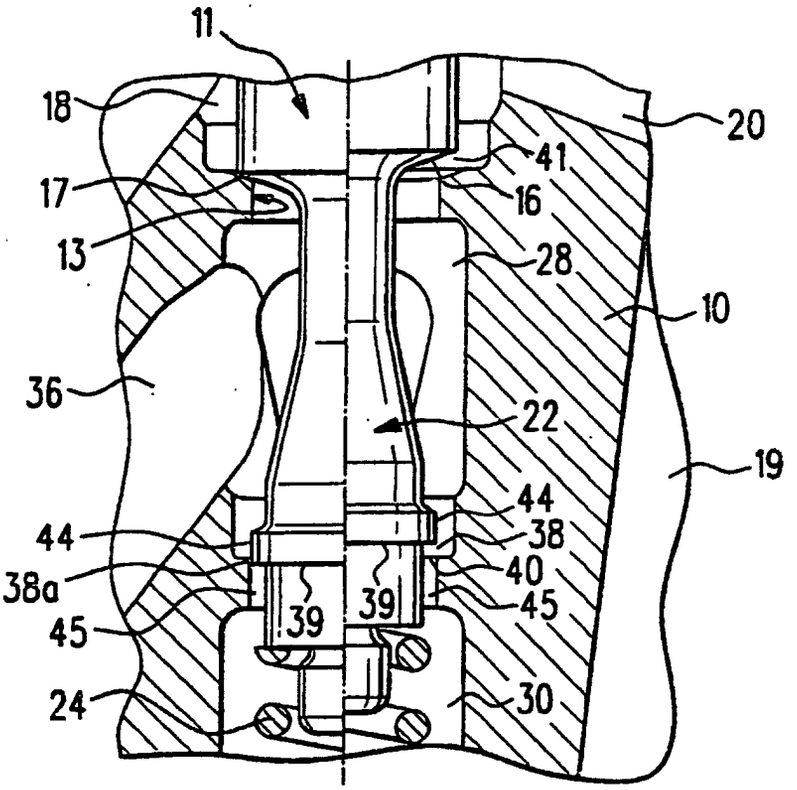
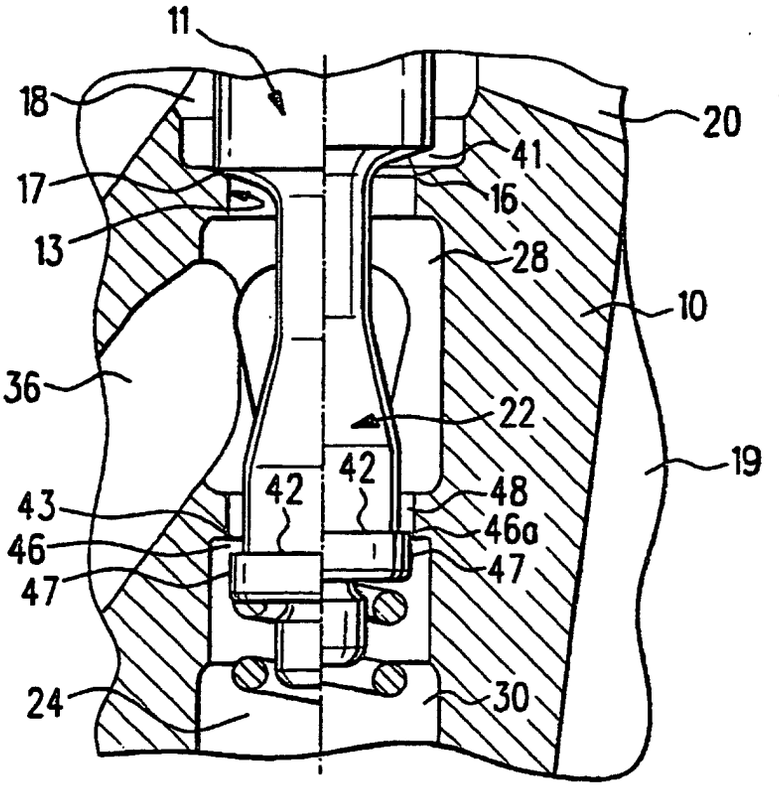

11
18
17
13
36
44
38a
45
24
39
39
20
41
16
28
10
22
19
44
38
40
45
30

Fig. 3


11
18
17
13
36
43
46
47
24
42
42
20
41
16
28
10
22
19
48
46a
47
30