

(19)



(11)

EP 1 382 838 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
16.08.2017 Patentblatt 2017/33

(51) Int Cl.:
F02M 51/06 (2006.01) **F02M 61/08** (2006.01)
F02M 55/04 (2006.01) **F02M 61/16** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **03012488.7**

(22) Anmeldetag: **02.06.2003**

(54) **Brennstoffeinspritzventil**

Fuel injector

Injecteur de carburant

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **16.07.2002 DE 10232193**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.01.2004 Patentblatt 2004/04

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

(72) Erfinder: **Maeurer, Walter**
70825 Korntal-Muenchingen (DE)

(74) Vertreter: **Körfer, Thomas et al**
Mitscherlich PartmbB
Patent- und Rechtsanwälte
Postfach 33 06 09
80066 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 135 872 WO-A-01/23741
DE-A- 10 121 891 DE-A- 10 155 229
DE-A- 19 642 441 GB-A- 2 339 451
GB-A- 2 356 020

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1997, no. 11, 28. November 1997 (1997-11-28) & JP 09 195891 A (DENSO CORP), 29. Juli 1997 (1997-07-29)**

EP 1 382 838 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Stand der Technik

- 5 **[0001]** Die Erfindung geht aus von einem Brennstoffeinspritzventil nach der Gattung des Hauptanspruchs.
- 10 **[0002]** Beispielsweise ist aus der DE 43 06 072 A1 eine Vorrichtung zum Öffnen und Verschließen einer in einem Gehäuse vorhandenen Durchtrittsöffnung bekannt, welche auch als Brennstoffeinspritzventil verwendet werden kann. Diese Vorrichtung weist einen piezoelektrischen, magnetostriktiven oder elektrostriktiven Aktor und einen mit diesem Aktor in Wirkverbindung stehenden Druckkolben auf, der über eine Hydraulikflüssigkeit auf einen Hubkolben wirkt. Der Hubkolben betätigt den in seiner Verlängerung befindlichen Ventilschließkörper. Durch das Größenverhältnis der Flächen von Hubkolben und Druckkolben, die einer ersten Kammer zugewandt sind, welche mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt ist, ist eine Hubübersetzung gegeben. Die mit dem Druckkolben unmittelbar in Kontakt stehende Hydraulikflüssigkeit wird mittels einer O-Ringdichtung gegenüber dem Aktor abgedichtet. Ein definierter Führungsspalt, mit welchem der Hubkolben in einer Führung geführt wird, erlaubt den Austausch von Hydraulikflüssigkeit zwischen der ersten Kammer und einem in einer zweiten Kammer liegenden von einer Membran begrenzten Raum, der zwischen Abspritzöffnung und Hubkolben liegt, wobei die Membran von einem Druck in der zweiten Kammer beaufschlagt werden kann. Es wird ein Ausführungsbeispiel beschrieben, in dem der Austausch zwischen der ersten und zweiten Kammer erfolgt. Der Spalt und ein in der zweiten Kammer befindlicher Druck ist so dimensioniert, daß langsame, aufgrund thermischen Einflusses erfolgende Längenänderungen des Aktors durch Austausch von Hydraulikflüssigkeit durch den Führungsspalt ausgeglichen werden können.
- 20 **[0003]** Moderne Brennkraftmaschinen erfordern oftmals eine relativ kurze Ansteuerzeit des Brennstoffeinspritzventils. Die dadurch bedingten steilen Flankenverläufe zur Ansteuerung eines Piezoaktors verursachen im Piezoaktor, insbesondere am Ende der Flanke um das Sollspannungsniveau, relativ hochfrequente unerwünschte Schwingungen, die einem stabilen Betrieb des Brennstoffeinspritzventils insbesondere im Teilhubbetrieb entgegenstehen.
- 25 **[0004]** Nachteilig bei dem aus der obengenannten Druckschrift bekannten Brennstoffeinspritzventil ist insbesondere, daß spezielle Maßnahmen bzw. Bauteile zur Unterdrückung von unerwünschten Schwingungen von Teilen des Brennstoffeinspritzventils, die insbesondere durch das Verhalten des Aktors hervorgerufen werden, ganz fehlen und durch die vorhandenen Bauteile nur unzureichend unterdrückt bzw. ausgeglichen werden. So wird ein stabiles Verhalten des Brennstoffeinspritzventils durch den Einsatz bzw. die Ausnutzung von Reibungskräften zwischen den Bestandteilen des Brennstoffeinspritzventils und durch Kräfte von Federelementen nur unzureichend erreicht. Da genannte Kräfte über einen weiten Bereich relativ konstant sind, bedeutet dies, daß bei einer Unterdrückung von unerwünschten Schwingungen die Ventildynamik in gleichem Maße leidet. Die Verwendung von Federkräften oder Gleitreibungskräften sind ungeeignet zur Unterdrückung von hochfrequenten Schwingungen. Sollen beispielsweise die Ansteuerzeiten oder die Sollspannungszeiten (Plateauzeiten) verkürzt werden, müssen, um unerwünschte Schwingungen ausreichend zu bedämpfen, die Federkräfte und Gleitreibungskräfte zwischen den Bauteilen erhöht werden. Wie schon erwähnt, ist dies der Ventildynamik abträglich und erfordert vom Aktor die Überwindung zusätzlicher erhöhter Kräfte. Der Aktor und die mit ihm in Wirkverbindung stehenden Teile sind dadurch erhöht beansprucht. Bei der aus der Druckschrift DE 43 06 072 A1 bekannten Erfindung ist demnach eine Verkürzung von Ansteuerzeiten und Sollspannungszeiten nur in geringen Grenzen möglich, die zudem noch zu Lasten der Lebensdauer des Brennstoffeinspritzventils gehen oder von kostenintensiven Maßnahmen begleitet werden müssen.
- 40

Vorteile der Erfindung

- 45 **[0005]** Das erfindungsgemäße Brennstoffeinspritzventil mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs hat demgegenüber den Vorteil, daß mechanische Schwingungen im Brennstoffeinspritzventil, insbesondere unerwünschte mechanische Schwingungen des Aktors und durch ihn hervorgerufene unerwünschte Schwingungen in bewegten Teilen des erfindungsgemäßen Brennstoffeinspritzventils, auf einfache und kostengünstige Art und Weise wirksam gedämpft werden, ohne die Ventildynamik wesentlich zu beeinträchtigen oder Bauteile wesentlich stärker zu beanspruchen. Dadurch ist es möglich, unter Beibehaltung eines stabilen Verhaltens, die Ansteuerzeiten des Aktors deutlich zu verkürzen und somit insbesondere auch einen Teilhubbetrieb des Brennstoffeinspritzventils zu ermöglichen. Auch die Flankenzeiten der Aktorerregung und die Plateauzeiten können verkürzt werden, ohne daß sich die insbesondere vom Aktor erzeugten Schwingungen negativ auf den Betrieb des Brennstoffeinspritzventils auswirken oder die Ventildynamik wesentlich negativ beeinträchtigt wird. Da die Dämpfungswirkung auf hydraulischen Wirkprinzipien beruht, erfolgt sie weitgehend verschleißfrei. Durch Fließbewegungen eines Druckmediums durch eine Drosselstelle ist es insbesondere möglich, eine Dämpfungskraft zu erzielen, die der Geschwindigkeit der Aktorbewegungen proportional ist, sich also wie bei einem linearen Dämpfungsglied verhält. Die Montage wird zudem vereinfacht.
- 50 **[0006]** Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterentwicklungen des im Hauptanspruch angegebenen Brennstoffeinspritzventils möglich.
- 55

[0007] Vorteilhafterweise wird die Drosselstelle durch einen Spalt gebildet der in Zusammenspiel mit einem ersten Führungskörper entweder aus einem verdickten oder verjüngten Teil der Stufe des Aktorkolbens gebildet ist. Dadurch ist es möglich auf konstruktive sowie funktionelle Anforderungen besser einzugehen. Von Vorteil ist außerdem, die Drosselstelle als Bohrung, insbesondere als Laserbohrung herzustellen, da diese besonders genau, schnell und kostengünstig herstellbar ist. Wird Brennstoff als Druckmedium benutzt, so können insbesondere konstruktive Maßnahmen zur Trennung von Brennstoff und Druckmedium entfallen. Weiterhin ist von Vorteil, Brennstoffkanal und Drosselstelle so anzuordnen, daß Brennstoff unmittelbar zwischen ihnen ausgetauscht wird. Dies vermindert den konstruktiven Aufwand.

[0008] Zum Ausgleich von temperaturbedingten Längenänderungen des Aktors, kann vorteilhafterweise das erfindungsgemäße Brennstoffeinspritzventil so ausgestaltet sein, daß durch zumindest einen der Führungsspalte von Aktorkolben und Hubkolben Druckmedium dem Arbeitsraum relativ langsam zufließen oder aus ihm entweichen kann.

[0009] Vorteilhafterweise wird durch das Größenverhältnis der Flächen der beiden Kolben, die dem Arbeitsraum zugewandt sind, eine Hubübersetzung realisiert. Dadurch kann der normalerweise verhältnismäßig kleine Hub der durch piezoelektrische, magnetostriktive oder elektrostriktive Aktoren möglich ist, vergrößert werden, ohne den Aktor kostenaufwendig lang und dünn herzustellen. Dicke, kurze Aktoren sind im Vergleich zu dünnen, langen Aktoren belastbarer gegenüber mechanischen Einflüssen. Die Realisierung der Hubübersetzung durch zwei Druckkolben mit unterschiedlich großen kraftübertragenden Flächen, die über ein Hydraulikmedium, sonst aber unmittelbar, Kräfte übertragen, hat gegenüber Lösungen, bei welchen Membrane und Kanäle zwischengeschaltet sind, den Vorteil, daß sich die Kompressibilität des Mediums weniger auswirkt. Darüber hinaus neigt die so realisierte, hubübersetzende Kraftübertragung weniger zu Schwingungen. Zwischen Aktor- und Ventilbetätigung vergeht weniger Zeit. Das System verhält sich steifer.

[0010] Vorteilhaft weitergebildet kann das erfindungsgemäße Brennstoffeinspritzventil außerdem dadurch werden, daß die Kraft eines Federelements mindestens so groß bemessen ist, daß Aktorkolben, Verbindungselement und Aktor in ständiger Anlage gehalten sind. Dadurch werden die entsprechenden Bauteile beim Betrieb des Brennstoffeinspritzventils daran gehindert, den Kontakt untereinander zu verlieren und aufeinander zu prallen. Es kann auf kostenintensive und verschleißanfällige Fügeverbindungen verzichtet werden.

Zeichnung

[0011] Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung vereinfacht dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen schematischen Schnitt durch ein erstes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäß ausgestalteten Brennstoffeinspritzventils,

Fig. 2 einen schematischen Schnitt durch ein zweites Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäß ausgestalteten Brennstoffeinspritzventils und

Fig. 3 einen schematisch dargestellten Teilschnitt des in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiels im Bereich der Stufe und der Dämpfungskammer.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

[0012] Nachfolgend werden Ausführungsbeispiele der Erfindung beispielhaft beschrieben. Übereinstimmende Bauteile sind dabei in allen Figuren mit übereinstimmenden Bezugszeichen versehen.

[0013] Ein in Fig. 1 dargestelltes erstes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Brennstoffeinspritzventils 1 ist in der Form eines Brennstoffeinspritzventils 1 für Brennstoffeinspritzanlagen von gemischverdichtenden, fremdgezündeten Brennkraftmaschinen ausgeführt. Das Brennstoffeinspritzventil 1 eignet sich insbesondere zum direkten Einspritzen von Brennstoff in einen nicht dargestellten Brennraum einer Brennkraftmaschine.

[0014] Das Brennstoffeinspritzventil 1 hat einen Gehäusedeckel 2 welcher auf dem abspritzfernen Ende eines Ventilgehäuses 5 hermetisch dichtend sitzt. Über einen Brennstoffanschluß 3 am Gehäusedeckel 2 ist ein Brennstoffkanal 6 mit Brennstoff beaufschlagbar. Der Brennstoffkanal 6 verläuft dabei erst innerhalb des Gehäusedeckels 2 und dann innerhalb des Ventilgehäuses 5, wobei im abspritzfernen, oberen Teil des Brennstoffeinspritzventils 1 ein Aktorgehäuse 7, eine Dichtung 12, ein Ansatzring 10 eines Aktorkolbens 9, der abspritzferne Teil des Aktorkolbens 9 und ein erstes Federelement 11 im Brennstoffkanal 6 von Brennstoff umspült werden. Das Aktorgehäuse 7 ist mit seinem abspritzfernen Ende mit dem Gehäusedeckel 2 hermetisch verbunden.

[0015] Ein im Aktorgehäuse 7 befindlicher Aktor 4 ist mit seiner abspritzfernen Seite dem Gehäusedeckel 2 zugeordnet und stützt sich auf diesem ab. Ein Verbindungselement 8 ist mit seinem tellerförmigen abspritzfernen Ende der abspritznahen Seite des Aktors 4 zugeordnet und greift mit seinem abspritzseitig verjüngten Durchmesserlauf durch eine

Öffnung 18 des Aktorgehäuses 7. Eine Dichtung 12, die in diesem Ausführungsbeispiels des erfindungsgemäßen Brennstoffeinspritzventils 1 wellrohrförmig ausgebildet ist, stellt durch ihre hermetische Befestigung ihrer beiden Enden zum einen an einem abspritzseitig als Ansatzring 13 ausgeformten Teil des Verbindungselements 8 und zum anderen am abspritzseitigen Ende des Aktorgehäuses 7, sicher, daß der unter Druck stehende Brennstoff nicht in das Aktorgehäuse 7 dringen kann und das Verbindungselement 8 den Bewegungen des Aktors 4 bzw. den Bewegungen des Aktorkolbens 9 ungehindert folgen kann.

[0016] In diesem Ausführungsbeispiel weist der Aktorkolben 9 eine Stufe 31 auf, die durch seinen abspritzfernen verjüngten Durchmesserlauf gebildet ist. Der dickere, abspritzseitige Verlauf des Aktorkolbens 9 ist in einem ersten Führungskörper 14 mit einem ersten Führungsspalt 28 geführt. Der abspritzferne, verjüngte Durchmesserlauf des Aktorkolbens 9 bildet mit dem ersten Führungskörper 14 einen Spalt, der die Drosselstelle 30 bildet, wobei der Führungskörper 14 an dieser Stelle dem verjüngten Durchmesserlauf des Aktorkolbens 9 folgt, also einen verkleinerten Innendurchmesser aufweist. Die dadurch gebildete Dämpfungskammer 27 dient zur Dämpfung von unerwünschten Schwingungen von Teilen des Brennstoffeinspritzventils, insbesondere zur Dämpfung von Aktorschwingungen in beide Bewegungsrichtungen des Aktors 4 während des Betriebs des Brennstoffeinspritzventils 1. Die Dämpfungseigenschaften werden dabei insbesondere durch die geometrischen Abmessungen des die Drosselstelle 30 bildenden Spaltes und der Dämpfungskammer 27 bestimmt. Der in Abspritzrichtung rechtwinklig verlaufende Abstand zwischen dem verjüngten Durchmesserlauf des Aktorkolbens 9 und dem an dieser Stelle verkleinerten Innendurchmessers des Führungskörpers 14 ist in aller Regel größer als der entsprechende Abstand, der durch den ersten Führungsspalt 28 gebildet ist.

[0017] Der Aktorkolben 9 wird durch das erste Federelement 11, welches in diesem Ausführungsbeispiel als Spiralfeder ausgebildet ist und an einem an dem abspritzfernen verjüngten Durchmesserlauf des Aktorkolbens 9 angebrachten ersten Ansatzring 10 angreift, gegen die abspritznahe Seite des Verbindungselements 8 bzw. gegen den Aktor 4 vorgespannt, wobei sich das erste Federelement 11 abspritzseitig gegen den ersten Führungskörper 14 stützt. Ein zweiter Führungskörper 16 ist hermetisch mit der abspritzseitigen Seite des ersten Führungskörpers 14 verbunden, wobei ein Hubkolben 15 mit einem zweiten Führungsspalt 29 im zweiten Führungskörper 16 geführt ist. Zwischen den Hubkolben 15 und Aktorkolben 9 befindet sich ein Arbeitsraum 26, welcher durch den ersten Führungskörper 14 und den zweiten Führungskörper 16 begrenzt wird, wobei die beiden Führungsspalte 28, 29 mit jeweils einem Ende in den Arbeitsraum 26 münden. Das zweite Ende des ersten Führungsspaltes 28 mündet in die Dämpfungskammer 27, das zweite Ende des zweiten Führungsspaltes mündet am abspritzseitigen Ende des zweiten Führungskörpers 16 in den Brennstoffkanal 6.

[0018] Durch die unterschiedlich großen, dem Arbeitsraum 27 zugewandten Flächen von Aktorkolben 9 und Hubkolben 15 ist eine Hubübersetzung gegeben. Der Brennstoffkanal 6 verläuft im unteren abspritzseitigen Teil des Brennstoffeinspritzventils 1 zuerst zwischen dem Gehäuse 5 und den beiden Führungskörpern 14, 16. Dann passiert und umspült der Brennstoff im Brennstoffkanal 6 den aus dem Führungskörper 16 herausragenden Teil des Hubkolbens 15, einen im Verlauf des Hubkolbens 15 geformten dritten Ansatzring 19, ein zwischen dem dritten Ansatzring und dem abspritzseitigen Ende des zweiten Führungskörpers 16 eingefasstes zweites Federelement 17, eine mit dem Hubkolben 15 in Wirkverbindung stehende Ventilmadel 20 mit einem vierten Ansatzring 25, ein zwischen dem vierten Ansatzring 25 und einer Schulter 32 eingefasstes drittes Federelement 24. Schließlich tritt der Brennstoff bei geöffnetem Brennstoffeinspritzventil 1 aus einer Abspritzöffnung 23 zwischen einem Ventilsitzkörper 21 und einem am abspritzseitig Ende der Ventilmadel 20 angeordneten Ventilschließkörper 22 aus. Das zweite Federelement 17 spannt den Hubkolben 15 gegen die abspritzseitig zugeordnete Ventilmadel 20 vor. Das dritte Federelement 24 stützt sich auf der Schulter 32 ab und spannt die Ventilmadel 20 über den mit ihr kraftschlüssig verbundenen vierten Ansatzring 25 gegen den abspritzfernen zugeordneten Hubkolben 15 vor, wobei sich das dritte Federelement an der Schulter 32 abstützt. Die Kraft des dritten Federelements 24 hält den von Ventilschließkörper 22 und Ventilsitzkörper 21 gebildeten Dichtsitz gegen den Brennstoffdruck geschlossen.

[0019] Die Funktionsweise des Brennstoffeinspritzventils ist wie folgt:

Der von Ventilschließkörper 22 und Ventilsitzkörper 21 gebildete Dichtsitz ist zunächst geschlossen. Der Aktor 4 ist entladen und die Dämpfungskammer 27 hat ein kleines Volumen. Wird der Aktor 4 nun geladen, dehnt er sich relativ schnell aus und drückt über das Verbindungselement 8 den Aktorkolben 9 in Abspritzrichtung. Dabei muß zum einen die Federkraft des ersten Federelements 11 überwunden werden, zum anderen füllt sich das größer werdende Volumen der Dämpfungskammer 27 mit Brennstoff, welcher durch die Drosselstelle 30 in die Dämpfungskammer 27 strömt. Eine dabei entstehende, der Bewegung des Aktorkolbens 9 entgegengerichtete, Dämpfungskraft ist proportional der Geschwindigkeit des Aktorkolbens 9, verhält sich also wie bei einem linearen Dämpfungsglied. Durch diesen Vorgang werden unerwünschte Schwingungen bedämpft. Der Aktorkolben 9 drückt nun über den mit Brennstoff befüllten Arbeitsraum 26 den Hubkolben 15 in Abspritzrichtung. Da die dem Arbeitsraum 26 zugewandte Fläche des Hubkolbens 15 kleiner ist als die vom Aktorkolben 9 dem Arbeitsraum 26 zugewandte Fläche, erfährt der Hubkolben 15 einen im Vergleich zum Aktorkolben 9 vergrößerten Hub. Die Ventilmadel 20 wird daraufhin entgegen einer Federkraft des dritten Federelements 24 in Abspritzrichtung bewegt, der Ventilschließkörper 22 hebt

vom Ventilsitzkörper 21 ab und der unter Druck stehende Brennstoff wird abgespritzt.

[0020] Wird der Aktor 4 wieder entladen, reduziert sich seine Länge, wobei der Aktorkolben 9 den Bewegungen des Aktors 4 folgt, da er durch das Federelement 11 und über das Verbindungselement 8 in ständiger Wirkverbindung zum Aktor 4 gehalten wird. Durch diese ständige Wirkverbindung und die Dämpfungswirkung der widerstandserzeugenden Vorgänge in der Dämpfungskammer 27 und der Drosselstelle 30 werden unerwünschte Schwingungen, insbesondere des Aktors 4, in beide Bewegungsrichtungen, wirksam bedämpft. Der mit dem Aktorkolben 9 über den Arbeitsraum 26 in Wirkverbindung stehende Hubkolben 15 bewegt sich daraufhin entgegen der Abspritzrichtung, wodurch durch die Federkraft des dritten Federelements 24 die Ventilinadel 20 dem Hubkolben 15 folgt und der am abspritzseitigen Ende der Ventilinadel 20 sitzende Ventilschließkörper 22 die Abspritzöffnung 23 schließt.

[0021] Langsame, thermische bedingte Längenänderungen, insbesondere des Aktors 4, werden durch Aufnahme und Abgabe von Druckmedium, der in diesem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung der Brennstoff ist, zwischen Arbeitsraum 26 und Brennstoffkanal 6 bzw. Dämpfungskammer 27 ausgeglichen. In den kurzen Zeiträumen der Betätigung des Brennstoffeinspritzventils 1 durch Öffnungs- und Schließbewegungen kann zwischen Arbeitsraum 26 und Brennstoffkanal 6 bzw. Dämpfungskammer 27 durch zumindest einen der Führungsspalte 28, 29 nur sehr wenig Druckmedium ausgetauscht werden, wobei das durch die Betätigung ausgetauschte Druckmedium in den Betätigungspausen wieder durch den Brennstoffdruck ausgeglichen wird. Langsam ablaufende Austauschvorgänge von Druckmedium zwischen Arbeitsraum 27 und Brennstoffkanal 6 bzw. Dämpfungskammer 27 werden durch die Führungsspalte 28 und/oder 29 nicht wesentlich behindert, so daß beispielsweise eine thermisch bedingte Längenänderung des Aktors 4 ausgeglichen werden kann.

[0022] In diesem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung kann der durch die Drosselstelle 30 dargestellte Spalt auch zu Führungsaufgaben verwendet werden.

[0023] Fig. 2 zeigt ein in weiten Teilen dem in Fig. 1 dargestellten ersten Ausführungsbeispiel ähnliches zweites Ausführungsbeispiel. Im Unterschied zum ersten Ausführungsbeispiel in dem Aktorkolben 9 und Hubkolben 15 in einem mehrteiligen Führungskörper 14, 16 geführt sind, werden Aktorkolben 9 und Hubkolben 15 im zweiten Ausführungsbeispiel in einem einteiligen Führungskörper 14 geführt. Der Aktorkolben 9 ist becherförmig ausgeführt und weist in seinem Durchmesserlauf die Stufe 31 auf, wodurch der Durchmesserlauf entgegen der Abspritzrichtung vergrößert ist. Durch die Stufe 31 und einen im Bereich der Stufe 31 liegenden vergrößerten Innendurchmesser des Führungskörpers 14 wird die Dämpfungskammer 27 gebildet. Das Verbindungselement 8 greift bis zum Boden des becherförmig ausgeführten Aktorkolbens 9 durch, wobei der Aktorkolben 9 bzw. der Boden des Aktorkolbens 9 durch das Federelement 11 gegen das Verbindungselement 8 vorgespannt sind. Das Federelement 11 ist in diesem Ausführungsbeispiel als Rohrfeder ausgeführt und an der innenliegenden Seite des Gehäusedeckels 2 sowie am abspritzfernen Ende des becherförmig ausgeführten Aktorkolbens 9 kraftschlüssig befestigt.

[0024] Anhand von Fig. 3, die einen schematisch dargestellten Teilschnitt des ersten Ausführungsbeispiels im Bereich der Stufe 31 und der Dämpfungskammer 27 zeigt, und den nachfolgenden Beziehungen und Ableitungen wird der proportionale Zusammenhang zwischen Dämpfungskraft und Aktorkolbengeschwindigkeit aufgezeigt.

[0025] Die Ringfläche A des Aktorkolbens 9 an der Dämpfungskammer 27 ist:

$$A = \frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2) \quad (1)$$

[0026] Bewegt sich der Aktorkolben 9 um den Aktorkolbenhub ds, ändert sich das Dämpfungsvolumen V um:

$$dV = A \cdot ds \quad (2)$$

[0027] Die Aktorkolbengeschwindigkeit v berechnet sich aus:

$$v = \frac{ds}{dt} \quad (3)$$

[0028] Für ein inkompressibles Druckmedium ergibt sich mit (2) und (3) für den Druckmediumvolumenstrom Q über die Drosselstelle 30:

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{A \cdot ds}{dt} = A \cdot v \quad (4)$$

5 [0029] Im weiteren gilt für den Druckmediumvolumenstrom Q dabei:

$$Q = C \cdot \Delta p \Rightarrow \Delta p = \frac{Q}{C} = \frac{A \cdot v}{C} \quad (5)$$

10 [0030] Dabei ist C eine Konstante, die von den geometrischen Abmaßen der Ringspalte abhängt und Δp stellt den Druckunterschied dar.

[0031] Mit (5) ergibt sich für die Dämpfungskraft F dadurch:

$$15 \quad F = A \cdot \Delta p = \frac{A^2}{C} \cdot v \quad (6)$$

oder

$$20 \quad F \sim v \quad (7)$$

25 [0032] Die Erfindung ist nicht auf die dargestellten Ausführungsbeispiele beschränkt und kann z. B. auch für nach innen öffnende Brennstoffeinspritzventile verwendet werden.

Patentansprüche

- 30 1. Brennstoffeinspritzventil (1), insbesondere zum direkten Einspritzen von Brennstoff in einen Brennraum einer Brennkraftmaschine, mit
einem piezoelektrischen, elektrostriktiven oder magnetostriktiven Aktor (4),
einem mit dem Aktor (4) in Wirkverbindung stehenden Aktorkolben (9), der mit einem ersten Führungsspalt (28) geführt ist,
35 einem mit dem Aktorkolben (9) über ein Druckmedium in Wirkverbindung stehenden Hubkolben (15), der mit einem zweiten Führungsspalt (29) geführt ist,
einer mit dem Hubkolben (15) in Wirkverbindung stehenden Ventilnadel (20), die an ihrem abspritzseitigen Ende einen Ventilschließkörper (22) aufweist, der mit einem Ventilsitzkörper (21) einen Dichtsitz bildet,
wobei die Kraftübertragung zwischen Aktorkolben (9) und Hubkolben (15) durch einen mit Druckmedium gefüllten,
40 von Aktorkolben (9) und Hubkolben (15) eingeschlossenen Arbeitsraum (26) erfolgt,
wobei der Aktorkolben (9) zumindest eine Stufe (31) aufweist, die an eine Dämpfungskammer (27) angrenzt, wobei die Dämpfungskammer (27) vom Arbeitsraum (26) räumlich getrennt ist und so gestaltet bzw. angeordnet ist, dass Druckmedium über eine Drosselstelle (30) zufließen bzw. abfließen kann,
dadurch gekennzeichnet,
45 **dass** die Drosselstelle (30) durch einen Spalt gebildet ist, der von einem verjüngten oder einem verdickten Teil der Stufe (31) des Aktorkolbens (9) und einem Führungskörper (14) gebildet ist und der Führungskörper (14) dem Durchmesserlauf des Aktorkolbens (9) folgt, sodass eine, der Bewegung des Aktorkolbens (9) entgegengerichtete Dämpfungskraft $F = A^2 / C \cdot v$ proportional der Geschwindigkeit (v) des Aktorkolbens (9) in beide Bewegungsrichtungen des Aktors (4) entsteht, wobei A die Ringfläche des Aktorkolbens (9) an der Dämpfungskammer (27) und C eine von den geometrischen Abmaßen abhängige Konstante bezeichnet.
- 50
2. Brennstoffeinspritzventil nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Führungskörper (14) aus mehreren Teilen besteht.
- 55
3. Brennstoffeinspritzventil nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet,

dass die Drosselstelle (30) durch eine Öffnung, insbesondere eine Bohrung oder Laserbohrung, gebildet ist, welche eine strömungsdrosselnde Wirkung aufweist.

- 5
10
15
20
4. Brennstoffeinspritzventil nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Brennstoff als Druckmedium dient.
 5. Brennstoffeinspritzventil nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet,
dass über die Drosselstelle (30) unmittelbar Brennstoff mit einem Brennstoffkanal (6) ausgetauscht wird.
 6. Brennstoffeinspritzventil nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
dass zum Ausgleich von temperaturbedingten Längenänderungen des Aktors (4) durch zumindest einen der Führungsspalte (28,29) Druckmedium aus dem Arbeitsraum (26) fließt oder in den Arbeitsraum (26) fließt.
 7. Brennstoffeinspritzventil nach einem der vorangegangenen Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
dass durch das Verhältnis der Flächen des Aktorkolbens (9) und des Hubkolbens (15) die dem Arbeitsraum (26) zugewandt sind, eine Hubübersetzung gegeben ist.

Claims

- 25
30
35
40
45
50
55
1. Fuel injection valve (1), in particular for directly injecting fuel into a combustion chamber of an internal combustion engine, having
a piezoelectric, electrostrictive or magnetostrictive actuator (4),
an actuator piston (9) which is operatively connected to the actuator (4) and which is guided with a first guide gap (28),
a stroke piston (15) which is operatively connected to the actuator piston (9) by means of a pressure medium and which is guided with a second guide gap (29),
a valve needle (20) which is operatively connected to the stroke piston (15) and which, at its discharge-side end, has a valve closing body (22) which forms a sealing seat with a valve seat body (21),
wherein the transmission of force between actuator piston (9) and stroke piston (15) is realized by means of a working chamber (26) which is filled with pressure medium and which is enclosed by actuator piston (9) and stroke piston (15),
wherein the actuator piston (9) has at least one step (31) which adjoins a damping chamber (27), wherein the damping chamber (27) is spatially separated from the working chamber (26) and is designed and/or arranged such that pressure medium can flow in and flow out via a throttle point (30),
characterized
in that the throttle point (30) is formed by a gap which is formed by a narrowed or thickened part of the step (31) of the actuator piston (9) and by a guide body (14), and the guide body (14) follows the narrowed diameter profile of the actuator piston (9) such that a damping force $F = A^2 / C \cdot v$ directed oppositely to the movement of the actuator piston (9) is generated proportionally to the speed (v) of the actuator piston (9) in both movement directions of the actuator (4), wherein A denotes the ring-shaped surface area of the actuator piston (9) at the damping chamber (27) and C denotes a constant which is dependent on the geometric dimensions.
 2. Fuel injection valve according to Claim 1,
characterized
in that the guide body (14) is composed of multiple parts.
 3. Fuel injection valve according to Claim 1 or 2,
characterized
in that the throttle point (30) is formed by an opening, in particular a bore or laser-drilled bore, which has a flow-throttling action.
 4. Fuel injection valve according to one of the preceding claims,
characterized
in that the fuel serves as pressure medium.

5. Fuel injection valve according to Claim 4,
characterized
in that fuel is exchanged directly with a fuel duct (6) via the throttle point (30).

5 6. Fuel injection valve according to one of the preceding claims,
characterized
in that, for the compensation of temperature-induced changes in length of the actuator (4), pressure medium flows out of the working chamber (26) or flows into the working chamber (26) through at least one of the guide gaps (28, 29).

10 7. Fuel injection valve according to one of the preceding claims,
characterized
in that a stroke transmission ratio is realized by means of the ratio of those surface areas of the actuator piston (9) and of the stroke piston (15) which face toward the working chamber (26).

15

Revendications

1. Soupape d'injection de carburant (1), en particulier pour l'injection directe de carburant dans une chambre de combustion d'un moteur à combustion interne, comprenant
 20 un actionneur (4) piézoélectrique, électrostrictif ou magnétostrictif,
 un piston d'actionneur (9) en liaison fonctionnelle avec l'actionneur (4), qui est guidé par une première fente de guidage (28),
 un piston alternatif (15) en liaison fonctionnelle avec le piston d'actionneur (9) par le biais d'un fluide sous pression, lequel est guidé par une deuxième fente de guidage (29),
 25 un pointeau de soupape (20) en liaison fonctionnelle avec le piston alternatif (15) qui présente au niveau de son extrémité du côté de l'injection un corps de fermeture de soupape (22) qui forme avec un corps de siège de soupape (21) un siège d'étanchéité,
 le transfert de force entre le piston d'actionneur (9) et le piston alternatif (15) s'effectuant par un espace de travail (26) rempli de fluide sous pression, délimité par le piston d'actionneur (9) et le piston alternatif (15),
 30 le piston d'actionneur (9) présentant au moins un étage (31) qui est adjacent à une chambre d'amortissement (27), la chambre d'amortissement (27) étant séparée physiquement de l'espace de travail (26) et étant configurée ou disposée de telle sorte que le fluide sous pression puisse affluer ou s'échapper par le biais d'une zone d'étranglement (30),

caractérisée en ce que

35 la zone d'étranglement (30) est formée par une fente qui est formée par une partie rétrécie ou une partie épaissie de l'étage (31) du piston d'actionneur (9) et par un corps de guidage (14) et le corps de guidage (14) suit l'allure de diamètre rétrécie du piston d'actionneur (9) de telle sorte qu'il se produise une force d'amortissement opposée au mouvement du piston d'actionneur (9) $F = A^2 / C * v$ proportionnelle à la vitesse (v) du piston d'actionneur (9) dans les deux sens de déplacement de l'actionneur (4), A étant la surface annulaire du piston d'actionneur (9) au niveau de la chambre d'amortissement (27) et C désignant une constante dépendant des dimensions géométriques.

40 2. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 1,
caractérisée en ce que
 le corps de guidage (14) se compose de plusieurs parties.

45 3. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 1 ou 2,
caractérisée en ce que
 la zone d'étranglement (30) est formée par une ouverture, en particulier un alésage ou un alésage au laser qui présente un effet d'étranglement de l'écoulement.

50 4. Soupape d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisée en ce que
 le carburant sert de fluide sous pression.

55 5. Soupape d'injection de carburant selon la revendication 4,
caractérisée en ce que
 du carburant est échangé directement par le biais de la zone d'étranglement (30) avec un canal de carburant (6).

EP 1 382 838 B1

6. Soupape d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** pour compenser les variations de longueur de l'actionneur (4) dues à la température, un fluide sous pression s'écoule hors de l'espace de travail (26) ou afflue dans l'espace de travail (26) par au moins l'une des fentes de guidage (28, 29).
7. Soupape d'injection de carburant selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'un rapport de démultiplication est donné par le rapport des surfaces du piston d'actionneur (9) et du piston alternatif (15) qui sont tournées vers l'espace de travail (26).**

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

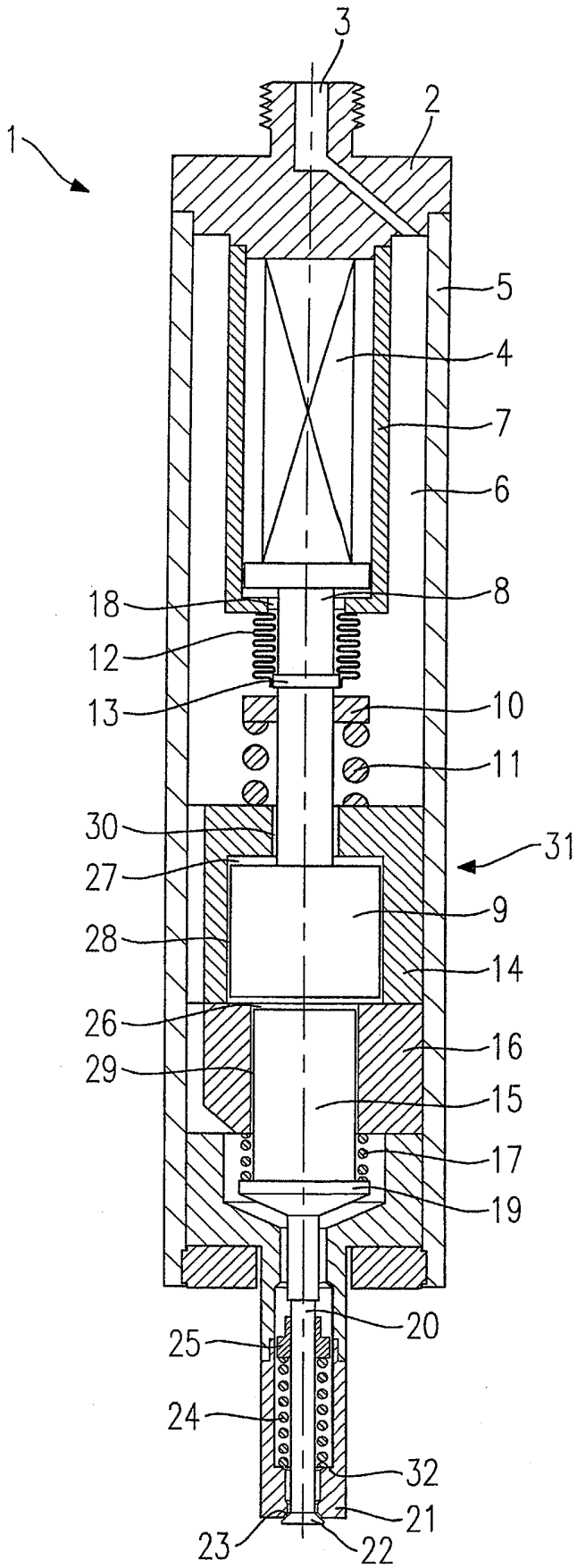
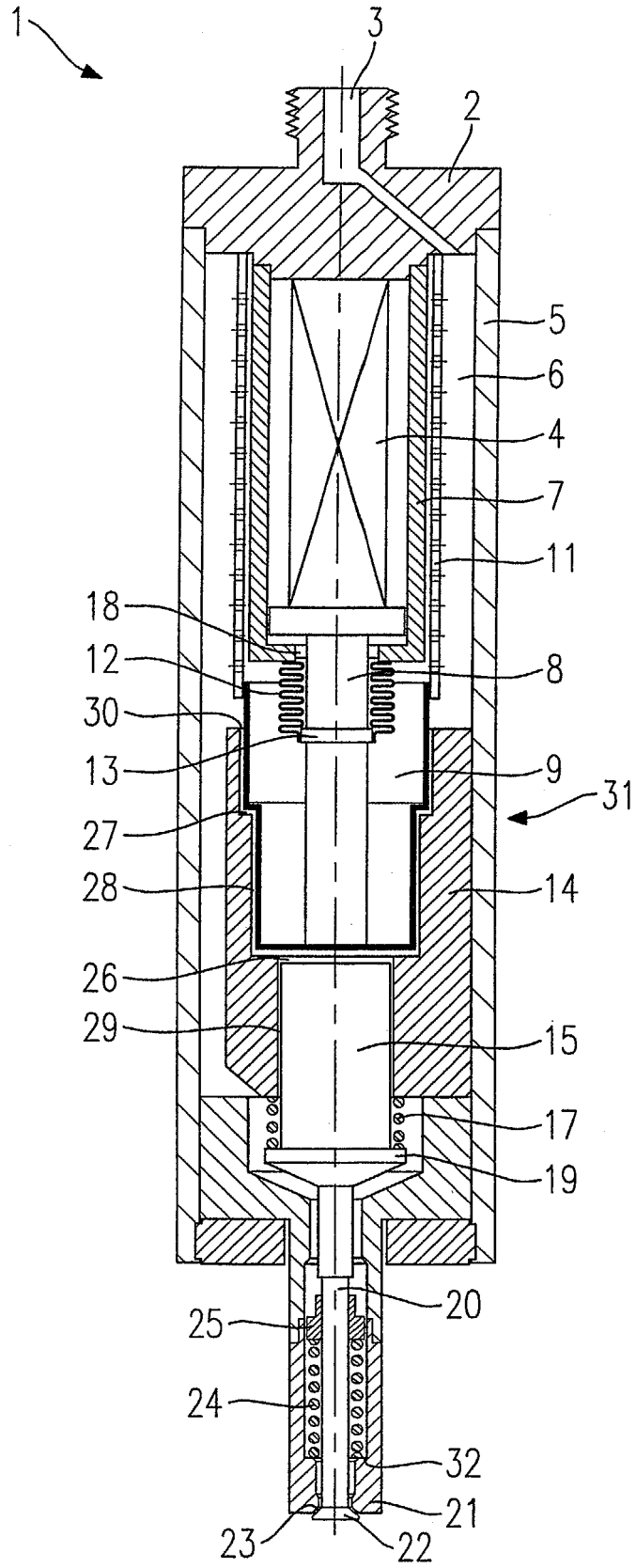


Fig. 1



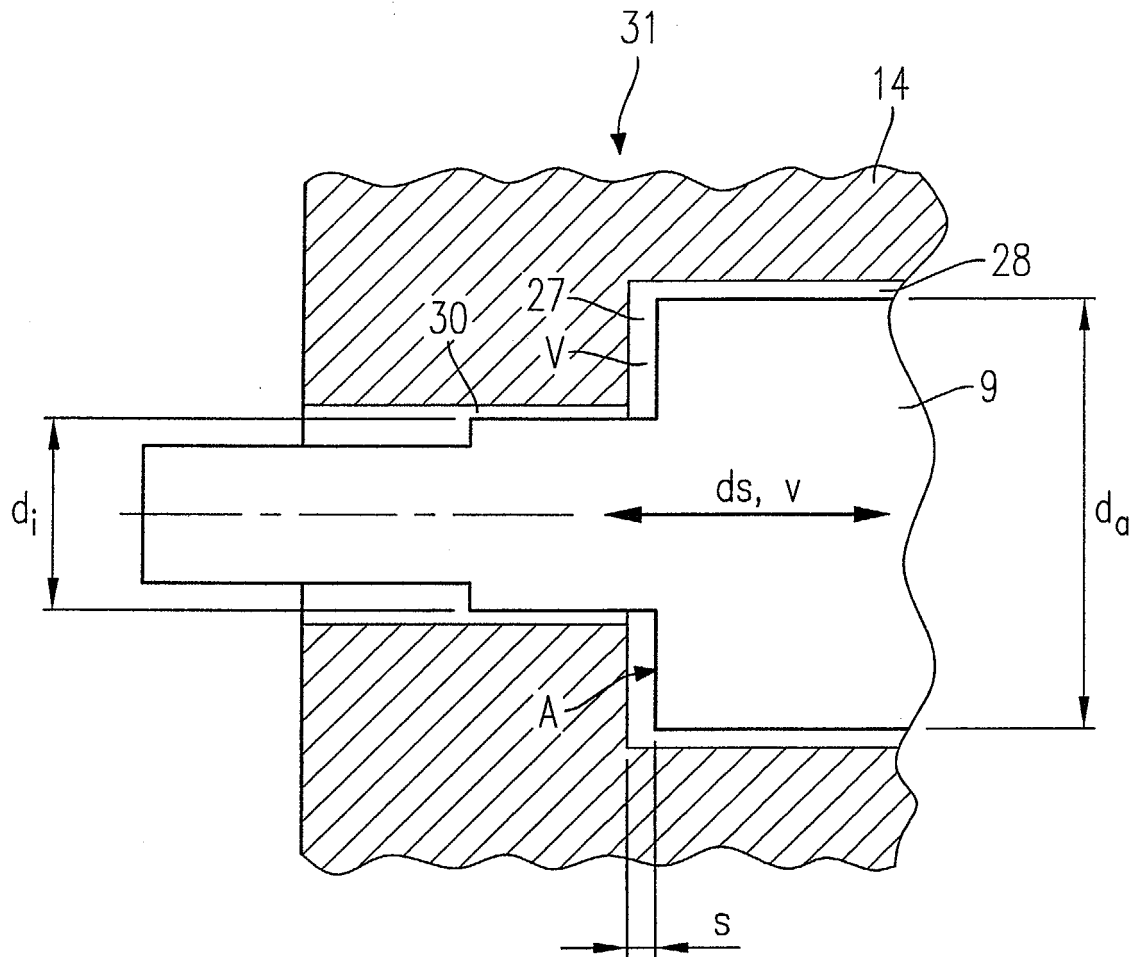


Fig. 3

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 4306072 A1 [0002] [0004]