

(19)



(11)

EP 2 067 980 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
02.02.2011 Patentblatt 2011/05

(51) Int Cl.:
F02M 47/02 ^(2006.01) *F02M 63/00* ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **08105792.9**

(22) Anmeldetag: **13.11.2008**

(54) **Steuerventil für einen Kraftstoffinjektor**

Control valve for a fuel injector

Soupape de commande d'un injecteur de carburant

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MT NL NO PL PT
RO SE SI SK TR**

(30) Priorität: **06.12.2007 DE 102007058766**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
10.06.2009 Patentblatt 2009/24

(73) Patentinhaber: **Robert Bosch GmbH
70442 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:
• **Burger, Matthias
71711 Murr (DE)**
• **Magel, Hans-Christoph
72764 Reutlingen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 781 913 DE-A1-102006 036 446

EP 2 067 980 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

[0001] Die Erfindung betrifft ein kraftausgeglichenes Steuerventil für einen Kraftstoffinjektor mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Stand der Technik

[0002] Servogesteuerte Kraftstoffinjektoren für Common-Rail-Systeme mit einer im Wesentlichen leakage-freien Düsennadelseite haben aufgrund einer fehlenden Niederdruckstufe eine sehr kurze Verzögerungszeit zwischen Ansteuerung und Einspritzung. Um bei derartigen Kraftstoffinjektoren sowohl eine Nullmenge als auch ein plateaufreies Mengenkennefeld sinnvoll realisieren zu können, ist ein schnell schaltendes Magnetventil unbedingt erforderlich. Aus diesem Grunde wurden Magnetventile kraft- bzw. druckausgeglichen ausgeführt, d. h., dass der zu schaltende Raildruck keine resultierende Druckkraft auf einen Ventilkolben des Magnetventils ausübt. Der Großteil des Kraftpotentials des Magnetventils kann somit für die Dynamik zum Schalten bereitgestellt werden und muss nicht als Schließkraft für das Steuerventil vorgehalten werden.

[0003] Magnetventile, die zur Schaltung von Servokreisläufen von Kraftstoffinjektoren eingesetzt werden, haben üblicherweise eine gewisse Niederdruckabhängigkeit. Gerade die besagten druckausgeglichenen Magnetventile operieren auf einem niedrigen statischen Kraftniveau und sind daher besonders empfindlich gegen äußere Krafteinwirkungen. Die Niederdruckabhängigkeit ist hauptsächlich durch die ausströmende Steueremenge beim Öffnen des Magnetventils begründet, die eine Druckwelle im Niederdruckkreis auslöst. Durch die Druckschwingungen entstehen vor allem an den Ankerflächen des Magnetventils große hydraulische Kräfte, die die Schaltcharakteristik stark beeinflussen. Die Entstehung, Ausbreitung und Stärke der Druckwellen in einer Zwei-Phasen-Strömung aus Gas und Luft, wie sie im Ventilraum bzw. Rücklauf vorherrscht, sind nicht-deterministisch und unterliegen starken Schwankungen. Der hohe Gasanteil im Rücklauf ist hauptsächlich durch die kavitierende Ablaufdrossel begründet.

[0004] Aus EP 0 781 913 A2 ist ein Kraftstoffinjektor mit einem elektromagnetischen Stellelement (Magnetaktor) bekannt, wobei ein Magnetanker mit einer Ventilhülse antriebsverbunden ist, welche axial beweglich geführt ist und mit einer Schließkraft gegen einen Ventilsitz drückt. Der Ventilsitz trennt eine niederdruckseitige Ventilkammer von einer hochdruckseitigen Ventilkammer, wobei die niederdruckseitige Ventilkammer über einen in der Ventilhülse geführten Abströmkanal permanent mit einer Rücklaufleitung hydraulisch verbunden ist. Der Magnetanker ist in einem Ankerraum angeordnet, der wiederum mit der Rücklaufleitung hydraulisch verbunden ist. Die hochdruckseitige Ventilkammer ist über eine Ablaufbohrung mit einem Steuerraum für eine Düsenadel eines Einspritzventilglieds hydraulisch verbunden. Zwi-

schen Abströmkanal und Ankerraum ist eine hydraulische Verbindung ausgebildet.

[0005] Ein Kraftstoffinjektor mit einem kraftausgeglichenen Steuerventil, das von einem Magnetaktor betätigt wird, welches zur Steuerung des Drucks in einem hydraulischen Steuerraum dient und dazu einen Ventilkolben mit einem Flachsitz aufweist, ist aus EP 1 639 563 A2 bekannt. Bei geöffnetem Steuerventil wird der über eine Zulaufdrossel mit einem Hochdruckanschluss in Verbindung stehende hydraulische Steuerraum mit einem Niederdruckanschluss verbunden, wodurch der Druck im hydraulischen Steuerraum abfällt. Die an einer Druckschulter der Düsenadel des Einspritzventilglieds wirkende Öffnungskraft übersteigt infolgedessen die vom Steuerraum ausgehende Schließkraft. Die Düsenadel wird von einem Düsenadelsitz abgehoben und Kraftstoff mit dem Systemdruck des Common-Rails in den Brennraum einer Brennkraftmaschine eingespritzt.

[0006] Zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens eines kraftausgeglichenen Steuerventils wurde bereits in DE-Patentanmeldung 102007001554.4 vorgeschlagen, die Absteueremenge aus dem hydraulischen Steuerraum über eine durch den Ventilkolben geführte axiale Bohrung und nicht über einen Ankerraum des Magnetaktors in den Niederdruckanschluss abzuleiten.

[0007] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein kraftausgeglichenes Steuerventil für einen Kraftstoffinjektor zu schaffen, das sich durch eine extrem hohe Robustheit und eine geringere Niederdruckabhängigkeit auszeichnet.

Darlegung der Erfindung

[0008] Die Aufgabe der Erfindung wird mit den kennzeichnenden Maßnahmen des Anspruchs 1 gelöst.

[0009] Über die hydraulische Verbindung wird eine Saugwirkung im Ankerraum erzeugt. Dazu ist im Abströmkanal eine Strömungsverengung ausgebildet, in welche die hydraulische Verbindung mündet.

[0010] Dadurch, dass während des Schaltvorgangs des Magnetankers der Kraftstoff aus der Ankerraum in den Niederdruckanschluss abgesaugt wird, entsteht im Ankerraum ein niedriges Druckniveau. Aufgrund dessen wird ein hydraulisches Kleben des Magnetankers am Hubanschlag beim Schließvorgang des Luftspalts verhindert, weil im gesamten Ankerraum ein Unterdruck vorherrscht und kein Druckunterschied zwischen Ankeroberseite und Ankerunterseite auftreten kann, auch dann nicht, wenn durch die Schließbewegung am Hubanschlag in Folge eines Quetschspaltes ein Unterdruck entsteht. Zum anderen wird verhindert, dass ein durch die Absteueremenge aus dem Steuerraum bedingter Druckanstieg nur einseitig am Magnetanker vorliegt und so eine parasitäre Kraft auf den Magnetanker wirkt.

[0011] Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind durch die Maßnahmen der Unteransprüche möglich.

[0012] Die Absaugung aus dem Ankerraum wird vorteilhafterweise mittels eines Wirkdruckverfahrens reali-

siert. Dazu weist die Strömungsverengung die Funktion einer Venturi-Düse auf, so dass aufgrund der durch die erhöhte Strömungsgeschwindigkeit in der Strömungsverengung resultierenden Druckerniedrigung ein Wirkdruck entsteht, durch den über die hydraulischen Verbindung Kraftstoff aus dem Ankerraum heraus in den Abströmkanal abgesaugt wird.

[0013] Gemäß einer Ausführungsform des Steuerventils ist der Abströmkanal von einer in der Ventilhülse ausgebildeten Durchgangsbohrung realisiert, wobei die Strömungsverengung als Durchmesserverengung der Durchgangsbohrung ausgebildet ist. Dazu ist es auch möglich, in die Durchgangsbohrung einen Einsatz einzusetzen, in welchem die Durchmesserverengung ausgebildet ist.

[0014] Gemäß einer weiteren Ausführungsform des Steuerventils ist der Abströmkanal von einem Ringspalt gebildet, der einen in die Durchgangsbohrung eingesetzten Druckstift umgibt. Die Strömungsverengung wird hierbei durch einen vom Druckstift gebildeten, verengten Ringspalt ausgebildet. Der Druckstift begrenzt dabei mit einer steuerraumseitigen Stirnfläche die hochdruckseitige Ventilkammer. Der Ringraum ist über eine durch die Wandung der Ventilhülse geführte Querbohrung mit der niederdruckseitigen Ventilkammer hydraulisch verbunden.

[0015] Zweckmäßigerweise ist die Ventilhülse am Außenumfang in einer an einem Gehäuseteil ausgebildeten Führung axial beweglich geführt, wobei die Führung den Ankerraum begrenzt. Außerdem ist es zweckmäßig, wenn zwischen Magnetanker und einer Magnetbaugruppe des Stellelements eine Anschlägscheibe zur Ausbildung eines Restluftspalts angeordnet ist. Dadurch, dass die Ventilhülse eine Verlängerung aufweist, mit der die Ventilhülse in eine benachbarte Federkammer hineinragt, bildet sich zwischen Federkammer und Verlängerung eine hydraulische Drossel aus, die permanent über den gesamten Hub der Ventilhülse wirkt.

Ausführungsbeispiele

[0016] Die Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert.

[0017] Es zeigen:

Figur 1 einen steuerventilseitigen Ausschnitt eines Kraftstoffinjektors gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel und

Figur 2 einen steuerventilseitigen Ausschnitt eines Kraftstoffinjektors gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel.

[0018] Der als Ausschnitt in den Figuren 1 und 2 dargestellte Kraftstoffinjektor weist ein Injektorgehäuse 11 mit mehrerer Gehäuseteile 11.1 bis 11.4, eine Düsennadel 12, ein Steuerventil 13 und ein Magnetaktor 14 als Stellelement auf. Die Düsennadel 12 gehört zu einem an

sich bekannten Einspritzventilglied, über das Kraftstoff in den Brennraum einer Brennkraftmaschine eingespritzt wird. Der Kraftstoff wird dabei über einen nicht dargestellten Kraftstoff-Hochdruckspeicher (Common-Rail) einer Dieseleinspritzeinrichtung bereitgestellt.

[0019] Im Gehäuseteil 11.1 ist die Düsennadel 12 geführt und ein hydraulischer Steuerraum 15 ausgebildet, wobei die Düsennadel 12 mit einer Druckfläche 16 dem Steuerraum 15 ausgesetzt ist. In den Steuerraum 15 führt eine Zulaufbohrung 17 mit einer Zulaufdrossel, wobei die Zulaufbohrung 17 an einen nicht dargestellten Hochdruckanschluss des Kraftstoff-Hochdruckspeichers angeschlossen ist.

[0020] Das Steuerventil 13 weist eine Ventilhülse 20 mit einem tellerförmigen Magnetanker 22 und einer Durchgangsbohrung 23 auf. Die Ventilhülse 20 ist in einer Führungsbohrung 24 im Gehäuseteil 11.3 hydraulisch dicht geführt und wird mittels einer Ventilsfeder 25 mit einer Ringfläche 26 gegen eine Dichtfläche 27 gedrückt. Zwischen Ringfläche 26 und Dichtfläche 27 bildet sich ein Ventilsitz 30 aus. Die Ringfläche 26 ist beim Ausführungsbeispiel in Figur 1 an der Ventilhülse 20 außen eingeschliffen, so dass der Ventilsitz 30 außen an der Ventilhülse 20 liegt. Die Dichtfläche 27 ist an einer vom Gehäuseteil 11.2 ausgebildeten Ventilplatte 29 ausgebildet.

[0021] Der Ventilsitz 30 trennt eine niederdruckseitige Ventilkammer 31 von einer hochdruckseitigen Ventilkammer 32. Die Durchgangsbohrung 23 steht mit der niederdruckseitigen Ventilkammer 31 hydraulisch in Verbindung und bildet einen Abströmkanal 41, der in einen Federraum 34 mündet, der wiederum über eine Rücklaufleitung 35 mit einem nicht dargestellten Niederdruck-/Rücklaufsystem hydraulisch verbunden ist. Die hochdruckseitige Ventilkammer 32 ist über eine Ablaufbohrung 37 mit einer Ablaufdrossel mit dem Steuerraum 15 hydraulisch verbunden. Am tellerförmigen Magnetanker 22 ist die Ventilhülse 20 von einem Ankerraum 33 umgeben.

[0022] Im Gehäuseteil 11.4 ist der Magnetaktor 14 mit einer Magnetbaugruppe angeordnet, die eine Magnetspule 18 und einen Magnetkern 19 umfasst, wobei die Magnetbaugruppe die Magnetkraft für den Magnetanker 22 erzeugt. An der magnetbaugruppenseitigen Stirnfläche des Magnetankers 22 ist eine Anschlägscheibe 36 angeordnet, die zwischen der Magnetbaugruppe und der magnetbaugruppenseitigen Stirnfläche des Magnetankers 22 einen Restluftspalt einstellt. Dieser Restluftspalt soll verhindern, dass der Magnetanker 22 bei Deaktivieren der Magnetbaugruppe kleben bleibt. Zwischen der magnetankerseitigen Stirnfläche der Magnetbaugruppe und der Anschlägscheibe 36 liegt im geschlossenen Zustand des Ventilsitzes 30 ein Spalt vor, der sich mit dem Ankerhub der Ventilhülse 20 verengt bis er mit dem Anschlagen der Anschlägscheibe 36 an der Magnetbaugruppe geschlossen ist. Der Spalt bildet somit eine in Abhängigkeit vom Ankerhub der Ventilhülse 20 verstellbare hydraulische Drossel 45 aus.

[0023] Beim Ausführungsbeispiel in Figur 1 ist in die Durchgangsbohrung 23 der Ventilhülse 20 ein Einsatz 38 mit einer Durchmesserverengung 39 angeordnet. Die Durchmesserverengung 39 bildet innerhalb der Durchgangsbohrung 23 einen Strömungsverengung 40 aus. Von der Durchmesserverengung 39 zweigt eine hydraulischen Verbindung 42 ab, die an der Außenfläche der Ventilhülse 20 in den Ankerraum 33 mündet. Die Durchmesserverengung 39 bildet zusammen mit der hydraulischen Verbindung 42 eine Venturi-Düse, deren Wirkung später im Zusammenhang mit der Funktion des Steuerventils 13 beschrieben wird. Die Strömungsverengung 40 zur Ausbildung der Venturi-Düse kann beim Ausführungsbeispiel gemäß Figur 1 in der Durchgangsbohrung 23 eingearbeitet sein. Es ist aber auch die in Figur 1 gezeigt Ausführung möglich, nämlich den Einsatz 38 mit der Durchmesserverengung 39 als separates Bauteil in die Durchgangsbohrung 23 einzusetzen.

[0024] Beim Ausführungsbeispiel gemäß Figur 1 befindet sich die niederdruckseitige Ventilkammer 31 in der Durchgangsbohrung 23 innerhalb der Ventilhülse 20. Die hochdruckseitige Ventilkammer 32, die mit dem Steuer-
raum 15 über die Ablaufbohrung 37 verbunden ist, ist als Ringkammer außerhalb der Ventilhülse 20 angeordnet.

[0025] Beim Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 ist in der Durchgangsbohrung 23 der Ventilhülse 20 ein Druckstift 51 mit einer steuerraumseitigen Stirnfläche 52 und einer Auflagefläche 53 angeordnet. Die Auflagefläche 53 stützt sich an einer als Widerlager dienenden Stützfläche 54 am Gehäuseteil 11.4 ab. Der Druckstift 51 ist mit einem Zylinderabschnitt 55 in der Durchgangsbohrung 23 hydraulisch dicht geführt. Anschließend an den Zylinderabschnitt 55 ist der Druckstift 51 mit einem ersten bolzenförmigen Abschnitt 56.1 und einem zweiten bolzenförmigen Abschnitt 56.2 ausgeführt. Zwischen den bolzenförmigen Abschnitten 56.1 und 56.2 ist eine Kegelformabschnitt 57 angeordnet. Außerdem ist zwischen den Mantelflächen der bolzenförmigen Abschnitte 56.1 und 56.2 und der Durchgangsbohrung 23 der Ventilhülse 20 ein erster Ringspalt 58.1 und ein zweiter Ringspalt 58.2 ausgebildet. Zwischen den Ringspalten 58.1 und 58.2 befindet sich der Kegelformabschnitt 57, der eine inverse Form einer Venturi-Düse bilden, so dass durch den Kegelformabschnitt 57 zwischen den beiden Ringspalten 58.1 und 58.2 ein verengter Ringspalt 59 entsteht, der die Strömungsverengung 40 ausbildet. Im Bereich des verengten Ringspalts 59 mündet eine durch die Ventilhülse 20 geführte hydraulische Verbindung 62, die in den Ankerraum 33 führt.

[0026] Zur Ausbildung des Ventilsitzes 30 ist beim Ausführungsbeispiel in Figur 2 die dichtende Ringfläche 26 am Innendurchmesser der Ventilhülse 20 eingeschliffen. Im Unterschied zum Ausführungsbeispiel in Figur 1 ist die hochdruckseitige Ventilkammer 32 innerhalb der Ventilhülse 20 ausgebildet. Die hochdruckseitige Ventilkammer 32 wird von der steuerraumseitigen Stirnfläche 52 des Druckstiftes 51 begrenzt. Die niederdruckseitige Ventilkammer 31 umgibt von außen die Ventilhülse 20

im führungsfreien Abschnitt in der Nähe des Ventilsitzes 30. Durch die Wandung der Ventilhülse 20 ist weiterhin eine Verbindungsbohrung 63 geführt, die die niederdruckseitige Ventilkammer 31 mit dem Ringspalt 58.1 verbindet.

[0027] Das Ausführungsbeispiel in Figur 2 unterscheidet sich weiterhin vom Ausführungsbeispiel in Figur 1 dadurch, dass die Ventilhülse 20 einen verlängerten Abschnitt 65 aufweist, der in den Federraum 34 mittels eines Führungsspalt 66 hineinragt. Der Führungsspalt 66 bildet eine zweite hydraulischen Drossel 67 aus. Die Ablaufbohrung 37 ist ebenfalls durch die Ventilplatte 19 geführt und verbindet den Steuer-
raum 15 mit der innerhalb der Ventilhülse 20 ausgebildeten hochdruckseitigen Ventilkammer 42. Außerdem ist beim Ausführungsbeispiel in Figur 2 der Federraum 34 über einen Verbindungskanal 69 mit der Rücklaufleitung 35 verbunden.

[0028] Beim Ausführungsbeispiel gemäß Figur 2 ist die Venturi-Düse als Ringdüse ausgeführt, wobei der in die Durchgangsbohrung 23 eingesetzte Druckstift 51 entsprechend geformt ist. Zusätzlich ist die vom Hub des Magnetankers 22 beeinflusste Drossel 45 durch die permanente Drossel 67 erweitert. Auf diese Weise kann die Rückbefüllung des Ankerraums 33 verzögert werden.

[0029] Beim Kraftstoffinjektor gemäß Figur 1 und 2 wird durch Betätigung des Magnetaktors 14 der Magnetankers 22 mit der Ventilhülse 20 mit Hilfe der Magnetkraft der Magnetbaugruppe vom Ventilsitz 30 abgehoben. Dadurch wird die hochdruckseitige Ventilkammer 32 mit der niederdruckseitigen Ventilkammer 31 hydraulisch verbunden. Da die niederdruckseitige Ventilkammer 31 permanent mit der Rücklaufleitung 35 in Verbindung steht, wird bei geöffnetem Ventilsitz 30 über die Ablaufbohrung 37 auch der Steuer-
raumdruck entlastet. Dadurch entsteht an einer nicht dargestellten Druckschulter eine in Öffnungsrichtung wirkende Öffnungskraft an der Düsenadel 12, die größer ist als die im Steuer-
raum 15 wirkende Schließkraft. Die Düsenadel 12 wird geöffnet und dadurch Kraftstoff mit dem vom Kraftstoff-Hochdruckspeicher bereitgestellten Systemdruck in die Brennkammer der Brennkraftmaschine eingespritzt.

[0030] Auch im geöffneten Zustand ist die Ventilhülse 20 druckausgeglichen, weil die niederdruckseitige Ventilkammer 31 über die Durchgangsbohrung 23 mit dem an den Niederdruck angeschlossenen Federraum 34 hydraulisch verbunden ist. Somit liegt an der Unterseite und an der Oberseite der Ventilhülse 20 nahezu das gleiche Druckniveau vor. Vorteilhafterweise ist der Durchmesser des Federraums 34 etwas größer als der Außendurchmesser der Ventilhülse 20, um den Druckverlust über die Strömungsverengung 40 auszugleichen.

[0031] Durch die nach dem Venturi-Düsen-Prinzip arbeitende Strömungsverengung 40 wird der statische Hydraulikdruck in der Durchgangsbohrung 23 stark reduziert, so dass aufgrund der größeren Strömungsgeschwindigkeit an der engsten Stelle ein Unterdruck entsteht, der über die hydraulischen Verbindungen 42, 62

Kraftstoff aus dem Ankerraum 33 absaugt, wodurch der Ankerraum 33 nahezu evakuiert wird. Die Absaugung wird dadurch begünstigt, dass der Magnetanker 22 beim Öffnen an die Magnetbaugruppe anschlägt, wodurch der Ankerraum 33 vom Federraum 34, der permanent mit dem Rücklauf 35 verbunden ist, hydraulisch abgekoppelt wird. Der Ankerraum 33 kann dadurch nicht aus dem Niederdruck-/Rücklaufsystem rückbefüllt werden. Durch die Absaugung und die hydraulische Abkopplung des Ankerraums 33 vom Federraum 34 wird ein Druckunterschied an der oberen und unteren Stirnfläche des tellerförmigen Magnetankers 22, der entweder durch die abströmende Steuermenge oder ein hydraulisches Kleben begründet ist, vermieden.

[0032] Wird der Magnetaktor 14 deaktiviert, bricht die Magnetkraft zusammen und die Ventilhülse 20 wird durch die Ventilsfeder 25 wieder in den Ventil Sitz 30 gestellt. Mit zunehmenden Hub der Ventilhülse 20 wird die Drossel 45 zwischen Magnetanker 22 und Magnetbaugruppe geöffnet und der Ankerraum 33 wird wieder aus dem Federraum 34 mit Kraftstoff befüllt.

[0033] Die Ventilhülse 20 und der Magnetanker 22 können entweder aus einem Teil gefertigt werden oder der Magnetanker 22 wird auf die Ventilhülse 20 aufgespresst bzw. aufgenietet. Der Ankerhub wird über die Magnetbaugruppe, bzw. über die Anschlagscheibe 36 begrenzt. Der Restluftspalt wird mit der Anschlagscheibe 36 eingestellt, die aus einem nichtmagnetischen Material besteht. Es ist aber genauso möglich, auf die Anschlagscheibe 36 zu verzichten und anstelle dessen die magnetbaugruppenseitige Stirnfläche des Magnetankers 22 mit einer Chromschicht zu versehen.

Patentansprüche

1. Steuerventil für einen Kraftstoffinjektor, mit einer Ventilhülse (20), die axial beweglich geführt ist und mit einer Schließkraft gegen einen Ventil Sitz (30) drückt, wobei die Ventilhülse (20) von einem elektromagnetischen Stellelement (14) betätigbar ist, wobei der Ventil Sitz (30) eine niederdruckseitige Ventilkammer (31) von einer hochdruckseitigen Ventilkammer (32) trennt, wobei die niederdruckseitige Ventilkammer (31) über einen Abströmkanal (41) permanent mit einer Rücklaufleitung (35) hydraulisch verbunden ist, wobei die Ventilhülse (30) einen Magnetanker (22) aufweist, der in einem Ankerraum (33) angeordnet ist, der wiederum mit der Rücklaufleitung (35) hydraulisch verbunden ist, wobei die hochdruckseitige Ventilkammer (32) über eine Ablaufbohrung (37) mit einem Steuerraum (20) für eine Düsen nadel (12) eines Einspritzventilglieds hydraulisch verbunden ist, und wobei zwischen Abströmkanal (41) und Ankerraum (33) eine hydraulische Verbindung (42, 62) ausgebildet ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abströmkanal (41) eine Strömungsverengung (40) aufweist, in welche die

hydraulische Verbindung (42, 62) mündet.

2. Steuerventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Strömungsverengung (40) die Funktion einer Venturi-Düse ausbildet, so dass ein Wirkdruck entsteht, durch den über die hydraulische Verbindung (42, 62) Kraftstoff aus dem Ankerraum (33) heraus in den Abströmkanal (41) abgesaugt wird.
3. Steuerventil nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abströmkanal (41) von einer in der Ventilhülse (20) ausgebildeten Durchgangsbohrung (23) realisiert ist, und dass die Strömungsverengung (40) durch eine in der Durchgangsbohrung (23) ausgebildeten Durchmesser verengung (39) ausgeführt ist.
4. Steuerventil nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** in die Durchgangsbohrung (23) ein Einsatz (38) mit der Durchmesser verengung (39) eingesetzt ist.
5. Steuerventil nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Abströmkanal (41) von einem Ringspalt (58.1, 58.2) gebildet ist, der einen in eine Durchgangsbohrung (23) der Ventilhülse (20) eingesetzten Druckstift (51) umgibt, und dass die Strömungsverengung (40) durch einen vom Druckstift (51) ausgebildeten verengten Ringspalt (59) gebildet ist.
6. Steuerventil nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ringraum (58.1) über eine durch die Wandung der Ventilhülse (20) geführten Querbohrung (63) mit der niederdruckseitigen Ventilkammer (31) verbunden ist.
7. Steuerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilhülse (20) am Außenumfang in einer an einem Gehäuseteil ausgebildeten Führung (24) axial beweglich geführt ist, und dass die Führung (24) den Ankerraum (33) begrenzt.
8. Steuerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen Magnetanker (22) und einer Magnetbaugruppe des Stellelements (14) eine Anschlagscheibe (45) zur Ausbildung eines Restluftspalts angeordnet ist.
9. Steuerventil nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilhülse (20) eine Verlängerung (65) aufweist, mit der die Ventilhülse (20) in eine benachbarte Federkammer (34) hineinragt, so dass sich zwischen Federkammer (34) und Verlängerung (65) eine hydraulische

sche Drossel (67) ausbildet, die permanent über den gesamten Hub der Ventilhülse (20) wirkt.

Claims

1. Control valve for a fuel injector, having a valve sleeve (20) which is guided in an axially movable manner and which presses with a closing force against a valve seat (30), with the valve sleeve (20) being actuable by an electromagnetic actuating element (14), with the valve seat (30) separating a low-pressure-side valve chamber (31) from a high-pressure-side valve chamber (32), with the low-pressure-side valve chamber (31) being permanently hydraulically connected via an outflow duct (41) to a return line (35), with the valve sleeve (30) having a magnet armature (22) which is arranged in an armature chamber (33) which in turn is hydraulically connected to the return line (35), with the high-pressure-side valve chamber (32) being hydraulically connected via a discharge bore (37) to a control chamber (20) for a nozzle needle (12) of an injection valve member, and with a hydraulic connection (42, 62) being formed between the outflow duct (41) and armature chamber (33), **characterized in that** the outflow duct (41) has a flow constriction (40) into which the hydraulic connection (42, 62) opens out.
2. Control valve according to Claim 1, **characterized in that** the flow constriction (40) performs the function of a venturi nozzle so as to generate a pressure differential by means of which fuel is sucked out of the armature chamber (33) into the outflow duct (41) via the hydraulic connection (42, 62).
3. Control valve according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the outflow duct (41) is realized by a passage bore (23) formed in the valve sleeve (20), and **in that** the flow constriction (40) is formed by a diameter constriction (39) formed in the passage bore (23).
4. Control valve according to Claim 3, **characterized in that** an insert (38) having the diameter constriction (39) is inserted into the passage bore (23).
5. Control valve according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the outflow duct (41) is formed by an annular gap (58.1, 58.2) which surrounds a pressure pin (51) which is inserted into a passage bore (23) of the valve sleeve (20), and **in that** the flow constriction (40) is formed by a constricted annular gap (59) formed by the pressure pin (51).
6. Control valve according to Claim 5, **characterized in that** the annular space (58.1) is connected to the low-pressure-side valve chamber (31) via a trans-

verse bore (63) extending through the wall of the valve sleeve (20).

7. Control valve according to one of the preceding claims, **characterized in that** the valve sleeve (20) is guided on the outer circumference in an axially movable manner in a guide (24) formed on a housing part, and **in that** the guide (24) delimits the armature chamber (33).
8. Control valve according to one of the preceding claims, **characterized in that** a stop disc (45) for forming a residual air gap is arranged between the magnet armature (22) and a magnet assembly of the actuating element (14).
9. Control valve according to one of the preceding claims, **characterized in that** the valve sleeve (20) has an extension (65), by means of which the valve sleeve (20) projects into an adjacent spring chamber (34) such that a hydraulic throttle (67) is formed between the spring chamber (34) and extension (65), which hydraulic throttle (67) acts permanently over the entire stroke of the valve sleeve (20).

Revendications

1. Soupape de commande pour un injecteur de carburant, comprenant une douille de soupape (20), qui est guidée de manière mobile axialement, et qui presse avec une force de fermeture contre un siège de soupape (30), la douille de soupape (20) pouvant être actionnée par un actionneur électromagnétique (14), le siège de soupape (30) séparant une chambre de soupape du côté basse pression (31) d'une chambre de soupape du côté haute pression (32), la chambre de soupape du côté basse pression (31) étant connectée hydrauliquement de manière permanente à une conduite de retour (35) par le biais d'un canal d'écoulement (41), la douille de soupape (30) présentant un induit magnétique (22) qui est disposé dans un espace d'induit (33), qui est à son tour connecté hydrauliquement à la conduite de retour (35), la chambre de soupape du côté haute pression (32) étant connectée hydrauliquement par le biais d'un alésage de sortie (37) à un espace de commande (20) pour une aiguille d'injecteur (12) d'un organe de soupape d'injection, et une connexion hydraulique (42, 62) étant réalisée entre le canal d'écoulement (41) et l'espace d'induit (33), **caractérisée en ce que** le canal d'écoulement (41) présente un étranglement d'écoulement (40) dans lequel débouche la connexion hydraulique (42, 62).
2. Soupape de commande selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** l'étranglement d'écoulement (40) assure la fonction d'une buse de Venturi, de

sorte qu'il se produit une pression active sous l'effet de laquelle du carburant est aspiré par le biais de la connexion hydraulique (42, 62) hors de l'espace d'induit (33) dans le canal d'écoulement (41).

5

3. Soupape de commande selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** le canal d'écoulement (41) est réalisé par un alésage de passage (23) réalisé dans la douille de soupape (20), et **en ce que** l'étranglement d'écoulement (40) est réalisé par un rétrécissement de diamètre (39) réalisé dans l'alésage de passage (23). 10
4. Soupape de commande selon la revendication 3, **caractérisée en ce qu'un** insert (38) avec le rétrécissement de diamètre (39) est inséré dans l'alésage de passage (23). 15
5. Soupape de commande selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** le canal d'écoulement (41) est formé par une fente annulaire (58.1, 58.2), qui entoure une goupille de pression (51) insérée dans un alésage de passage (23) de la douille de soupape (20), et **en ce que** l'étranglement d'écoulement (40) est formé par une fente annulaire (59) rétrécie réalisée par la goupille de pression (51). 20 25
6. Soupape de commande selon la revendication 5, **caractérisée en ce que** l'espace annulaire (58.1) est connecté à la chambre de soupape du côté basse pression (31) par le biais d'un alésage transversal (63) guidé à travers la paroi de la douille de soupape (20). 30
7. Soupape de commande selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la douille de soupape (20) est guidée de manière mobile axialement sur la périphérie extérieure dans un guide (24) réalisé sur une partie du boîtier, et **en ce que** le guide (24) limite l'espace d'induit (33). 35 40
8. Soupape de commande selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'un** disque de butée (45) pour réaliser un entrefer résiduel est disposé entre l'induit magnétique (22) et un module magnétique de l'actionneur (14). 45
9. Soupape de commande selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** la douille de soupape (20) présente un prolongement (65), avec lequel la douille de soupape (20) pénètre dans une chambre de ressort adjacente (34), de sorte qu'entre la chambre de ressort (34) et le prolongement (65) se forme un étranglement hydraulique (67), qui agit de manière permanente sur la course totale de la douille de soupape (20). 50 55

Fig. 1

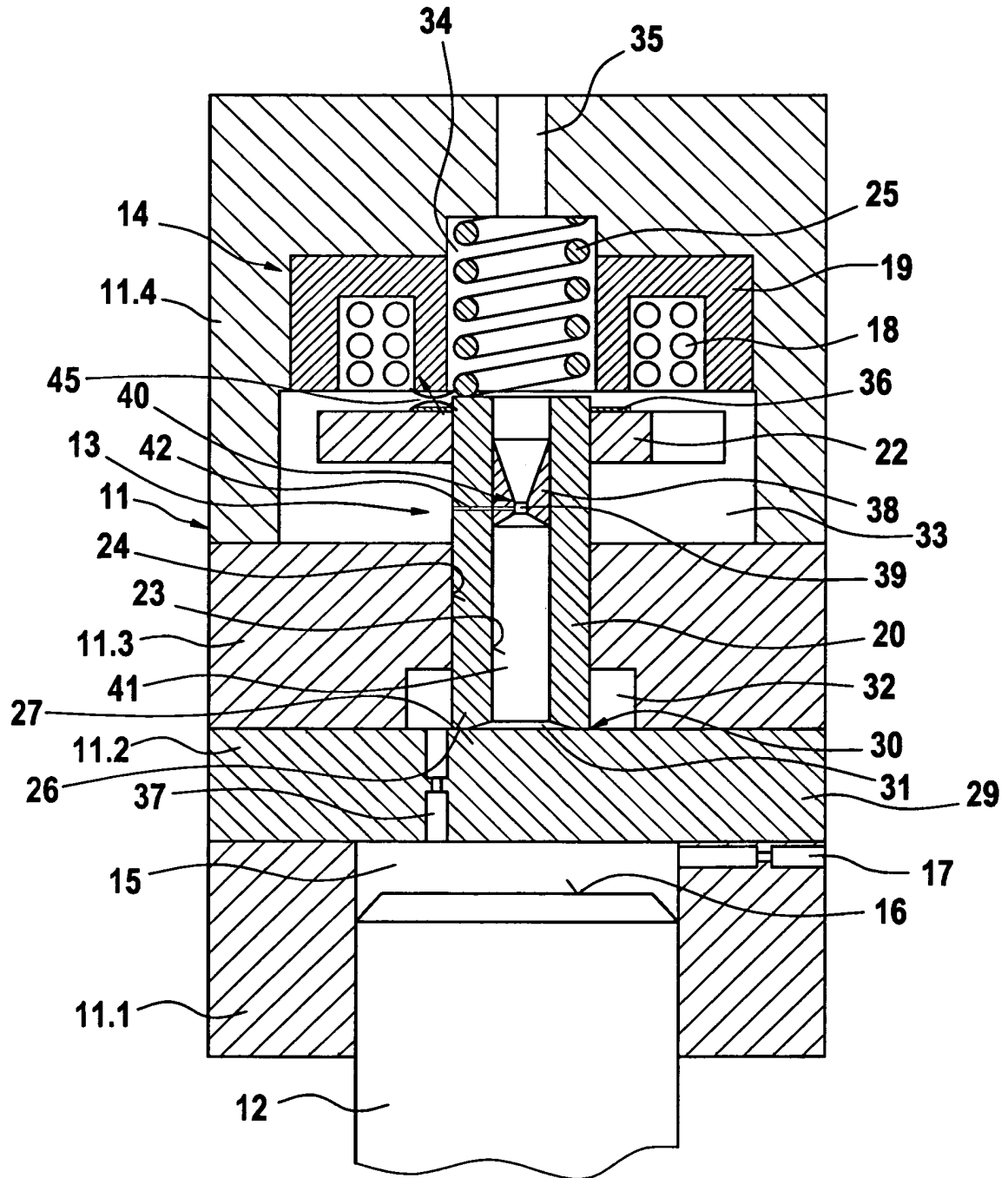
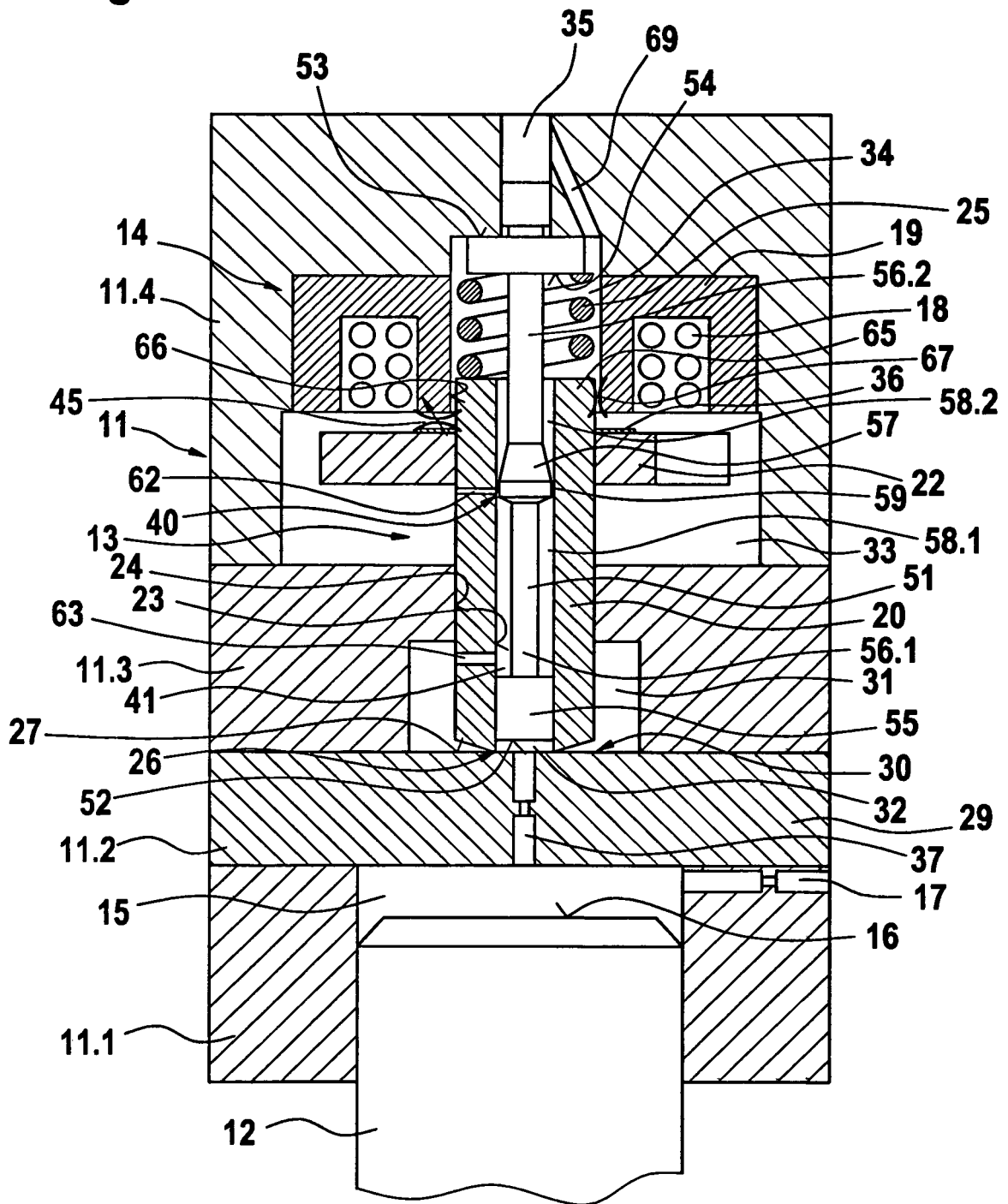


Fig. 2



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

- EP 0781913 A2 [0004]
- EP 1639563 A2 [0005]
- DE 102007001554 [0006]