

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES  
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
14. März 2002 (14.03.2002)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 02/20978 A1**

(51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: F02M 59/46, F16K 31/02, H01L 41/02, F02M 47/02

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE01/03088

(22) Internationales Anmeldedatum:  
11. August 2001 (11.08.2001)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:  
100 43 625.0 5. September 2000 (05.09.2000) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): ROBERT BOSCH GMBH [DE/DE]; Postfach 30 02 20, 70442 Stuttgart (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): MATTES, Patrick [DE/DE]; An der Betteleiche 33 D, 70569 Stuttgart (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (national): CZ, JP, US.

(84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

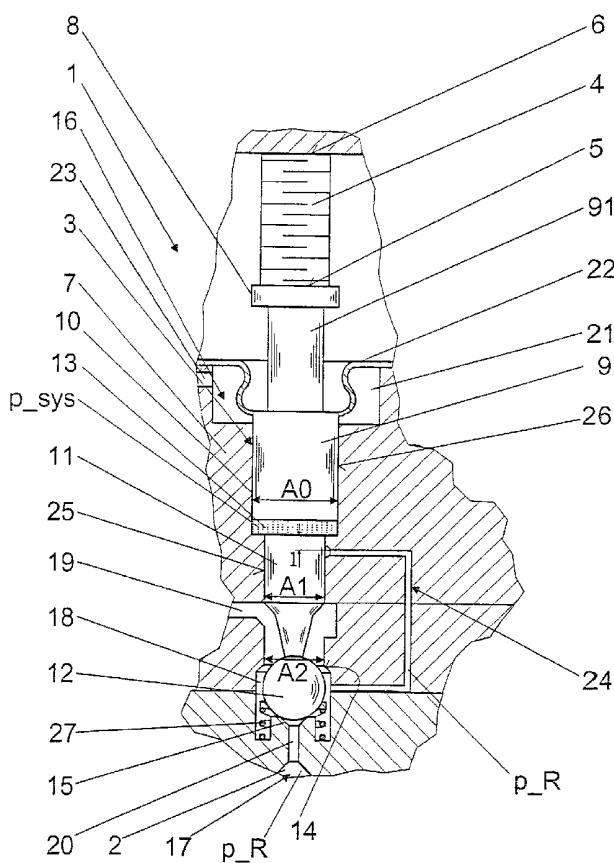
Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULICALLY TRANSLATED VALVE

(54) Bezeichnung: HYDRAULISCH ÜBERSETZTES VENTIL



(57) Abstract: A valve for control of fluids is disclosed, with at least one actuator unit (4), for operating an axially displaceable valve member (3) in a drilling (10) in a valve body (7), comprising at least one valve closing member (12), arranged in a valve chamber (18) and co-operating with at least one first valve seat (14) and a first piston (9) and a second piston (11). A hydraulic chamber (13) is arranged between the pistons (9, 11), which works as a hydraulic translator, with a filling device for compensating for losses by leakage, comprising a pressure equalisation channel (24) which essentially transfers the pressure in the valve chamber (18) to the hydraulic chamber (13), such that a quasi force-equalised valve is created.

(57) Zusammenfassung: Es wird ein Ventil zum Steuern von Flüssigkeiten vorgeschlagen, zumindest umfassend eine Aktuator-Einheit (4) zur Betätigung eines in einer Bohrung (10) eines Ventilkörpers (7) axial verschiebbaren Ventilglieds (3), das zumindest ein in einem Ventilraum (18) angeordnetes mit mindestens einem ersten Ventilsitz (14) zusammenwirkendes Ventilschließglied (12) sowie einen ersten Kolben (9) und einen zweiten Kolben (11) aufweist. Zwischen den Kolben (9, 11) ist eine als hydraulische Übersetzung arbeitende Hydraulikkammer (13) angeordnet, die zum Ausgleich von Leckverlusten eine Befüllleinrichtung aufweist, die aus einem Druckausgleichskanal (24) besteht, der im wesentlichen den in dem Ventilraum (18) herrschenden Druck auf die Hydraulikkammer (13) überträgt, so dass ein quasi kraftausgeglichenes Ventil vorliegt.

**WO 02/20978 A1**



- vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eintreffen
- Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

-5

10

Hydraulisch übersetztes Ventil

Stand der Technik

15 Die Erfindung geht von einem Ventil zum Steuern von Flüssigkeiten gemäß der im Oberbegriff des Patentanspruchs 1 näher definierten Art aus.

20 Derartige Ventile zum Steuern von Flüssigkeiten sind aus der Praxis bekannt. Sie werden z.B. bei Kraftstoffinjektoren, insbesondere Common-Rail-Injektoren, oder auch bei Pumpen von Kraftfahrzeugen in unterschiedlichsten Ausführungen eingesetzt.

25 Ein derartiges Ventil ist auch aus der EP 0 477 400 A1 bekannt. Dieses Ventil wird mittels eines piezoelektrischen Aktors betätigt. Die Auslenkung des Aktors wird über eine als hydraulische Übersetzung und Toleranzausgleichselement dienende Hydraulikkammer auf das Ventilschließglied übertragen. Die Hydraulikkammer liegt zwischen den Stirnseiten zweier Kolben mit unterschiedlichem Durchmesser, von denen

einer, nämlich der mit dem größeren Durchmesser, mit dem piezoelektrischen Aktor verbunden ist, und der andere, nämlich der mit dem kleineren Durchmesser, mit dem Ventilschließglied verbunden ist. Die Hydraulikkammer ist so ausgebildet, daß der mit dem Ventilschließglied verbundene Kolben gegenüber dem mit dem piezoelektrischen Aktor verbundenen Kolben mit größerem Durchmesser einen um das Übersetzungsverhältnis des Kolbendurchmessers vergrößerten Hub macht, wenn der Kolben mit größerem Durchmesser mittels des elektrischen Aktors eine bestimmte Lageveränderung erfährt. Des weiteren können über das Arbeitsvolumen der Hydraulikkammer Toleranzen, z.B. aufgrund unterschiedlicher Temperaturausdehnungskoeffizienten der eingesetzten Materialien, sowie gegebenenfalls auftretende Setzeffekte ausgeglichen werden, ohne daß sich die Position des Ventilschließglieds ändert.

Das hydraulische System, insbesondere der hydraulische Koppler, weist einen sogenannten Systemdruck auf, der die Funktion derartiger Ventile sicherstellt. Dieser kann aufgrund von Leckage abfallen. Daher ist eine hinreichende Nachfüllung von Hydraulikflüssigkeit erforderlich.

Die Befüllung des Systemdruckbereiches wird z.B. bei aus der Praxis bekannten Common-Rail-Injektoren, bei denen der Systemdruck zweckmäßig im Ventil selbst erzeugt wird und auch bei einem Systemstart möglichst konstant gehalten wird, durch Zuführung von Hydraulikflüssigkeit realisiert. Die Befüllung erfolgt häufig über Leckspalten, die durch Leck- bzw. Befüllstifte dargestellt werden. Die Einstellung des Systemdrucks erfolgt in der Regel mittels eines Ven-

tils. Der Systemdruck kann beispielsweise auch bei mehreren Common-Rail-Ventile konstant gehalten werden.

Da der piezoelektrische Aktor bei den bekannten Ventilen der eingangs genannten Art gegen einen im Ventilraum herrschenden großen Druck arbeiten muß, ist die Aktuator-Einheit entsprechend groß auszulegen. Die bisherige Auslegung der hydraulischen Übersetzung ist durch ein Flächenverhältnis zwischen Kolben und Sitz des Ventils von ca. 10:1 gekennzeichnet. Dadurch ist der maximal mögliche Hydraulikkopplerdruck auf ein Zehntel des in dem gemeinsamen Hochdruckraum (Common-Rail) herrschenden Druckes begrenzt. Die Einstellung und Prüfung des einzustellenden hydraulischen Kopplerdruckes ist jedoch aufwendig und kostenintensiv.

#### Vorteile der Erfindung

Das vorgeschlagene Ventil zur Steuerung von Flüssigkeiten mit den Merkmalen des Patentanspruches 1 hat demgegenüber den Vorteil, daß ein quasi kraftausgeglichenes Schaltventil vorliegt, dessen hydraulische Übersetzung kostengünstig realisierbar ist und zudem über eine integrierte Systemdruckversorgung verfügt.

Des weiteren liegt eine robuste Systemdruckversorgung vor, die auch gegenüber unter Umständen in dem Kraftstoff vorliegenden Partikeln unempfindlich ist, da die im Fall einer Leckage erforderliche Befüllung der Hydraulikkammer im Nebenstrom erfolgt.

5

Ein weiterer wesentlicher Vorteil des Ventils nach der Erfindung liegt darin, daß aufgrund des mittels des Druckausgleichskanals erfolgenden Druckausgleichs zwischen der Hydraulikkammer und dem Ventilraum ein gegenüber den Ventilen nach dem Stand der Technik geringeres Kraftvermögen der Aktuator-Einheit erforderlich ist. Damit ist beispielsweise auch der Einsatz piezoelektrischen Aktoren mit geringer Baugröße möglich.

10

15

Nach einer bevorzugten Ausführungsform des Ventils nach der Erfindung zweigt der Druckausgleichskanal von dem Ventilraum ab. Er mündet vorzugsweise in Höhe des zweiten Kolbens in die Bohrung zur Führung des Ventilglieds. Dies ist eine besonders kostengünstige Ausführungsform, denn ein derartig ausgebildeter Druckausgleichskanal ist ohne weiteres in dem Ventilkörper integrierbar.

20

Um dem System ein gutes Druckhaltevermögen zu verleihen, mündet der Druckausgleichskanal zweckmäßig beabstandet von der Hydraulikkammer in die Bohrung zur Führung des Ventilglieds.

25

Um den Hydraulikkopplerdruck auf den Druck im Ventilraum einstellen zu können, entspricht der Durchmesser des zweiten Kolbens vorteilhaft im wesentlichen dem Durchmesser des ersten Ventilsitzes. Es kann dabei nicht zu einem versehentlichen Öffnen des Ventils kommen. Zum Öffnen des Ventils ist aber nur ein geringer Druckanstieg in dem Kopplervolumen erforderlich.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen des Ge-  
genstandes nach der Erfindung sind der Beschreibung, der  
Zeichnung und den Patentansprüchen entnehmbar.

-5 Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Ventils zur  
Steuerung von Flüssigkeiten ist in der Zeichnung schema-  
tisch dargestellt und wird in der nachfolgenden Beschrei-  
bung 10 näher erläutert.

Die einzige Figur der Zeichnung zeigt eine schematische,  
ausschnittsweise Darstellung eines Ausführungsbeispiels des  
Ventils nach der Erfindung in Verbindung mit einem Kraft-  
stoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen im Längs-  
schnitt. 15

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

In der Figur ist ein Ventil nach der Erfindung dargestellt,  
das Bestandteil eines Kraftstoffeinspritzventils 1 für  
Brennkraftmaschinen von Kraftfahrzeugen ist. Das Kraft-  
stoffeinspritzventil 1 ist im vorliegenden Fall ein Common-  
Rail-Injektor zur Einspritzung von vorzugsweise Diesel-  
kraftstoff. Gesteuert wird die Kraftstoffeinspritzung über  
den in einem Ventilsteuerraum 2 herrschenden Druck. Der  
Ventilsteuerraum 2 ist mit einer hier nicht dargestellten  
Hochdruckversorgung verbunden. 25

Die Betätigung des Kraftstoffeinspritzventils 1 erfolgt  
über ein Ventilglied 3, das in einer Bohrung 10 eines Ven-  
tilkörpers 7 geführt ist. Das Ventilglied 3 wird wiederum  
30

über eine hier als piezoelektrischer Aktor 4 ausgebildete Aktuator-Einheit angesteuert. Der piezoelektrische Aktor 4 liegt auf der ventilsteuerraum- und brennraumabgewandten Seite des Ventilgliedes 3 und besteht in üblicher Weise aus mehreren Schichten. Auf der dem Ventilglied 3 zugewandten Seite hat der piezoelektrische Aktor 4 einen Aktor-Kopf 5 und auf der dem Ventilglied 3 abgewandten Seite einen Aktor-Fuß 6, welcher sich an einer Wand des Ventilkörpers 7 abstützt.

10

An den Aktor-Kopf 5 schließt sich über ein Auflager 8 ein Übertragungskolben 91 an, der wiederum mit einem ersten Kolben 9 größeren Durchmessers verbunden ist, der dem Ventilglied 3 zugeordnet ist.

15

Das Ventilglied 3, das in der Längsbohrung 10 des Ventilkörpers 7 axial beweglich eingepaßt ist, weist neben dem ersten Kolben 9 einen zweiten Kolben 11 auf, der ein kugelförmiges Ventilschließglied 12 betätigt und im folgenden daher auch als Betätigungscolben bezeichnet wird. Der Durchmesser A1 des zweiten Kolbens 11 ist geringer als der Durchmesser A0 des ersten Kolbens 9.

20

Die Kolben 9 und 11 sind durch eine hydraulische Übersetzung, die aus einer Hydraulikkammer 13 besteht und die Auslenkung des piezoelektrischen Aktors 4 über den ersten Kolben 9, den sogenannten Stellkolben, auf den Betätigungscolben und damit auf das Ventilschließglied 12 überträgt, von einander getrennt.

25

30

Die Hydraulikkammer 13, in der ein Systemdruck  $p_{sys}$  herrscht, schließt zwischen den beiden sie begrenzenden Kolben 9 und 11 ein gemeinsames Ausgleichsvolumen ein. Das Ausgleichsvolumen der Hydraulikkammer 13 dient zum Ausgleich von Toleranzen aufgrund von Temperaturgradienten in dem Bauteil oder unterschiedlichen Temperaturausdehnungskoeffizienten der eingesetzten Materialien sowie eventueller Setzeffekte ohne Beeinflussung der Lage des zu betätigenden Ventilschließgliedes 12.

10

Der piezoelektrische Aktor 4, der Übertragungskolben 91, der Stellkolben 9, die Hydraulikkammer 13, der Betätigungs-  
kolben 11 und das Ventilschließglied 12 liegen hintereinander angeordnet auf einer gemeinsamen Achse.

15

Aufgrund der unterschiedlichen Durchmesser der Kolben 9 und 11 und des dadurch vorgegebenen Übersetzungsverhältnis der Hydraulikkammer 13 macht der Betätigungs-  
kolben 11 bei Betätigung des piezoelektrischen Aktors 4 einen um das Überset-  
zungsverhältnis größeren Hub als der Stellkolben 9.

20

Das an dem den Ventilsteuerraum 2 zugewandten Ende des Ven-  
tilgliedes 3 angeordnete, kugelartige Ventilschließglied 12  
wirkt mit an dem Ventilkörper 7 ausgebildeten Ventilsitzen  
25 14 und 15 zusammen. Die Ventilsitze 14 und 15 liegen in ei-  
nem von dem Ventilkörper 7 begrenzten Ventilraum 18, in dem  
auch das Ventilschließglied 12 angeordnet ist und von dem  
auf der dem piezoelektrischen Aktor 4 zugewandten Seite des  
Ventilsitzes 14 ein Leckage-Ablaufkanal 19 abzweigt. Auf  
30 der dem piezoelektrischen Aktor 4 abgewandten Seite des  
Ventilsitzes 14 ist der Ventilraum 18 über den zweiten Ven-

tilsitz 15 sowie eine Ablaufdrossel 20 mit dem mit der Hochdruckversorgung 17 verbundenen Ventilsteuerraum 2 verbunden, in dem ein sogenannter Raildruck  $p_R$  herrscht.

.5 Der Ventilsteuerraum 2 ist in Figur 1 lediglich angedeutet. In ihm ist ein hier nicht näher dargestellter axial verschiebbarer Ventilsteuerkolben angeordnet. Durch dessen axiale Bewegung wird das Einspritzverhalten des Kraftstofffeinspritzventils 1 auf an sich bekannte Art gesteuert. Der Ventilsteuerraum 2 ist wie üblich mit einer Einspritzleitung verbunden, die mit einem für mehrere Kraftstofffeinspritzventile gemeinsamen Hochdruckspeicherraum, dem sogenannten Common-Rail, verbunden ist.

15 An dem dem piezoelektrischen Aktor 4 zugewandten Ende der Bohrung 10 liegt ein weiterer Hohlraum 21, der von dem Ventilkörper 7, dem ersten Kolben 9 sowie einem mit dem ersten Kolben 9 und dem Ventilkörper 7 verbundenen Dichtelement 22 begrenzt ist. Das im vorliegenden Fall als faltenbalgartige Membran ausgebildete Dichtelement 22 gewährleistet, daß der piezoelektrische Aktor 4 nicht mit dem in dem Ventilraum 21 enthaltenen Kraftstoff in Berührung kommt. Zur Abführung von Leckage-Flüssigkeit zweigt eine Leckage-Leitung 23 von dem Ventilraum 21 ab.

25 Um Leckage-Verluste der Hydraulikkammer 13 bei einer Betätigung des Kraftstofffeinspritzventils 1 auszugleichen, verfügt letztere über eine Befülleinrichtung, die aus einem Druckausgleichskanal 24 besteht. Der Druckausgleichskanal 24, der hier einen im wesentlichen konstanten Querschnitt hat, zweigt auf der dem piezoelektrischen Aktor 4 abgewand-

ten Seite des Ventilsitzes 14 von dem Ventilraum 18 ab, durchläuft den Ventilkörper 1 und mündet in Höhe des zweiten Kolbens 11 in die Bohrung 10, in der das Ventilglied 3 geführt ist. Die Mündung des Druckausgleichskanals 24 in die Bohrung 10 ist in einem Abstand l von der Hydraulikkammer 13 angeordnet. Dieser Abstand l zu dem eigentlichen Kopplervolumen, also der Hydraulikkammer 13, verbessert das Druckhaltevermögen, wenn sich das Ventilschließglied 12 an seinem zweiten Ventilsitz 14 befindet, und wird daher Dichtlänge genannt.

Die Befüllung der Hydraulikkammer 13 erfolgt dann ausgehend von der Mündung des Druckausgleichskanals 24 über einen den Betätigungs Kolben 11 umgebenden Ringspalt 25, der eine Breite von etwa 1 bis 1,3  $\mu\text{m}$  aufweisen kann. Der Betätigungs Kolben 11 selbst hat beispielsweise einen Durchmesser A1 zwischen 2 mm und 3 mm. Der Durchmesser A1 entspricht dem Durchmesser A2 des Ventilsitzes 14. Der Durchmesser A0 des ersten Kolbens 9 ist, wie oben bereits erwähnt, größer als der Durchmesser A1 des Betätigungs Kolbens 11 und beispielsweise so gewählt, daß das Flächenverhältnis der die Hydraulikkammer 13 begrenzenden Stirnflächen der Kolben 9 und 11 zwischen 1,1 und 1,3 liegt.

Die indirekte Befüllung der Hydraulikkammer 13 dient in jedem Fall einer Verbesserung des Druckhaltevermögens in der Hydraulikkammer 13 während der Ansteuerung. Denkbar ist es auch, daß der Druckausgleichskanal 24 in einen den Kolben 9 umgebenden Ringspalt 26 oder aber direkt in die Hydraulikkammer 13 mündet.

Der Druckausgleichskanal 24 gewährleistet, daß in dem Ventilraum 18 und der Hydraulikkammer 13 im wesentlichen der gleiche Druck herrscht. Der Systemdruck  $p_{sys}$  entspricht also im wesentlichen dem Raildruck  $p_R$ . Dadurch ist es möglich, daß das Ventilschließglied 12 mit einem geringen Kraftaufwand mittels des piezoelektrischen Aktors 4 betätigt werden kann. Es liegt also ein quasi kraftausgeglichenes Schaltventil vor.

Dadurch, daß der Durchmesser A1 dem Durchmesser A2 entspricht, kann der Kopplerdruck, d.h. der in der Hydraulikkammer herrschende Druck 13, dem in dem Ventilraum 18 herrschenden Druck entsprechen, ohne daß das Schaltventil versehentlich öffnet. Zum Öffnen des Schaltventils ist nur ein geringer Druckanstieg in der Hydraulikkammer 13 erforderlich. Dieser wird mittels des piezoelektrischen Aktors 4 erzeugt.

Die Kombination kleiner Kolbendurchmesser im Bereich zwischen 2 mm und 3 mm und Dichtspalthöhen (Breite der die Kolben umgebenden Ringspalte 25 und 26) zwischen 1  $\mu m$  und 1,3  $\mu m$  erlaubt es, die Leckage des Systems so niedrig zu halten, daß die Mengenbilanz des Common-Rail-Gesamtsystems ausgeglichen ist.

Das kugelförmige Ventilschließglied 12 ist mittels einer Feder 27, z.B. einer Spiralfeder, in Richtung des piezoelektrischen Aktors 4 so belastet, daß das Ventilschließglied 12 in dem ersten Ventilsitz 14 liegt, wenn an dem piezoelektrischen Aktor 4 keine Spannung angelegt ist, dieser also nicht aktiviert ist. Im vorliegenden Fall liegt

die Feder 27 direkt an dem Ventilschließglied 12 an. Sie kann aber auch an dem mit dem Ventilschließglied 12 verbundenen Betätigungs Kolben 11 angreifen.

.5 Das in der einzigen Figur der Zeichnung dargestellte Kraftstoffeinspritzventil arbeitet gemäß nachfolgend beschriebener Funktionsweise.

In geschlossenem Zustand des Kraftstoffeinspritzventils 1, d.h., wenn keine Spannung an dem piezoelektrischen Aktor 4 anliegt, liegt das Ventilschließglied 12 an dem ihm zugeordneten, in der Zeichnung oberen Ventilsitz 14 an und wird u.a. von der Feder 27, die auf geeignete Weise vorgespannt ist, und durch den Raildruck  $p_R$  gegen den ersten Ventilsitz 14 gepreßt.  
10  
15

Im Falle einer langsamen Betätigung, z.B. infolge temperaturbedingter Längenänderungen des piezoelektrischen Aktors 4 und weiterer Ventilbauteile, dringt der als Stellkolben dienende erste Kolben 9 in das Ausgleichsvolumen der Hydraulikkammer 13 ein und zieht sich aus dieser bei einer Temperaturerniedrigung wieder zurück, ohne daß die Stellung des Ventilschließgliedes 12 und damit der Öffnungszustand des Kraftstoffeinspritzventils 1 insgesamt betroffen wird.  
20  
25

Zur Öffnung des Ventils, d.h., wenn mittels des Kraftstoffeinspritzventils 1 Kraftstoff beispielsweise in eine Brennkraftmaschine eingespritzt werden soll, wird der piezoelektrische Aktor 4 mit einer elektrischen Spannung beaufschlagt, so daß dieser eine schlagartige axial gerichtete Längenausdehnung erfährt. Der piezoelektrische Aktor 4  
30

stützt sich dabei über seinen Fuß 6 an dem Ventilkörper 7 ab und baut über den Übertragungskolben 91 und den Stellkolben 9 einen Öffnungsdruck in der Hydraulikkammer 13 auf. Mittels der aus der Hydraulikkammer 13 bestehenden hydraulischen Übersetzung wird so der zweite Kolben 11 bewegt und damit das Ventilschließglied 12 aus seinem oberen Ventilsitz 14 in eine Mittelstellung zwischen den beiden Ventilsitzen 14 und 15 gedrückt. Im Zeitpunkt der Aktivierung des piezoelektrischen Aktors herrscht in der Hydraulikkammer 13 im wesentlichen der gleiche Druck wie in dem Ventilraum 18, was mittels des Druckausgleichskanals 33 gewährleistet wird. Eine etwaige über den Ringspalt 29 erfolgende Leckage wird mittels des Druckausgleichskanals 33 ausgeglichen.

Um das Ventilschließglied 12 nach Erreichen seines zweiten, in der Zeichnung unteren Ventilsitzes 15 wieder rückwärts in eine Mittelstellung zu bewegen und so abermals eine Kraftstofffeinspritzung zu erreichen, wird die am piezoelektrischen Aktor 4 anliegende Spannung unterbrochen. Mittels der Feder 27 wird nun das Ventilschließglied 12 in Richtung des Ventilsitzes 14 bewegt. Eine Druckdifferenz, die zwischen dem Ventilraum 18 und der Hydraulikkammer 13 herrscht, wenn das Ventilschließglied 12 in dem Ventilsitz 14 angeordnet ist, wird dann mittels einer Nachdrückens von Kraftstoff aus dem in dem Ventilkörper verlaufenden Druckausgleichskanal 33 zwischen dem Ventilraum 18 und der Hydraulikkammer 13 wieder ausgeglichen.

Das beschriebene Ausführungsbeispiel bezieht sich auf ein sogenanntes Doppelsitzventil. Die Erfindung ist selbstver-

ständlich aber auch auf einfach schaltende Ventile mit nur einem Ventilsitz anwendbar.

Es versteht sich auch, daß die Erfindung nicht nur bei den hier als bevorzugtes Einsatzgebiet beschriebenen Common-Rail-Injektoren Anwendung finden kann, sondern generell bei Kraftstoffeinspritzventilen oder auch in weiteren hydraulisch übersetzten Systemen mit Piezo- oder Magnetsteller in anderen Umfeldern wie z.B. bei Pumpen verwirklicht werden kann.

.5

10

## Patentansprüche

10

1. Ventil zum Steuern von Flüssigkeiten, zumindest umfassend eine Aktuator-Einheit (4), insbesondere eine piezoelektrische Einheit, zur Betätigung eines in einer Bohrung (10) eines Ventilkörpers (7) axial verschiebbaren Ventilglieds (3), das zumindest ein in einem Ventilraum (18) angeordnetes mit mindestens einem ersten Ventilsitz (14) zusammenwirkendes Ventilschließglied (12) sowie einen ersten Kolben (9) und einen zweiten Kolben (11) aufweist, zwischen denen eine als hydraulische Übersetzung arbeitende Hydraulikkammer (13) angeordnet ist, die zum Ausgleich von Leckverlusten eine Befülleinrichtung (24) aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß die Befülleinrichtung im wesentlichen aus einem Druckausgleichskanal (24) besteht, mittels dem ein in dem Ventilraum (18) herrschender Druck auf die Hydraulikkammer (13) übertragbar ist.
2. Ventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckausgleichskanal (24) einen im wesentlich konstanten Querschnitt aufweist.

20

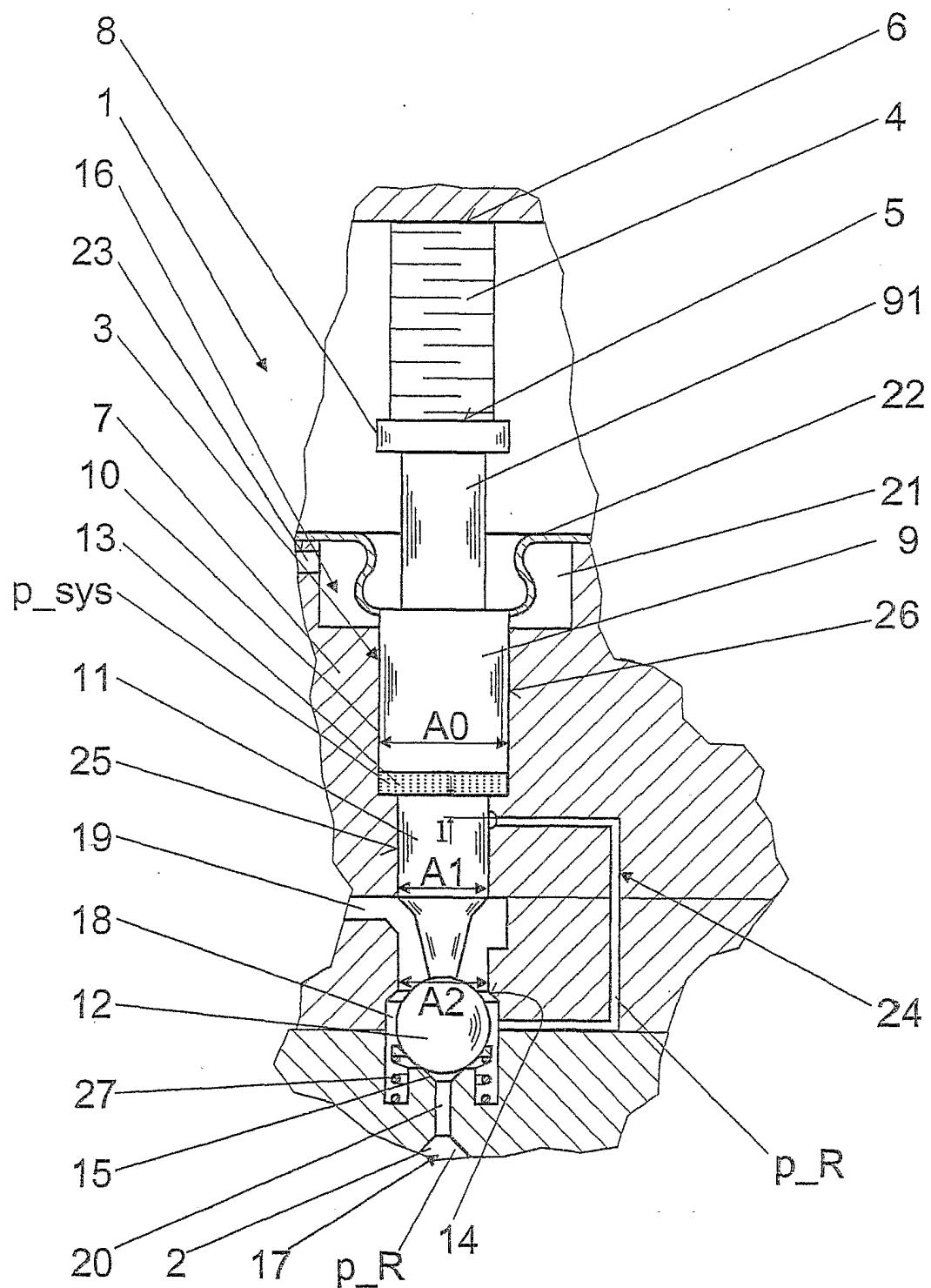
25

30

3. Ventil nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckausgleichskanal (24) von dem Ventilraum (18) abzweigt.
- 5 4. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckausgleichskanal (24) in Höhe des zweiten Kolbens (11) in die Bohrung (10) zur Führung des Ventilglieds (3) mündet.
- 10 5. Ventil nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Mündung des Druckausgleichskanals (24) in die Bohrung (10) zur Führung des Ventilglieds (3) von der Hydraulikkammer (13) beabstandet ist.
- 15 6. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Durchmesser (A1) des zweiten Kolbens (11) im wesentlichen dem Durchmesser (A2) des ersten Ventilsitzes (14) entspricht.
- 20 7. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Flächenverhältnis der die Hydraulikkammer (13) begrenzenden Stirnflächen der beiden Kolben (9, 11) zwischen 1,1 und 1,3 liegt.
- 25 8. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der zweite Kolben (11) einen Durchmesser von wenigstens annähernd 2 mm bis 3 mm aufweist.
- 30 9. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß den zweiten Kolben (11) ein Ringspalt (30) mit einer Breite von wenigstens annähernd zwischen 1 µm und 1,3 µm umgibt.
- 35 10. Ventil nach einem der Ansprüche 1 bis 9, gekennzeichnet durch eine Feder (27), die das Ventilschließglied (12)

in Richtung der Aktuator-Einheit (4) so belastet, daß das Ventilschließglied (12) bei unbetätigter Aktuator-Einheit (4) in seinem ersten Ventilsitz (14) liegt.

1 / 1



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Inte - nal Application No  
PCT/DE 01/03088

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
IPC 7 F02M59/46 F16K31/02 H01L41/02 F02M47/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
IPC 7 F02M

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 197 43 668 A (BOSCH GMBH ROBERT) 8 April 1999 (1999-04-08) column 4, line 24 -column 5, line 8; figures 1,2 ---	1-3,6,7, 10
X	DE 37 13 697 A (LICENTIA GMBH) 10 November 1988 (1988-11-10) column 2, line 67 -column 3, line 28; figure ---	1-3,6,10
X	DE 195 19 192 C (SIEMENS AG) 5 June 1996 (1996-06-05) column 2, line 48 - line 57; figure ---	1-5
P,X	DE 199 28 589 A (FEV MOTORENTECH GMBH) 28 December 2000 (2000-12-28) column 3, line 66 -column 4, line 5; figure 3 ---	1-3,6,10 -/-

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

° Special categories of cited documents :

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

17 January 2002

Date of mailing of the international search report

24/01/2002

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Torle, E

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Inte:      na l Application No

PCT/DE 01/03088

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P,X	WO 01 23743 A (BOSCH GMBH ROBERT ; SCHMIEDER DIETMAR (DE); STOECKLEIN WOLFGANG (DE) 5 April 2001 (2001-04-05) page 7, line 29 -page 8, line 15; figure 1 -----	1-7,10

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE 01/03088

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)	Publication date
DE 19743668	A	08-04-1999	DE WO EP JP US	19743668 A1 9918347 A1 0941400 A1 2001512547 T 6168133 B1	08-04-1999 15-04-1999 15-09-1999 21-08-2001 02-01-2001
DE 3713697	A	10-11-1988	DE	3713697 A1	10-11-1988
DE 19519192	C	05-06-1996	DE WO DE EP	19519192 C1 9637697 A1 59604308 D1 0828935 A1	05-06-1996 28-11-1996 02-03-2000 18-03-1998
DE 19928589	A	28-12-2000	DE EP	19928589 A1 1063471 A1	28-12-2000 27-12-2000
WO 0123743	A	05-04-2001	DE WO EP	19946833 A1 0123743 A1 1135593 A1	03-05-2001 05-04-2001 26-09-2001

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PC1/DE 01/03088

**A. KLASSEFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES**  
IPK 7 F02M59/46 F16K31/02 H01L41/02 F02M47/02

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

**B. RECHERCHIERTE GEBIETE**

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)  
IPK 7 F02M

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

**C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN**

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 197 43 668 A (BOSCH GMBH ROBERT) 8. April 1999 (1999-04-08) Spalte 4, Zeile 24 - Spalte 5, Zeile 8; Abbildungen 1,2 ---	1-3,6,7, 10
X	DE 37 13 697 A (LICENTIA GMBH) 10. November 1988 (1988-11-10) Spalte 2, Zeile 67 - Spalte 3, Zeile 28; Abbildung	1-3,6,10
X	DE 195 19 192 C (SIEMENS AG) 5. Juni 1996 (1996-06-05) Spalte 2, Zeile 48 - Zeile 57; Abbildung	1-5
P,X	DE 199 28 589 A (FEV MOTORENTECH GMBH) 28. Dezember 2000 (2000-12-28) Spalte 3, Zeile 66 - Spalte 4, Zeile 5; Abbildung 3 ---	1-3,6,10 -/-

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

Siehe Anhang Patentfamilie

\* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

\*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

\*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldeatum veröffentlicht worden ist

\*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

\*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

\*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldeatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldeatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

\*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

\*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erforderlicher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

\*&\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

17. Januar 2002

24/01/2002

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde  
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Torle, E

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen  
PCT/DE 01/03088

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie <sup>a</sup>	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
P,X	WO 01 23743 A (BOSCH GMBH ROBERT ; SCHMIEDER DIETMAR (DE); STOECKLEIN WOLFGANG (DE) 5. April 2001 (2001-04-05) Seite 7, Zeile 29 -Seite 8, Zeile 15; Abbildung 1 -----	1-7,10

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 01/03088

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
DE 19743668	A	08-04-1999	DE WO EP JP US	19743668 A1 9918347 A1 0941400 A1 2001512547 T 6168133 B1		08-04-1999 15-04-1999 15-09-1999 21-08-2001 02-01-2001
DE 3713697	A	10-11-1988	DE	3713697 A1		10-11-1988
DE 19519192	C	05-06-1996	DE WO DE EP	19519192 C1 9637697 A1 59604308 D1 0828935 A1		05-06-1996 28-11-1996 02-03-2000 18-03-1998
DE 19928589	A	28-12-2000	DE EP	19928589 A1 1063471 A1		28-12-2000 27-12-2000
WO 0123743	A	05-04-2001	DE WO EP	19946833 A1 0123743 A1 1135593 A1		03-05-2001 05-04-2001 26-09-2001