

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 775 260 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
09.09.1998 Patentblatt 1998/37

(51) Int Cl.⁶: **F02M 41/14**, F02M 59/36,
F02M 59/46

(21) Anmeldenummer: **94918282.8**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE94/00695

(22) Anmeldetag: **18.06.1994**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 95/02760 (26.01.1995 Gazette 1995/05)

(54) **KRAFTSTOFFEINSPRITZPUMPE**

FUEL-INJECTION PUMP

POMPE D'INJECTION DE CARBURANT

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(72) Erfinder: **RODRIGUEZ-AMAYA, Nestor**
D-70372 Stuttgart (DE)

(30) Priorität: **15.07.1993 DE 4323683**

(56) Entgegenhaltungen:

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.05.1997 Patentblatt 1997/22

EP-A- 0 244 340	EP-A- 0 524 132
DE-A- 4 142 940	DE-A- 4 221 921
GB-A- 2 041 170	GB-A- 2 261 035
GB-A- 2 262 782	

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

EP 0 775 260 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart der im Oberbegriff des Anspruchs 1 definierten Gattung.

Solche Kraftstoffeinspritzpumpen mit nach innen öffnendem Schaltventil (I-Ventil), d.h. mit beim Ventilöffnen gegen den Kraftstofffluß zu verschiebenden Ventiltglied, haben gegenüber Kraftstoffeinspritzpumpen mit nach außen öffnendem Schaltventil (A-Ventil), bei welchem die Öffnungsrichtung des Ventiltglieds und die Strömungsrichtung des beim Ventilöffnen einsetzenden Kraftstoffflusses gleichgerichtet sind, den Vorteil der höheren Betriebsstabilität, da beim Öffnungsvorgang auftretende, der Kraftstoffflußrichtung entgegengesetzt gerichtete hydraulische Impulskräfte anders als beim A-Ventil öffnungsunterstützend wirken, so daß kurzzeitige Schließphasen beim Öffnungsvorgang und eine damit verbundene Instabilität des Schaltventils im Grundsatz unterbunden werden.

Dennoch hat man beim Schließ- und Öffnungsvorgang solcher I-Ventile während der Einspritzphase weiterhin ein instabiles Verhalten festgestellt. Diese Instabilität hat folgende Ursachen: Vor Beginn des Einspritzvorgangs fördert der Pumpenkolben Kraftstoff vom Pumpenarbeitsraum zum ersten Ventilraum über die vom Ventiltglied freigegebene Ventilöffnung zu dem im Niederdruckbereich liegenden zweiten Ventilraum. Diese Förderung ist kontinuierlich, so daß von einer bewegten Kraftstoffsäule gesprochen werden kann. Zur Einleitung des Einspritzvorgangs wird das Schaltventil geschlossen, wodurch die Kraftstoffsäule abgerissen wird. Da diese Kraftstoffsäule eine eigene Dynamik besitzt, bleibt sie in Bewegung und wird später durch den im Niederdruckbereich herrschenden Druck abgebremst. Zuvor erzeugt sie jedoch im zweiten Ventilraum unterhalb des geschlossenen Ventiltglieds einen Hohlraum. Danach wird die abgebremste Kraftstoffsäule durch den Druck im Niederdruckbereich in die entgegengesetzte Richtung, d. h. in den zuvor erzeugten Hohlraum, beschleunigt und letzterer wird erneut gefüllt. Dabei entsteht ein Füllstoß, der die Stirnfläche des Ventiltglieds trifft. Befindet sich dabei das Ventiltglied noch in Bewegung, wird die Bewegung des Ventiltglieds unkontrollierbar, was zu einem instabilen Einspritzvorgang führt. In ähnlicher Weise entstehen Instabilitäten während des Absteuerns durch Öffnen des Ventiltglieds, wenn in dem Kraftstoff zu diesem Zeitpunkt Druckpulsationen auftreten.

Durch die GB-A-22 61 035, die den nächstkommen den Stand der Technik bildet, ist eine Verteilerkraftstoff einspritzpumpe bekannt, die einen in einem Pumpen zylinder hin- und hergehenden und zugleich rotierend angetriebenen Pumpen- und Verteilerkolben aufweist, der in dem Pumpenzylinder auf der einen Seite einen Pumpenarbeitsraum begrenzt, der auf der anderen Sei-

te durch eine das Gehäuse der Kraftstoffeinspritzpumpe eingesetztes Magnetventilgehäuse abgeschlossen wird. Die Füllung und Entlastung des Pumpenarbeitsraumes erfolgt durch das Magnetventil, das mit seinem Ventiltglied den Übergang von einem mit Hochdruck beaufschlagbaren, mit dem Pumpenarbeitsraum verbundenen ersten Ventilraum zu einem mit einem Entlastungsraum verbundenen zweiten Ventilraum herstellt und trennt und damit die Phase steuert, in der der Pumpenkolben den mit Kraftstoff gefüllten Pumpenarbeitsraum auf einen einspritzwirksamen Hochdruck bringt. Das Ventiltglied weist einen niederdruckseitigen Entlastungskolben auf und wird von einer Ventiltfeder in Öffnungsrichtung entgegen der Kraftstoffabströmrichtung aus dem Pumpenarbeitsraum und durch einen Elektromagneten in Schließrichtung beaufschlagt.

Diese bekannte Ausgestaltung hat den Nachteil, daß durch das sich an den Pumpenzylinder anschließende Magnetventil ein erheblicher Bauraum bei der Kraftstoffeinspritzpumpe erforderlich ist, verbunden mit einer durch das Magnetventilgehäuse und den dort enthaltenen Ventilträumen und Zuleitungen erheblichen großen Totvolumen, das vom Pumpenkolben bei jedem Pumpenkolbenförderhub auf Einspritzdruck vorgespannt werden muß, ohne aktiv der Einspritzung zur Verfügung zu stehen. Des weiteren muß das ganze Magnetventilgehäuse hochdruckfest den Pumpenarbeitsraum verschließen, was weiteren Aufwand an Fertigung und Montage stellt.

Durch die erfindungsgemäße Lösung wird vorteilhaft der erforderliche Bauraum dadurch reduziert, daß das Ventiltglied im Verteiler integriert ist. Damit wird auch der Aufwand für eine ausreichende Hochdruckabdichtung des Pumpenarbeitsraumes reduziert, da diese Abdichtung das Ventiltglied mit seiner Führung in der axialen Sackbohrung des Verteilers selbst übernimmt. Der das Ventiltglied betätigende Elektromagnet ist somit nur noch einem Leckkraftstofffluß ausgesetzt und muß nicht hochdruckfest konstruiert, hergestellt und montiert werden.

Es ist zwar aus der EP-A-0 244 340 bekannt, ein Ventiltglied innerhalb einer zentralen Sackbohrung eines Verteilers einer Verteilerkraftstoffeinspritzpumpe anzuordnen, doch liegt bei diesem Ventil der zweite Ventilraum außerhalb des Verteilers und weist auch keinen Niederdruckentlastungskolben auf. Die bekannte Kraftstoffeinspritzpumpe hat dabei die bereits eingangs diskutierte Nachteile.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzpumpe mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hat den Vorteil, daß durch den im Niederdruckraum angeordneten Niederdruckkolben das Ventiltglied auf die beschriebenen Druckpulsationen weitgehend neutral reagiert, von diesen also nicht beeinflusst wird und dadurch eine stabile Hydraulik sowohl beim Einleiten des

Einspritzvorgangs durch Schließen des Schaltventils als auch beim Absteuern des Einspritzvorgangs durch Öffnen des Schaltventils gewährleistet wird. Durch den Niederdruckkolben wird die Angriffsfläche am Ventilglied für die Druckpulsationen stark reduziert, da nunmehr nicht mehr der gesamte, vom Ventilsitzdurchmesser bestimmte Querschnitt des Ventilglieds als Angriffsfläche zur Verfügung steht, sondern nur noch die ringförmige Querschnittsfläche, die sich aus der Differenz zwischen Sitzdurchmesser des Ventilglieds und Durchmesser des Niederdruckkolbens ergibt. Nähert man den Durchmesser des Niederdruckkolbens an den Sitzdurchmesser an, so ist der Einfluß der Druckpulsation eliminiert und die Ventilgliedbewegung beim Öffnen und Schließen stabil.

Durch die in den weiteren Ansprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen Kraftstoffeinspritzpumpe möglich.

Zeichnung

Die Erfindung ist anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Dabei zeigt die Zeichnung ausschnittsweise einen Längsschnitt einer Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart für eine Dieselmotorkraftmaschine.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Die in der Zeichnung im Längsschnitt ausschnittsweise dargestellte Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart weist ein hier nicht zu sehendes Gehäuse auf, das von einem Gehäusedeckel 10 flüssigkeitsdicht abgeschlossen ist. Im Gehäuse 10 ist eine Verteilerwelle 11 drehbar gelagert. Im Gehäusedeckel 10 sind an mehreren Pumpenauslässen Anschlußrohrstutzen 13 angeordnet, die über nicht dargestellte Druckleitungen und Einspritzdüsen einen mehrzylindrigen Dieselmotor versorgen. Von den Anschlußrohrstutzen 13 ist nur einer dargestellt. Die Anschlußrohrstutzen 13 werden nacheinander über die rotierende Verteilerwelle 11 mit einer zugemessenen Kraftstoffmenge versorgt, die unter Einspritzdruck steht und über den jeweiligen Anschlußrohrstutzen 13 und die daran angeschlossene Druckleitung und Einspritzdüse in den Brennraum des jeweiligen Zylinders des Dieselmotors eingespritzt wird. Die Verteilerwelle 11 ist in einer Hülse 14 drehbar gelagert, die in einer Bohrung 15 im Gehäusedeckel 10 eingesetzt ist. Die Bohrung 15 ist stirnseitig mit einem Elektromagneten 16 abgeschlossen. Die Verteilerwelle 11 ist mittels eines Mitnehmers 12 drehfest mit einer weiter nicht dargestellten Antriebswelle verbunden, deren Achse mit der der Verteilerwelle 11 fluchtet.

In der in Fig. 1 unteren, mit größerem Durchmesser geformten Bundpartie der Verteilerwelle 11 sind Pumpenkolben 17, deren Anzahl zwei, drei oder vier sein

kann, vorgesehen, die jeweils in einem quer zur Verteilerwellenachse, d.h. radial, ausgerichteten, mit der Verteilerwelle 11 vorzugsweise einstückigen Pumpenzylinder axial verschieblich geführt sind. Von den Pumpenkolben 17 sind in der Zeichnung nur zwei Pumpenkolben 17 angedeutet. Die mit der Verteilerwelle 11 umlaufenden Pumpenkolben 17 werden jeweils über einen Stößel, der sich an einem feststehenden Nockenring mit daran ausgebildeter Nockenbahn abstützt, zu einer im Pumpenzylinder hin- und hergehenden Hubbewegung angetrieben. Wie für einen Pumpenkolben 17 in der Zeichnung dargestellt ist, begrenzt jeder Pumpenkolben 17 einen Pumpenarbeitsraum 18, der über einen bestimmten Drehwinkelbereich der Verteilerwelle 11 mit einer in der Verteilerwelle 11 eingebrachten Verteilerbohrung 19 in Verbindung steht. Die Verteilerbohrung 19 mündet in einem Ringnutabschnitt 20 am Umfang der Verteilerwelle 11, der während dieses Drehwinkelbereichs der Verteilerwelle 11 mit der Mündung einer zu dem Anschlußrohrstutzen 13 führenden Einspritzbohrung 21 an der Hülseinnenwand in Verbindung steht.

In die Verteilerwelle 11 ist eine koaxiale Sackbohrung 22 eingebracht, in welcher mehrere Bohrungsabschnitte mit unterschiedlichen Durchmessern ausgebildet sind. Der am Grund der Sackbohrung 22 befindliche Bohrungsabschnitt bildet eine Leckflüssigkeit-Sammelkammer 23 und der sich daran anschließende Bohrungsabschnitt einen zweiten Ventilraum 24 für ein Schaltventil 25. Die Leckflüssigkeit-Sammelkammer 23 und der zweite Ventilraum 24 sind durch einen zylindrischen Wandabschnitt 26 voneinander getrennt, dessen lichter Durchmesser etwas reduziert ist. Die Leckflüssigkeit-Sammelkammer 23 ist an einer hier nicht zu sehende Kraftstoff-Rücklaufleitung angeschlossen. Der zweite Ventilraum 24 ist über eine in der Verteilerwelle 11 nach außen verlaufende Entlastungsbohrung 27 und eine am Umfang der Verteilerwelle 11 eingebrachte Axialnut 28 mit einer am Umfang der Verteilerwelle 11 angeordneten Ringnut 29 verbunden, die ständig mit der Mündung einer Radialbohrung 30 in der Hülse 14 in Verbindung steht. Die Radialbohrung 30 steht über eine Bohrung 31 im Gehäusedeckel 10 mit dem Innenraum 45 der Kraftstoffeinspritzpumpe in Verbindung, der mittels einer hier nicht dargestellten, auf der Antriebswelle sitzenden Kraftstoffförderpumpe mit Kraftstoff gefüllt ist und aus dem bei jedem Pumpenkolbenhub Kraftstoff in den Pumpenarbeitsraum 18 gefördert wird. Anschließend an den zweiten Ventilraum 24 ist in der Sackbohrung 22 ein radial vorspringender Ringsteg 32 ausgebildet, der eine Ventilöffnung 33 des Schaltventils 25 begrenzt und auf dessen vom zweiten Ventilraum 24 abgekehrten Ringfläche ein Ventilsitz 34 für ein Ventilglied 35 ausgebildet ist. Der der Ventilöffnung 33 in der Sackbohrung 22 vorgelagerte Bohrungsabschnitt mit größerem lichten Durchmesser bildet einen ersten Ventilraum 36 des Schaltventils 25, in dem das mit dem Ventilsitz 34 zum Öffnen und Schließen der Ventilöffnung 33 zusammenwirkende Ventilglied 35 angeordnet ist. Der er-

ste Ventilraum 36 ist über eine in der Verteilerwelle 11 nach außen führende Verbindungsbohrung 46 an dem Ringnutabschnitt 20 angeschlossen und steht somit während des definierten Drehwinkelbereichs der Verteilerwelle 11 sowohl mit dem Pumpenarbeitsraum 18 als auch mit der Einspritzbohrung 21 in Verbindung.

Das Ventilglied 35 ist einstückig mit einem Führungskolben 37 ausgebildet, der in einem dem ersten Ventilraum 36 vorgelagerten, demgegenüber im Durchmesser reduzierten Führungsabschnitt 38 axial verschieblich geführt ist. Der Führungskolben 37 liegt mit seinem vom Ventilglied 35 abgekehrten Ende an einem Anschlag 39 an, der von einer auf die Stirnseite der Hülse 14 aufgesetzten Kappe 40 mit zentraler Durchgangsbohrung 41 gebildet ist. Die Kappe 40 ist mittels in die Stirnseite der Verteilerwelle 11 eingeschraubter Schrauben 42 befestigt. An der vom Führungskolben 37 abgekehrten Seite des Ventilglieds 35 setzt sich ein kegelförmiger Zapfen 56 einstückig fort, dessen Durchmesser mit wachsendem Abstand vom Ventilglied 35 zunimmt und an dessen Ende ein Niederdruckkolben 43 einstückig ausgebildet ist. Der Niederdruckkolben 43 liegt in dem zwischen dem zweiten Ventilraum 24 und der Leckflüssigkeit-Sammelkammer 23 ausgebildeten zylindrischen Wandabschnitt 26 ein und wird in diesem mit geringem Radialspiel geführt. Der Außendurchmesser des Niederdruckkolbens 43 ist dabei in etwa so groß bemessen, wie der Sitzdurchmesser des Ventilglieds 35, mit dem das Ventilglied 35 auf dem Ventilsitz 34 aufsitzt. Dieser Sitzdurchmesser entspricht bei der dargestellten zylinderförmigen Ausbildung des Ventilglieds 35 angenähert dem lichten Durchmesser der Ventilöffnung 33. In der Leckflüssigkeit-Sammelkammer 23 ist eine als zylindrische Schraubendruckfeder ausgebildete Ventilsitzfeder 44 aufgenommen, die sich am Grund der Sackbohrung 22 und an der Stirnseite des Niederdruckkolbens 43 abstützt. Die Ventilsitzfeder 44 wirkt in Öffnungsrichtung des Schaltventils 25 und ist bestrebt, das Ventilglied 35 vom Ventilsitz 34 unter Freigabe der Ventilöffnung 33 abzuheben. In Ventiloffenstellung liegt der Führungskolben 37 unter der Wirkung der Ventilsitzfeder 44 am Anschlag 39 an der Kappe 40 an.

Der eingangs erwähnte Elektromagnet 16 dient zum Schließen des Schaltventils 25 gegen die Rückstellkraft der Ventilsitzfeder 44.

Der Elektromagnet 16 weist in bekannter Weise ein topfförmiges Magnetgehäuse 47 mit einem zentralen, vom Topfboden rechtwinklig wegstehenden Topfkern 48 auf. Das Magnetgehäuse 47 ist in die Stirnseite der Bohrung 15 im Gehäusedeckel 10 eingesetzt und mittels einer Ringdichtung 52 gegenüber der Bohrungswand abgedichtet. Das Magnetgehäuse 47 dient zugleich zur axial unverschieblichen Festlegung der Hülse 14 in der Bohrung 15. Im Innern des Magnetgehäuses 47 ist eine Erregerspule 49 aufgenommen, deren Bestromung über Anschlußstifte 53 vorgenommen wird. In einer koaxialen Führungsbohrung 50 im Topfkern 48 ist ein Betätigungsstößel 51 axial verschieblich geführt, der mit

seinem einen Ende an einer Ankerplatte 54 des Elektromagneten 16 befestigt ist und mit seinem anderen freien Ende am Führungskolben 37 stirnseitig anliegt, und zwar dort an einem im Durchmesser reduzierten Zapfen 371 des Führungskolbens 37, der durch die Durchgangsbohrung 41 in der Kappe 40 hindurchragt.

Bei unbestromter Erregerspule 49 und damit unerregtem Elektromagneten 16 schiebt die Ventilsitzfeder 44 über das Ventilglied 35 mit Niederdruckkolben 43 und Führungskolben 37 den Betätigungsstößel 51 mit Ankerplatte 54 gegen einen Anschlag 55 am Magnetgehäuse 47, der den maximalen Hub der Ankerplatte 54 festlegt. Das Schaltventil 25 ist geöffnet und der erste Ventilraum 36 über die Ventilöffnung 33 mit dem zweiten Ventilraum 24 verbunden. In Offenstellung des Schaltventils 25 sind sowohl der Pumpenarbeitsraum 18 über die Verteilerbohrung 19 als auch die Einspritzbohrung 21 über die Verbindungsbohrung 46 im Verteilerwelle 11 und über die Entlastungsbohrung 27, sowie Radialbohrung 30 und Bohrung 31 im Gehäusedeckel 10 mit dem kraftstoffgefüllten Innenraum 45 der Kraftstoffeinspritzpumpe verbunden. Wird die Erregerspule 49 des Elektromagneten 16 bestromt, so wird die Ankerplatte 54 in Richtung zum Topfboden des Magnetgehäuses 47 angezogen und drückt über den Betätigungsstößel 51 das Ventilglied 35 auf den die Ventilöffnung 33 umgebenden Ventilsitz 34. Die Ventilöffnung 33 ist geschlossen, und der Pumpenarbeitsraum 18 ist über die Verteilerbohrung 19 mit der Einspritzbohrung 21 verbunden, so daß der im Pumpenarbeitsraum 18 auf Einspritzdruck komprimierte Kraftstoff über den Anschlußrohrstutzen 13 und die nicht dargestellte Druckleitung und Einspritzdüse in dem Brennraum des Zylinders des Dieselmotors eingespritzt wird. Zum Beenden des Einspritzvorgangs wird das Schaltventil 25 entregt, die Ankerplatte 54 fällt ab, und die Ventilsitzfeder 44 öffnet das Schaltventil 25, wobei die Bewegungsrichtung des Ventilglieds 35 gegen die Strömungsrichtung des Kraftstoffs gerichtet ist, der bei geöffnetem Schaltventil 25 vom ersten Ventilraum 36 über die Ventilöffnung 33 zum zweiten Ventilraum 24 hin und von dort weiter in den Innenraum 45 der Kraftstoffeinspritzpumpe strömt. Der Pumpenarbeitsraum 18 ist damit in der beschriebenen Weise mit dem Niederdruckbereich im Innenraum 45 der Kraftstoffeinspritzpumpe verbunden und der Druck an der Druckleitung und Einspritzdüse fällt schlagartig ab, als dessen Folge die Einspritzdüse schließt. Der Einspritzvorgang wird damit schlagartig abgebrochen.

Die Erfindung ist nicht auf das vorstehend beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt. So kann der Ventilsitz 34 ebenso wie das Ventilglied 35 kegelförmig ausgebildet werden. Der Durchmesser der Sitzfläche des Ventilglieds 35 wird dann durch den Auflagekreis der Kegelfläche am Ventilsitz 34 auf der Kegelfläche des Ventilsitzes 34 bestimmt. Diesem Durchmesser der kegelförmigen Sitzfläche des Ventilglieds 35 auf dem kegelförmigen Ventilsitz 34 wird der Außendurchmesser des Niederdruckkolbens 43 wieder angenähert.

Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzpumpe der Verteilerbauart zur Versorgung einer Mehrzahl von Einspritzdüsen einer Brennkraftmaschine, insbesondere einer Dieselmotorkraftmaschine, mit mindestens einem in einer hin- und hergehenden Hubbewegung angetriebenen Pumpenkolben (17), der einen mit einem Kraftstoffzulauf verbindbaren Pumpenarbeitsraum (18) begrenzt und bei jedem Förderhub Kraftstoff mit Einspritzdruck zu einer der Einspritzdüsen fördert, mit einer rotierenden Verteilerwelle (11), die über eine Verteilerbohrung (19) bei ihrer Drehung eine Verbindung zwischen Pumpenarbeitsraum (18) und Einspritzdüse herstellt, und mit einem Schaltventil (25) zum Zumessen der Kraftstoffeinspritzmenge, das ein einen Ventilsitz (34) aufweisende Ventilöffnung (33) zwischen ein mit der Verteilerbohrung (19) verbundenen ersten Ventilraum (36) und einem mit einer Entlastungsbohrung (27) verbundenen zweiten Ventilraum (24) steuerndes Ventilglied (35) aufweist, das mit einer Sitzfläche von einer in Ventilöffnungsrichtung wirkenden Ventilsfeder (44) von dem Ventilsitz (34) abhebbar ist und beim Ventilöffnen gegen den über die Ventilöffnung (33) abströmenden Kraftstofffluß verschoben wird und das einen Elektromagneten (16) mit Magnetanker (54) zum Betätigen des Ventilgliedes (35) in Ventilschließrichtung aufweist und mit dem Ventilglied (35) ein zu diesem coaxialer Niederdruckkolben (43) über einen im Durchmesser reduzierten Zapfen (56) starr verbunden ist, der in den zweiten Ventilraum (24) ragt und mit seinem der Ventilöffnung (33) abgewandten Ende in einem sich an den zweiten Ventilraum (24) anschließenden zylindrischen Wandabschnitt (26) mit minimalem Radialspiel axial verschieblich geführt ist, wobei die Ventilsfeder (44) in einer an einer Kraftstoffrückführung angeschlossenen Leckölflüssigkeit-Sammelkammer (23) aufgenommen ist, die sich stirnseitig an den Niederdruckkolben (43) im Anschluß an den zylindrischen Wandabschnitt (26) anschließt und sich dort am Grund der Leckölflüssigkeit-Sammelkammer (23) und an der Stirnseite des Niederdruckkolbens (43) abstützt, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Ventilräume (36, 24), die Ventilöffnung (33) mit Ventilsitz (34) und der zylindrische Wandabschnitt (26) sowie die Leckölflüssigkeitsammelkammer (23) zusammen mit dem Ventilglied (35) mit Niederdruckkolben (43) in einer zentralen Sackbohrung (22) in der Verteilerwelle (11) ausgebildet sind, welche Sackbohrung (22) durch das Ventilglied (35) nach außen verschlossen wird und auf der nach außen weisenden Stirnseite des Ventilgliedes (35) der Magnetanker (54) des Elektromagneten (16) zur Einwirkung kommt.

2. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 1, dadurch

gekennzeichnet, daß der Elektromagnet (16) eine Erregerspule (49) und einen mit seinem Magnetanker (54) fest verbundenen, zur Verteilerwelle (11) coaxialen Betätigungsstößel (51) aufweist, der coaxial an der Stirnseite eines mit dem Ventilglied (35) fest verbundenen Führungskolben (37) anliegt, und daß der Führungskolben (37) in einem dem ersten Ventilraum (36) vorgelagerten zylindrischen Führungsabschnitt (38) in der Sackbohrung (22) axial verschieblich einliegt.

3. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerwelle (11) in einer in einem Pumpengehäuse (10) gehaltenen Hülse (14) drehbar einliegt, daß die Verteilerwelle (11) auf ihrem Umfang eine Ringnut (29) trägt, in welche die in der Verteilerwelle (11) verlaufende Entlastungsbohrung (27) mündet, und daß die Ringnut (29) stets mit der Mündung einer in der Hülse (14) eingebrachten Radialbohrung (30) verbunden ist, die mit dem Kraftstoff gefüllten Innenraum (45) des Pumpengehäuses in Verbindung steht.

4. Kraftstoffeinspritzpumpe nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilglied (35) durch die Ventilsfeder (44) mit einem mit dem Ventilglied fest verbundenen Führungskolben (37) in Anlage an einen Anschlag (39) bringbar ist, der durch eine an der Stirnseite der Verteilerwelle befestigte Kappe (40) gebildet ist, die sich an der Stirnseite der Hülse (14) abstützt und die Verteilerwelle (11) an dieser Stirnseite abgewandten anderen Ende einen Bund zur Aufnahme von Pumpenkolben (17) in radial zur Achse der Verteilerwelle (11) ausgerichteten Pumpenzylinder aufweist, zwischen welchem Bund und der Kappe (40) die Verteilerwelle (11) an der Hülse (14) axial geführt wird.

Claims

1. A fuel injection pump of the distributor type for supplying a plurality of injection nozzles of an internal combustion engine, especially a diesel internal combustion engine, with at least one pump piston (17) which is driven in a reciprocating stroke movement and which delimits a pump working space (18) connectable to a fuel inflow and, during each feed stroke, feeds fuel at injection pressure to one of the injection nozzles, with a rotating distributor shaft (11) which, during its rotation, makes a connection between the pump working space (18) and the injection nozzle via a distributor bore (19), and with a switching valve (25) for metering the fuel injection quantity, the said switching valve having a valve member (35) which controls a valve orifice (33), having a valve seat (34), between a first valve space (36), connected to the distributor bore (19), and a

second valve space (24), connected to a relief bore (27), and which can be lifted off with a seat surface from the valve seat (34) by a valve spring (44) acting in the valve-opening direction and, during the opening of the valve, is displaced counter to the fuel flow flowing off via the valve orifice (33) and which has an electromagnet (16) with a magnet armature (54) for actuating the valve member (35) in the valve-closing direction, there being rigidly connected to the valve member (35), via a stem (56) of reduced diameter, a low-pressure piston (43) which is coaxial to the said valve member and which projects into the second valve space (24) and is axially displaceably guided with minimal radial play, at its end facing away from the valve orifice (33), in a cylindrical wall portion (26) adjoining the second valve space (24), the valve spring (44) being received in a leakage-oil fluid collecting chamber (23) which is connected to a fuel return conduit and which, adjoining the cylindrical wall portion (26), follows the low-pressure piston (43) on its end face and is supported there on the bottom of the leakage-oil fluid collecting chamber (23) and on the end face of the low-pressure piston (43), characterized in that the two valve spaces (36, 24), the valve orifice (33) with valve seat (34), the cylindrical wall portion (26) and the leakage-oil fluid collecting chamber (23), together with the valve member (35) having the low-pressure piston (43), are designed in a central blind bore (22) in the distributor shaft (11), the said blind bore (22) being closed relative to the outside by means of the valve member (35), and the magnet armature (54) of the electromagnet (16) coming into action on the outward-pointing end face of the valve member (35).

2. Fuel injection pump according to Claim 1, characterized in that the electromagnet (16) has an exciting coil (49) and an actuating tappet (51) which is fixedly connected to the magnet armature (54) of the said electromagnet and is coaxial to the distributor shaft (11) and which bears coaxially on the end face of a guide piston (37) fixedly connected to the valve member (35), and in that the guide piston (37) rests axially displaceably in a cylindrical guide portion (38) in the blind bore (22), the said guide portion preceding the first valve space (36).

3. Fuel injection pump according to Claim 2, characterized in that the distributor shaft (11) rests rotatably in a sleeve (14) held in a pump casing (10), in that the distributor shaft (11) carries on its circumference an annular groove (29), into which opens the relief bore (27) running in the distributor shaft (11), and in that the annular groove (29) is always connected to the mouth of a radial bore (30) which is made in the sleeve (14) and which is connected to the fuel-filled inner space (45) of the pump cas-

ing.

4. Fuel injection pump according to Claim 3, characterized in that the valve member (35) can be brought by the valve spring (44), by means of a guide piston (37) fixedly connected to the valve member, to bear on a stop (39) formed by a cap (40) which is fastened to the end face of the distributor shaft and which is supported on the end face of the sleeve (14), and the distributor shaft (11) has, at the other end facing away from this end face, a collar for receiving pump pistons (17) in pump cylinders oriented radially to the axis of the distributor shaft (11), the distributor shaft (11) being axially guided on the sleeve (14) between the said collar and the cap (40).

Revendications

1. Pompe d'injection de carburant, de type distributrice, pour alimenter plusieurs injecteurs d'un moteur à combustion interne, notamment d'un moteur Diesel, comprenant

- au moins un piston de pompe (17) entraîné suivant un mouvement de translation alternative, ce piston délimitant une chambre active de pompe (18) susceptible d'être reliée à l'arrivée de carburant et, à chaque course de transfert, fournissant le carburant à la pression d'injection à l'un des injecteurs,
- un axe de distributeur rotatif (11) qui, au cours de sa rotation, établit une communication, par le perçage de distributeur (19), entre la chambre active de pompe (18) et l'injecteur, et
- une soupape de commutation (25) pour doser la quantité de carburant à injecter, cette soupape ayant un organe de soupape (35) commandant une ouverture de soupape (33) ayant un siège de soupape (34), entre une première chambre de soupape (36) reliée au perçage de distributeur (19) et une seconde chambre de soupape (24) reliée à un perçage de décharge (27),
- cet organe de soupape pouvant être soulevé du siège de soupape (34) par un ressort de soupape (44) ayant une surface d'appui et agissant dans le sens de l'ouverture de la soupape et, lors de l'ouverture de la soupape, pouvant être déplacé contre le passage de carburant traversant l'ouverture de soupape (33),
- cet organe comportant également un électroaimant (16) avec un induit (54) pour actionner l'organe de soupape (35) dans le sens de fermeture, en étant relié rigidement à l'organe de soupape (35) et
- un piston basse pression (43) coaxial à l'organe

de soupape (35) et relié rigidement à celui-ci par un téton (56) de diamètre réduit, ce téton pénétrant dans la seconde chambre de soupape (24) et, par son extrémité opposée à l'ouverture de soupape (33), étant guidé en coulisse-

- le ressort de soupape (44) étant logé dans une chambre collectrice d'huile de fuite (23) reliée à la conduite de retour de carburant, cette chambre étant reliée, en face frontale au piston basse pression (43), à la jonction avec le segment de paroi cylindrique (26), et s'y appuyant au fond de la chambre collectrice d'huile de fuite (23) et contre la face frontale du piston basse pression (43),

caractérisée en ce que

les deux chambres de soupape (36, 24), l'ouverture de soupape (33) avec le siège de soupape (34) et le segment de paroi cylindrique (26), ainsi que la chambre collectrice d'huile de fuite (23) et l'organe de soupape (35) avec le piston basse pression (43), sont réalisés dans un perçage borgne central (22) de l'axe de distributeur (11), ce perçage borgne (22) étant fermé vers l'extérieur par l'organe de soupape (35) et l'induit (54) de l'électro-aimant (16) agissant sur la face frontale de l'organe (35) tournée vers l'extérieur.

2. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 1, caractérisée en ce que

- l'électro-aimant (16) comprend une bobine d'excitation (49) et un poussoir (51) relié solidement à l'induit (54), et coaxial à l'axe (11) du distributeur, ce poussoir s'appuyant coaxialement à la face frontale d'un piston de guidage (37) relié solidement à l'organe de soupape (35), et
- le piston de guidage (37) coulisse axialement dans le perçage borgne (22), dans un segment de guidage cylindrique (38), en amont de la première chambre de soupape (36).

3. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 2, caractérisée en ce que

- l'axe de distributeur (11) est logé à rotation dans un manchon (14) maintenu dans un corps de pompe (10), l'axe de distributeur (11) ayant, à sa périphérie, une rainure annulaire (29) dans laquelle débouche le perçage de décharge (27) passant dans l'axe de distributeur (11), et
- la rainure annulaire (29) est toujours reliée à

l'embouchure d'un perçage radial (30) réalisé dans le manchon (14), ce perçage radial communiquant avec la chambre intérieure (45), remplie de carburant, du corps de pompe.

4. Pompe d'injection de carburant selon la revendication 3, caractérisée en ce que l'organe de soupape (35) est mis en appui contre une butée (39), sous l'action du ressort de soupape (44), par un piston de guidage (37) relié solidement à l'organe de soupape, la butée étant formée par un capuchon (40) fixé à la face frontale de l'axe de distributeur, ce capuchon (40) s'appuyant contre la face frontale du manchon (14) et l'axe de distributeur (11) comportant, à son autre extrémité opposée à cette face frontale, une collerette pour recevoir le piston de pompe (17) dans le cylindre de pompe aligné radialement par rapport à l'axe de distributeur (11), l'axe de distributeur (11) étant guidé axialement dans le manchon (14) entre la collerette et le capuchon (40).

