



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer: **0 194 431**
B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift:
27.04.88

(51) Int. Cl.4: **F 02 M 59/36**

(21) Anmeldenummer: **86101067.6**

(22) Anmeldetag: **27.01.86**

(54) **Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung an Brennkraftmaschinen.**

(30) Priorität: **08.02.85 DE 3504265**

(73) Patentinhaber: **M.A.N. - B&W Diesel GmbH,
Stadtbachstrasse 1, D-8900 Augsburg 1 (DE)**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
17.09.86 Patentblatt 86/38

(72) Erfinder: **Ehm, Karl, Theodor- Storm- Strasse 18b,
D-8902 Neusäss (DE)**
Erfinder: **Kattenbusch, Günter, Friedr.- Ebert-
Strasse 13a, D-8900 Augsburg (DE)**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
27.04.88 Patentblatt 88/17

(84) Benannte Vertragsstaaten:
CH DE FR LI NL

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A-0 050 710
EP-A-0 092 268
DE-A-2 742 466
FR-A-2 524 564
GB-A-2 004 943
US-A-4 326 672

**PATENTS ABSTRACTS OF JAPAN, Band 8, Nr. 220
(M330) 1657 , 6. Oktober 1984; & JP - A - 59 103 960
(NISSAN JIDOSHA K.K.) 15.06.1984**

EP 0 194 431 B1

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

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Kraftstoffhochdruck-Brennstoffeinspritzvorrichtung an Brennkraftmaschinen mit Merkmalen der im Oberbegriff des Anspruches 1 angegebenen Art. Eine ähnliche Brennstoffeinspritzvorrichtung zur Erzeugung niederer bis mittlerer Einspritzdrücke ist aus dem "Patents abstracts of Japan", Band 8, Nr. 220 (M330), (1657), 06. Oktober 1984 zu JP-A-59 103 960 bekannt. Ein elektromagnetisches Ventil verbindet dort in geöffneter Stellung eine von der Brennstoffförderpumpe kommende Zuführleitung über die Bohrung eines hohlradförmigen Zumeßventils mit dem Druckraum einer Hochdruckeinspritzpumpe. Gleichzeitig wird bei geöffnetem Magnetventil die rückwärtige Fläche des Zumeßventils mit der Zuführleitung verbunden und somit druckentlastet. Zur Festlegung des Einspritzbeginns schließt bei sich abwärtsbewegendem, nockengetriebem Hochdruckstempel das Magnetventil die Verbindung zwischen rückwärtigem Ende des Zumeßventils und der Zuführleitung. Ober die drosselartig ausgebildete Bohrung im Zumeßventil wird dessen größere rückwärtige Fläche vom sich aufbauenden Druck im Hochdruckraum beaufschlagt und verschließt mit einem an seiner flächenkleineren Vorderseite angeordneten kegeligen Ventilsitz eine Verbindung zwischen Hochdruckraum und einer Rückströmleitung. Durch den daraufhin im Brennstoffvorlageraum eines Einspritzventils entstehenden Druck wird eine in Schließrichtung federbeaufschlagte Ventilnadel von ihrem Sitz angehoben und die Einspritzöffnungen werden freigegeben. Zur Beendigung des Einspritzvorganges wird das Magnetventil geöffnet. Das Zumeßventil gibt daraufhin bei Entlastung seiner rückwärtigen Fläche die Verbindung vom Hochdruckraum bzw. vom Brennstoffvorlageraum zur Rückleitung frei.

Bei dieser bekannten Anordnung ist nachteilig, daß das Magnetventil gegen den hohen Brennstoffdruck geschlossen und während des Einspritzvorganges in dieser Lage gehalten werden muß. Bei sehr hohen Einspritzdrücken wären dazu entsprechend große Magnete erforderlich. Außerdem sind die Schaltzeiten von Magnetventilen relativ groß und daher ungeeignet, den für eine günstige Verbrennung gewünschten steilen Druckaufbau herbeizuführen. Die Trägheit dieser Ventilbauart bedeutet bei Verwendung eines einzigen Ventils außerdem, daß die bei einem Schließvorgang und einem unmittelbar anschließenden Öffnungsvorgang benötigte, relativ hohe Gesamtansprechzeit eine bestimmte Mindesteinspritzmenge bedingt, die nicht unterschritten werden kann.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 zugrunde liegende Brennstoff-

Einspritzvorrichtung so weiterzubilden, daß diese bei großer Betriebssicherheit einen extrem steilen Druckaufbau auch bei sehr hohen Einspritzdrücken und sehr kleinen Einspritzmengen ermöglicht.

Diese Aufgabe wird durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst.

Eine dem gattungsbildenden japanischen Abstract nahezu identische Anordnung - mit denselben Nachteilen wie jene - ist aus der DE-A-2 742 466 bekannt.

Eine Anwendung von zwei getrennten Schaltventilen zur Steuerung von Einspritzbeginn und Einspritzende ist prinzipiell bereits aus der US-A-4 326 672 bekannt. Die dort verwendeten Drehschieberventile sind jedoch aufgrund der auftretenden Dichtungsprobleme für Hochdruck-Einspritzvorrichtungen ungeeignet. Die in einer vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung verwendeten Steuer- und Servoventile sind für sich gesehen in einer anderen Anordnung aus der auf die Anmelderin zurückgehenden FR-A-2 316 450 bekannt.

Nachstehend ist die Erfindung anhand mehrerer in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. In der Zeichnung zeigt:

Fig. 1 in einer Prinzipskizze eine erste Ausführungsform der erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung,

Fig. 2 in Prinzipskizze eine Variante der in Fig. 1 gezeigten Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung,

Fig. 3 in Prinzipskizze eine weitere Variante der in Fig. 1 gezeigten Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung,

Fig. 4 eine Ausführungsform eines Details der erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung,

Fig. 5 eine Ausführungsform eines Details der erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung,

Fig. 6 einen Querschnitt durch die Anordnung gem. Fig. 5,

Fig. 7 eine Prinzipdarstellung, durch die die Wirkungsweise von Teilen der in den Fig. 5 und 6 dargestellten Anordnung aufgezeigt ist,

Fig. 8 die Abwicklung einer in der Anordnung der Fig. 5 und 6 verwendeten, den Förderbeginn der Hochdruck-Einspritzpumpe bestimmenden Steuerhülse,

Fig. 9 eine Abwicklung der in der Anordnung gem. Fig. 5 und 6 verwendeten, das Förderende der Kraftstoffhochdruck-Einspritzpumpe bestimmenden Steuerhülse.

In den Figuren sind gleiche oder einander entsprechende Bauteile der Übersichtlichkeit wegen mit gleichen Bezugszeichen angezogen.

Die in der Zeichnung dargestellte, an Brennkraftmaschinen angeordnete Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung umfaßt generell eine Hochdruck-Einspritzpumpe 1, die sich ihrem Aufbau nach aus einem Unterteil 2, in dem die Kraftstoffförderung und Druckerzeugung erfolgt, sowie einem Pumpenkopf 3,

zusammensetzt. Im Unterteil 2 der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 arbeitet in einer Pumpenzylinderbohrung 4 ein steuerkantenloser Pumpenkolben 5, der über einen Pumpenstöbel 6 mit Laufrolle 7 von einem Nocken 8 einer Steuerwelle 9 gesteuert ist und mit seiner oberen ebenen Stirnfläche 10 zusammen mit den Wandteilen der Pumpenzylinderbohrung 4 einen Pumpendruckraum 11 begrenzt.

Die Hochdruck-Einspritzpumpe 1 ist für die Förderung von Kraftstoff mit einem Druck in der Größenordnung bis zu etwa 1500 bar ausgelegt. Durch den Pumpenkolben 5 ist Kraftstoff vom Pumpendruckraum 11 aus über einen davon abzweigenden Förderkanal 12 und ein seinem Aufbau nach an sich bekanntes, nur in Förderrichtung durchlässiges Druckventil 13 sowie eine daran angeschlossene Verbindungsleitung 14 einem Einspritzventil 15 zuführbar. Innerhalb des Pumpenkopfes 3 zweigt von der Verbindungsleitung 14 ein Druckentlastungskanal 16 ab, der in den Pumpendruckraum 11 ausmündet, und in den ein Kraftstoff nur in Richtung zum Druckraum hin durchlassendes Druckentlastungsventil 17 eingeschaltet ist. Dieses Druckentlastungsventil 17 dient dazu, nach Förderende der Hochdruckeinspritzpumpe den in der Verbindungsleitung 14 gegebenen Kraftstoffdruck rasch auf ein bestimmtes Restdruckniveau abzubauen.

Mit 18 ist eine Niederdruckspeisepumpe bezeichnet, mit der Kraftstoff aus einem Tank 19 mit einem Druck in der Größenordnung von normal etwa 3 bar bis maximal 10 bar über eine Speiseleitung 20 in den Pumpendruckraum 11 der Hochdruckeinspritzpumpe 1 förderbar ist.

In die Speiseleitung 20 ist ein nur in Förderrichtung der Niederdruckspeisepumpe 18 durchlässiges Einweg-Saugventil 21 eingeschaltet. Dieses Einweg-Saugventil 21 ist vorzugsweise in den Pumpenkopf 3 der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 eingebaut und besitzt eine Ausgestaltung wie beispielsweise aus Fig. 6 ersichtlich.

Das Einweg-Saugventil 21 besteht dabei aus einer Ventilhülse 22, die in eine Aufnahmebohrung 23 des Pumpenkopfes 3 eingesetzt und in Einbaulage durch eine am Pumpenkopf 3 festgeschraubte Halteplatte 24 arretiert ist.

Außerhalb des Pumpenkopfes 3 besitzt die Ventilhülse 22 ein Anschlußgewinde 25 für den Anschluß des zulaufseitigen Teiles der Speiseleitung 20. Der einwegsaugventilinterne Teil der Speiseleitung 20 ist durch eine Durchgangsbohrung 26 gebildet, an deren Ende sich eine keglige Ventilsitzringfläche 27 anschließt, die in einen erweiterten Kraftstoffdurchlaßraum 28 übergeht, an den sich eine bis zum hinteren Ende durchgehende Aufnahmebohrung 29 für einen darin axial verschiebblichen Ventilkörper 30 anschließt. Der Ventilkörper 30 weist an seinem vorderen Ende einen keglichen, mit der Ventilsitzringfläche 27

zusammenwirkenden Ventilkegel 31, ferner eine von hinten her eingeborene, als Sackloch ausgebildete Kraftstoffdurchlaßbohrung 32 sowie Querbohrungen 33 auf, die eine ständige

5 Durchlaßverbindung zwischen der Kraftstoffdurchlaßbohrung 32 und dem Kraftstoffdurchlaßraum 28 herstellen. Der Ventilkörper 30 ist in Schließrichtung, also von seiner Rückseite her, durch eine Druckfeder 34 beaufschlagt.

Die Speiseleitung 20 ist innerhalb des Einweg-Saugventiles, also durch die Bohrung 26, den

Kraftstoffdurchlaßraum 28, die Durchlaßquerbohrungen 33 und die 10 Kraftstoffdurchlaßbohrung 32 gebildet und setzt sich innerhalb des Pumpenkopfes 3 in Form einer Bohrung 35, einer Querbohrung 36 und einer Bohrung 37 fort, welch letztere in den Pumpendruckraum 11 der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 ausmündet.

Direkt vom Pumpendruckraum (siehe Fig. 2) bzw. von dem zwischen letzterem und dem Druckventil verlaufenden Förderkanal (siehe Fig. 1 und 3) zweigt eine zum Tank führende 15 Rücklaufleitung 38 ab.

In diese Rücklaufleitung 38 ist in bzw. am Pumpenkopf 3 der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 ein kombiniertes Durchlaß- und

20 Staudruckabsperrenventil 39 eingeschaltet. Eine Ausführungsform für dieses Durchlaß- und Staudruckabsperrenventil ist aus Fig. 6 ersichtlich. Es ist vorzugsweise ähnlich wie das Einweg-Saugventil 21 in den Pumpenkopf 3 eingebaut und besteht aus einer Ventilhülse 40, die in einer Aufnahmbohrung 41 eingesetzt und am Pumpenkopf in Einbaulage arretiert ist. In der 25 Ventilhülse 40 ist eine Zulaufbohrung 42 vorhanden, die mit dem zulaufseitigen Teil 38/1 der Rücklaufleitung in ständiger Verbindung steht, der innerhalb des Pumpenkopfes 3 durch eine vom Pumpendruckraum 11 bzw. dem Förderkanal 12 abzweigende Bohrung und eine Querbohrung 43 und den hinteren freien Teil 44 der Aufnahmbohrung 41 für die Ventilhülse 40 gebildet ist. Am inneren Ende der Zulaufbohrung 42 schließen sich innerhalb der Ventilhülse eine keglige Ventilsitzringfläche 45, daran wiederum ein Überströmraum 46 und dahinter eine Aufnahmebohrung 47 für einen darin zwischen 30 zwei Endstellungen axial verschiebbaren Ventilkörper 48 an.

Letzterer weist an seinem Vorderteil einen kegligen Ventilsitz 49 auf. In seiner einen Endstellung sperrt der Ventilkörper 48 mit seinem gegen die Ventilsitzringfläche 45 gedrückten Ventilsitz 49 die Rücklaufleitung 38 ab, während er abgerückt von dieser Endstellung dagegen die Rücklaufleitung freigibt. Außerdem ist der Ventilkörper 48 durch eine an seinem dem Ventilsitz 49 gegenüberliegenden Hinterteil angreifende, eine geringfügig unterhalb des Speisedruckes der Niederdruckspeisepumpe 18 liegende Druckkraft ausübende Schließdruckfeder 50 in Richtung der Ventilsitzringfläche 45 drückbar.

Der Überströmraum 46 steht über Querbohrungen 51 mit einem außerhalb der Ventilhülse befindlichen ringförmigen Abströmräum 52 in ständiger Durchlaßverbindung, der an den nachgeordneten Teil 38/2 der Rücklaufleitung 38 angeschlossen ist. Darüberhinaus weist der Ventilkörper 48 einen durchgehenden Kanal 53 mit einer Drosselbohrung 54 auf. Durch diesen Kanal 53 und die Drosselbohrung 54 gelangt ständig Kraftstoff aus dem zulaufseitigen Teil 38/1 der Rücklaufleitung 38 in einen in Strömungsrichtung hinter der Drosselbohrung wirkenden Staudruckraum 55 und von diesem in eine daran angeschlossene Staudrucksteuerleitung 56 (siehe auch Fig. 1 bis 3). Der Staudruckraum 55 ist bei dem in Fig. 6 dargestellten Ausführungsbeispiel durch den strömungsmäßig hinter der Drosselbohrung 54 gelegenen Teil des Kanals 53 gebildet.

Die Staudrucksteuerleitung 56 verzweigt sich - wie aus den Fig. 1, 2 und 3 ersichtlich - in zwei Parallelzweige 56/1 und 56/2, die stromab der Verzweigungsstelle 57 getrennt voneinander (wie in den Fig. 2 und 3 gezeigt) bzw. wieder zusammengeführt zu einem Leitungsteil 58 über dieses (wie in Fig. 1 gezeigt) in den stromab des Durchlaß- und Staudruckabsperrventiles 39 liegenden Teil 38/2 der Rücklaufleitung 38 einmünden.

In jeden der beiden Parallelzweige 56/1, 56/2 der Staudrucksteuerleitung 56 ist ein gesteuertes Einwegventil 59 bzw. 60 eingeschaltet. Das Einwegventil 59 ist nachfolgend als das "Förderbeginn-Einwegventil 59" und das Einwegventil 60 als "Förderende-Einwegventil 60" bezeichnet.

Das Förderbeginn-Einwegventil 59 markiert im Moment seines Schließens bei geschlossenem Förderende-Einwegventil 60 den Förderbeginn der Hochdruck-Einspritzpumpe 1, während des Förderende-Einwegventil 60 im Moment seines Öffnens das Förderende der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 markiert. Zu diesem Zweck ist sowohl das Förderbeginn-Einwegventil 59 als auch das Förderende-Einwegventil 60 an eine eigene Betätigungsseinrichtung 61 bzw. 62 (Fig. 1, 2 und 3) und diese wiederum an eine Steuereinrichtung 63 angeschlossen, die eine maschinensynchrone Betätigung der beiden Einwegventile 59, 60 im Sinne betriebsoptimierter Werte für Förderbeginn und Förderende der Hochdruckeinspritzpumpe 1 steuert.

Jedes der beiden Einwegventile 59, 60 weist beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 4 einen in einer Aufnahmebohrung 64 axial verschiebbar aufgenommenen Ventilkörper 65 auf. Letzterer besitzt an seinem vorderen Ende einen vorzugsweise kegligen Ventilsitz 66, der mit einer entsprechend angepaßten kegligen Ventilsitzringfläche 67 zusammenwirkt. Diese Ventilsitzringfläche 67 ist durch eine keglige Erweiterung am zulaufseitigen Teil des jeweiligen Parallelzweiges 56/1 bzw. 56/2 der Staudrucksteuerleitung 56 gebildet. Der

5 Ventilkörper 65 ist durch Druckbeaufschlagung an seiner dem Ventilkegel gegenüberliegenden Rückseite in Schließposition, in der der jeweilige Parallelzweig 56/1 bzw. 56/2 abgesperrt ist, drückbar und bei Druckentlastung seiner Rückseite durch den dann an seiner den Ventilsitz 66 aufweisenden Vorderseite wirksamen Kraftstoffdruck in Durchlaßposition, in der der jeweilige Parallelzweig 56/1 bzw. 56/2 durchgeschaltet ist, verschiebbar.

10 Die Druckbeaufschlagung und Druckentlastung des Ventilkörpers 65 jedes der beiden Einwegventile 59 bzw. 60 kann direkt z. B. durch ein elektrohydraulisches Servoventil bzw., wie in Fig. 4 gezeigt, unter Zwischenschaltung eines Druckkolbens 68 aus einem Druckraum erfolgen, der in einen hydraulischen Hochdruck-Steuerkreis eingeschaltet ist. Letzterer bildet einen Teil der Betätigungsseinrichtung. Die Heranführung eines flüssigen Hochdrucksteuermediums an den Druckraum 69 erfolgt über eine Hochdruckzuleitung 70, die sich innerhalb eines Steuerblockes 71 als Bohrung fortsetzt und durch den Ventilkörper 72 eines Steuerventiles 73 freigebbar oder absperrbare ist.

15 Die Absteuerung des dem Druckraum 69 zugeführten flüssigen Hochdrucksteuermediums erfolgt über eine Hochdruckleitung 74, die innerhalb des Steuerblockes ebenfalls durch Bohrungen gebildet und durch den Ventilkörper 75 eines weiteren Steuerventiles 76 durchschaltbar oder absperrbare ist. Jeder der beiden Ventilkörper 72 bzw. 75 besitzt dabei an seinem vorderen Ende einen Ventilkegel, der mit einer entsprechend ausgebildeten Ventilsitzringfläche im steuerblockinternen Teil der Hochdruckzuleitung 70 bzw.

20 Hochdruckleitung 74 zusammenwirkt. Das Öffnen und Schließen der beiden Steuerventile 73 und 76 wird von einem elektrohydraulischen, elektronisch von der Steuereinrichtung aktivierten Servoventil 77 gesteuert. Dieses Servoventil 77 ist bekannter Bauart und muß deshalb hier im Detail nicht näher erläutert werden. Die Einzelheiten desselben sind aus Fig. 4 ersichtlich. Vom hydraulischen Hilfssteuerkreis ist in Fig. 4 lediglich eine Zuleitung 78 für hydraulisches Steuermedium, die zu einem Eingang des Servoventiles 77 führt sowie eine an einem Ausgang des Servoventiles 77 abzweigende Rückleitung 79 dargestellt.

25 Das hydraulische Steuermedium kann zweckmäßigerverweise der Kraftstoff sein, der auch für die Brennkraftmaschine benutzt wird.

30 An den einen Steuerausgang des Servoventiles 77 ist über eine Steuerdruckleitung 80 ein Druckraum 81 an der Rückseite eines auf den Ventilkörper 72 des Steuerventiles 73 in Schließrichtung einwirkenden Druckkolbens 82 angeschlossen. An einen zweiten Steuerausgang des Servoventiles 77 ist über eine Steuerdruckleitung 83 ein Druckraum 84 angeschlossen, der an der Rückseite eines in Schließrichtung auf den Ventilkörper 75 des Steuerventiles 76 einwirkenden Druckkolbens 85

angeordnet ist.

Das Servoventil ist für die Beherrschung extrem kurzer im Millisekundenbereich liegender Schaltzeiten ausgelegt, so daß über den hydraulischen Hilfssteuerkreis und die beiden Steuerventile 73, 76 und den hydraulischen Hochdrucksteuerkreis eine äußerst präzise Druckbe- und Entlastung des Druckraumes 69 und damit ein äußerst exaktes Öffnen und Schließen eines Parallelzweiges 56/1 bzw. 56/2 der Staudrucksteuerleitung 56 durch das jeweilige Einwegventil 59 bzw. 60 gewährleistet sind. Das Servoventil 77 ist an die hier elektronische Steuereinrichtung 63 angeschlossen, die, wie in den Fig. 1 bis 3 gezeigt, von einem Drehmelder 86 fortlaufend die Drehwinkelstellung der Nockenwelle 9 über eine Meldeleitung 87 signalisiert bekommt und auf der Basis dieser Drehwinkelmeldungen und eines speziellen Steuerprogrammes das jeweilige Servoventil 77 steuert. Diese Steuercharakteristik ist weiter hinten im Zusammenhang mit der Funktionsbeschreibung der erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung näher erläutert.

Anstelle der vorbeschriebenen elektrohydraulischen Art kann die Druckbeaufschlagung und Druckentlastung des Ventilkörpers 65 jedes der beiden Einwegventile 59 und 60 auch rein mechanisch gesteuert werden. Die diesbezügliche Lösung ist in den Fig. 5 und 6 dargestellt.

In diesem Fall müssen der jeweilige Ventilkörper 65 anders als wie in Fig. 4 gezeigt, nämlich beispielsweise so wie in Fig. 6 gezeigt, ausgebildet und auch die übrigen Teile des jeweiligen Einwegventiles 59 bzw. 60 entsprechend angepaßt sein. Beide Einwegventile 59, 60 sind jeweils gleich ausgebildet und hier in den Pumpenkopf 3 der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 eingebaut. Jedes der beiden Einwegsteuerventile 59, 60 besteht aus einer in einer Aufnahmebohrung 88 des Pumpenkopfes 3 eingebauten und durch eine am Pumpenkopf befestigte Leiste 89 in Einbaulage gehaltene Ventilhülse 90. In letzterer ist der Ventilkörper 65 axial verschieblich zwischen zwei Endstellungen gelagert und in Schließrichtung von seiner Rückseite her durch eine Schließdruckfeder 91 beaufschlagt. In seiner einen Endstellung ist der Ventilkörper 65 dabei mit einem keglichen Ventilsitz 92 an eine entsprechend angepaßte Ventilsitzringfläche 93 angedrückt und in seiner anderen Endstellung von dieser abgerückt. An die Ventilsitzringfläche 93 schließt sich vor dem Ventilsitz 92 des Ventilkörpers 65 ein Kraftstoffabsteuerraum 94 an, der über eine Querdurchgangsbohrung 95 und eine von der Rückseite des Ventilkörpers 65 her eingebohrte Sacklochbohrung 96 an den zulaufseitigen Teil eines Parallelzweiges 56/1 bzw. 56/2 der Staudrucksteuerleitung 56 mit Kraftstoff versorgt ist.

Auf der anderen Seite des Kraftstoffabsteuerraumes 94, also stromab,

schließt sich an die Ventilsitzringfläche 93 ein ringförmiger Kraftstoffauslaßraum 97 an, der über wenigstens eine Querbohrung 98 mit einem die Ventilhülse innerhalb der Aufnahmebohrung 88 umgebenden ringförmigen Kraftstoffabströmaum 99 in Verbindung steht. Von letzterem zweigt der ablaufseitige Teil des jeweiligen Parallelzweiges 56/1 bzw. 56/2 der Staudrucksteuerleitung 56 ab, welche in die Rücklaufleitung 38 getrennt oder gemeinsam, wie weiter vorne bereits erwähnt, einmündet. An seiner Vorderseite, also sich am Ventilsitz 92 anschließend, ist am Ventilkörper 65 einstückig und koaxial mit diesem eine Betätigungsstange 100 angeordnet, die in einer Aufnahmebohrung 101 der Ventilhülse 90 geführt ist. An der vorderen Stirnfläche der Betätigungsstange 100 des Ventilkörpers 65 greift ein einen Teil der Betätigungsseinrichtung 61 bzw. 62 bildender Stößel 102 an. Dieser ist koaxial zum Ventilkörper in einer Aufnahmebohrung 103 axial verschieblich geführt und unter der Einwirkung einer an seiner Rückseite angreifenden Druckfeder 104 mit einer im Bereich seines vorderen Endes drehbar gelagerten Abtastrolle 105 an die periphere Steuerkulisse 106 einer Steuerhülse 107 angedrückt. Die Ausbildung der Steuerhülse 107 und der dieser zugeordneten Steuer- und Bestätigungsorgane ist aus Fig. 5 ersichtlich und bezugnehmend hierauf nachfolgend beschrieben. In Fig. 5 ist von den beiden Steuerhülsen und den zugeordneten Betätigungs- und Steuerorganen lediglich eine ersichtlich, weil die andere nicht in diese Schnittebene fällt. Jede der beiden Steuerhülsen 107 ist achsparallel zum Pumpenkolben 5 der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 angeordnet, in einer Führungsbohrung 108 geführt. Letztere ist beim dargestellten Ausführungsbeispiel als Durchgangsbohrung in einer in den Pumpenkopf 3 eingesetzten Hülse 109 ausgebildet. Die Steuerhülse 107 sitzt sowohl gegen Verdrehung als auch axial gesichert auf einem koaxial angeordneten Betätigungs Kolben 110, der in Führungsbohrungen 111, 112 geführt und über die Steuerhülse 107 von einer im Pumpenkopf gekonterten Druckfeder 113 beaufschlagt unter deren Wirkung mit seinem unteren Ende an einer Druckplatte 114 angedrückt ist. Die Druckplatte 114 selbst ist über eine einstückig mit ihr ausgebildete Hülse 115 am Pumpenkolben 5 bzw. dessen Stößel 6 angelenkt und macht synchron mit letzterem dessen Hubbewegungen mit. Jede Umfangsfläche 106 einer Steuerhülse 107 ist als Steuerkulisse für die Betätigung eines Ventilkörpers 65 ausgebildet. Die beiden Steuerkulissen sind jedoch voneinander verschieden, denn mit der einen Steuerkulisse 116, nachfolgend "Förderbeginn-Steuerkulisse 116" genannt, ist der Ventilkörper 65 des Förderbeginn-Einwegventiles 59 steuerbar, während mit der anderen Steuerkulisse 117, nachfolgend "Förderende-Steuerkulisse 117" genannt, der Ventilkörper 65 des Förderende-Einwegventiles 60 steuerbar ist. Aus Fig. 8 ist die Abwicklung der Förderbeginn-

Steuerkulisse 116 und aus Fig. 9 die Abwicklung der Förderende-Steuerkulisse 117 ersichtlich. Die Förderbeginn-Steuerkulisse 116 setzt sich an der Umfangsfläche 106 der Steuerhülse 107 aus einem erhabenen, in Fig. 8 schraffierten Steuerflächenbereich 118 und einem demgegenüber in Achsrichtung anschließenden vertieften Umfangsbereich 119 zusammen. Der Übergang zwischen diesen beiden Umfangsbereichen 118, 119 der Steuerhülse 107 ist dabei durch eine schräge, den Förderbeginn bestimmende Steuerkante 120 gebildet.

Die Förderende-Steuerkulisse 117, deren Abwicklung in Fig. 9 gezeigt ist, setzt sich ebenfalls aus einem erhabenen, in Fig. 9 schraffierten, Umfangsbereich 121 an der Steuerhülse 107 und einem axial dahinter vertieften Umfangsbereich 122 zusammen. Auch hier ist der Übergang zwischen beiden Umfangsbereichen 121 und 122 durch eine das Förderende bestimmende, schräge Steuerkante 123 gebildet. Die in den Fig. 8 und 9 schraffiert dargestellten Umfangsbereiche 118 bzw. 121 liegen an der jeweiligen Steuerhülse 107 auf jeweils gleichem Durchmesser. Der in den Fig. 8 und 9 am linken und rechten Rand der Abwicklung gezeigte, von oben nach unten durchgehend erhabene, kreuzweise schraffierte Bereich 124 der Steuerkulisse 116 bzw. 125 der Steuerkulisse 117 liegt zwar auf gleichem Durchmesser an der Steuerhülse 107 wie der jeweilige Steuerbereich 118 bzw. 121, dient jedoch dazu, daß sowohl das Förderbeginn-Einwegventil 59 als auch das Förderende-Einwegventil 60 in Durchlaßstellung gehalten sind und hierdurch die Leerförder- bzw. Nullfüllungsposition der Hochdruck-Einspritzpumpe gegeben ist.

Sowohl die Förderbeginn-Steuerkulisse 116 als auch die Förderende-Steuerkulisse 117 ist jeweils durch Verdrehung der zugehörigen Steuerhülse 107 in eine bestimmte Position in Bezug auf die Abtastrolle 105 bringbar. Um diese Verdrehung zu ermöglichen, ist jeder der beiden Steuerhülsen 107 als weiterer Teil der Steuereinrichtung eine Regelstange 126 bzw. 127 zugeordnet, die in einer jeweils senkrecht zum Betätigungs Kolben 110 stehenden Aufnahmebohrung 128 des Pumpenkopfes 3 aufgenommen ist und mit ihrer Verzahnung in eine Verzahnung 129 am Betätigungs Kolben 110 eingreift. Jede der beiden Regelstangen 126 und 127 ist durch ein nicht dargestelltes Betätigungsorgan, das seine Stellbefehle von einem Regler bzw. einer elektronischen Steuereinheit 63 bekommt, zur Verdrehung der angeschlossenen Steuerhülse 107 und damit zur Einstellung der jeweiligen schrägen Steuerkante 120 bzw. 123 axial hin und her verschiebbar.

Diese vorstehend beschriebene, rein mechanische Vorrichtung arbeitet im Zusammenwirken mit den anderen Teilen der Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung wie nachfolgend beschrieben.

Wenn sich der Pumpenkolben 5 der

Hochdruck-Einspritzpumpe 1 in unterer Totpunktage befindet, was in Fig. 7 durch die mit UT bezeichnete Querlinie angedeutet ist, dann ist das Einwegsaugventil 21 geöffnet; außerdem befindet sich das Förderbeginn-Einwegventil 59 in Offenstellung, weil die Abtastrolle 105, wie aus Fig. 7 ersichtlich, im erhabenen Umfangsbereich 118 der Steuerkulisse 116 anliegt und damit der Ventilkegel 92 am Ventilkörper 65 des Förderbeginn-Einwegventiles 59 von seiner Ventilsitzringfläche 93 abgerückt ist. Dabei steht die zugehörige Steuerhülse 107 auch in ihrer untersten Totpunktstellung, was in Fig. 7 ebenfalls durch die mit UT bezeichneten Querlinie markiert ist. Dadurch ist ein Kraftstofffluß von der Niederdruckspeisepumpe 18 gefördert über das offene Einwegsaugventil 21 zum Pumpendruckraum 11 der Hochdruckeinspritzpumpe und von diesem über die Rücklaufleitung 38 und das jetzt auch offene Durchlaß- und Staudruckabsperrventil 39 zurück zum Tank möglich.

Das Durchlaß- und Staudruckabsperrventil 39 ist dabei deshalb offen, weil es an seiner Rückseite durch keinen Staudruck beaufschlagt und durch den an seiner Vorderseite wirksamen Kraftstoffspeisedruck in der Größenordnung von 3 bis 10 bar entgegen der Kraft der Schließdruckfeder 50 mit seinem Ventilsitz 49 von der Ventilsitzringfläche 45 abgehoben ist. Der im zulaufseitigen Teil 38/1 der Rücklaufleitung 38 anstehende Kraftstoff kann außerdem ungehindert auch die Drosselbohrung 54 im Durchlaß- und Staudruckabsperrventil durchströmen und über die Staudrucksteuerleitung 56 sowie deren jetzt offenen Parallelzweig 56/1 in die Rücklaufleitung 38 gelangen und über diese zurück zum Tank fließen. Hieraus wird ersichtlich, daß in diesem Stadium die Hochdruck-Einspritzpumpe 1 vollständig von Kraftstoff durchflossen ist.

Beim Aufwärtshub des Pumpenstempels 5 schließt zunächst das Einweg-Saugventil 21, weil dessen Ventilkegel 31 durch den Druckaufbau im Pumpendruckraum 11, der sich über die Leitungswege 37, 36 und 35 fortpflanzt, gegen die Ventilsitzringfläche 27 gedrückt wird. Das Durchlaß- und Staudruck-Absperrventil 39 ist in diesem Stadium des Aufwärtshubes des Pumpenstempels 5 noch offen. Erst wenn die Steuerhülse 107 mit der den Förderbeginn bestimmenden Steuerkante 120 das Förderbeginn-Einwegventil 59 schließt, also die Abtastrolle 105 vom erhabenen Umfangsbereich 118 dieser Steuerhülse 107 in deren vertieften Teil 119 gelangt, schließt auch das Durchlaß- und Staudruckabsperrventil 39. Letzteres deshalb, weil denn der Ventilkegel 92 am Ventilkörper 65 des Förderbeginn-Einwegventiles 59 wieder an der zugehörigen Ventilsitzringfläche 93 anliegt und dadurch der Rückfluß von Kraftstoff über die Staudruck-Steuerleitung und deren beide jetzt abgesperzte Parallelzweige 56/1, 56/2 in die Rücklaufleitung 39 unterbrochen ist.

Der sich über die Drosselbohrung 54 im

Durchlaß- und Staudruckabsperrventil 39 in der daran angeschlossenen Staudruck-Steuerleitung 56 sowie deren zulaufseitigen Teilen ihrer Parallelzweige 56/1 und 56/2 aufbauende Kraftstoffdruck sorgt für einen Gegendruck, der an der Rückseite des Durchlaß- und Staudruckabsperrventiles 39 wirkt und dabei die Schließkraft der Schließdruckfeder 50 unterstützt, so daß das Durchlaß- und Staudruckabsperrventil 39 mit seinem Ventilkegel 49 an die zugehörige Ventilsitzringfläche 45 angedrückt wird. Nach diesem Schließen des Durchlaß- und Staudruckabsperrventiles 39 kann kein Kraftstoff mehr zum Tank zurückfließen, weil alle dies ermöglichen Leitungswege abgesperrt sind.

Das Förderende-Einwegventil 60 hat sich bis zu diesem Stadium, wie bereits weiter vorne angedeutet, in Schließstellung befunden, weil sich die zugehörige Abtastrolle 105, wie aus Fig. 7 ersichtlich, im vertieften Bereich 122 der Steuerkulisse 117 an der diesem Einwegventil 60 zugehörigen Steuerhülse 107 bewegt und dadurch der Ventilkegel 92 von dessen Ventilkörper an die zugehörige Ventilsitzringfläche 93 angedrückt ist.

Danach läuft der Druckaufbau innerhalb des Pumpendruckraumes 11 der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 gesteuert durch die Kontur des Steuernockens 8 in üblicher Weise ab, wobei der geförderte Kraftstoff über das pumpenausgangsseitig angeordnete Druckventil 13 und die Verbindungsleitung 14 zum Einspritzventil 15 gefördert und über letzteres in den angeschlossenen Brennraum eingespritzt wird.

Das Förderbeginn-Einwegventil 59 bleibt während des gesamten nachfolgenden Förderhubes des Pumpenkolbens 5 geschlossen, weil sich die zugehörige Abtastrolle 105 im vertieften Teilbereich 119 der Steuerkulisse 116 an der zugehörigen Steuerhülse 107 bewegt. Das Förderende der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 erfolgt dann, wenn die diesem zugeordnete Steuerhülse 107 mit ihrer schrägen Steuerkante 123 die Abtastrolle 105 verschiebt und letztere dann in Kontakt mit dem erhabenen Teil 121 der Steuerkulisse 117 kommt, wodurch der Ventilkegel 92 am Ventilkörper 65 des Förderende-Einwegventiles 60 von der zugehörigen Ventilsitzringfläche 93 abgerückt und in Offenstellung gehalten wird. Hierdurch ist wieder ein Kraftstoffabfluß über den Parallelzweig 56/2 der Staudrucksteuerleitung 56 zur Rücklaufleitung 38 und über diese zum Tank möglich, so daß ein rascher Druckabbau vonstatten geht. Wegen dieses raschen Druckabbaues in der Staudrucksteuerleitung 56 und wegen des nachlassenden Gegendruckes an seiner Rückseite erfolgt ein Öffnen des Durchlaß- und Staudruckabsperrventiles 39, so daß dann Kraftstoff auch direkt über die jetzt offene Rücklaufleitung 38 zum Tank zurückfließen kann. Durch diesen sehr rasch erfolgten Druckabbau in den Leitungswegen und dem Pumpendruckraum

in der Hochdruck-Einspritzpumpe schließt das Einspritzventil 15. Der Restdruck in der Verbindungsleitung 14 ist durch die Federkraft des Druckentlastungsventiles 17 festgelegt.

5 Seit dem Zeitpunkt "Förderende", der durch die schräge Steuerkante 123 an der dem Förderende-Einwegventil 60 zugeordneten Steuerhülse 107 markiert ist, fördert der Pumpenkolben 5 Kraftstoff aus dem Druckraum 11 im wesentlichen nur noch über die Rücklaufleitung 38 und das offene Durchlaß- und Staudruckabsperrventil 39 in den Tank zurück.

Nach Erreichen der oberen Totpunktage des Pumpenkolbens 5, die in Fig. 7 durch die mit OT bezeichnete Querlinie markiert ist, und beim anschließenden, abwärtsgehenden Saughub des Pumpenkolbens 5 erfolgt in jenem Moment, wenn der Druck im Pumpendruckraum 11 geringer als der Förderdruck der Niederdruckspeisepumpe 18 ist, ein erneutes Öffnen des Einwegsaugventiles 21, so daß dann von der Niederdruckspeisepumpe gefördelter Kraftstoff wieder über die jetzt offene Speiseleitung 20 in den Pumpendruckraum 11 einfließen kann.

20 25 Beim weiteren Abwärtsgang des Pumpenkolbens 5 wird anschließend zunächst das Förderende-Einwegventil 60 wieder geschlossen, weil die zugehörige Abtastrolle 105 über die schräge Steuerkante 123 wieder in den vertieften Bereich 122 der zugehörigen Steuerhülse 107 gelangt, wodurch der Ventilkörper 65 des Förderende-Einwegventiles 60 wieder in seine Schließlage zurückführbar ist und dann mit seinem Ventilsitz 92 an der zugehörigen Ventilsitzringfläche 93 anliegt.

Danach ist der Parallelzweig 56/2 der Staudrucksteuerleitung 56 wieder abgesperrt, so daß über diesen Leitungsweg kein Kraftstoff mehr zum Tank zurückfließen kann. Die dem Förderbeginn-Einwegventil 59 zugeordnete Abtastrolle 105 bewegt sich dabei noch für einen gewissen Zeitraum, nämlich solange, bis die schräge Steuerkante 120 erreicht wird, im vertieften Teil 119 der zugehörigen Steuerhülse 107, so daß auch das Förderbeginn-Einwegventil 59 geschlossen ist und damit auch über den Parallelzweig 56/1 der Staudrucksteuerleitung 56 kein Kraftstoff mehr zum Tank zurückfließen kann.

50 55 Solange sowohl das Förderbeginn-Einwegventil 59 als auch das Förderende-Einwegventil 60 geschlossen sind, weil sich die zugehörigen Abtastrollen 105 in den Umfangsbereichen 119 bzw. 122 der jeweils zugehörigen Steuerhülse bewegen, strömt der mit dem von der Niederdruckspeisepumpe 18 geförderte Kraftstoff über die Drosselbohrung 54 im Durchlaß- und Staudruckabsperrventil 39, so daß sich an dessen Rückseite in der Staudrucksteuerleitung 56 ein Gegendruck aufbaut, der den Ventilkörper 48 in Schließrichtung druckbeaufschlagt und diesen mit seinem Ventilsitz 49 an die zugehörige Ventilsitzringfläche 45 andrückt. Hierdurch ist die Rücklaufleitung 38 abgesperrt.

Beim weiteren Abwärtsgang des Pumpenkolbens 5 wird ab jenem Zeitpunkt, in dem die dem Förderbeginn-Einwegventil 59 zugeordnete Abtastrolle 105 die schräge Steuerkante 120 an der zugehörigen Steuerhülse überläuft und vom vertieften Bereich 119 in Kontakt mit dem erhabenen Bereich 118 kommt, das Förderbeginn-Einwegventil 59 wieder geöffnet, weil der an dessen Ventilkörper 65 angeordnete Ventilsitz wieder von seiner zugehörigen Ventilsitzringfläche 92 abgerückt wird. Hierdurch wird zunächst ein Druckabbau in der Staudrucksteuerleitung 56 über deren jetzt offenen Parallelzweig 56/1 bewirkt, so daß der auf den Ventilkörper 48 des Durchlaß- und Staudruckabsperrventiles 39 einwirkende Gegendruck abgebaut wird und letzteres damit wieder öffnen kann.

Danach ist wieder ein ungehinderter Kraftstofffluß für von der Niederdruckspeisepumpe 18 geförderten Kraftstoff zum Pumpendruckraum II und von diesem über die jetzt offene Rücklaufleitung 38 und andererseits über die Drosselbohrung 54 im Durchlaß- und Staudruck-Absperrventil 39 über die Staudrucksteuerleitung 56 und deren jetzt offenen Parallelzweig 56/1 zurück zum Tank möglich.

Dieser Zustand bleibt bis zum Erreichen der unteren Totpunktlage beim Abwärtsgang des Pumpenkolbens 5 erhalten.

Beim sich anschließenden Förderhub des Pumpenkolbens 5 laufen dann wieder die gleichen Vorgänge wie vor beschrieben ab.

Die Einflußnahme auf den Förderbeginn und das Förderende der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 ist über die schrägen Steuerkanten 120 bzw. 123 an den im Förderbeginn-Einwegventil 59 bzw. dem Förderende-Einwegventil 60 zugeordneten Steuerhülsen 107 durch entsprechende Verdrehung derselben unabhängig voneinander auf einen betriebsoptimierten Zeitpunkt möglich. Die gleichen wie vorher im Zusammenhang mit der rein mechanischen Steuerung des Förderbeginn-Einwegventiles 59 und des Förderende-Einwegventiles 60 beschriebenen Vorgänge laufen auch so bei der elektrohydraulischen Betätigung derselben ab, wie dies im Zusammenhang mit Fig. 4 erläutert wurde. Die mit den Steuerkulissen 116 und 117 an den beiden Steuerhülsen 107 erzielbaren Steuercharakteristiken sind dabei in der elektronischen Steuereinrichtung 63 elektronisch gespeichert.

Die Veränderung und betriebsoptimale Einstellung der Steuerzeiten "Förderbeginn" und "Förderende" der Hochdruck-Einspritzpumpe erfolgt über entsprechende Befehle, die die elektronische Steuereinrichtung 63 über Kanäle 130 von einem Kommandostand oder direkt abhängig von Betriebswerten der Brennkraftmaschine erfassenden Sensoren bekommt.

Gegenüber einer Hochdruck-Einspritzpumpe mit einem schräge Steuerkanten aufweisenden

verdrehbaren Pumpenkolben mit der dort festen Zeit-Steuercharakteristik für Förderbeginn und Förderende und bei gegebenen physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffes besteht durch die erfundungsgemäße Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung die Möglichkeit einer beliebigen Änderung dieser Steuerzeiten bei laufender Hochdruck-Einspritzpumpe. Somit kann äußerst rasch und wirksam sich ändernden Betriebszuständen der Brennkraftmaschine oder sich ändernden, insbesondere verschlechternden Betriebswerten, wie sich verschlechternder Kraftstoffqualität oder bestimmten Zuständen der Ladeluft durch entsprechende Verstellung von Förderbeginn und Förderende der Hochdruck-Einspritzpumpe Rechnung getragen werden.

Da die Hochdruck-Einspritzpumpe keine schrägen Steuerkanten am Pumpenstempel und auch keine Saugbohrungen in der Wand des Pumpenzylinders hat, sind äußerst hohe volumetrische Wirkungsgrade, selbst bei höchsten Drücken, zu erreichen.

25

Patentansprüche

- 30 1. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung an Brennkraftmaschinen
- mit einer einen steuerkantenlosen, von einem Nocken (8) einer Steuerwelle (9) gesteuerten Pumpenkolben (5) aufweisenden Hochdruck-Einspritzpumpe (1), durch die Kraftstoff von einem Pumpendruckraum (11) aus über einen Förderkanal (12) und ein Druckventil (13) sowie über eine daran angeschlossene Verbindungsleitung (14) einer Einspritzöffnung zuführbar ist,
- 35 - ferner mit einer Niederdruckspeisepumpe (18), mit der Kraftstoff aus einem Tank (19) über eine Speiseleitung (20) in den Pumpendruckraum (11) der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) förderbar ist,
- 40 - mit einer direkt vom Pumpendruckraum (11) der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) bzw. von dem zwischen letzterer und dem Druckventil (13) verlaufenden Förderkanal (12) abzweigenden zum Tank (19) führenden Rücklaufleitung (38; 38/1, 38/2)
- 45 - mit einem als Mittel für eine von der Pumpenförderung unabhängige Einflußnahme auf die Einspritzvorgänge dienenden, in die Rücklaufleitung (38) eingeschalteten, in bzw. am Pumpenkopf (3) der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) angeordneten Durchlaß- und Staudruckabsperrventil (39), das einen Ventilkörper (48) aufweist, der in einer Aufnahmebohrung (47) axial verschiebbar ist, der ferner in einer Endstellung mit seinem am Vorderteil angeordneten Ventilsitz gegen eine Ventilsitzringfläche (45) gedrückt die Rücklaufleitung (38) absperrt, abgerückt von dieser Endstellung dagegen die Rücklaufleitung (38) freigibt, der außerdem durch eine an seinem
- 50 55
- 60
- 65

Hinterteil angreifende Schließdruckfeder (50) in Richtung Ventilsitzringfläche (45) drückbar ist und ferner noch einen durchgehenden Kanal (53) aufweist, durch den ständig Kraftstoff aus dem zulaufseitigen (Teil 38/1) der Rücklaufleitung (38) in einen in Strömungsrichtung hinter dem Kanal (53) wirkenden Staudruckraum (55) gelangt, dadurch gekennzeichnet,

- daß das Druckventil (13) Teil der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) ist und die Einspritzöffnung in einem am Ende der Verbindungsleitung (14) sitzenden Einspritzventil (15) angeordnet ist,
- daß in die Speiseleitung (20) ein nur in Förderrichtung der Niederdruckspeisepumpe (18) durchlässiges Einwegsaugventil (21) eingeschaltet ist,

- daß die Schließdruckfeder (50) des Durchlaß- und Staudruckabsperrventils (39) auf den Ventilkörper (48) eine Druckkraft ausübt, die bezogen auf dessen rückwärtige Fläche einen Druck ergibt, der geringfügig unterhalb des Förderdruckes der Niederdruckspeisepumpe (18) liegt,

- daß im durchgehenden Kanal (53) des Ventilkörpers (48) eine Drosselbohrung (54) vorgesehen ist,

- daß eine an den Staudruckraum (55) angeschlossene Staudrucksteuerleitung (56) sich stromab desselben an einer Verzweigungsstelle (57) in zwei Parallelzweige (56/1, 56/2) aufteilt, die stromab der Verzweigungsstelle (57) getrennt voneinander bzw. wieder zu einem Leitungsteil (58) zusammengeführt in den stromab des Durchlaß- und Staudruckabsperrventils (39) liegenden Teil (38/2) der Rücklaufleitung (38) einmünden,

- daß als weiteres Mittel für eine von der Pumpenförderung unabhängige Einflußnahme auf die Einspritzvorgänge in jedem der beiden Parallelzweige (56/1, 56/2) der Staudrucksteuerleitung (56) ein gesteuertes Einwegventil (59, 60) eingeschaltet ist, von denen das eine im Moment seines Schließens bei geschlossenem anderen den Förderbeginn und das andere im Moment seines Öffnens das Förderende der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) markiert, und

- daß jedes der beiden Einwegventile (59, 60) an eine Betätigungsseinrichtung (61, 62) und diese wiederum an eine Steuereinrichtung (63) angeschlossen ist, die eine maschinensynchrone Betätigung der beiden Einwegventile (59, 60) im Sinne betriebsoptimierter Werte für Förderbeginn und Förderende der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) steuert.

2. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

- daß jedes der beiden Einwegventile (59, 60) einen Ventilkörper (65) mit einem keglichen Ventilsitz (66, 92) aufweist, der mit einer durch eine keglige Erweiterung am zulaufseitigen Teil des jeweiligen Parallelzweiges (56/1, 56/2) der Staudrucksteuerleitung (56) gebildeten Ventilsitzringfläche (67 bzw. 93) zusammenwirkt, und daß der Ventilkörper (65) in einer

Aufnahmebohrung (64) axial verschiebbar aufgenommen sowie durch Druckbeaufschlagung an seiner Rückseite in Schließposition drückbar und bei

- 5 Druckentlastung seiner Rückseite durch den an seiner Vorderseite wirkenden Kraftstoffdruck in Durchlaßposition verschiebbar ist.
- 10 3. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,
daß die Druckbeaufschlagung und Druckentlastung des Ventilkörpers (65) jedes der beiden Einwegventile (59, 60) direkt bzw. unter Zwischenschaltung eines Druckkolbens (68) aus einem Druckraum (69) erfolgt, der in einen, einen Teil der Betätigungsseinrichtung bildenden hydraulischen Hochdrucksteuerkreis (70, 74) eingeschaltet und über wenigstens ein in einen hydraulischen Hilfssteuerkreis (78, 79) eingeschaltetes Steuerventil (72, 82; 75, 85) beherrscht ist, dessen Öffnen und Schließen von einem elektrohydraulischen, elektronisch von der Steuereinrichtung (63) aktivierten Servoventils (77) gesteuert ist.
- 15 4. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckbeaufschlagung und Druckentlastung des Ventilkörpers (65) jedes der beiden Einwegventile (59, 60) direkt bzw. unter Zwischenschaltung eines Druckkolbens (66) aus einem Druckraum (69) erfolgt, wobei die Druckbeaufschlagung und Druckentlastung im Druckraum (69) direkt vom Öffnen und Schließen der Steuerdruckleitungen (80, 83) eines elektrohydraulischen, elektronisch von der Steuereinrichtung (63) aktivierten Servoventils (77) gesteuert ist.
- 20 5. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckbeaufschlagung und Druckentlastung des Ventilkörpers (65) jedes der beiden Einwegventile (59, 60) rein mechanisch gesteuert ist,
daß jedem Ventilkörper (65) als Teil der Betätigungsseinrichtung ein Stößel (102) zugeordnet ist, der einenendes am Ventilkörper (65) angreift und anderenendes eine drehbar an ihm gelagerte Abtastrolle (105) trägt,
daß jede Abtastrolle (105) mit einer Steuerkulisse (116, 117) am Umfang (106) einer ein Teil der Steuereinrichtung bildenden Steuerhülse (107) in Abtastkontakt steht,
daß jede der beiden Steuerkulissen (116, 117) durch einen erhabenen Umfangsbereich (118, 121) der Steuerhülse (107) und einen axial dahinter vertieften Umfangsbereich (119 bzw. 122) der Steuerhülse (107) und der Übergang zwischen diesen beiden Umfangsbereichen durch eine schräge, im einen Fall den Förderbeginn und im anderen Fall das Förderende bestimmende Steuerkante (120 bzw. 123) gebildet ist, daß außerdem jede der beiden Steuerhülsen (107) achsparallel zum Pumpenkolben (5) der Hochdruck-Einspritzpumpe 1 angeordnet in einer Aufnahmebohrung axial verschieblich geführt und lagegesichert an einem
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55
- 60
- 65

koaxial angeordneten Betätigungs Kolben (110) sitzt, der über die Steuerhülse (107) von einer Druckfeder (113) beaufschlagt und unter deren Wirkung mit seinem unteren Ende an einer Druckplatte (114) angedrückt ist, die über eine Hülse (115) am Pumpenkolben 1 bzw. dessen Stößel (6) angelenkt ist und synchron mit letzterem dessen Hubbewegungen mitmacht, und

daß jeder Steuerhülse (107) als weiterem Teil der Steuereinrichtung eine Regelstange (126, 127) zugeordnet ist, die mit ihrer Verzahnung in eine Verzahnung (129) am Betätigungs Kolben (110) eingreift und zur Verdrehung der Steuerhülse (107) und damit zur Einstellung der jeweiligen schrägen, den Förderbeginn bzw. das Förderende bestimmenden Steuerkante (120 bzw. 123) axial hin und her verschiebbar ist durch ein Betätigungsorgan, das seine Stellbefehle von einem Regler bzw. einer elektronischen Steuereinheit (63) bekommt.

6. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest das Einwegsaugventil (21) sowie das Durchlaß- und Staudruckabsperrventil (39) in den Pumpenkopf (3) der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) eingebaut sind.

7. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Einwegsaugventil (21) sowie das Durchlaß- und Staudruckabsperrventil (39) und die beiden Einwegventile (59, 60) in den Pumpenkopf (3) der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) eingebaut sind.

8. Kraftstoffhochdruck-Einspritzvorrichtung nach Anspruch 1 und 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Staudrucksteuerleitung (56) mit ihren Parallelzweigen (56/1, 56/2) bis zu den Einwegventilen (59, 60) hin in einer außen am Pumpenkopf (3) der Hochdruck-Einspritzpumpe (1) befestigten und gleichzeitig als Konterorgan für die Lagesicherung der beiden Einwegventile (59, 60) sowie das Durchlaß- und Staudruckabsperrventil (39) dienenden Leiste (89) ausgebildet ist.

Claims

1. High-pressure fuel injection device for a combustion engine
 - with a high-pressure injection pump (1) having a pump piston (5) without a guiding edge and controlled by a cam (8) of a control shaft (9), through which injection pump fuel from a pump surge chamber (11) can be supplied to an injection port via a delivery canal (12) and a pressure valve (13) as well as via a connecting line (14) connected to it,
 - further with a low-pressure feed pump (18) with which fuel can be delivered from a tank (19) via a feed line (20) into the pump surge chamber (11) of the high-pressure injection pump (1),
 - with a return line (38; 38/1, 38/2) which branches off from the pump surge chamber (11)

of the high-pressure injection pump (1) or the delivery canal (12) which runs between it and the pressure valve (13), and leads directly to the tank (19),

- 5 - with a gate valve (39) which serves as a means to influence the injection process independently of the pump delivery, is connected into the return line (38) and is arranged in or at the pump head (3) of the high-pressure injection pump (1), which gate valve has a valve body which can be slid axially in a receiving bore and further, when in a final position with its valve seat, arranged at its front part, pressed against a valve seat ring surface (45), blocks off the return line (38) and, when withdrawn from this final position, releases the return line, which valve body also, through a closing pressure spring (50) acting on its rear part, can be pressed in the direction of the valve seat ring surface (45) and further has a canal (53) passing through it by means of which fuel constantly arrives from the inlet-side part (38/1) of the return pipe (38) into a dynamic pressure chamber (55) which works behind the canal, with respect to the direction of flow, characterised in that
- 10 - the pressure valve (13) is part of the high-pressure injection pump (1) and the injection port is arranged in an injection valve (15) located at the end of the connecting line (14);
- 15 - a one-way suction valve (21) is inserted into the feed line (20), allowing flow only in the direction of delivery of the low-pressure feed pump (18);
- 20 - the closing pressure spring (50) of the gate valve (39) exercises a compressive force on the valve body (48), which, related to the valve body's back surface, gives a pressure which lies slightly below the delivery pressure of the low-pressure feed pump (18);
- 25 - a choke bore (54) is provided in the through canal (53) of the valve body (48);
- 30 - a dynamic pressure control line (56) connected to the dynamic pressure chamber (55) splits up downstream of the latter at a branching point (57) into two parallel branches (56/1, 56/2) which separately, or reunited as one line component (58), flow, downstream of the branching point (57), into the part (38/2) of the return line (38) lying downstream of the gate valve (39);
- 35 - as a further means for influencing the injection process independently of the pump delivery, in each of the two parallel branches (56/1, 56/2) of the dynamic pressure control line (56) a controlled one-way valve (59, 60) is inserted, one of which marks the begin of delivery of the high-pressure injection pump (1) at the moment it closes, with the other one closed, and the other marks the end of delivery at the moment it opens, and
- 40 - each of the two one-way valves (59, 60) is connected to an operating device (61, 62) and this in turn is connected to a control device (63) which controls a machine-synchronous operation of both one-way valves (59, 60) in the direction of
- 45
- 50
- 55
- 60
- 65

operationally optimal values for the begin and end of delivery of the high-pressure injection pump (1).

2. High-pressure fuel injection device according to claim 1, characterised in that

each of the two one-way valves (59, 60) has a valve body (65) with a conical valve seat (66, 92), which cooperates with a valve seat ring surface (67; 93) formed by a conical widening on the feed side part of the corresponding parallel branch (56/1, 56/2) of the dynamic pressure control line (56), and in that the valve body (65) is contained in a receiving bore (64) so that it can slide axially, can be pressed into the closed position by application of pressure to its rear side and upon release of the pressure of its rear side can be moved into the open position by fuel pressure taking effect on its front side.

3. High-pressure fuel injection device according to claim 2, characterised in that

the application and release of pressure of the valve body (65) of each of the two one-way valves (59, 60) takes place directly or with the mediation of a plunger (68) from a pressure chamber (69) which is inserted in a hydraulic high-pressure control circuit (70, 74) forming part of the operating device and is controlled via at least one control valve (72, 82; 75, 85) inserted in a hydraulic auxiliary control circuit (78, 79) the opening and closing of which is controlled by an electrohydraulic servo-valve (77) which is activated electronically by the control device (63).

4. High-pressure fuel injection device according to claim 2, characterised in that the application and release of pressure of the valve body (65) of each of the two one-way valves (59, 60) takes place directly or with the mediation of a plunger (68), where the application and release of pressure in the surge chamber (69) is controlled directly by the opening and closing of the control pressure lines (80, 83) of an electrohydraulic servo valve (77) which is electronically actuated by the control device (63).

5. High-pressure fuel injection device according to claim 2, characterised in that

the application and release of pressure of the valve body (65) of each of the two one-way valves (59, 60) is controlled purely mechanically,

to each valve body (65) a tappet (102) is assigned as part of the operating apparatus, which tappet acts on the valve body (65) at one end and carries a roller follower (105) rotatably mounted on it at its other end,

each roller follower (105) is in sensing contact with a control coulisse (116, 117) on the periphery of a control sleeve (107) which forms part of the control device,

each of the two control coulisses (116, 117) is formed by a raised peripheral region (118, 121) of the control sleeve (107) and a recessed peripheral region (119; 122) of the control sleeve (107) axially behind it, and the transition between these two peripheral regions is formed by an oblique control edge (120; 123) in one case determining the begin of delivery and in the other case

determining the end of delivery,

furthermore each of the two control sleeves (107) is arranged parallel to the axis of the pump piston (5) of the high-pressure injection pump (1) and guided axially displaceably in a receiving bore and is positionally secure on a coaxially arranged operating piston (110) which via the control sleeve (107) is actuated by a pressure spring (113) under the effect of which it is pressed with its lower end against a pressure plate (114) which is joined to the pump piston or its tappet (6) via a sleeve (115) and responds synchronously with the latter's stroke movements, and

5 to each control sleeve (107) an adjusting rod (126, 127) is assigned as a further part of the control device, which with its toothed interlocks into a toothed (129) on the operating piston (110), and for the rotation of the control sleeve (107) and thus for setting the oblique control edge determining the begin and end of delivery respectively (10; 123) can be axially slid to and fro by an operating member which receives its regulatory commands from a regulator or an electronic control unit (63).

10 6. High-pressure fuel injection device according to claim 1, characterised in that at least the one-way suction valve (21) as well as the gate valve (39) are built into the pump head (3) of the high-pressure injection pump (1).

15 7. High-pressure fuel injection device according to claim 1, characterised in that the one-way suction valve (21) as well as the gate valve (39) and both one-way valves (59, 60) are built into the pump head (3) of the high-pressure injection pump (1).

20 8. High-pressure fuel injection device according to claim 1 and 7, characterised in that the dynamic pressure control line (56) with its parallel branches (56/1, 56/2) up to the one-way valves (59, 60) is constructed in a bar (89) which is fixed to the outside of the pump head (3) of the high-pressure injection pump (1) and at the same time serves as counter member for fixing both one-way valves (59, 60) and the gate valve (39) in position.

50 Revendications

1. Dispositif d'injection à haute pression de carburant dans des moteurs à combustion interne, comportant :

55 - une pompe d'injection à haute pression (1), comportant un piston de pompage (5) exempt d'arêtes de distribution et commandé par une came (8) d'un arbre de commande (9), cette pompe pouvant refouler le carburant à partir d'une chambre de pression (11) de la pompe, par l'intermédiaire d'un canal de refoulement (12), d'une soupape de pression (13) et d'un conduit (14) de liaison de ladite soupape avec un orifice d'injection,

60 - en outre une pompe d'alimentation basse

pression (18), au moyen de laquelle du carburant peut être transféré à partir d'un réservoir (19) et par l'intermédiaire d'un conduit d'alimentation (20) dans la chambre de pression (11) de la pompe d'injection à haute pression (1),

- un conduit de retour (38; 38/1, 38/2) aboutissant au réservoir (19) et partant directement de la chambre de pression (11) de la pompe d'injection à haute pression (1) ou bien du canal de refoulement (12) disposé entre cette dernière et la soupape de pression (13),

- une soupape de transmission et d'arrêt de pression dynamique (39), disposée dans ou sur la tête (3) de la pompe d'injection à haute pression (1) et branchée dans le conduit de retour (38) en servant de moyen pour agir sur les processus d'injection indépendamment du débit de la pompe, ladite soupape (39) comportant un corps (48) qui peut coulisser axialement dans un alésage récepteur (47), qui peut en outre fermer le conduit de retour (38) dans une position limite par application de sa surface de fermeture disposée dans la partie avant contre une surface annulaire (45) formant siège de soupape tandis que, lorsqu'il est écarté de cette position limite, il ouvre par contre le conduit de retour (38), ledit corps de soupape pouvant en outre être poussé par un ressort de fermeture (50) exerçant une pression sur sa partie arrière en direction de la surface annulaire (45) formant siège de soupape et comportant en outre encore un canal de traversée (53) par l'intermédiaire duquel du carburant est constamment transféré à partir du côté d'entrée (partie 38/1) du conduit de retour (38), jusque dans une chambre de pression dynamique (55) agissant dans la direction d'écoulement en arrière du canal (53), caractérisé en ce que :

- la soupape de pression (13) fait partie de la pompe d'injection à haute pression (1) et l'orifice d'injection est disposé dans une soupape d'injection (15) placée à l'extrémité du conduit de liaison (14),

- il est prévu dans le conduit d'alimentation (20) une soupape unidirectionnelle d'aspiration (21), qui ne peut être traversée que dans la direction de refoulement de la pompe d'alimentation à basse pression (18),

- le ressort de fermeture (50) de la soupape de transmission et d'arrêt de pression dynamique (39) exerce sur le corps de soupape (48) une force de pression qui produit, en relation avec sa surface arrière, une pression qui est légèrement inférieure à la pression de refoulement de la pompe d'alimentation à basse pression (18),

- il est prévu dans le canal de traversée (53) du corps de soupape (48) un trou d'étranglement (54),

- un conduit de commande de pression dynamique (56), relié à la chambre de pression dynamique (55), est divisé en aval de cette chambre et dans une zone de dérivation (57) en deux branches parallèles (56/1, 56/2), qui sont séparées l'une de l'autre en aval de la zone de dérivation (57) et qui sont à nouveau réunies sous

la forme d'une partie de conduit (58) de manière à déboucher dans la partie (38/2) du conduit de retour (38) qui est située en aval de la soupape de transmission et d'arrêt de pression dynamique (39),

- comme autre moyen pour agir sur les processus d'injection indépendamment du débit de la pompe, il est prévu dans les deux dérivations parallèles (56/1, 56/2) du conduit de commande de pression dynamique (56), une soupape commandée unidirectionnelle (59, 60), une desdites soupapes définissant, au moment de sa fermeture et quand l'autre soupape est fermée, le début du refoulement de la pompe d'injection à haute pression (1) tandis que l'autre soupape définit, au moment de son ouverture, la fin du refoulement de la pompe d'injection à haute pression (1), et

- chacune des deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) est reliée à un dispositif d'actionnement (61, 62) qui est lui-même relié à un dispositif de commande (63) qui commande un actionnement, en synchronisme avec le moteur, des deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) dans le but de déterminer d'une façon optimisée pour la marche du moteur, des valeurs concernant le début de refoulement et la fin de refoulement de la pompe d'injection à haute pression (1).

2. Dispositif d'injection à haute pression de carburant selon la revendication 1, caractérisé en ce que chacune des deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) comporte un corps (65) pourvu d'une surface conique formant siège (66, 92), qui coopère avec une surface annulaire (67, 93) formant siège de soupape et constituée par un élargissement conique situé dans la partie d'entrée de la dérivation parallèle associée (56/1, 56/2) du conduit de commande de pression dynamique (56), et en ce que le corps de soupape (65) est disposé de façon à coulisser axialement dans un alésage récepteur (64) et, par application d'une pression sur son côté arrière, il peut être poussé dans sa position de fermeture alors que, lorsque la pression est supprimée sur son côté arrière, il peut être amené par translation dans une position d'ouverture sous l'effet de la pression de carburant agissant sur son côté avant.

3. Dispositif d'injection à haute pression de carburant selon la revendication 2, caractérisé en ce que l'application et la suppression de la pression exercée sur le corps (65) de chacune des deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) sont effectuées directement ou avec interposition d'un piston de pression (68) à partir d'une chambre de pression (69), ces processus d'application et de suppression de pression étant enclenchés dans un circuit hydraulique de commande à haute pression (70, 74) constituant une partie du dispositif d'actionnement et étant contrôlés par l'intermédiaire d'une valve de distribution (72, 82; 75, 89), branchée dans un circuit hydraulique de commande auxiliaire (78, 79) et dont l'ouverture et la fermeture sont

commandées par une servo-valve électrohydraulique (77) qui est actionnée électroniquement par le dispositif de commande (63).

4. Dispositif d'injection à haute pression de carburant selon la revendication 2, caractérisé en ce que l'application et la suppression de pression sur le corps (65) de chacune des deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) sont effectuées directement ou bien avec interposition d'un piston de pression (68) à partir d'une chambre de pression (69), auquel cas l'application et la suppression de la pression dans la chambre de pression (69) sont commandées directement par l'ouverture et la fermeture des conduits de pression de commande (80, 83) d'une servo-valve électrohydraulique (77), qui est actionnée électroniquement par le dispositif de commande (63).

5. Dispositif d'injection à haute pression de carburant selon la revendication 2, caractérisé en ce que l'application et la suppression de la pression exercée sur le corps (65) de chacune des deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) sont commandées de façon purement mécanique, en ce que chaque corps de soupape (65) est associé à un poussoir (102), faisant partie du dispositif d'actionnement, qui agit par une extrémité sur le corps de soupape (65) et qui porte à l'autre extrémité un galet de palpage (105) monté de façon tournante sur lui, en ce que chaque galet de palpage (105) est en contact de palpage avec une coulisse de commande (116, 117) sur la périphérie (106) d'un manchon de commande (107) faisant partie du dispositif de commande, en ce que chacune des deux coulisses de commande (116, 117) est constituée par une zone périphérique en saillie (118, 121) du manchon de commande (107) et une zone périphérique (119, 122), disposée axialement en arrière et en creux, du manchon de commande (107), en ce que la transition entre ces deux zones périphériques est constituée par une arête de commande (120, 123), inclinée et déterminant dans un cas le début du refoulement et dans l'autre cas la fin du refoulement, en ce qu'en outre chacun des deux manchons de commande (107) est disposé, parallèlement à l'axe du piston de pompage (5) de la pompe d'injection à haute pression (1), dans un alésage récepteur de manière à coulisser axialement dans celui-ci et à être monté en position fixe sur un piston d'actionnement (110) disposé coaxialement, qui est sollicité par l'intermédiaire du manchon de commande (107) par un ressort de pression (113) et qui est appliqué, sous l'action de ce dernier et par son extrémité inférieure contre une plaque de pression (114), qui est articulée par l'intermédiaire d'un manchon (115) sur le piston de pompage (1) ou sur son poussoir (6) et qui participe, en synchronisme avec ce dernier, à ses mouvements de translation, et en ce que chaque manchon de commande (107) est associé à une tige de régulation (126, 127) constituant une autre partie du dispositif de commande et qui est en

prise avec sa denture dans une denture (129) prévue sur le piston d'actionnement (110), ladite tige de régulation étant déplacée alternativement et axialement, en vue du réglage de position de l'arête de commande (120 ou 123) respectivement inclinée et déterminant le début de refoulement ou la fin de refoulement, sous l'impulsion d'un organe d'actionnement qui reçoit ses ordres de manoeuvre en provenance d'un régulateur ou bien d'une unité électronique de commande (63).

6. Dispositif d'injection à haute pression de carburant selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'au moins la soupape d'aspiration unidirectionnelle (21) ainsi que la soupape de transmission et d'arrêt de pression dynamique (39) sont montées dans la tête (3) de la pompe d'injection à haute pression (1).

7. Dispositif d'injection à haute pression de carburant selon la revendication 1, caractérisé en ce que la soupape d'aspiration unidirectionnelle (21) ainsi que la soupape de transmission et d'arrêt de pression dynamique (39) et les deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) sont montées dans la tête (3) de la pompe d'injection à haute pression (1).

8. Dispositif d'injection à haute pression de carburant selon les revendications 1 et 7, caractérisé en ce que le conduit de commande de pression dynamique (56), dont les branches parallèles (56/1, 56/2) s'étendent jusqu'aux soupapes unidirectionnelles (59, 60), est formé dans une plaque (89), fixée extérieurement sur la tête (3) de la pompe d'injection à haute pression (1) et servant simultanément d'organe antagoniste pour le maintien en position des deux soupapes unidirectionnelles (59, 60) et de la soupape de transmission et d'arrêt de pression dynamique (39).

40

45

50

55

60

65

Fig. 1

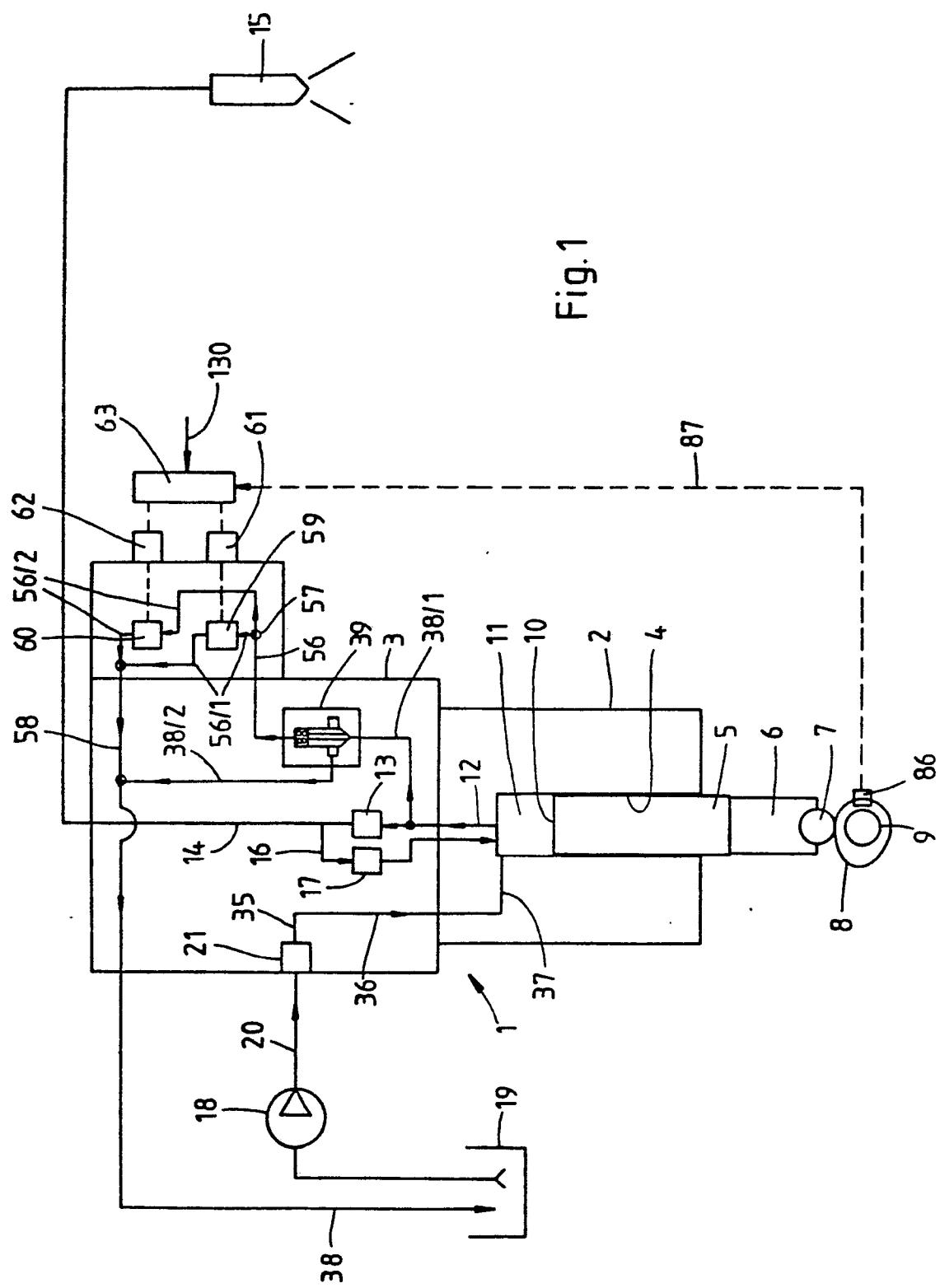
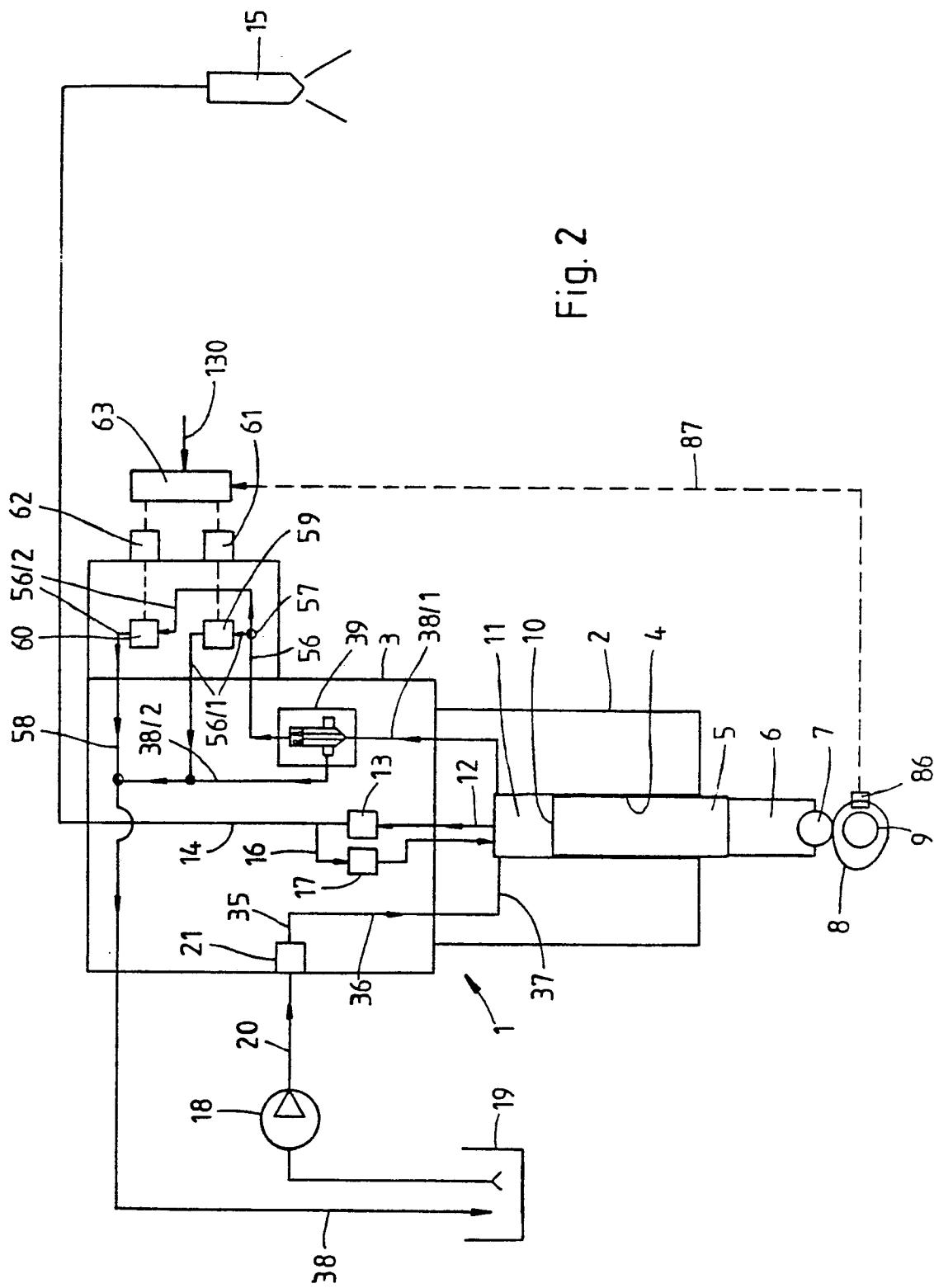


Fig. 2



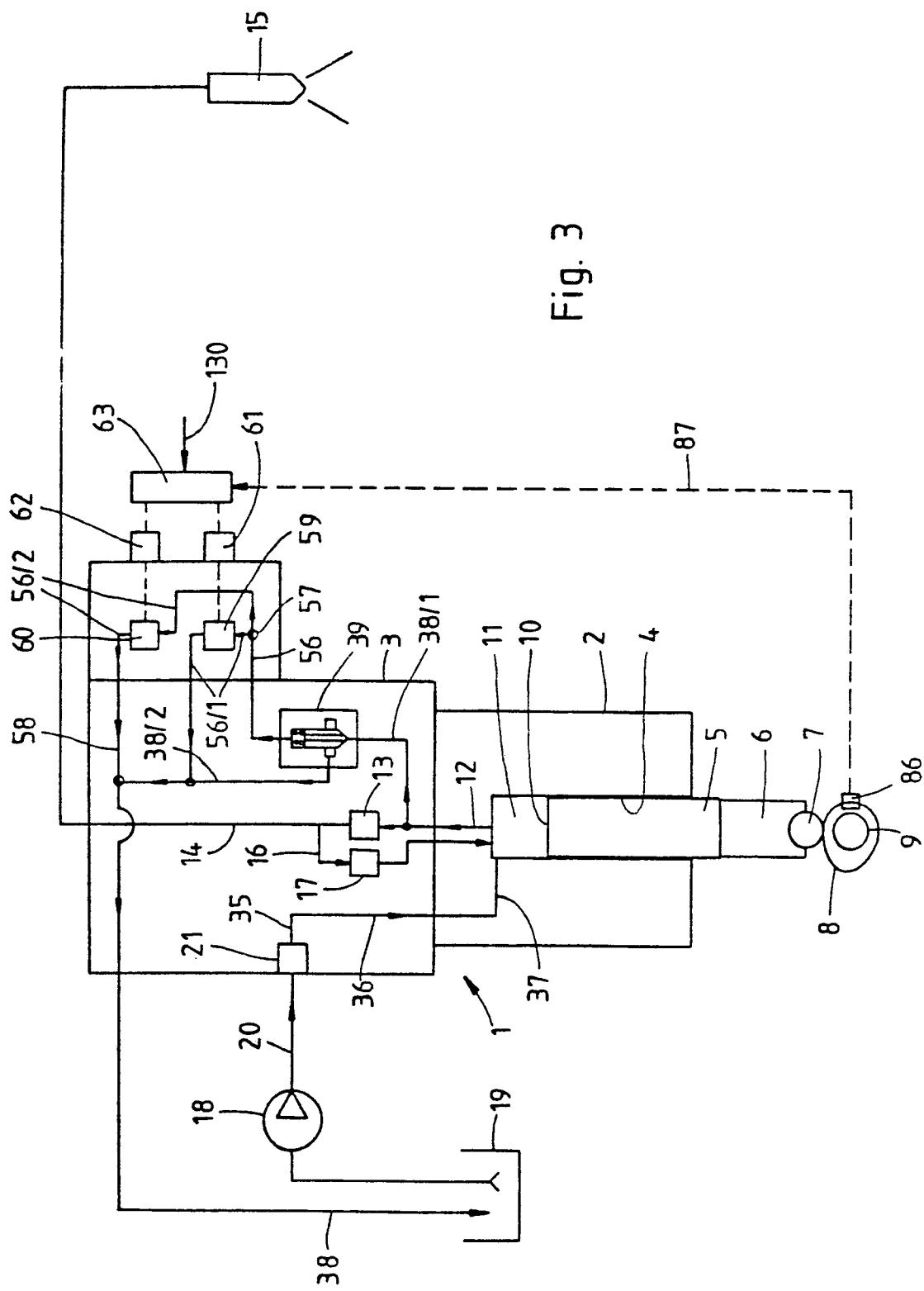
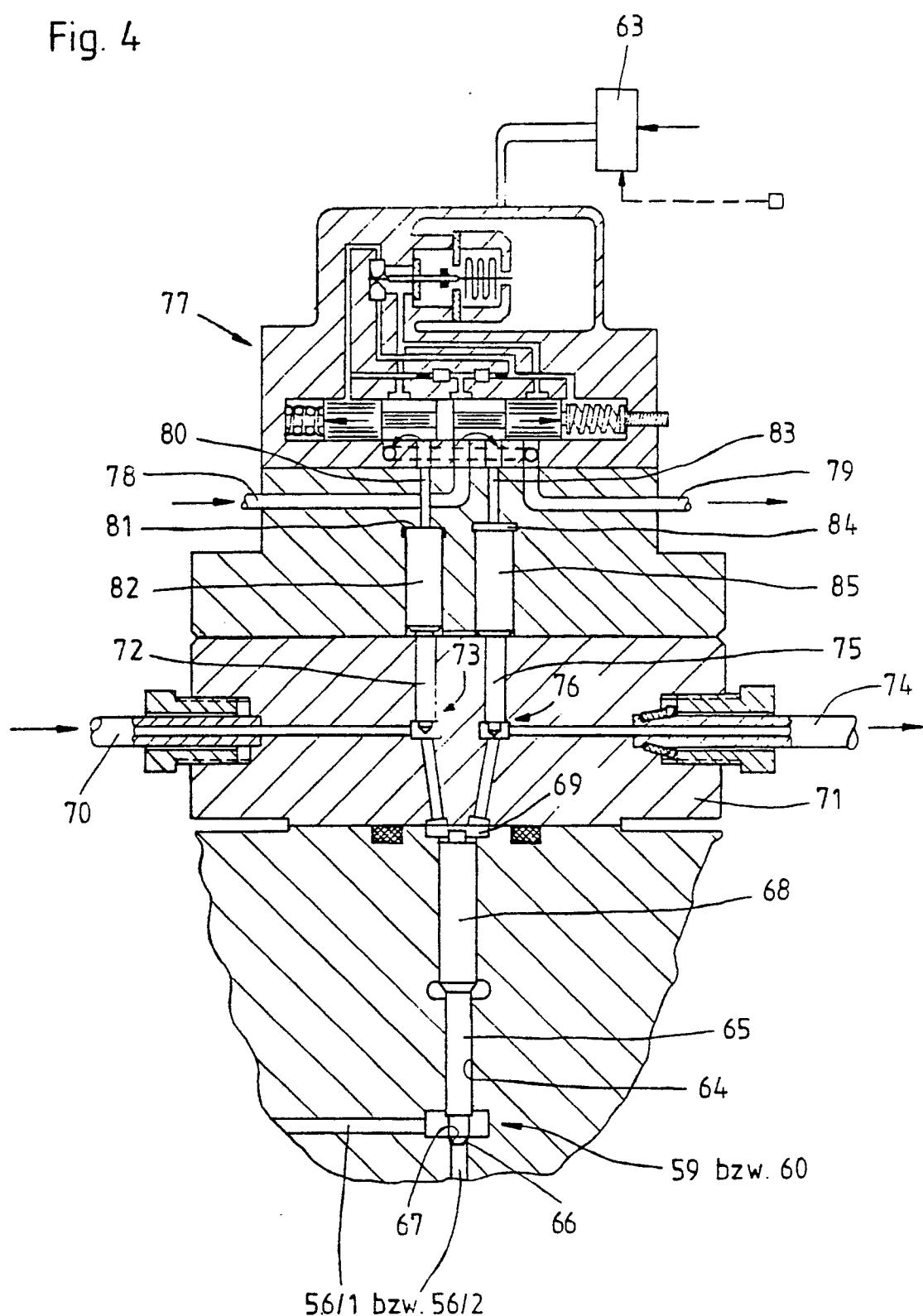


Fig. 3

Fig. 4



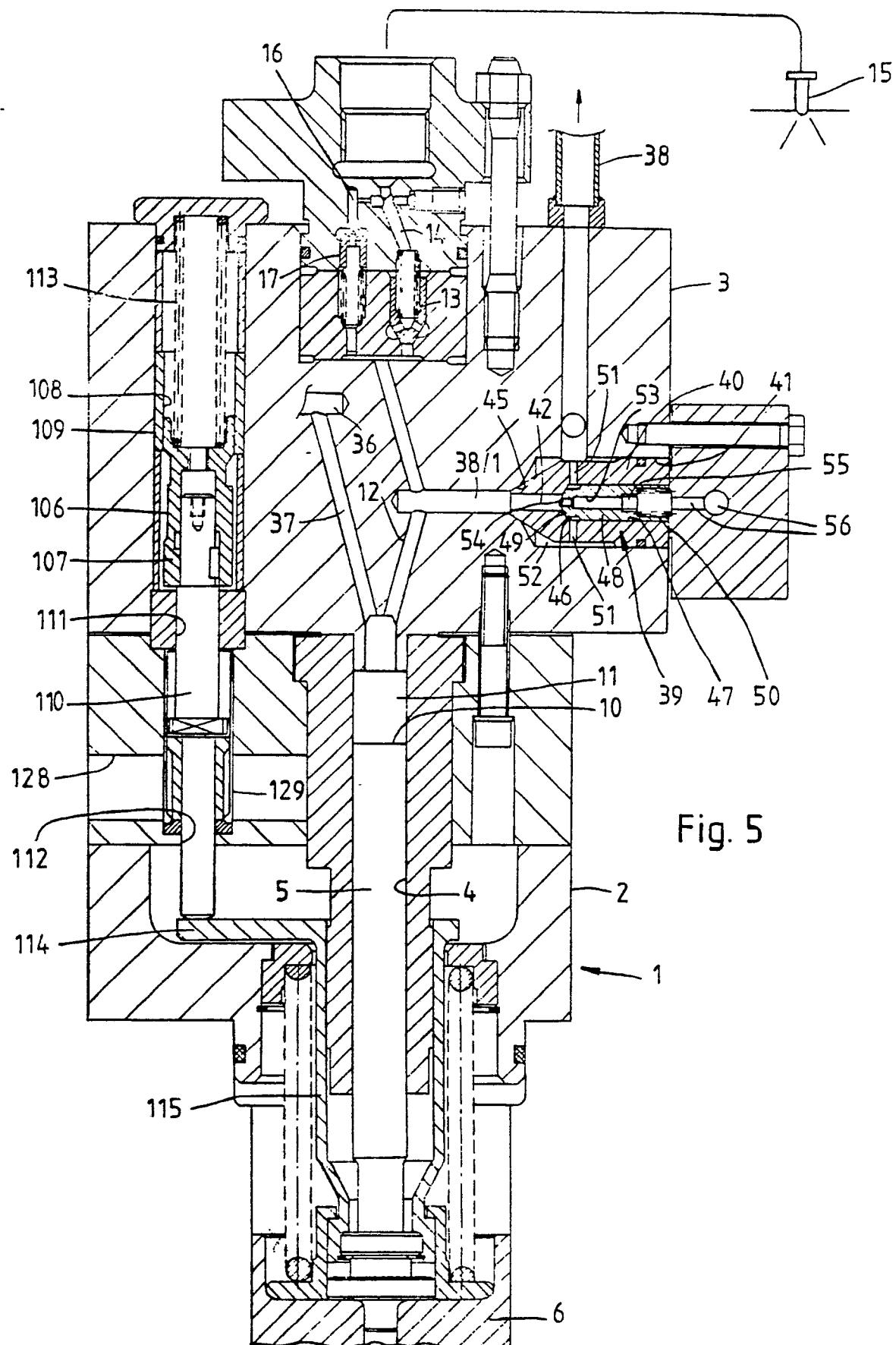
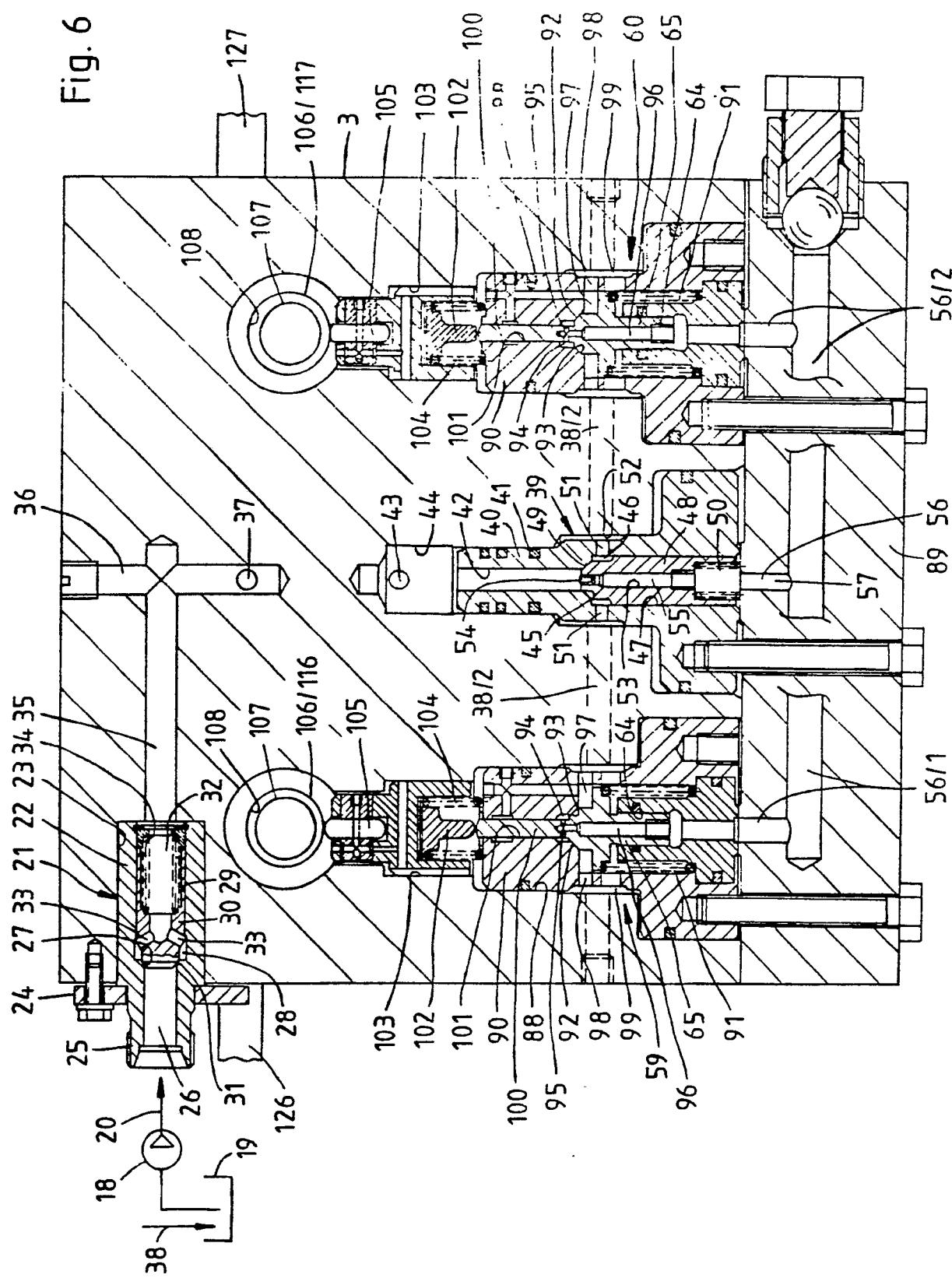


Fig. 6



0 194 431

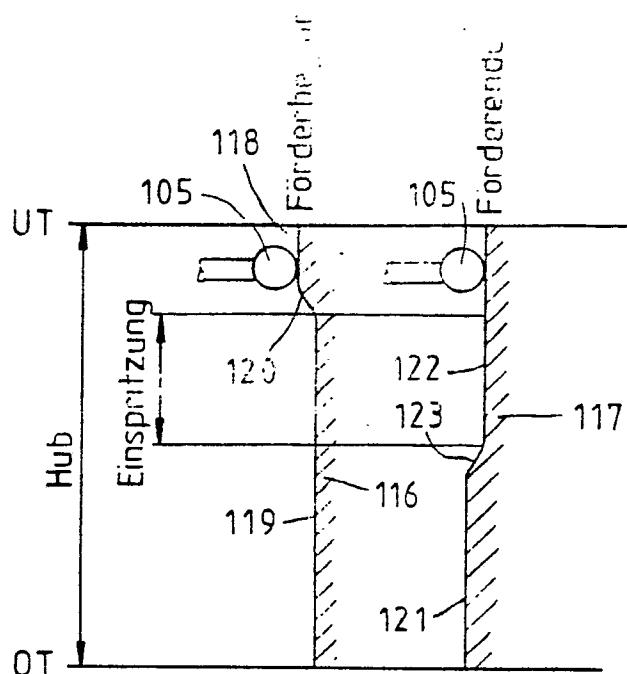


Fig. 7

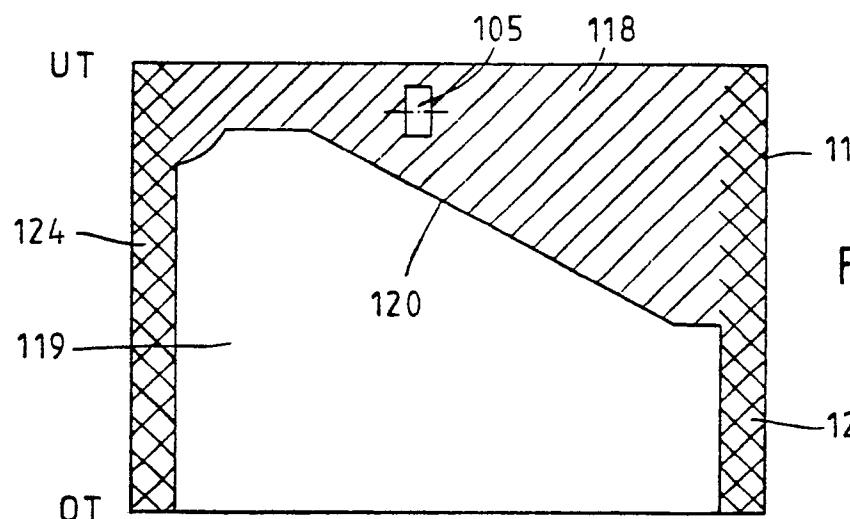


Fig. 8

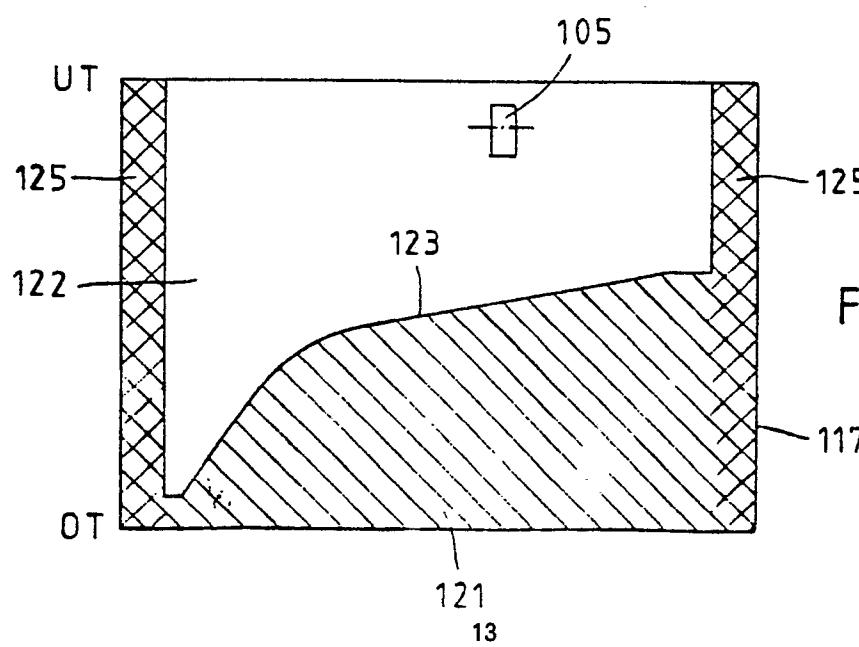


Fig. 9