

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

**EP 1 395 753 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**23.08.2006 Patentblatt 2006/34**

(51) Int Cl.:  
**F04B 1/04** <sup>(2006.01)</sup> **F04B 53/18** <sup>(2006.01)</sup>  
**F04B 49/22** <sup>(2006.01)</sup>

(21) Anmeldenummer: **02747167.1**

(86) Internationale Anmeldenummer:  
**PCT/DE2002/001888**

(22) Anmeldetag: **24.05.2002**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
**WO 2002/097268 (05.12.2002 Gazette 2002/49)**

(54) **HOCHDRUCKPUMPE FÜR EIN KRAFTSTOFFSYSTEM EINER BRENNKRAFTMASCHINE**

HIGH-PRESSURE PUMP FOR A FUEL SYSTEM OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

POMPE HAUTE PRESSION POUR UN SYSTEME DE CARBURANT D'UN MOTEUR A  
COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB IT TR**

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

(30) Priorität: **26.05.2001 DE 10125784**  
**27.03.2002 DE 10213625**

(72) Erfinder: **REMBOLD, Helmut**  
**70435 Stuttgart (DE)**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**10.03.2004 Patentblatt 2004/11**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A- 1 101 940 DE-A- 19 900 564**  
**US-A- 5 944 493**

**EP 1 395 753 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

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft zunächst eine Kolbenpumpe, insbesondere Hochdruckpumpe für ein Kraftstoffsystem einer Brennkraftmaschine, mit einem Gehäuse, mit mindestens einem Kolben, der einen Arbeitsraum begrenzt, mit einer Antriebswelle, die über mindestens ein Wellenlager in dem Gehäuse gehalten ist und die mindestens einen Kurbelabschnitt aufweist, und mit einem Kolbenlager, über welches sich der Kolben wenigstens mittelbar am Kurbelabschnitt der Antriebswelle abstützt, wobei zwischen relativ zueinander beweglichen Teilen mindestens eines der Lager eine hydrostatische Lagerung vorhanden ist, die über eine Fluidverbindung an den Arbeitsraum angeschlossen ist.

**[0002]** Eine derartige Kolbenpumpe ist als Radialkolbenpumpe aus der DE 197 05 205 A1 bekannt. Bei dieser Radialkolbenpumpe ist auf den Exzenterabschnitt einer Antriebswelle ein Laufring aufgesetzt. Dieser weist eine ebene Kontaktfläche auf, an der ein Gleitschuh eines axial hin und her beweglichen Kolbens aufliegt. Zwischen der Kontaktfläche des Laufrings und dem Gleitschuh ist eine Entlastungskammer vorhanden, welche über axiale Bohrungen im Gleitschuh sowie im Kolben mit einem vom Kolben begrenzten Arbeitsraum verbunden ist. Wenn der Kolben einen Förderhub ausführt, steigt der Druck im Arbeitsraum, was sich durch die Bohrung im Kolben auf die Entlastungskammer überträgt und auf diese Weise zu einer Verringerung der Kontaktkraft zwischen Gleitschuh und Laufring führt. Durch die Entlastungskammer wird also ein hydrostatisches Lager geschaffen. Hierdurch wird die Reibung und der Verschleiß zwischen Gleitschuh und Laufring vermindert.

**[0003]** Bekannt ist ferner aus der US 5 944 493 eine Radialkolbenpumpe, bei der der Zylinder über ein Rückschlagventil und einen Stromregler mit dem Kolben lager verbunden ist. In der DE 199 00 564 A1 ist ein Common-Rail-System gezeigt, bei dem von einem von einer Vorförderpumpe zu einer Hochdruckpumpe geförderter Kraftstoffstrom ein Schmierstoffstrom abgezweigt wird. Der Druck des Schmierstoffstroms wird durch ein Druckregelventil eingestellt.

**[0004]** Die vorliegende Erfindung hat daher Aufgabe, eine Kolbenpumpe der eingangs genannten Art so weiterzubilden, dass sie einen besseren Wirkungsgrad aufweist.

**[0005]** Diese Aufgabe wird bei einer Kolbenpumpe der eingangs genannten Art dadurch gelöst, dass in der Fluidverbindung zwischen dem Arbeitsraum und der hydrostatischen Lagerung ein Schaltventil vorhanden ist, welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann.

## Vorteile der Erfindung

**[0006]** Erfindungsgemäß wurde erkannt, dass es im Bereich der Kammer zwischen den relativ zueinander beweglichen Teilen zu einer Leckage kommt, d.h. es gelangt Fluid, welches von der Kolbenpumpe gefördert werden soll, als Leckagefluid über die hydrostatische Lagerung zurück beispielsweise zum Einlass der Kolbenpumpe. Durch diese Leckage wird der Wirkungsgrad der Kolbenpumpe beeinträchtigt. Weiterhin wurde erkannt, dass eine Entlastung eines Lagers nicht zu allen Zeitpunkten während eines Arbeitstaktes der Kolbenpumpe erforderlich ist. Im Grunde ist eine Entlastung der aneinander liegenden und relativ zueinander beweglichen Lagerteile nur zu jenen Zeitpunkten sinnvoll, zu denen diese beiden Teile mit relativ hoher Kraft gegeneinander gedrückt werden. Im Falle einer Kolbenpumpe ist dies im Wesentlichen während des Förderhubs der Fall.

**[0007]** Indem erfindungsgemäß in der Fluidverbindung zwischen dem Arbeitsraum und der hydrostatischen Lagerung eine Einrichtung vorhanden ist, welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann, kann der Zeitraum, zu dem Fluid vom Arbeitsraum in die hydrostatische Lagerung strömt, auf den notwendigen Umfang beschränkt werden. Hierdurch wird die Leckagemenge an Fluid während des Betriebs der Kolbenpumpe vermindert, ohne dass die Reibung zwischen relativ zueinander beweglichen Teilen eines Lagers der Kolbenpumpe in unerwünschtem Umfang erhöht würde. Somit wird letztlich der Wirkungsgrad der Kolbenpumpe erhöht, ohne dass die Lebensdauer der Kolbenpumpe eingeschränkt wird.

**[0008]** Dank des Schaltventils können beliebige Zeitpunkte gewählt werden, zu denen die hydrostatische Lagerung mit dem Arbeitsraum verbunden wird bzw. zu denen die Verbindung unterbrochen wird. Dieses gestattet eine Reduktion der für die hydrostatische Lagerung verwendeten Fluidmenge.

**[0009]** Besonders vorteilhafte Ausgestaltungen der erfindungsgemäßen Kolbenpumpe sind in Unteransprüchen angegeben.

**[0010]** So wird beispielsweise vorgeschlagen, dass das Schaltventil das Mengensteuerventil der Kolbenpumpe ist. Mit einem solchen Mengensteuerventil wird üblicherweise gegen Ende eines Förderhubs der Auslass der Kolbenpumpe mit ihrem Einlass kurz geschlossen und so die Menge des effektiv geförderten Fluids begrenzt. Bei dieser Weiterbildung geht kaum Fluid für die hydrostatische Lagerung verloren, da für diese ausschließlich jenes Fluid verwendet wird, welches zur Begrenzung der Fördermenge ohnehin nicht zum eigentlichen Auslass der Kolbenpumpe gelangen soll, sondern zu ihrem Einlass zurückgeleitet wird.

**[0011]** Relativ klein baut die erfindungsgemäße Kolbenpumpe dann, wenn die Einrichtung, welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann, im Kolben untergebracht ist. Möglich ist aber auch ihre Unterbringung im Gehäuse der Kolbenpumpe. In diesem Fall ist die Einrichtung beispielsweise für Wartungszwecke besser zugänglich.

**[0012]** Aufgrund der erheblich verringerten Fluidmenge, welche bei der erfindungsgemäßen Kolbenpumpe für die Erzeugung eines hydrostatischen Lagers erforderlich ist, können mehrere, gegebenenfalls auch alle hoch belasteten Lager in der Kolbenpumpe mit einem solchen hydrostatischen Lager ausgebildet werden. Dem wird durch jene Weiterbildung Rechnung getragen, bei welcher im Kolbenlager und im Wellenlager jeweils mindestens ein hydrostatisches Lager vorhanden ist.

**[0013]** Das hydrostatische Lager kann eine Kammer umfassen, welche in azimuthaler Richtung begrenzt ist. Hierdurch wird das Volumen der Kammer und somit letztlich die für die Bildung eines hydrostatischen Lagers erforderliche Fluidmenge reduziert.

**[0014]** Eine solche Begrenzung der Kammer führt zu keiner wesentlichen Erhöhung der Lager-Reibungskräfte, da die hydrostatische Lagerung nur in Richtung der Kraftspitzen wirken muss. Diese treten naturgemäß vorwiegend dann auf, wenn sich der Kolben im Bereich seines oberen Totpunktes befindet, das im Arbeitsraum eingeschlossene Fluid also maximal komprimiert ist.

**[0015]** Die erfindungsgemäße Kolbenpumpe kann als Ein- und Mehrzylinder-Kolbenpumpe ausgebildet sein. Der Winkelbereich, über den sich die Kammer in azimuthaler Richtung erstreckt, ist dabei vorzugsweise kleiner als  $360^\circ/2 \times \text{Anzahl der Kolben}$ .

**[0016]** Durch die Länge und auch durch die Breite der Kammer wird das zu dem individuellen Anwendungsfall optimale hydrostatische Lager geschaffen.

**[0017]** Eine andere Weiterbildung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Fluidverbindung mit einem Druckdämpfer verbunden ist. Dieser kann als Kompressionsvolumen, Federbalg, Membranspeicher o.ä. ausgeführt sein. Durch einen solchen Druckdämpfer kann der zeitliche Verlauf des Fluidstromes, welcher vom Arbeitsraum zur Kammer strömt, gestaltet werden. Dies ist insbesondere dann von Vorteil, wenn die Einrichtung, welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann, das Mengensteuerventil der Kolbenpumpe ist. Wenn dieses Mengensteuerventil gegen Ende des Förderhubes geöffnet wird, kommt es zu einer schlagartigen Druckerhöhung in der Fluidverbindung und somit auch in der Kammer. Durch einen solchen Druckdämpfer kann dieser Druckanstieg etwas abgeflacht werden.

**[0018]** In gleiche Richtung zielt jene Weiterbildung, bei welcher zwischen der Fluidverbindung und dem Druckdämpfer mindestens eine Strömungsdrossel vorhanden ist. Durch eine solche Strömungsdrossel wird der zeitliche Druckgradient in der Fluidverbindung beispielsweise bei Verwendung eines Überdruckventils oder auch eines Schaltventils verringert und der Druckanstieg zeitlich etwas gestreckt. Die hydrostatische Lagerung steht somit über einen längeren Zeitraum zur Verfügung als die Fluidverbindung zwischen Kammer und Arbeitsraum geöffnet ist.

**[0019]** Die Fluidverbindung zur Kammer im Wellenlager kann einen Strömungskanal im Gehäuse, eine mit diesem verbundene Ringnut in einer Lagerschale oder in der Welle, eine mit der Ringnut verbundene radiale Bohrung in der Welle, eine mit dieser verbundene axiale Bohrung in der Welle und eine mit dieser verbundene radiale Bohrung in der Welle umfassen, welche in die Kammer im Wellenlager mündet. Solche Bohrungen sind einfach einzubringen, was die Herstellung der Fluidverbindung erleichtert.

**[0020]** Gleiches gilt auch für jene Fluidverbindung, welche zur Kammer im Kolbenlager führt und welche eine von der axialen Bohrung in der Welle abgehende radiale Bohrung umfasst, welche in die Kammer im Kolbenlager mündet.

**[0021]** Die Erfindung betrifft auch ein Kraftstoffsystem für eine Brennkraftmaschine, mit einem Kraftstoffbehälter, einer Kraftstoffpumpe, welche in eine Kraftstoff-Sammelleitung fördert, und mit mindestens einer Kraftstoff-Einspritzvorrichtung, die an die Kraftstoff-Sammelleitung angeschlossen ist und den Kraftstoff direkt in den Brennraum einer Brennkraftmaschine einspritzt.

**[0022]** Um den Wirkungsgrad eines solchen Kraftstoffsystems zu erhöhen, wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, dass die Kraftstoffpumpe in der obigen Art ausgebildet ist.

**[0023]** Ferner ist Teil der Erfindung auch eine Brennkraftmaschine mit mindestens einem Brennraum, in den der Kraftstoff direkt eingespritzt wird. Eine solche Brennkraftmaschine ist vorteilhafterweise mit einem Kraftstoffsystem der obigen Art versehen.

Zeichnung

**[0024]** Nachfolgend werden Ausführungsbeispiele der Erfindung unter Bezugnahme auf die beiliegende Zeichnung im Detail erläutert. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1: eine schematische Prinzipdarstellung eines Kraftstoffsystems mit einem ersten Ausführungsbeispiel einer Kraftstoffpumpe;

Fig. 2: eine teilweise geschnittene Darstellung der Kraftstoffpumpe von Fig. 1;

Fig. 3: einen Schnitt längs der Linie III-III von Fig. 2;

Fig. 4: einen Schnitt längs der Linie IV-IV von Fig. 2;

5 Fig. 5: eine Darstellung des Winkelbereichs eines Kraftvektors der Kraftstoffpumpe von Fig. 2 bezogen auf die Längsachse einer Antriebswelle;

Fig. 6: eine Darstellung ähnlich Fig. 1 eines Kraftstoffsystems mit einem zweiten Ausführungsbeispiel einer Kraftstoffpumpe;

10 Fig. 7: eine Darstellung ähnlich Fig. 2 der Kraftstoffpumpe von Fig. 6;

Fig. 8: eine Darstellung ähnlich Fig. 1 eines Kraftstoffsystems mit einem dritten Ausführungsbeispiel einer Kraftstoffpumpe;

15 Fig. 9: eine Darstellung analog zu Fig. 3 des entsprechenden Bereichs der Kraftstoffpumpe von Fig. 8;

Fig. 10: eine Darstellung analog zu Fig. 4 des entsprechenden Bereichs der Kraftstoffpumpe von Fig. 8; und

20 Fig. 11: eine Darstellung des Winkelbereichs eines Kraftvektors der Kraftstoffpumpe von Fig. 8 bezogen auf die Längsachse einer Antriebswelle;

#### Beschreibung der Ausführungsbeispiele

25 **[0025]** In Fig. 1 trägt ein Kraftstoffsystem insgesamt das Bezugszeichen 10. Es ist Teil einer Brennkraftmaschine 11 umfasst einen Kraftstoff-Vorratsbehälter 12, aus dem eine elektrische Kraftstoffpumpe 14 den Kraftstoff in eine Kraftstoffleitung 16 fördert. Diese führt zu einem Einlass 18 einer insgesamt mit 20 bezeichneten Hochdruck-Kraftstoffpumpe, welche von einer nicht dargestellten Kurbelwelle der Brennkraftmaschine 11 angetrieben wird. Auf deren genauen Aufbau wird weiter unten im Detail eingegangen.

30 **[0026]** Von einem Auslass 22 führt eine Kraftstoffleitung (ohne Bezugszeichen) zu einer Kraftstoff-Sammelleitung 24, die gemeinhin auch als "Rail" bezeichnet wird. An die Kraftstoff-Sammelleitung 24 sind mehrere Kraftstoff-Einspritzvorrichtungen 26 angeschlossen. Bei diesen handelt es sich um Hochdruck-Einspritzventile bzw. Injektoren. Letztere sind am Motorblock (nicht dargestellt) einer Brennkraftmaschine (nicht dargestellt) befestigt und spritzen den Kraftstoff direkt in Brennräume 28 ein.

35 **[0027]** Der Druck in der Kraftstoff-Sammelleitung 24 wird von einem Drucksensor 30 erfasst, der ein entsprechendes Signal an ein Steuer- und Regelgerät 32 liefert. Dieses wiederum ist ausgangsseitig in noch näher darzustellender Art und Weise mit der Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 verbunden. Bei der Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 handelt es sich um eine Radialkolbenpumpe mit drei sternförmig angeordneten Zylindern. Prinzipiell ist die Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 folgendermaßen aufgebaut:

40 **[0028]** Vom Einlass 18 führt ein Strömungskanal 34 über ein Rückschlagventil 36 zu einer Verzweigungsstelle 38. Das Rückschlagventil 36 öffnet nach innen und hält so Druckstöße von der Kraftstoffleitung 16 und der elektrischen Kraftstoffpumpe 14 fern. Von der Verzweigungsstelle 38 zweigen Strömungskanäle zu den einzelnen Zylindern 40a, 40b und 40c ab. Die Zylinder 40a - 40c sind identisch aufgebaut. Aus Darstellungsgründen sind die Bezugszeichen nur für einen Zylinder eingetragen.

45 **[0029]** Jeder Zylinder 40a - 40c verfügt eingangsseitig über ein Rückschlagventil 42, eine Pumpeinheit 44 und ein stromabwärts der Pumpeinheit 44 angeordnetes Rückschlagventil 46. Stromabwärts von den Rückschlagventilen 46 kommen die Strömungskanäle der einzelnen Zylinder 40a - 40c wieder an einem Sammelpunkt 48 zusammen. Von dort führt ein Strömungskanal 50 über ein weiteres Rückschlagventil 52 zum Auslass 22 der Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20.

50 **[0030]** Zwischen dem Sammelpunkt 48 und dem Rückschlagventil 52 zweigt vom Strömungskanal 50 ein Strömungskanal 54 ab, in dem ein Schaltventil 56 angeordnet ist. Bei diesem handelt es sich um ein elektrisch betätigtes Zwei/Zwei-Schaltventil, welches in seiner Ruheposition 58 geöffnet ist und in seiner betätigten Stellung 60 geschlossen ist. Das Schaltventil 56 wird vom Steuer- und Regelgerät 32 angesteuert. Der Strömungskanal 54 führt vom Schaltventil 56 zu einer hydrostatischen Lagerung 62, welche im Detail weiter unten erläutert ist.

55 **[0031]** Stromabwärts von dem Schaltventil 56 zweigt vom Strömungskanal 54 ein Strömungskanal 64 ab, der letztlich zwischen dem Rückschlagventil 36 und der Verzweigungsstelle 38 in den Strömungskanal 34 mündet. Im Strömungskanal 64 ist ein Druckdämpfer 66 angeordnet, bei dem es sich vorliegend um einen Feder/Kolbenspeicher handelt. Möglich ist aber auch die Ausbildung des Druckdämpfers 66 als Kompressionsvolumen, Federbalg, Membranspeicher usw.. Stromaufwärts vom Druckdämpfer 66 ist eine erste Strömungsdrossel 68 im Strömungskanal 64 vorhanden, und

stromabwärts des Druckdämpfers 66 eine weitere Strömungsdrössel 70.

**[0032]** Die genaue Ausgestaltung der Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 kann den Fig. 2 - 4 entnommen werden. Dabei sei darauf hingewiesen, dass in dieser Schnittebene nur ein Zylinder 40 dargestellt ist und einzelne Kanäle etc. nicht sichtbar sind.

**[0033]** Die Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 umfasst ein Gehäuse 72. In diesem ist eine sacklochartige Ausnehmung 74 vorhanden, deren Längsachse in Fig. 2 horizontal verläuft. Ferner ist in das Gehäuse 72 eine weitere Ausnehmung 76 eingebracht, die in Fig. 2 vertikal verläuft und vom oberen Rand des Gehäuses 72 bis in die horizontale Ausnehmung 74 hinein verläuft. In der horizontalen Ausnehmung 74 ist eine Antriebswelle 78 aufgenommen. Diese ist mit der Kurbelwelle (nicht dargestellt) der Brennkraftmaschine verbunden.

**[0034]** Die Antriebswelle 78 ist im Bereich ihrer beiden Längsenden jeweils durch ein Lager im Gehäuse 72 gelagert. Das in Fig. 2 linke Lager trägt das Bezugszeichen 80. In Fig. 2 rechts vom Lager 80 ist die horizontale Ausnehmung 74 nach außen hin durch eine Wellendichtung 82 abgedichtet. Das rechte Ende der Antriebswelle 78 ist in einer hohlzylindrischen Lagerschale 84 gelagert, die ein Wellenlager bildet. In etwa in ihrer axialen Mitte weist die Antriebswelle 78 einen Exzenterabschnitt 86 auf, auf den ein Laufring 88 aufgesetzt ist.

**[0035]** Die vertikale Ausnehmung 76 ist nach oben hin durch einen Deckel 90 verschlossen. In die Ausnehmung 76 ist eine Führungshülse 92 eingesetzt. In dieser wiederum ist ein Kolben 94 axial verschieblich geführt. An das in Fig. 2 untere Ende des Kolbens 94 ist ein Fuß 96 angeschweißt. Zwischen dem Fuß 96 und der Führungshülse 92 ist eine Druckfeder 98 gespannt. Durch diese wird der Fuß 96 und somit letztlich der Kolben 94 gegen den Laufring 88 beaufschlagt. Der Laufring 88 bildet somit für den Kolben 94 gegenüber der Antriebswelle 78 ein Kolbenlager (ohne Bezugszeichen).

**[0036]** In Fig. 2 oberhalb des Kolbens 94 ist ein Arbeitsraum 100 gebildet. In diesen mündet in Fig. 2 von links kommend jener Strömungskanal, in dem das Rückschlagventil 42 angeordnet ist. In Fig. 2 rechts vom Arbeitsraum 100 verläuft jener Strömungskanal, in dem das Rückschlagventil 46 angeordnet ist. Weder die Verzweigungsstelle 38 noch der Sammelpunkt 48 sind in der in Fig. 2 dargestellten Schnittebene sichtbar. Der Arbeitsraum 100 und der Kolben 94 sind Teil der Pumpeinheit 44 des dargestellten Zylinders 40.

**[0037]** Die hydrostatische Lagerung 62 ist folgendermaßen aufgebaut:

**[0038]** Vom Schaltventil 56 führt der Strömungskanal 54 bis zur horizontalen Ausnehmung 74. Über eine Bohrung 102 in der Lagerschale 84 wird der Strömungskanal 54 bis zu einer Ringnut 104 auf der Innenseite der Lagerschale 84 fortgeführt. Auf der gleichen axialen Höhe wie die Ringnut 104 ist in die Antriebswelle 78 eine radiale Bohrung 106 eingebracht, die in eine axiale Bohrung 108 in der Antriebswelle 78 mündet. Diese setzt sich bis in den Exzenterabschnitt 86 der Antriebswelle 78 fort.

**[0039]** Von der axialen Bohrung 108 führt eine radiale Bohrung 110 nach außen zu einer Ausnehmung (ohne Bezugszeichen) auf der äußeren Mantelfläche der Antriebswelle 78. Diese Ausnehmung verläuft, wie aus Fig. 3 ersichtlich ist, in azimuthaler Richtung über einen Winkelbereich von ungefähr 60° (in Figur 3 sind aus Darstellungsgründen nur die Welle 78 und die Lagerschale 84 dargestellt; in einem nicht dargestellten Ausführungsbeispiel ist der Winkel kleiner als 60°). Durch sie wird eine Kammer 112 gebildet, in der auf noch zu erläuternde Art und Weise eine hydrostatische Gegenkraft zu den vom Kolben 94 herrührenden Kräften erzeugt wird.

**[0040]** In gleicher Art und Weise, jedoch um 180° versetzt, zweigt von der axialen Bohrung 108 im Bereich des Exzenterabschnitts 86 eine radiale Bohrung 114 nach außen ab, die in analoger Weise in eine Kammer 116 mündet. Auch diese Kammer 116 verläuft, wie aus Fig. 4 ersichtlich ist, in azimuthaler Richtung über einen Winkelbereich von ungefähr 60° (in einem nicht dargestellten Ausführungsbeispiel ist dieser Winkel kleiner als 60°). Auch hier ist in Figur 4 aus Gründen der besseren Darstellung nur die Welle 86 und der Laufring 88 gezeigt.

**[0041]** Die Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 arbeitet folgendermaßen:

**[0042]** Aufgrund des Exzenterabschnitts 86 wird eine Drehung der Antriebswelle 78 in eine axiale Hin-und-Her-Bewegung des Kolbens 94 umgesetzt. Das Schaltventil 56 wird vom Steuer- und Regelgerät 32 so angesteuert, dass es während eines Förderhubs des Kolbens 94, wenn sich dieser also nach oben bewegt, zunächst geschlossen ist. Hierdurch erhöht sich der Druck des im Arbeitsraum 100 eingeschlossenen Fluids erheblich. Über den Strömungskanal 50, welcher in Fig. 2 nicht sichtbar ist, gelangt das komprimierte Fluid aus dem Arbeitsraum 100 in die Kraftstoff-Sammelleitung 24. Wenn der gewünschte Druck in der Kraftstoff-Sammelleitung 24 erreicht ist, wird dies vom Drucksensor 30 erfasst.

**[0043]** Das Steuer- und Regelgerät 32 steuert dann das Schaltventil 56 so an, dass dieses öffnet. Somit wird die Fluidverbindung zwischen dem Arbeitsraum 100 und den Kammern 112 und 116 der hydrostatischen Lagerung 62 geöffnet. Dies erhöht den Druck in den Kammern 112 und 116, wodurch eine hydrostatische Gegenkraft zwischen Lagerschale 84 und Antriebswelle 78 (Wellenlager) und andererseits zwischen Laufring 88 und Antriebswelle 78 (Kolbenlager) in der gewünschten Richtung geschaffen wird. Am Ende des Förderhubs wird das Schaltventil 56 vom Steuer- und Regelgerät 32 wieder geschlossen, wodurch die Fluidverbindung zwischen Arbeitsraum 100 und den beiden Kammern 112 und 116 wieder unterbrochen ist.

**[0044]** Durch das Schließen des Schaltventils 56 wird die hydrostatische Gegenkraft, die in den Kammern 112 und 116 erzeugt wird, jedoch nicht sofort beendet. Zum einen dauert es eine gewisse Zeit, bis einerseits durch den Spalt

zwischen der Antriebswelle 78 und der Lagerschale 84 und andererseits zwischen der Antriebswelle 78 und dem Laufring 88 das Fluid abgeströmt ist. Zum anderen wirkt der Druckdämpfer 66 als Druckspeicher, der auch bei geschlossenem Schaltventil 56 noch eine gewisse Fluidmenge in die Kammern 112 und 116 fördert.

**[0045]** Der zeitliche Verlauf der durch den Druckaufbau in den Kammern 112 und 116 erzeugten hydrostatischen Gegenkraft wird einerseits durch die Breite und die azimutale Winkelerstreckung der Kammern 112 und 116 und andererseits durch die Eigenschaften des Druckdämpfers 66 und der beiden Strömungsdrosseln 68 und 70 eingestellt. Die azimutale Winkelerstreckung der Kammern 112 und 116 ist dabei, wie bereits erwähnt, maximal 60°, in jedem Falle bei einer mehrzylindrigen Pumpe maximal  $360^\circ / 2 \times \text{Anzahl der Zylinder}$ , bei drei Zylindern hier also 60°. Diese Winkelerstreckung ergibt sich aus folgenden Überlegungen:

**[0046]** Wie aus Fig. 5 ersichtlich ist, variiert der aus der Druckbelastung der Kolben der Zylinder 40a bis 40c resultierende Kraftvektor bei der vorliegenden Drei-Zylinder-Hochdruckpumpe 20 in einem Bereich von ungefähr 60°, abhängig von der Winkelposition der Antriebswelle 78. Der Beginn des Bereichs ist wiederum um ca. 60° in Drehrichtung (Pfeil 121 in den Figuren 4 und 5) zu einer in Exzenterichtung zeigenden mitrotierenden Achse 122 versetzt. Innerhalb des besagten Winkelbereichs rotiert der Kraftvektor synchron mit der Antriebswelle 78 um deren Längsachse. Ausgehend von dieser Belastung erfolgt die Entlastung durch die hydrostatische Kraft am Kolbenlager (Laufring 88 und Welle 78) im Bereich der Kammer 116 und am Wellenlager (Lagerschale 84 und Welle 78) um 180° hierzu versetzt im Bereich der Kammer 112.

**[0047]** Bei dem in den Figuren 1 bis 5 dargestellten Ausführungsbeispiel wird der Wirkungsgrad der Pumpe 10 durch die hydrostatischen Lager 62 kaum beeinträchtigt, da für deren Erzeugung Fluid verwendet wird, welches ohnehin zur Drucksteuerung durch das Schaltventil 56 verwendet wird. Eine zusätzlich Leckage für die hydrostatische Lagerung ist also nicht vorhanden.

**[0048]** In den Fig. 6 und 7 ist ein zweites Ausführungsbeispiel einer Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 dargestellt. Solche Teile, Elemente und Bereiche, welche äquivalente Funktionen zu bereits oben beschriebenen Teilen, Elementen und Bereichen aufweisen, tragen die gleichen Bezugszeichen und sind nicht nochmals im Detail erläutert.

**[0049]** Im Gegensatz zu dem oben beschriebenen Ausführungsbeispiel ist in der Fluidverbindung 54 zwischen dem Arbeitsraum 100 und den Kammern 112 und 116 kein Schaltventil, sondern ein Überdruckventil 118 angeordnet. Dieses gibt die Fluidverbindung 54 erst dann frei, wenn der Druck im Arbeitsraum 100 einen gewissen Grenzwert überschreitet. Die hydrostatische Gegenkraft wird also erst oberhalb des Öffnungsdrucks des Überdruckventils 118 voll wirksam.

**[0050]** Der Vorteil ist, dass - ohne die Notwendigkeit einer elektrischen Ansteuerung - bei geringen Drücken im Arbeitsraum 100 kein Fluid über die Kammern 112 und 116 und die entsprechenden Lagerspalte zwischen Antriebswelle 78 und Lagerschale 84 einerseits und zwischen Antriebswelle 78 und Laufring 88 andererseits als Leckage auftritt, was einen höheren volumetrischen Wirkungsgrad der Kraftstoff-Hochdruckpumpe 20 zur Folge hat. Im oberen Druckbereich tritt zwar eine höhere Leckage auf, die jedoch bezogen auf den Gesamtwirkungsgrad aufgrund der geringeren Lagerbelastung und dem damit höheren mechanischen Wirkungsgrad mindestens kompensiert wird. Unabhängig vom Wirkungsgrad ergibt sich auf jeden Fall eine deutlich bessere Standzeit der Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20.

**[0051]** Zusätzlich zu dem ersten Ausführungsbeispiel ist in der Innenseite der Lagerschale 84 noch eine axial verlaufende Nut 120 vorhanden. Diese führt von dem rechts von der Lagerschale 84 vorhandenen Raum zu dem links von der Lagerschale 84 vorhandenen Raum in der Ausnehmung 74. Durch die Nut 120 wird vermieden, dass über die Leckage zwischen Antriebswelle 78 und Lagerschale 84 stirnseitig ein Druckaufbau erfolgt, der unzulässig hohe Axialkräfte auf die Antriebswelle 78 verursachen könnte. Der links von der Lagerschale 84 vorhandene Raum der horizontalen Ausnehmung 74 ist auf hier nicht näher dargestellte Art und Weise mit dem Einlass 18 der Hochdruck-Kraftstoffpumpe 20 verbunden.

**[0052]** In Figur 8 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel einer Hochdruck-Kraftstoffpumpe dargestellt. Auch hier tragen solche Komponenten und Bereiche, deren Funktion äquivalent zu entsprechenden Komponenten und Bereichen der vorhergehenden Figuren ist, die gleichen Bezugszeichen und sind nicht nochmals im Detail erläutert.

**[0053]** Im Gegensatz zu den in den Figuren 1 und 6 dargestellten Ausführungsbeispielen ist in Figur 8 eine 1-Zylinder-Kolbenpumpe 20 dargestellt. Dies führt unter anderem auch zu einer anderen Ausrichtung der Kammern 112 und 116, wie aus den Figuren 9 und 10 ersichtlich ist. Danach ist die Kammer 116 in einem Bereich von ungefähr 60° zu beiden Seiten der Exzenterachse 122 ausgebildet. Sie hat also in etwa die doppelte Winkelerstreckung als die entsprechende Kammer in den vorhergehenden Ausführungsbeispielen. Ferner ist sie gegenüber den vorhergehenden Ausführungsbeispielen um 90° entgegen der Drehrichtung der Antriebswelle 78 versetzt angeordnet. Die Kammer 112 ist zur Kammer 116 um 180° versetzt, also mit ihrer Mittelachse entgegengesetzt zur Exzenterachse 122 angeordnet. Der Kraftvektor wirkt bei dieser 1-Zylinder-Kraftstoffpumpe 20 immer nur in Richtung der Zylinderachse, die wie in Figur 11 dargestellt im oberen Totpunkt mit der Exzenterachse 122 zusammenfällt.

## Patentansprüche

- 5 1. Kolbenpumpe, insbesondere Hochdruckpumpe (20) für ein Kraftstoffsystem (10) einer Brennkraftmaschine, mit einem Gehäuse (72), mit mindestens einem Kolben (94), der einen Arbeitsraum (100) begrenzt, mit einer Antriebswelle (78), die über mindestens ein Wellenlager in dem Gehäuse (72) gehalten ist und die mindestens einen Kurbelabschnitt (86) aufweist, und mit einem Kolbenlager, über welches sich der Kolben (94) wenigstens mittelbar am Kurbelabschnitt (86) der Welle (78) abstützt, wobei zwischen relativ zueinander beweglichen Teilen mindestens eines der Lager eine hydrostatische Lagerung (62) vorhanden ist, die über eine Fluidverbindung an den Arbeitsraum (100) angeschlossen ist, wobei in der Fluidverbindung zwischen dem Arbeitsraum (100) und der hydrostatischen Lagerung (62) eine Einrichtung (56; 118) vorhanden ist, welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Einrichtung, welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann, ein Schaltventil (56) umfasst.
- 10 2. Kolbenpumpe (20) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Schaltventil das Mengensteuerventil (56) der Kolbenpumpe ist.
- 15 3. Kolbenpumpe (20) nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Einrichtung, welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann, im Kolben (94) untergebracht ist.
- 20 4. Kolbenpumpe (20) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Einrichtung (56; 118), welche die Fluidverbindung zeitweise unterbrechen kann, im Gehäuse (72) untergebracht ist.
- 25 5. Kolbenpumpe (20) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Kolbenlager und im Wellenlager jeweils mindestens eine hydrostatische Lagerung (62) vorhanden ist.
- 30 6. Kolbenpumpe (20) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die hydrostatische Lagerung (62) jeweils mindestens eine Kammer (112, 116) umfasst, welche in azimuthaler Richtung begrenzt ist.
- 35 7. Kolbenpumpe (20) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** sie eine Mehrzahl von radial verteilten Kolben (94) aufweist, dass der Winkelbereich, über den sich die Kammer (112, 116) in azimuthaler Richtung erstreckt, gleich oder kleiner als  $360^\circ / 2 \times \text{Anzahl der Kolben (94)}$  ist, und dass dieser Bereich ca.  $60^\circ$  in Drehrichtung zu einer in Exzentrerrichtung zeigenden mitrotierenden Achse (122) versetzt ist.
- 40 8. Kolbenpumpe (20) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Fluidverbindung mit einem Druckdämpfer (66) verbunden ist.
- 45 9. Kolbenpumpe (20) nach Anspruch 8, nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen der Fluidverbindung und dem Druckdämpfer (66) mindestens eine Strömungsdrossel (68) vorhanden ist.
- 50 10. Kolbenpumpe (20) nach einem der Ansprüche 6 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Fluidverbindung zur Kammer (112) im Wellenlager einen Strömungskanal (54) im Gehäuse (72), eine mit diesem verbundene Ringnut (104) in einer Lagerschale (84) oder in der Welle, eine mit der Ringnut (104) verbundene radiale Bohrung (106) in der Welle (78), eine mit dieser verbundene axiale Bohrung (108) in der Welle (78), und eine mit dieser verbundene radiale Bohrung (110) in der Welle (78) umfasst, welche in die Kammer (112) im Wellenlager mündet.
- 55 11. Kolbenpumpe (20) nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Fluidverbindung zur Kammer (116) im Kolbenlager eine von der axialen Bohrung (108) in der Welle (78) abgehende radiale Bohrung (114) umfasst, welche in die Kammer (116) im Kolbenlager mündet.
12. Kraftstoffsystem (10) für eine Brennkraftmaschine (11), mit einem Kraftstoffbehälter (12), einer Kraftstoffpumpe (20), welche in eine Kraftstoff-Sammelleitung (24) fördert, und mit mindestens einer Kraftstoff-Einspritzvorrichtung (26), die an die Kraftstoff-Sammelleitung (24) angeschlossen ist und den Kraftstoff direkt in den Brennraum (28) der Brennkraftmaschine (11) einspritzt, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hochdruck-Kraftstoffpumpe (20) nach einem der Ansprüche 1 bis 11 ausgebildet ist.

## Claims

1. Piston pump, in particular high-pressure pump (20) for a fuel system (10) of an internal combustion engine, with a casing (72), with at least one piston (94) which delimits a working space (100), with a drive shaft (78) which is held in the housing (72) via at least one shaft bearing and which has at least one crank portion (86), and with a piston bearing, via which the piston (94) is supported at least indirectly on the crank portion (86) of the shaft (78), a hydrostatic mounting (62), which is connected to the working space (100) via a fluid connection, being present between those parts of at least one of the bearings which are movable in relation to one another, a device (56; 118) which can temporarily interrupt the fluid connection being present in the fluid connection between the working space (100) and the hydrostatic mounting (62), **characterized in that** the device which can temporarily interrupt the fluid connection comprises a switching valve (56).
2. Piston pump (20) according to Claim 1, **characterized in that** the switching valve is the quantity control valve (56) of the piston pump.
3. Piston pump (20) according to either one of Claims 1 and 2, **characterized in that** the device which can temporarily interrupt the fluid connection is accommodated in the piston (94).
4. Piston pump (20) according to one of the preceding claims, **characterized in that** the device (56; 118) which can temporarily interrupt the fluid connection is accommodated in the casing (72).
5. Piston pump (20) according to one of the preceding claims, **characterized in that** at least one hydrostatic mounting (62) is present in each case in the piston bearing and in the shaft bearing.
6. Piston pump (20) according to one of the preceding claims, **characterized in that** the hydrostatic mounting (62) comprises in each case at least one chamber (112, 116) which is delimited in the azimuthal direction.
7. Piston pump (20) according to Claim 8, **characterized in that** it has a plurality of radially distributed pistons (94), **in that** the angular range over which the chamber (112, 116) extends in the azimuthal direction is equal to or smaller than  $360^\circ/2 \times$  the number of pistons (94), and **in that** this range is offset at approximately  $60^\circ$  in the direction of rotation with respect to a co-rotating axis (122) pointing in the eccentric direction.
8. Piston pump (20) according to one of the preceding claims, **characterized in that** the fluid connection is connected to a pressure damper (66).
9. Piston pump (20) according to Claim 8, **characterized in that** at least one flow throttle (68) is present between the fluid connection and the pressure damper (66).
10. Piston pump (20) according to one of Claims 6 to 9, **characterized in that** the fluid connection to the chamber (112) in the shaft bearing comprises a flow duct (54) in the casing (72), an annular groove (104), connected to the said flow duct, in a bearing shell (84) or in the shaft, a radial bore (106), connected to the annular groove (104), in the shaft (78), an axial bore (108), connected to the said radial bore, in the shaft (78), and a radial bore (110), connected to the said axial bore, in the shaft (78), which radial bore issues into the chamber (112) of the shaft bearing.
11. Piston pump (20) according to Claim 10, **characterized in that** the fluid connection to the chamber (116) in the piston bearing comprises a radial bore (114) which emanates from the axial bore (108) in the shaft (78) and which issues into the chamber (116) in the piston bearing.
12. Fuel system (10) for an internal combustion engine (11), with a fuel tank (12), with a fuel pump (20) which conveys into a fuel collecting line (24), and with at least one fuel injection device (26) which is connected to the fuel collecting line (24) and injects the fuel directly into the combustion space (28) of the internal combustion engine (11), **characterized in that** the high-pressure fuel pump (20) is designed according to one of Claims 1 to 11.

## Revendications

1. Pompe à piston, notamment pompe haute pression (20) pour un système de carburant (10) d'un moteur à combustion interne, dotée d'un boîtier (72), d'au moins un piston (94) délimitant une chambre de travail (100), d'un arbre



d'entraînement (78) maintenu dans le boîtier (72) par au moins un palier d'arbre et présentant au moins un segment de vilebrequin (86), et d'un palier de piston grâce auquel le piston (94) s'appuie au moins indirectement sur le segment de vilebrequin (86) de l'arbre (78), un palier hydrostatique (62) raccordé à la chambre de travail (100) par une communication fluïdique étant disponible entre des pièces mobiles les unes par rapport aux autres d'au moins l'un des paliers, avec dans la communication fluïdique entre la chambre de travail (100) et le palier hydrostatique (62) un dispositif (56 ; 118) pouvant parfois interrompre la communication fluïdique,

**caractérisée en ce que**

le dispositif pouvant parfois interrompre la communication fluïdique comprend une soupape de commutation (56).

2. Pompe à piston (20) selon la revendication 1,

**caractérisée ce que**

la soupape de commutation est le régulateur de débit (56) de la pompe à piston.

3. Pompe à piston (20) selon l'une quelconque des revendications 1 ou 2,

**caractérisée ce que**

le dispositif pouvant parfois interrompre la communication fluïdique est placé dans le piston (94).

4. Pompe à piston (20) selon l'une quelconque des revendications précédentes,

**caractérisée ce que**

le dispositif (56 ; 118) pouvant parfois interrompre la communication fluïdique est placé dans le boîtier (72).

5. Pompe à piston (20) selon l'une quelconque des revendications précédentes,

**caractérisée ce qu'**

au moins un palier hydrostatique (62) est disponible dans le palier de piston et dans le palier d'arbre.

6. Pompe à piston (20) selon l'une quelconque des revendications précédentes,

**caractérisée ce que**

le palier hydrostatique (62) comprend au moins une chambre (112, 116) délimitée dans la direction azimutale.

7. Pompe à piston (20) selon la revendication 8,

**caractérisée ce qu'**

elle présente plusieurs pistons (94) répartis radialement, la zone angulaire sur laquelle s'étend la chambre (112, 116) dans la direction azimutale est inférieure ou égale à  $360^\circ / 2 \times \text{le nombre de pistons (94)}$  et cette zone est décalée d'environ  $60^\circ$  dans la direction de rotation par rapport à un axe (122) tournant en direction de l'excentrique.

8. Pompe à piston (20) selon l'une quelconque des revendications précédentes,

**caractérisée ce que**

la communication fluïdique est reliée à un amortisseur de pression (66).

9. Pompe à piston (20) selon la revendication 8, selon l'une quelconque des revendications précédentes,

**caractérisée ce qu'**

au moins un étranglement d'écoulement (68) est prévu entre la communication fluïdique et l'amortisseur de pression (66).

10. Pompe à piston (20) selon l'une quelconque des revendications 6 à 9,

**caractérisée ce que**

la communication fluïdique à la chambre (112) dans le palier d'arbre comprend un canal d'écoulement (54) dans le boîtier (72), une rainure annulaire (104) reliée à ce boîtier dans une coquille de coussinet (84) ou dans l'arbre, un alésage radial (106) relié à la rainure annulaire (104) dans l'arbre (78), un alésage axial (108) relié à celui-ci dans l'arbre (78) et un alésage radial (110) relié à celui-ci dans l'arbre (78) qui débouche dans la chambre (112) dans le palier d'arbre.

11. Pompe à piston (20) selon la revendication 10,

**caractérisée ce que**

la communication fluïdique à la chambre (116) dans le palier de piston comprend un alésage radial (114) partant de l'alésage axial (108) dans l'arbre (78) et débouchant dans la chambre (116) dans le palier de piston.

12. Système de carburant (10) pour un moteur à combustion interne (11), doté d'un réservoir de carburant (12), d'une

## EP 1 395 753 B1

pompe à carburant (20) assurant le transport dans une conduite collectrice de carburant (24) et d'au moins un dispositif d'injection de carburant (26) raccordé à la conduite collectrice de carburant (24) et injectant le carburant directement dans la chambre de combustion (28) du moteur à combustion interne (11),

**caractérisé en ce que**

5 la pompe à carburant haute pression (20) est conçue selon l'une quelconque des revendications 1 à 11.

10

15

20

25

30

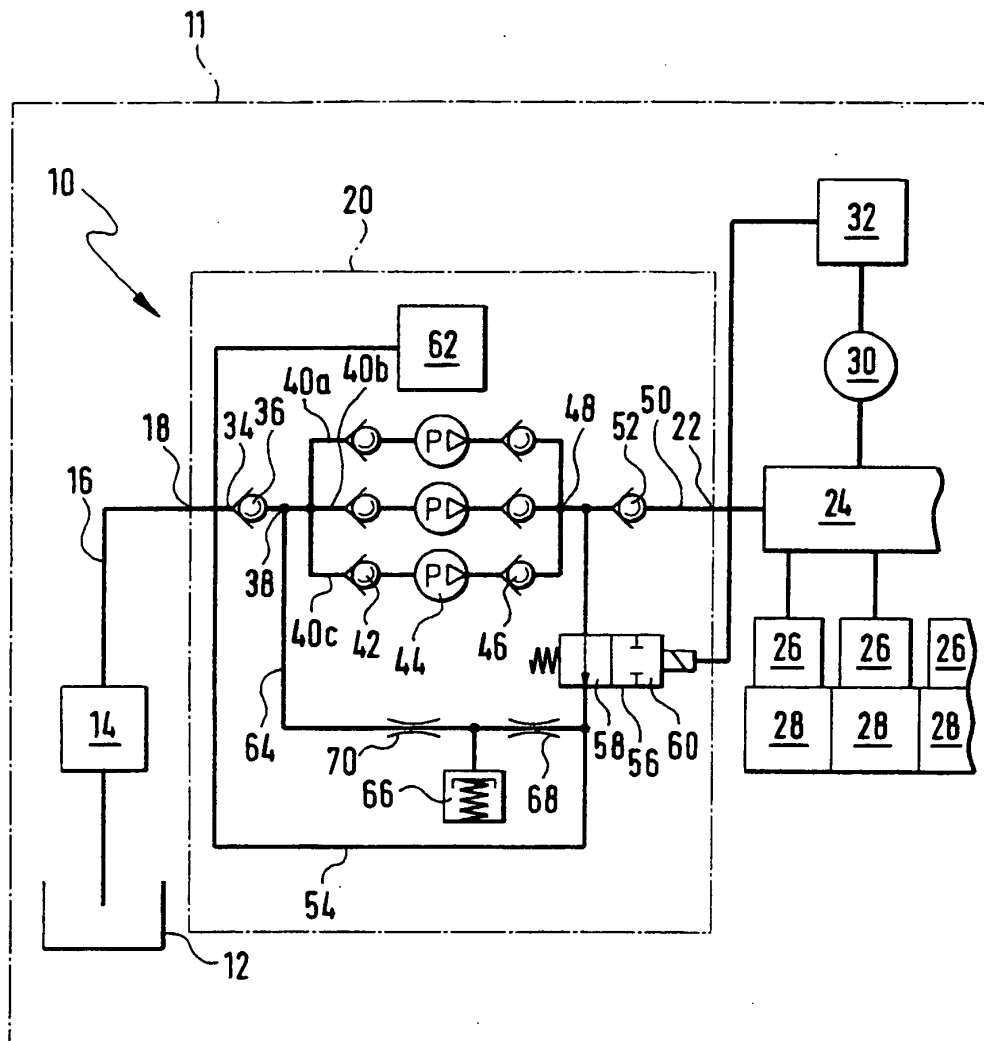
35

40

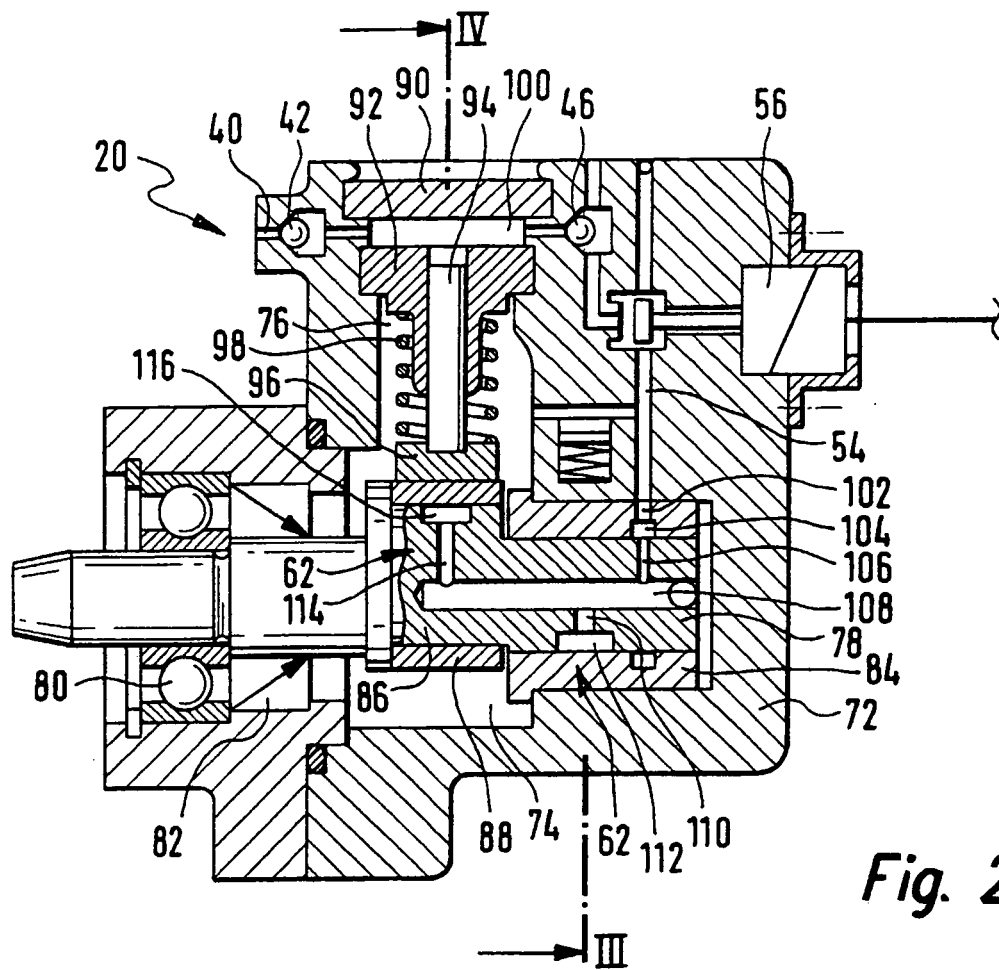
45

50

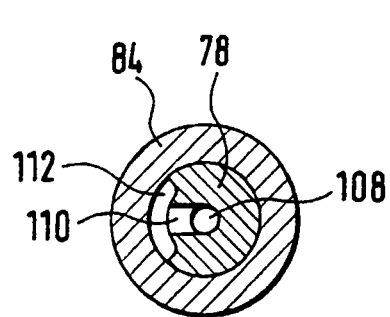
55



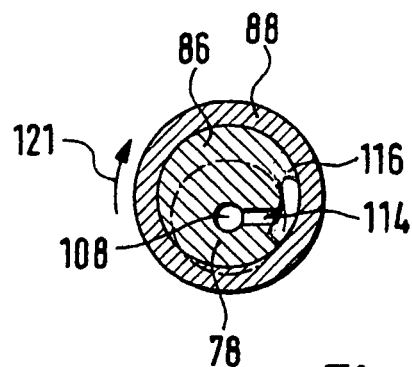
**Fig. 1**



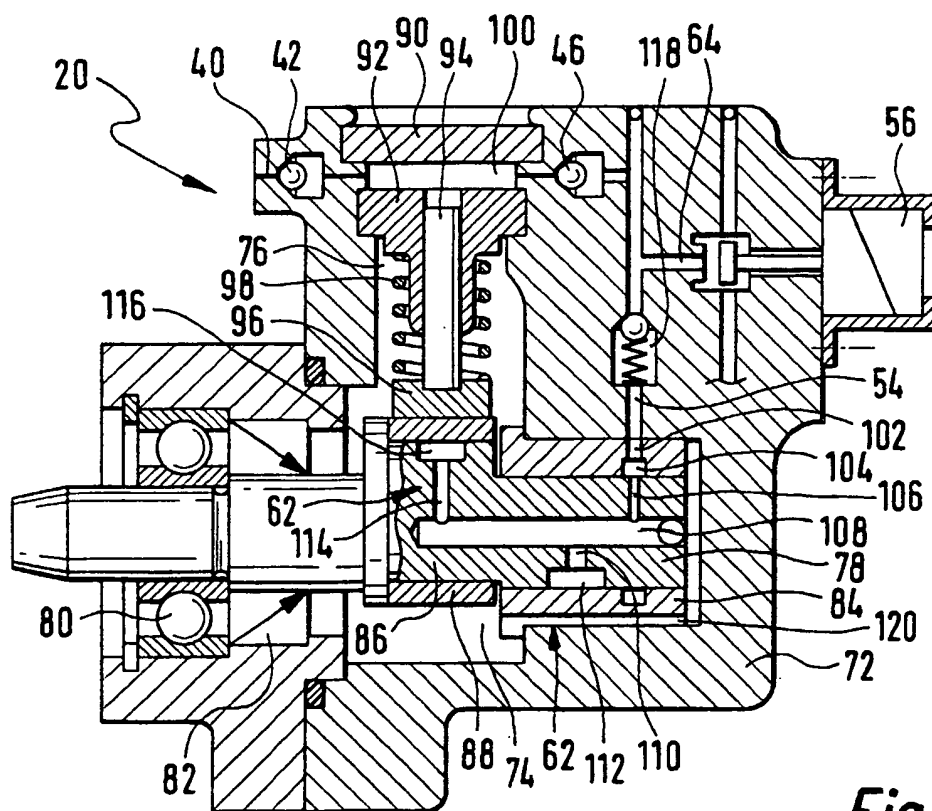
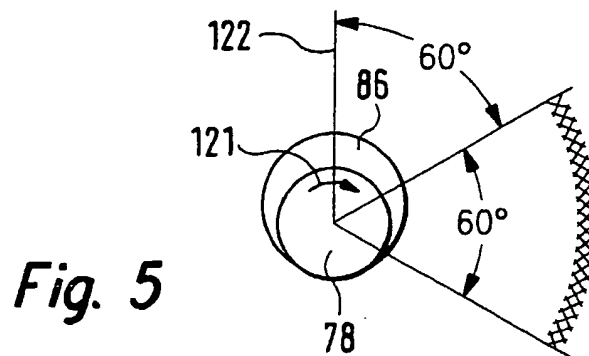
*Fig. 2*



*Fig. 3*



*Fig. 4*



*Fig. 7*

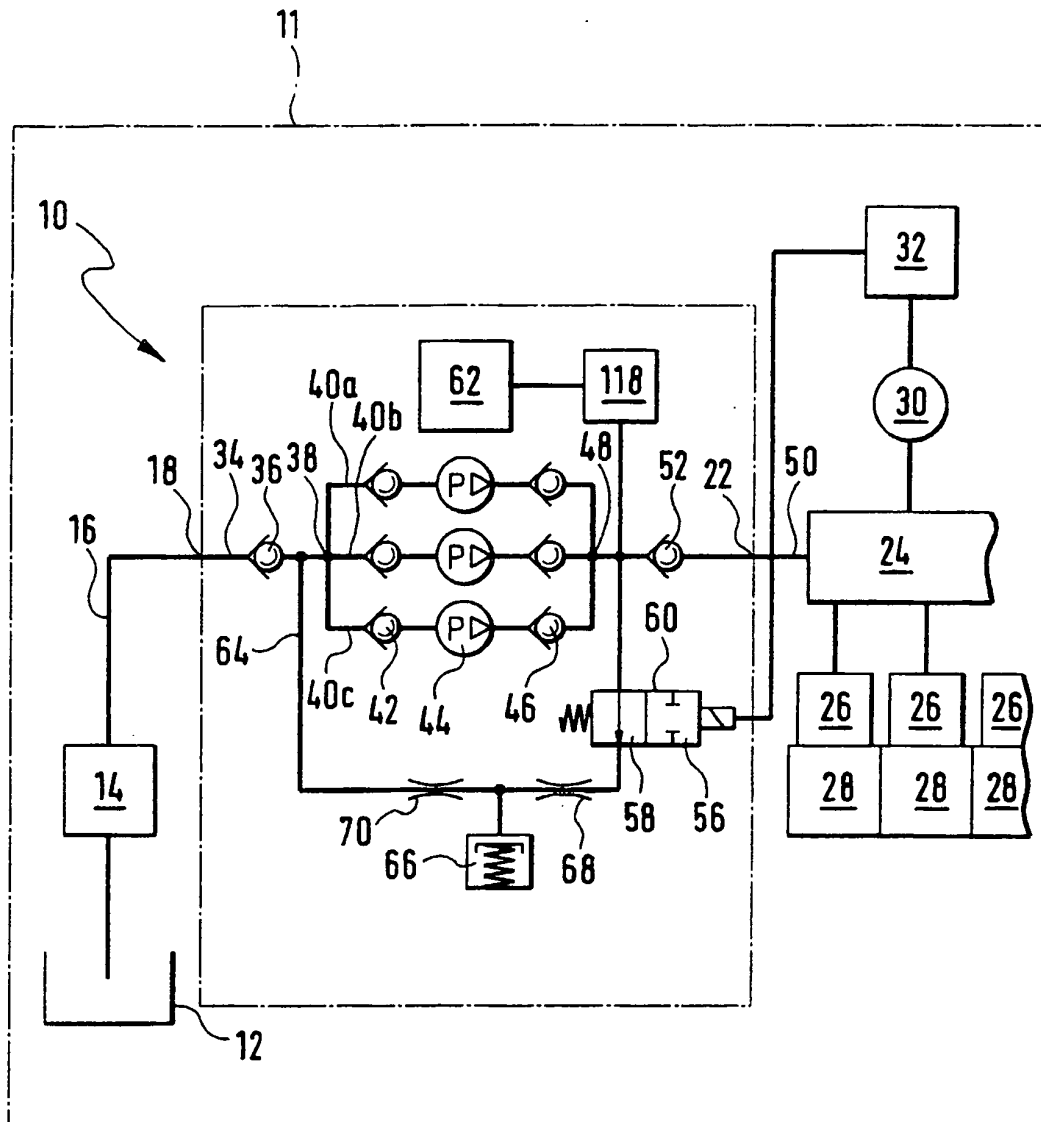
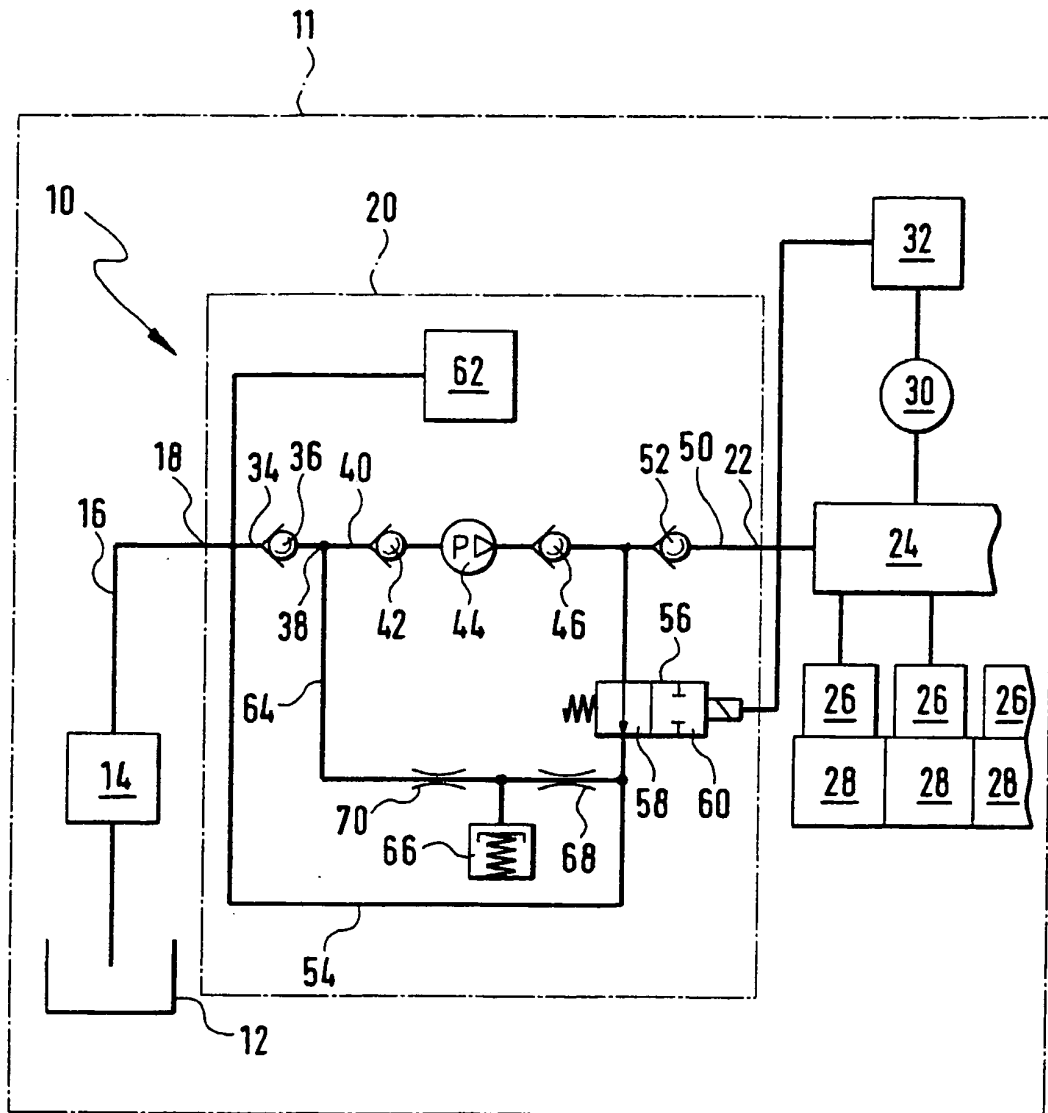
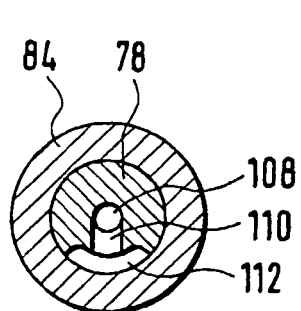


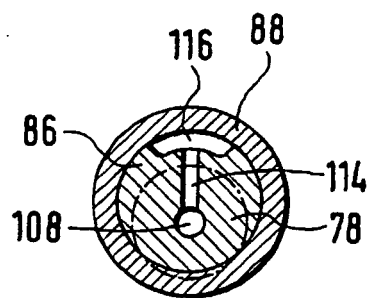
Fig. 6



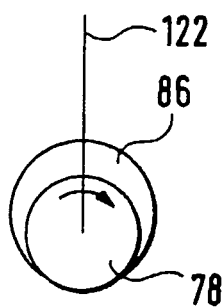
*Fig. 8*



**Fig. 9**



**Fig. 10**



**Fig. 11**