



(11) **EP 2 209 971 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
27.06.2012 Patentblatt 2012/26

(51) Int Cl.:
F01L 9/02 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **08851107.6**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2008/009772

(22) Anmeldetag: **19.11.2008**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2009/065566 (28.05.2009 Gazette 2009/22)

(54) **FLUID BETRIEBENER VENTILTRIEB UND BRENNKRAFTMASCHINE MIT EINEM SOLCHEN VENTILTRIEB**

HYDRAULICALLY OPERATED VALVE ACTUATION AND INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH SUCH A VALVE ACTUATION

MÉCANISME DE SOUPAPE ACTIONNÉ PAR FLUIDE, ET MOTEUR À COMBUSTION INTERNE POURVU D'UN TEL MÉCANISME DE SOUPAPE

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

- **SOLTIC, Patrik**
CH-8248 Uhwiesen (CH)
- **BACH, Christian**
CH-8602 Wangen (CH)

(30) Priorität: **23.11.2007 EP 07022717**

(74) Vertreter: **Schmauder & Partner AG**
Patent- & Markenanwälte VSP
Zwängiweg 7
8038 Zürich (CH)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.07.2010 Patentblatt 2010/30

(73) Patentinhaber: **EMPA Eidgenössische**
Materialprüfungs- und
Forschungsanstalt
8600 Dübendorf (CH)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 1 186 783 EP-A- 1 536 107
WO-A-03/008770 DE-A1-102005 047 180
US-A1- 2004 107 699 US-A1- 2006 283 411
US-B1- 7 040 266

(72) Erfinder:
• **RÜST, Bernhard**
CH-8192 Glattfelden (CH)

EP 2 209 971 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Technisches Gebiet

[0001] Die Erfindung betrifft einen Fluid betriebenen Ventiltrieb, insbesondere für ein Gaswechselventil in einem Verbrennungszyylinder einer Brennkraftmaschine, nach dem Oberbegriff von Anspruch 1 sowie eine Brennkraftmaschine mit einem solchen Ventiltrieb.

Stand der Technik

[0002] Fluid betriebene Ventiltriebe, insbesondere für Gaswechselventile in einem Verbrennungszyylinder einer Brennkraftmaschine, die im Sinne dieser Erfindung hydraulisch wie auch pneumatisch betriebene Ventiltriebe umfassen, sind seit langer Zeit bekannt. Zunächst einmal wurden diese Ventiltriebe zum Ersatz eines nockenwellengesteuerten Öffnens eines Motorventils verwendet, während das Schliessen des Ventils weiterhin durch einen Federmechanismus vorgesehen war. Solche Systeme sind z.B. aus der Deutschen Offenlegungsschrift . 1'944'177 bekannt. Aber auch zweiseitig gesteuerte, Fluid betriebene Ventiltriebe für Ventilsteuerungen sind dem Grunde nach, z.B. aus der CH 417'219, bereits seit langer Zeit bekannt. Dabei wurde zumeist das Prinzip verwendet, dass ein Stellkolben zwei druckbeaufschlagte Flächen aufweist, von denen eine grösser ist als die andere. Bei der CH 417'219 wird allerdings noch vorgeschlagen, die Steuerung der Fluidzuführung - hier der Ölzuführung - mit Hilfe einer herkömmlichen Nockenwelle zu betreiben. Dieses Prinzip macht sich auch der Vorschlag nach der DE 101 439 59 A1 zueigen, wobei allerdings ein nockenwellenfreier Betrieb der Ventilsteuerung vorgesehen ist. Nach der DE 101 439 59 A1 soll sich die Flächengrösse zumindest einer der beiden Wirkflächen des Stellkolbens längs seines Verschiebeweges ändern. Weiterhin wird darin vorgeschlagen, dass eine von zwei Fluiddruckkammern mit einem Fluid jeweils gefüllt und entleert wird. Dieser Vorschlag erweist sich als nicht sonderlich vorteilhaft, da die Ventilsteuerung mit überschaubarem Aufwand nicht allzu genau eingerichtet werden kann.

[0003] Eine wesentliche Verbesserung dieses Konzeptes ist ursprünglich schon aus der US-5'225'641 A, verbessert vorgeschlagen in der US 6'223'846 B1, bekannt, nachfolgend als Schechter zitiert. Dabei wird eine Druckbeaufschlagung von zwei entgegengesetzt angeordneten Wirkflächen mit jeweils einem Fluid vorgeschlagen, das einem gemeinsamen Reservoir entnommen wird und mit Zuführungsventilen gesteuert wird. Die Abflussventile sind unter anderem zur Druckentlastung vorgesehen. Dieses System ist allerdings sehr kompliziert und kann auf Grund der aufwändigen Fluidzuführungssteuerung nur begrenzt eingesetzt werden. Ein weiteres Beispiel eines solchen Ventiltriebes kann in der EP1536107 gefunden werden.

[0004] Fluid betriebene Ventiltriebe haben gegenüber

herkömmlichen mechanisch angetriebenen Ventiltrieben grundsätzlich den Nachteil bzw. das Problem eines höheren Energieverbrauchs, der dann der Leistung der Brennkraftmaschine verlustig geht. Den bekannten Fluid betriebenen Ventiltriebeinrichtungen - insbesondere auch den Einrichtungen, die aus der US-A-5'058'857, aus der US-A-3'844'528, der DE 199'31129, der US-A-6'170'524 der WO-A-02/46582 und der WO-A-02/066'796 bekannt sind - ist gemein, dass das Problem des überhöhten Energieverbrauchs nicht oder allenfalls ansatzweise gelöst ist. So ist in der WO-A-02/066'796 zum Beispiel zwar vorgesehen, dass dort ein Pufferspeicher Druckschwankungen auffangen soll, die Hydraulikflüssigkeit aus dem Auslass der Kolben zur Ventilsteuerung wird aber in ein Reservoir geleitet, von dem aus es mittels einer Hochdruckpumpe Energie verschleudernd wieder auf den Arbeitsdruck der Hydraulik gepumpt werden muss. Ein typisches System mit erhöhtem Energieverbrauch, bei dem das Fluid einfach in das Reservoir zurückgegeben wird, ist aus der WO 2006/121637 A1 bekannt.

[0005] Bei Schechter wird bereits vorgeschlagen, dass nicht nur die Beschleunigung der Fluid betriebenen Ventile sondern auch das Abbremsen zum weichen Aufsetzen auf den Ventilsitz mittels eines Fluids durchgeführt wird. Auch wird dort schon angedeutet, dass die durch das Abbremsen zurückgewinnbare Energie - dort mit Hilfe einer Niederdruckschiene - verwendet werden soll. Damit ist schon ein erster Ansatz zur Rekuperation offenbart worden. Allerdings muss bei Schechter die Hochdruckschiene immer noch vollständig Druck beladen werden, da die Niederdruckschiene nur am Reservoir angeschlossen ist. Diese mindere Art der Rekuperation gilt es ebenfalls zu verbessern.

[0006] In der US 2004/107699 A1 wird ein fluidbetriebener Kolbentrieb beschrieben, bei dem ebenfalls schon erste Ansätze für eine Rekuperation vorgeschlagen werden. Die dort vorgeschlagene Art der Rekuperation ist für einen Einsatz z.B. in einem Gabelstapler etc. durchaus geeignet, erscheint aber für einen Einsatz zum Antrieb eines Stellkolbens für eine Brennkraftmaschine wegen ihrer Kompliziertheit aber völlig ungeeignet, auch nicht als Vorlage, das oben beschriebene Problem zu lösen. Die ansatzweise Rekuperation, wie sie in der US 2004/107699 A1 vorgeschlagen wird, hat insbesondere den Nachteil, dass der zurück gewonnene Druck so verwendet werden muss wie er anfällt.

Darstellung der Erfindung

[0007] Aufgabe der Erfindung ist es, einen vereinfachten, fluidbetriebenen Ventiltrieb vorzusehen, bei dem die oben beschriebenen Nachteile des Standes der Technik vermieden werden. Insbesondere soll der Energieverbrauch durch die Ventilsteuerung nicht überhöht sein. Vielmehr sollte eine möglichst optimale Form der Rekuperation eingesetzt werden.

[0008] Die Aufgabe der Erfindung wird zunächst ein-

mal durch einen Fluid betriebenen Ventiltrieb nach Anspruch 1 gelöst. Dabei haben die Massnahmen der Erfindung zunächst einmal zur Folge, dass die durch das Abbremsen der Motorventile zurückgewinnbare Energie einem Druckzwischenniveau zugeführt wird. Dieses Druckzwischenniveau kann zwischen dem Ventilbeschleunigungsdruck und dem Reservoir angeordnet werden, was z.B. Energie zum Aufladen des Ventilbeschleunigungsdrucks erspart und dient gleichzeitig einem optimal gedämpften Abbremsvorgang. Grundsätzlich kann die Rekuperation des zweiten Druckreservoirs P1 aber auch zur Druckaufbereitung für die Bereitstellung von Druck für die Kraftstoffpumpe und/oder für die Kraftstoffaufbereitung, wie z.B. die Zerstäubung etc. verwendet werden. Bei einer Verwendung von Kraftstoff als Fluid als spezielle Ausführung der Erfindung, insbesondere bei der Verwendung von Dieselmotoren, kann diese Druckaufbereitung direkt ausgeführt werden. Wenn das Fluid gleichzeitig als Kraftstoff verwendet wird, kommt hierbei nicht nur eine hydraulisch verwendbare Flüssigkeit in Frage, sondern auch ein pneumatisch verwendbares Gas oder ähnliches Medium, z.B. in gasbetriebenen Motoren. Weiterhin kann die Rekuperation eines Motorventils oder mehrerer Motorventile mit einem höheren Druckbedarf - z.B. der Auslassventile einer Brennkraftmaschine - auch für die Druckaufbereitung eines anderen Motorventils oder mehrerer anderer Motorventile mit geringerem Druckbedarf - z.B. der Einlassventile der Brennkraftmaschine - verwendet werden.

[0009] Um die Erfindung ausführen zu können, ist es grundsätzlich möglich, von der Beschleunigungsphase direkt in die Abbremsphase überzugehen. Dies bewirkt auch die schnellste Motorventilbewegung bei minimalem Fluidruck. Energiemässig vorteilhaft kann es aber sein, zwischen die beiden genannten Phasen eine unbeschleunigte Freilaufphase einzufügen, wenn die Ventilbewegungsgeschwindigkeit zulässt (Anspruch 2). Durch die Länge der Freilaufphase wird ein weiterer Steuerungs- bzw. Regelungsparameter zur Verfügung gestellt.

[0010] Grundsätzlich ist es möglich, die zweiten Fluidventilmittel entweder als Proportionalventile auszulegen, die dann mengengesteuert werden können oder aber - oder zusätzlich - einfache Ventile nur einer Offen- und einer Geschlossenstellung und einer Zeitansteuerung. Es erscheint aber - zumindest für bestimmte Anwendungen - vorteilhaft, diese Ventile zur Feinabstimmung bezüglich ihrer Öffnungsgrösse steuerbar zu machen (Anspruch 5). Für die ersten Fluidventilmittel erscheint aber eine Ausführung als Fluidventile nur mit einer wahlweisen offen- und einer Geschlossenstellung zu P1 oder P2 ausreichend und vorteilhaft.

[0011] Zur Feinabstimmung erscheint es - in bestimmten Fällen - vorteilhaft zu sein, wenn während der Übergangsphase von der ersten, beschleunigten Bewegungsphase zur im wesentlichen unbeschleunigten Phase und/oder von der im wesentlichen unbeschleunigten Phase zur zweiten, Abbremsphase die beiden zweiten Fluidventilmittel für einen bestimmten Zeitraum

mit dem Basisdruckreservoir (P0) verbindbar sind, während eines der ersten Fluidventilmittel (20, 22) geöffnet ist. Damit wird - insbesondere bei einer hydraulischen Auslegung - vermieden, dass eine Phase auftritt, in der die Druckräume geschlossen sind und die Bewegung eines nur gering komprimierbaren Fluids zu Schlägen bzw. Überdrücken führen kann. Es sollte darauf hingewiesen werden, dass entsprechende Probleme auch bei einer pneumatischen Auslegung möglich sind, die durch diese vorteilhafte Ausgestaltung behoben werden können (Anspruch 6). Zur schnellen Steuerung ist eine Ausgestaltung mit Magnetventilen vorteilhaft. Besonders vorteilhaft ist eine Ausführung der Erfindung, bei der ein Messsensor zur Messung der Stellung des Motorventils, vorzugsweise durch eine Messung der Stellung des Stellschaltorgans, vorgesehen ist, mit der die Öffnung und das Schliessen der Fluidventilmittel gesteuert bzw. geregelt wird (Ansprüche 7 und 8).

[0012] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindungen sind in den weiteren abhängigen Ansprüchen dargelegt.

[0013] Die Vorteile der Erfindung, insbesondere im Umfang der vorgeschlagenen Konstruktion, können wie folgt zusammengefasst werden: Mit der vorgeschlagenen Ventilsteuerung ist eine freie Steuerung des gesamten Bewegungsablaufs für jedes einzelne Ventil ohne weiteren Aufwand möglich, z.B. die Hubhöhe von 0 bis maximal, Beschleunigungen, Abbremsungen und Geschwindigkeiten. Damit ten ohne Anlasser, drosselklappenfreier Betrieb, Optimierung des Lufteinlasses in den Verbrennungsraum bei allen Tourenzahlen, vorzeitige Schliessung des Auslassventils zur Reduktion des NOx, Ventilstellung zur Verstärkung der Motorbremswirkung, Zylinderabschaltungen bei Teillast, druckfreier Ruhezustand mit mechanisch geschlossen gehaltenen Ventilen, Notlauf mit Teilabschaltung des Motors, etc. Es wird weiterhin eine hohe Energieeffizienz erzielt mit kurzen und strömungsgünstigen Wegen für das Fluid, tiefem und dem Betriebszustand anpassbarem Druck im Hochdrucksystem, geringer Masse und damit geringem Energiebedarf zum Beschleunigen und Abbremsen der bewegten Massen, oben und unten geführten beweglichen Teilen ohne Biegebeanspruchung, schlankem Ventiltrieb und geringen Reibungswiderständen, kleinen Kolben und hydraulischen bzw. pneumatischen Wirkflächen sowie geringer Abnutzung. Die Betriebssicherheit ist hoch, da technisch einfach, ohne Verstärkung der Anfangsbeschleunigung (dank geringer bewegter Masse). Vorteilhaft ist auch die Steuerung anhand der effektiven Bewegung des Motorventils mit den Möglichkeiten einer automatischen Korrektur von Verschiebungen des Zyklus auf Grund von thermischer Dilatation, ändernder Viskosität des Fluids, Gasblasen, Fertigungstoleranzen und mechanischer Abnutzung mit Abnahme der Abdichtung zwischen Kolben und Zylinderwand. Mit dem System ist ein geringer Unterhalt zu erwarten wegen geringer mechanischer Beanspruchung der Komponenten, des geschlossenen Systems mit wenigen Dichtflächen,

einem einfachen Austausch der gesamten Ventilbetätigung, einzelner Ventile oder Komponenten. Die Geometrie ist vorteilhaft, weil keine Störung der Wege für Ansaugluft und Abgase zu erwarten ist und wenig Platzbedarf besteht.

[0014] Ein weiterer Vorteil der Erfindung ist, dass die Anforderungen an das Motorenöl von Motoren mit mechanischem Ventiltrieb primär durch den Nockenwellenantrieb der Ventile definiert werden und eine entsprechende Additivierung des Motorenöls erfordert. Diese Additivierung basiert teilweise auf Substanzen, die für die Abgasnachbehandlung schädigend wirken (Katalysatorgifte wie Phosphor oder Zink). Ohne Massnahmen zur Reduktion der Vergiftung der Abgasnachbehandlung können die hohen Laufleistungen, die in der Abgasgesetzgebung künftig verlangt werden, nicht eingehalten werden. Um diese oelbasierte Schädigung der Abgasnachbehandlung zu eliminieren, sind aufwändige Massnahmen (z.B. getrennte Schmierkreisläufe für Nockenwelle und Ventiltrieb einerseits und Kurbelwelle und Kolben andererseits) in Diskussion. Hydraulisch oder pneumatisch betriebene Ventiltriebe reduzieren die Anforderungen an das Motorenöl gegenüber mechanisch betriebenen Ventiltrieben beträchtlich, was sich schlussendlich auch positiv auf die Lebensdauer der Abgasnachbehandlung auswirkt.

[0015] Gemäss der Ausführung nach Anspruch 7 bzw. 8 zeichnet sich dieser Aspekt der Erfindung dadurch aus, dass der Bewegungsablauf des Motorenventils mit einem Sensor auf seiner Wegstrecke überwacht wird. Zu jedem Zeitpunkt wird die Abweichung des effektiven Standorts des Motorventils von seinem Soll-Standort gemäss Vorgabe ermittelt und durch eine Steuerungseinheit für dieses Motorventil erfasst. Es wird die Veränderung des Querschnitts des entsprechenden zweiten Fluidventilmittels errechnet, damit das Ventil die Position gemäss Vorgabe wieder erreicht. Gemäss diesem Aspekt der Erfindung ist das System durch diese Funktion selbst korrigierend und Einflüsse, welche die Bewegung des Motorventils ungünstig verändern könnten, müssen nicht beachtet werden.

[0016] Einem weiteren Aspekt der Erfindung (Anspruch 13) zufolge wird die Rekuperation des vorstehend erläuterte Ventiltriebs, also der aufbereitete Druck, der im zweiten Druckreservoir anfällt, ausschliesslich oder zusätzlich für den Ventiltrieb eines anderen Ventiltriebes der Brennkraftmaschine verwendet. Da die Arbeitsdrücke für den Fluidruck der Auslassventile einer Brennkraftmaschine üblicherweise höher sein sollten als die Arbeitsdrücke der Einlassventile - da die Auslassventile allenfalls zumindest kurzzeitig gegen den Verbrennungsdruck arbeiten müssen - ist dann eine Auslegung besonders vorteilhaft, wenn bei der Brennkraftmaschine die Ventiltriebe der Auslassventile gemäss der vorliegenden Erfindung und deren Rekuperationsenergie für die weniger aufwändigen Fluiddrücke der Ventiltriebe der Einlassventile ausgelegt sind. In diesem Fall kann für die Ventiltriebe der Einlassventile eine Druckanordnung ge-

mäss dem Stand der Technik vorgesehen werden, bei dem neben dem Basisreservoir lediglich ein gemeinsames Druckreservoir - nämlich das zweite Druckreservoir der Auslassventile vorgesehen ist. Dieses zweite Druckreservoir müsste dann im Idealfall nicht zusätzlich mit Druck versorgt werden. (Anspruch 14)

[0017] Die vorbenannten sowie die beanspruchten und in den nachfolgenden Ausführungsbeispielen beschriebenen, erfindungsgemäss zu verwendenden Elemente unterliegen in ihrer Grösse, Formgestaltung, Materialverwendung und ihrer technischen Konzeption keinen besonderen Ausnahmebedingungen, so dass die in dem jeweiligen Anwendungsgebiet bekannten Auswahlkriterien uneingeschränkt Anwendung finden können.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0018] Weitere Einzelheiten, Vorteile und Merkmale des Gegenstandes der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung der dazu gehörenden Zeichnungen, in denen - beispielhaft - erfindungsgemässe Vorrichtungen erläutert werden. In den Zeichnungen zeigt:

Figur 1 eine Darstellung eines Motorventils mit einer Ventilsteuerung gemäss einem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung;

Figur 2 eine Darstellung eines Motorventils mit einer Ventilsteuerung gemäss einem zweiten Ausführungsbeispiel der Erfindung.

Wege zur Ausführung der Erfindung

[0019] In Figur 1 ist eine Ventilanordnung zu einem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung mit einem Motorenventil 2 und einer Triebereinrichtung (Aktuator) für dieses Motorenventil dargestellt. Das Ventil 2 umfasst - nach herkömmlicher Weise - einen Ventilteller 3, der in einem Ventilsitzring 7 eingepasst ist, um damit den Motorenraum abzuschliessen. Bei geöffnetem Ventil 2, wenn also das Ventil gesenkt ist, ist der Verbrennungsraum 4 des Motors mit dem Verbrennungsgaskanal 6 verbunden. Diese Verbindung gilt es mit dem Ventiltrieb zu steuern bzw. zu regeln.

[0020] Das Motorenventil 2 trägt auf seinem Ventilschaft 5 einen fest damit verbundenen Stellkolben 14, der eine obere, auf der Oberseite des Stellkolbens 14 ausgebildete Wirkfläche und weiterhin eine untere, auf der Unterseite des Stellkolbens 14 ausgebildete Wirkfläche aufweist. Zusammen mit dem Druckkammergehäuse 15, in dem der Stellkolben 14 auf- und abwärtsbewegbar angeordnet ist, bildet der Stellkolben 14 eine obere Druckkammer 10 und eine untere Druckkammer 12 aus. Beide Druckkammern 10 und 12 weisen jeweils ein erstes Fluidventil 20 bzw. 22 und ein zweites Fluidventil 24 bzw. 26 für ein Druckfluid, im hier beschriebenen Ausführungsbeispiel ein Hydrauliköl oder der Treibstoff für

den Motor, vorzugsweise ein Dieselmotorkraftstoff, auf. Diese Fluidventile sind im vorliegenden Ausführungsbeispiel als Magnetventile ausgebildet, wobei für die ersten Fluidventile 20 und 22 jeweils lediglich eine Offen- und eine Geschlossenstellung jeweils über die Fluidzufussleitung 16 zum Druckreservoir P2 und über die Fluidabflussleitung 18 zum Druckreservoir P1 vorgesehen ist, während die zweiten Fluidventile 24 und 26 jeweils über die Fluidzu- und abflussleitung 19 zum Basisreservoir P0 verbindbar sind. Die zweiten Fluidventile 24 und 26 sind analog oder - alternativ - digital in einer Vielzahl von Stellungen steuerbar. Es sollte an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass diese analoge oder digitale modulierende Ausführung der Öffnung der zweiten Fluidventile 24 und 26 nur beispielhaft ist. Andere Modulationsverfahren, wie eine intermittierende Öffnung, allenfalls auch z.B. mit einer Pulsbreitenmodulation können, eine geeignete Bandbreite der Öffnung vorausgesetzt, ebenso zum Einsatz kommen.

[0021] Beide ersten Fluidventile 20 und 22 sind mit einem ersten Druckreservoir P2 für das unter Druck stehende Fluid sowie mit einem zweiten Druckreservoir P1 wahlweise verbindbar. Dabei ist vorgesehen, dass zum Beschleunigen des Motorventils 2 in jeweils eine Richtung eines der ersten Fluidventile 20 bzw. 22 geöffnet ist und damit das erste Druckreservoir P2 mit einer der beiden Druckkammern verbunden ist. Zum Beschleunigen zum Zwecke des Öffnens des Motorventils 2 wird dabei das obere erste Fluidventil 20 geöffnet. Um keinen Gegendruck zu erzeugen, wird gleichzeitig das untere zweite Fluidventil 26, welches mit dem Basisreservoir P0 in Verbindung steht, geöffnet. Zum Beschleunigen zum Zwecke des Schliessens des Motorventils 2 wird dabei das untere erste Fluidventil 22 geöffnet. Um keinen Gegendruck zu erzeugen, wird nunmehr gleichzeitig das obere zweite Fluidventil 24, welches mit dem Basisreservoir P0 in Verbindung steht, geöffnet.

[0022] Wie schon erwähnt, sind die ersten Fluidventile 20 und 22 weiterhin mit einem zweiten Druckreservoir P1 verbindbar. Dabei ist vorgesehen, dass zum Abbremsen des Motorventils 2 in jeweils eine Richtung eines der ersten Fluidventile 20 bzw. 22 geöffnet ist und damit das zweite Druckreservoir P1 mit einer der beiden Druckkammern verbunden ist.

[0023] Zum Abbremsen beim Öffnen des Motorventils 2 wird dabei das untere erste Fluidventil 22, in Verbindung stehend mit dem zweiten Druckreservoir P1, geöffnet. Um die obere Druckkammer 10 weiterhin mit Fluid zu füllen, wird gleichzeitig das obere zweite Fluidventil 24, welches mit dem Basisreservoir P0 in Verbindung steht, geöffnet. Dabei strömt das Fluid ohne Druck in die obere Druckkammer 10.

[0024] Zum Abbremsen beim Schliessen des Motorventils 2 wird dabei das obere erste Fluidventil 20, in Verbindung stehend mit dem zweiten Druckreservoir P1, geöffnet. Um die untere Druckkammer 12 weiterhin mit Fluid zu füllen, wird gleichzeitig das untere zweite Fluidventil 26, welches mit dem Basisreservoir P0 in Verbin-

dung steht, geöffnet. Dabei strömt das Fluid ohne Druck in die untere Druckkammer 12.

[0025] Im vorliegenden Ausführungsbeispiel ist vorgesehen und die Steuerung ist auch so eingerichtet, dass zwischen dem Beschleunigen und dem Abbremsen jeweils eine unbeschleunigte Bewegung durchgeführt werden kann. Dabei sind die beiden ersten Fluidventile 20 und 22 geschlossen und die beiden zweiten Fluidventile 24 und 26 geöffnet, so dass das Motorventil 2 eine nahezu gleichförmige Bewegung ausführt und jeweils eine Druckkammer 10 bzw. 12 entleert und im gleichen Umfang die andere Druckkammer 10 bzw. 12 nachgefüllt wird. Es wird dem Fachmann klar sein, dass mit der Länge dieser unbeschleunigten Phase die Bewegung des Motorventils unter Verwendung von Messdaten über die aktuelle Position des Motorventils 2 geregelt werden kann. Dies ist im Ausführungsbeispiel vorgesehen.

[0026] Weiterhin ist im vorliegenden Ausführungsbeispiel vorgesehen, dass für eine kurze Zeit beide zweiten Fluidventile 24 und 26 geöffnet sind, während das erste Fluidventil 20 bzw. 22 noch offen sind. Dies bewirkt, dass durch das inkompressible Fluid keine Schläge auftreten.

[0027] Aus diesem Basisreservoir P0 wird - wie nachfolgend beschrieben - die Zuführung für die ersten Fluidventile 20 und 22 gespeist.

[0028] Vorstehend wurde für die Fluidventilmittel gemäss der Erfindung jeweils einzelne Fluidventile 20, 22, 24, 26 beschrieben. Insbesondere die ersten Fluidventilmittel 20 und 22 mit den im Ausführungsbeispiel beschriebenen wahlweisen Verbindungen mit P1 bzw. P2 können aber - ohne Einschränkung der Allgemeinheit der Erfindung - aber jeweils auch als getrennte Fluidventile für P1 bzw. P2 ausgebildet sein. Weiterhin kann vorgesehen sein, die zweiten Fluidventilmittel 24 bzw. 26 in jeweils ein lediglich schaltbares Fluidventil und zusätzlich ein bezüglich seiner Durchflussmenge steuerbares Fluidventil aufzuteilen, wenn die spezielle Auslegung der hydraulischen bzw. pneumatischen Verhältnisse und/oder die Regelbandbreite dies erfordern.

[0029] Im vorliegenden Ausführungsbeispiel wird eine zweistufige Druckerzeugung aus dem Basisreservoir P0 zunächst zum zweiten Druckreservoir P1 und von dort zum ersten Druckreservoir P2 durchgeführt, jeweils durch eine Druckstufe 31 und 32, die eine regelbare Hochdruckpumpe 33 bzw. 35 und ein Rückschlagventil 38 bzw. 39 umfasst.

[0030] In diesem Ausführungsbeispiel wird also die durch das Abbremsen der Motorventile 2 zurück gewonnene Energie vollumfänglich zum Aufrechterhalten des Drucks im ersten Druckreservoir P2 verwendet, indem - nach einem Anfahrvorgang - die erste Pumpe von P0 nach P1 kaum noch Energie verbraucht und die Hochdruckpumpe von P1 nach P2 entsprechend entlastet wird. Es wird also ein optimales Rekuperationssystem vorgeschlagen.

[0031] Eine zentrale, elektronische Steuerungs-/Regelungseinheit 42 ermittelt für jedes Motorventil den aufgrund der Umgebungs- und der Betriebsbedingungen

optimalen Bewegungsablauf und gibt diese Vorgabe an die elektronische Ventilsteuerungseinrichtung 40 weiter, welche die Befehle zur Öffnung der Fluidventile gibt. Jedes Motorventil 2 hat eine eigene elektronische Ventilsteuerungseinrichtung 40. Die Position des Motorventils 2 wird auf der gesamten Wegstrecke mit Hilfe eines Messensors 50 festgestellt und der Ventilsteuerungseinrichtung 40 übermittelt, die bei Abweichungen vom Sollwert die Öffnung des jeweiligen Auslass-Magnetventils 24 bzw. 26 zu P0 korrigiert. Der Hub der Motorventile 2 und der zeitliche Verlauf der Bewegung können frei bestimmt werden. Die zentrale, elektronische Steuerungs-/Regelungseinheit 42 bestimmt den Druck im Hochdrucksystem, nämlich in den Druckreservoirs P2 und P1.

[0032] Im Fluiddrucksystem P2 herrscht der gleiche Druck für alle von ihm versorgten Motorenventile 2. Der Druck kann mittels Steuerung der regelbaren Hochdruckpumpe 33 an unterschiedliche Betriebsbedingungen angepasst werden.

[0033] Als Parameter für die Regelung durch die zentrale Regeleinrichtung 42 werden z.B. verwendet: Gaspedalstellung, Bremsbetätigung, Gangwahl, Programmwahl Automat, Temperaturen von Motorenöl bzw. Wasser, Stellung des Fahrzeugs (Steigung, Gefälle), Ausenlufttemperatur.

[0034] Jedes Motorventil 2 verfügt über eine Ventilsteuerungseinrichtung 40, welche mittels Steuerbefehlen an die Fluidventile 20 und 22 sowie 24 und 26 die Bewegung des Motorenventils möglichst genau gemäss den Vorgaben der zentralen Ventilregelungseinrichtung 42 steuert.

[0035] Alle Ventilsteuerungseinrichtungen 40 eines Motors melden die Parameter der Ventilbewegung an die zentrale Regelungseinrichtung 42 zurück, die den Druck im Hochdrucksystem - insbesondere im ersten Druckreservoir P2 - anpassen kann. Mit diesem System des Vergleichs der Ist-Position des Motorventils 2 mit der Soll-Position werden Abweichungen von der Vorgabe korrigiert. Diese können verschiedene Ursachen haben, z.B. für das Fluid: Temperatur, Viskosität, Alterung, bezüglich der Abnutzung: Spiel zwischen Kolben und Zylinderraum, Fertigungstoleranzen.

[0036] Der Ventilschaft 5 des Motorventils 2 tritt am oberen Abschluss der oberen Druckkammer 10 durch die Abdeckung des Zylinders. Eine Spiralfeder 62 wirkt in einem Ventildederraum 66 auf einen Federteller, der mit dem Ventilschaft 5 verbunden ist. Im Fall von Fehlern, die eine begrenzte Anzahl Motorenventile betreffen, kann der betreffende Zylinder - oder auch mehrere - teilabgeschaltet werden und der Kolben passiv bewegt werden. Damit wird ein Notlaufprogramm mit mechanischer Rückführung von Motorventilen 2 in einen Ruhezustand zur Verfügung gestellt. Im Ruhezustand kann das Fluid im Hochdrucksystem durch eine kurze Öffnung aller Fluidventile abgelassen werden. Die Motorventile 2 werden durch diese Federn 62 in ihre obere Position geführt, damit Wartung und Reparaturen in drucklosem Zustand ausgeführt werden können. Die Ventile geraten nicht in

Kontakt mit den Kolben im Motor, die sich in der Nähe des oberen Totpunkts befinden. Der vom Motorblock abgehobene Zylinderkopf kann ohne die Gefahr von Beschädigung in der Einbaulage abgestellt werden. Montage und Demontage des Ventiltriebs werden dadurch erheblich vereinfacht. Fluid, das durch die obere Ventileführung 60 beim Übergang von der oberen Druckkammer 10 zum Ventildederraum 66 in letzteren gerät, wird durch eine Öffnung in das drucklose Basisreservoir P0 geleitet.

[0037] In einem zweiten Ausführungsbeispiel gemäss Figur 2 wird als Fluid der Motorkraftstoff verwendet und das erste Druckreservoir P2 dient als Zwischenstufe für die Bereitstellung P3 des notwendigen Kraftstoffdrucks für die Kraftstoffeinspritzung. Eine dritte Pumpe ist vorgesehen, die den notwendigen Kraftstoffdruck bereitstellt. Ansonsten sind die Betriebsbedingungen für die Steuerung und die Bewegung der Motorventile 2 unverändert.

[0038] Es wird dem Fachmann klar sein, dass im Rahmen der Patentansprüche weitere Modifikationen möglich sind, ohne die Grundidee optimaler Rekuperation verlassen zu müssen. Darunter zählt z.B. eine hier nicht im Bild dargestellte Ausführung, bei der das erste Druckreservoir P2 direkt aus dem Basisreservoir P0 gespeist wird, während das zweite Druckreservoir P1 nur beim Anfahren des Motors, wenn dort noch kein Fluidruck herrscht, entweder mit einer Hilfspumpe oder eine Abzweigung aus dem ersten Druckreservoir P2 gespeist wird, dann aber seinen Druck alleine aus dem Abbremsen der Motorventile 2 bezieht. In diesem Fall kann vorgesehen sein, dass der im zweiten Druckreservoir P1 durch das Abbremsen gewonnene Energieüberschuss - als Zwischenstufe zur oben beschriebenen Bereitstellung des notwendigen Kraftstoffdrucks für die Kraftstoffeinspritzung dient.

[0039] Es wird in der vorstehenden Beschreibung davon ausgegangen, dass die Drücke in den beiden Druckreservoirs P1 und P2 ungleich sein werden, wobei der Druck in P2 als grösser angenommen wird als in P1, wenn P1 als Zwischenstufe für P2 vorgesehen ist. Dies ist aber nicht notwendig. Grundsätzlich kann der Druck in P1 gleich sein wie im ersten Druckreservoir. Dann können die beiden Druckreservoirs P1 und P2 verbunden sein oder zusammen ausgeführt werden. In diesem Fall wäre also die Abbremskraft für die Motorenventile 2 in etwa gleich ihrer Beschleunigungskraft. In einer besonders vereinfachten, nicht speziell beanspruchten, aber sehr vorteilhaften Ausführung der Rekuperation gibt es nur ein Druckreservoirzylinder P2, welches dann vorzugsweise mittels jeweils einer Fluidleitung 16 bzw. 18, die zugleich als Fluidzuflussleitung wie auch als Fluidabflussleitung ausgeführt ist, mit dem oberen ersten Fluidventil 20 bzw. mit dem unteren ersten Fluidventil 20 einerseits und dem Druckreservoir P2 verbunden ist. Diese Ausführung mit einer Selbstrekuperation ist besonders vorteilhaft, wenn die Ventilsteuerung mit der Länge der Freilaufphase gesteuert wird. In diesem fall wäre es möglich, die Freilaufphase auch dadurch auszuführen,

dass beide ersten Fluidventile 20 und 22 geöffnet sind, allenfalls auch bei geschlossenen zweiten Fluidventilen 24 und 26.

[0040] Möglich wäre sogar ein Vertauschen der Druckverhältnisse, so dass die Abbremskraft der Motorventile 2 grösser ist wie ihre Beschleunigungskraft, die dann länger ausgeübt würde als die Abbremskraft. Dies kann beispielsweise durch ein Vertauschen von P2 mit P1, mit denen ja beide ersten Fluidventile 20 und 22 beaufschlagt werden, bewirkt werden.

Bezugszeichenliste

[0041]

2	Motorenventil	
3	Ventilteller	
4	Verbrennungsraum	
5	Ventilschaft	
6	Verbrennungsgaskanal	
7	Ventilsitzring	
8	Dichtung	
10	obere Druckkammer	
12	untere Druckkammer	
14	Stellkolben	
15	Druckkammergehäuse	
16	Fluidzufussleitung	
17	Filter	
18	Fluidabflussleitung	
19	Fluidzufuss- und abflussleitung	
20	oberes erstes Fluidventil, Fluidventilmittel	
22	unteres erstes Fluidventil, Fluidventilmittel	
24	oberes zweites Fluidventil, Fluidventilmittel	
26	unteres zweites Fluidventil, Fluidventilmittel	
31	Druckstufe	
32	Druckstufe	
33	Hochdruckpumpe	
35	Hochdruckpumpe	
38	Rückschlagventil	
39	Rückschlagventil	
40	Ventilsteuerungseinrichtung	
42	zentrale Steuerungs-/Regelungseinrichtung	
50	Messsensor	
60	Ventilführung	
62	Ventilfeder	
66	Ventilfederraum	
P0	Basisreservoir für das Fluid	
P1	zweites Druckreservoir für das Fluid	
P2	erstes Druckreservoir für das Fluid	
P3	zusätzliches Druckreservoir für Kraftstoffeinspritzung	

Patentansprüche

1. Fluidbetriebener Ventiltrieb, für ein Gaswechselventil (2) in einem Verbrennungszylinder einer Brennkraftmaschine, mit

- zumindest zwei fluidgefüllten Druckkammern (10, 12), mit
 - einem auf das Ventil (2) wirkenden, aus einer Ventilschliessstellung in eine Ventiloffenstellung und von einer Ventiloffenstellung in eine Ventilschliessstellung verschiebbaren Stellkolben (14), der zwei Wirkflächen aufweist, die jeweils eine der Druckkammern (10, 12) begrenzen, wobei
 - die Druckkammern (10, 12) mit jeweils zwei Fluidventilmitteln, nämlich ersten und zweiten Fluidventilmitteln (20, 22; 24, 26), verbunden sind,
 - jeweils die ersten Fluidventilmittel (20, 22) mit dem Druck eines ersten Druckreservoirs (P2) beaufschlagbar sind,
 - jeweils die zweiten Fluidventilmittel (24, 26) mit einem Basisdruckreservoir (P0) verbindbar sind,
 - weiterhin mit einer Steuer- oder Regeleinrichtung (40, 42) zum Öffnen und Schliessen der Fluidventilmittel (20, 22; 24, 26),
 - die ersten Fluidventilmittel (20, 22) weiterhin mit einem zweiten Druckreservoir (P1) so verbindbar sind, dass die ersten Fluidventilmittel (20, 22) eine Stellung geschlossen, verbunden mit dem ersten Reservoir (P2) oder verbunden mit dem zweiten Reservoir (P1) einnehmen können,
 - die zweiten Fluidventilmittel (24, 26) eine Stellung geschlossen oder verbunden mit dem Basisreservoir (P0) innehaben können,
- dadurch gekennzeichnet, dass**
- die Steuer- oder Regeleinrichtung (40, 42) so eingerichtet ist, dass das Ventil (2), neben einer Ruhestellung ("offen" oder "geschlossen") zumindest in eine erste, beschleunigte Bewegungsphase schaltbar ist, die durch das Beaufschlagen eines der ersten Fluidventilmittel (20, 22) mit dem Druck des ersten Druckreservoirs (P2) und dem Öffnen eines der zweiten Fluidventilmittel (26, 24) zum Basisreservoir (P0) bewirkt wird, und in eine Abbremsphase schaltbar ist, die durch das Öffnen des anderen der ersten Fluidventilmittel (22, 20) zum zweiten Druckreservoir (P1) und dem Schliessen des zuerst geöffneten der zweiten Fluidventilmittel (26, 24) sowie dem Öffnen des anderen der zweiten Fluidventilmittel (24, 26) zum Basisreservoir (P0) bewirkt wird und

dass das zweite Druckreservoir (P1) als Druckzwi-

schenstufe zum Bereitstellen des Drucks im ersten Druckreservoir und/oder zum Bereitstellung von Druck für die Kraftstoffpumpe und/oder für die Kraftstoffaufbereitung einer Brennkraftmaschine und/oder zur Druckaufbereitung für ein weiteres Gaswechselventil in dem gleichen und/oder in einem anderen Verbrennungszyylinder der Brennkraftmaschine vorgesehen ist.

2. Ventiltrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuer-oder Regeleinrichtung (40, 42) so eingerichtet ist, dass das Ventil (2) weiterhin in eine im wesentlichen unbeschleunigte Phase schaltbar ist, die durch das Öffnen beider zweiten Fluidventilmittel (24, 26) zum Basisreservoir (P0) bewirkt wird, wobei die ersten Fluidventilmittel (20, 22) geschlossen sind.
3. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein drittes Druckreservoir (P3) vorgesehen ist, welches zur Treibstoffversorgung oder -aufbereitung dient und vom ersten oder vom zweiten Druckreservoir (P2, P1) als Druckzwischenstufe versorgt wird.
4. Ventiltrieb nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** als Fluid der in der Brennkraftmaschine verwendete Kraftstoff vorgesehen ist.
5. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die zweiten Fluidventilmittel (24, 26) bezüglich ihrer Öffnungsgrösse steuerbar sind.
6. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche 2 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuer-oder Regeleinrichtung derart ausgelegt ist, dass während der Übergangsphase von der ersten, beschleunigten Bewegungsphase zur im wesentlichen unbeschleunigten Phase und/oder von der im wesentlichen unbeschleunigten Phase zur zweiten, Abbremsphase die beiden zweiten Fluidventilmittel (24, 26) für einen bestimmten Zeitraum mit dem Basisdruckreservoir (P0) verbindbar sind, während eines der ersten Fluidventilmittel (20, 22) geöffnet ist.
7. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** Messmittel (50) zur Messung der Stellung des Ventils, vorzugsweise zur Messung der Position des Stellkolbens (14), vorgesehen sind.
8. Ventiltrieb nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Bewegung des Ventils (2) unter Verwendung der Messwerte der Messmittel (50) geregelt wird, wobei die Regelung jeweils zumindest mittels der Länge der Beschleunigungsphase, der Länge der unbeschleunigten Phase, mit der Zeit, in

der beide zweite Fluidventilmittel (24, 26) gleichzeitig geöffnet sind, und/oder der Öffnungsgrösse der zweiten Fluidventilmittel (24, 26) durchgeführt wird.

9. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, **gekennzeichnet durch** eine zweistufige Druckerzeugung für das erste Druckreservoir (P2) aus dem zweiten Druckreservoir (P1).
10. Ventiltrieb nach einem der vorstehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Druck im ersten Druckreservoir (P2) grösser ist als im zweiten Druckreservoir (P1).
11. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Druck im ersten Druckreservoir (P2) in etwa gleich ist wie im zweiten Druckreservoir (P1).
12. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Druck im zweiten Druckreservoir (P1) grösser ist als im ersten Druckreservoir (P2).
13. Brennkraftmaschine mit zumindest einem Ventiltrieb für zumindest ein Gaswechselventil (2) in zumindest einem Verbrennungszyylinder der Brennkraftmaschine gemäss einem der Ansprüche 1 bis 12, sowie einem weiteren Ventiltrieb für ein weiteres Gaswechselventil in dem gleichen und/oder einem anderen Verbrennungszyylinder Brennkraftmaschine, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zweite Druckreservoir (P1) zur Druckaufbereitung für den Ventiltrieb des weiteren Gaswechselventil in dem gleichen und/oder in einem anderen Verbrennungszyylinder der Brennkraftmaschine vorgesehen ist.
14. Brennkraftmaschine nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zumindest eine Gaswechselventil (2) gemäss einem der Ansprüche 1 bis 12 als Auslassventil ausgebildet ist, während das weitere Gaswechselventil für dessen Druckaufbereitung das zweite Druckreservoir (P1) vorgesehen ist, als Einlassventil ausgebildet ist.

Claims

1. A fluid-operated valve drive, in particular for a gas exchange valve (2) in a combustion cylinder of an internal combustion engine, having
 - at least two fluid-filled pressure chambers (10, 12), having
 - an actuating piston (14) which acts on the valve (2) and which can be moved from a valve closed position into a valve open position and from a valve open position into a valve closed position,

which actuating piston (14) has two active surfaces which delimit in each case one of the pressure chambers (10, 12), with

- the pressure chambers (10, 12) being connected to in each case two fluid valve means, specifically first and second fluid valve means (20, 22; 24, 26),

- it being possible for in each case the first fluid valve means (20, 22) to be acted on by means of a first pressure reservoir (P2),

- it being possible for in each case the second fluid valve means (24, 26) to be connected to a base pressure reservoir (P0),

- also having a control or regulating device (40, 42) for opening and closing the fluid valve means (20, 22; 24, 26),

- it also being possible for the first fluid valve means (20, 22) to be connected to a second pressure reservoir (P1) in such a way that the first fluid valve means (20, 22) can assume a position in which they are closed, connected to the first reservoir (P2) or connected to the second reservoir (P1),

- it being possible for the second fluid valve means (24, 26) to occupy a position in which they are closed or connected to the base reservoir (P0),

characterized in that

- the control or regulating device (40, 42) is set up such that the valve (2), in addition to a rest position ("open" or "closed"), can be switched at least into a first, accelerated movement phase which is effected by virtue of one of the first fluid valve means (20, 22) being acted on with the pressure of the first reservoir (P2) and by virtue of one of the two fluid valve means (26, 24) being opened to the base reservoir (P0), and into a braking phase which is effected by virtue of the other of the first fluid valve means (22, 20) being opened to the second pressure reservoir (P1) and the first-opened of the second fluid valve means (26, 24) being closed and the other of the second fluid valve means (24, 26) being opened to the base reservoir (P0), and

in that the second pressure reservoir (P1) is provided as an intermediate pressure stage for the provision of the pressure in the first pressure reservoir and/or for the provision of pressure in the first pressure reservoir and/or for the provision of pressure for the fuel pump and/or for the fuel conditioning of an internal combustion engine and/or for the pressure conditioning for a further gas exchange valve in the same combustion cylinder and/or in a different combustion cylinder of the internal combustion engine.

2. The valve drive as claimed in claim 1, **characterized**

in that the control or regulating device (40, 42) is set up such that the valve (2) can also be switched into a substantially non-accelerated phase which is effected by virtue of the two second fluid valve means (24, 26) being opened to the base reservoir (P0), with the first fluid valve means (20, 22) being closed.

3. The valve drive as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** a third pressure reservoir (P3) is provided which serves for the supply or conditioning of fuel and is supplied from the first or from the second pressure reservoir (P2, P1) as an intermediate pressure stage.

4. The valve drive as claimed in claim 3, **characterized in that** the fuel used in the internal combustion engine is provided as fluid.

5. The valve drive as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the second fluid valve means (24, 26) can be controlled with regard to their degree of opening.

6. The valve drive as claimed in one of the preceding claims 2 to 5, **characterized in that** the control or regulating device is designed such that, during the transition phase from the first to the second phase and/or from the second to the third phase, the two fluid valve means (24, 26) can be connected for a certain period of time to the base pressure reservoir (P0) while one of the first fluid valve means (20, 22) is open.

7. The valve drive as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** measuring means (50) are provided for measuring the position of the valve, preferably for measuring the position of the actuating piston (14).

8. The valve drive as claimed in claim 7, **characterized in that** the movement of the valve (2) is regulated using the measured values of the measuring means (50), with the regulation being carried out at least by means of the length of the acceleration phase, the length of the non-accelerated phase, with the time in which both second fluid valve means (24, 26) are simultaneously open, and/or the degree of opening of the second fluid valve means (24, 26).

9. The valve drive as claimed in one of the preceding claims, **characterized by** a two-stage pressure generation for the first pressure reservoir (P2) from the second pressure reservoir (P1).

10. The valve drive as claimed in one of the preceding claims, **characterized in that** the pressure in the first pressure reservoir (P2) is greater than that in the second pressure reservoir (P1).

11. The valve drive as claimed in one of claims 1 to 9, **characterized in that** the pressure in the first pressure reservoir (P2) is approximately equal to that in the second pressure reservoir (P1). 5
12. The valve drive as claimed in one of claims 1 to 9, **characterized in that** the pressure in the second pressure reservoir (P1) is greater than that in the first pressure reservoir (P2). 10
13. An internal combustion engine having at least one valve drive for at least one gas exchange valve (2) in at least one combustion cylinder of the internal combustion engine as claimed in one of claims 1 to 12, and having a further valve drive for a further gas exchange valve in the same combustion cylinder and/or in a different combustion cylinder internal combustion engine, **characterized in that** the second pressure reservoir (P1) is provided for the pressure conditioning for the valve drive of the further gas exchange valve in the same combustion cylinder and/or in a different combustion cylinder of the internal combustion engine. 15 20
14. The internal combustion engine as claimed in claim 13, **characterized in that** the at least one gas exchange valve (2) according to one of claims 1 to 12 is designed as an outlet valve while the further gas exchange valve, for the pressure conditioning of which the second pressure reservoir (P1) is provided, is designed as an inlet valve. 25 30

Revendications

1. Mécanisme de soupape actionné par un fluide pour une soupape à gaz à deux voies (2) montée dans un cylindre d'un moteur à combustion interne comprenant : 35
- au moins deux chambres de compression (10, 12) remplies de fluide, 40
 - un piston de réglage (14) agissant sur la soupape (2), pouvant se déplacer d'une position de fermeture de la soupape dans une position d'ouverture de la soupape et d'une position d'ouverture de la soupape dans une position de fermeture de la soupape, et comportant deux surfaces actives qui limitent respectivement l'une des chambres de compression (10, 12), mécanisme dans lequel : 45
 - les chambres de compression (10, 12) sont respectivement reliées à deux moyens de soupape fluidiques, à savoir des premiers et seconds moyens de soupape fluidiques (20, 22, 24, 26), 50
 - les premiers moyens de soupape fluidiques (20, 22) peuvent respectivement être alimentés

avec la pression d'un premier réservoir de pression (P2),

- les seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26) peuvent respectivement être reliés à un réservoir de pression de base (P0),

- le mécanisme de soupape comporte en outre, un dispositif de commande ou de régulation (40, 42) pour ouvrir et fermer les moyens de soupape fluidiques (20, 22, 24, 26),

- les premiers moyens de soupape fluidiques (20, 22) peuvent en outre être reliés à un second réservoir de pression (P1) de sorte que les premiers moyens de soupape fluidiques (20, 22) puissent occuper une position fermée, reliée au premier réservoir (P2) ou reliée au second réservoir (P1),

- les seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26) peuvent occuper une position fermée ou reliée au réservoir de base (P0),

caractérisé en ce que

- le dispositif de commande ou de régulation (40, 42) est installé de sorte que la soupape (2) puisse être commutée, à côté d'une position de repos ("ouverte" ou "fermée") au moins dans une première phase de déplacement, accélérée, qui est provoquée par l'alimentation de l'un des premiers moyens de soupape fluidiques (20, 22) avec la pression du premier réservoir (P2) et l'ouverture de l'un des seconds moyens de soupape fluidiques (26, 24) vers le réservoir de base (P0), et puisse être commutée dans une phase de freinage qui est provoquée par l'ouverture des autres premiers moyens de soupape fluidiques (22, 20), vers le second réservoir de pression (P1) et la fermeture des seconds moyens de soupape fluidiques (26, 24) préalablement ouverts ainsi que l'ouverture des autres seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26) vers le réservoir de base (P0), et

- le second réservoir de pression (P1) est prévu en tant qu'étage intermédiaire de compression pour la mise à disposition de la pression dans le premier réservoir de pression et/ou la mise à disposition de la pression pour la pompe de carburant et/ou pour la préparation du carburant d'un moteur à combustion interne et/ou pour la préparation de la pression pour une autre soupape à gaz à deux voies dans le même et/ou dans un autre cylindre du moteur à combustion interne.

2. Mécanisme de soupape conforme à la revendication 1,

caractérisé en ce que

le dispositif de commande ou de régulation (40, 42) est installé de sorte que la soupape (2) puisse en outre être commutée dans une phase essentiellement non accélérée qui est provoquée par l'ouver-

- ture des deux seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26) vers le réservoir de base (P0), les premiers moyens de soupape fluidiques (20, 22) étant fermés.
3. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce qu'
il est prévu un troisième réservoir de pression (P3) qui sert à la préparation ou à l'approvisionnement du fluide moteur et qui est alimenté par le premier ou le second réservoir de pression (P2, P1) en tant qu'étage intermédiaire de pression. 5
 4. Mécanisme de soupape conforme à la revendication 3,
caractérisé en ce que
le fluide est le carburant utilisé dans le moteur à combustion interne. 10
 5. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce que
l'amplitude d'ouverture des seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26) peut être commandée. 15
 6. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications 2 à 5, **caractérisé en ce que**
le dispositif de commande ou de régulation est conçu de sorte que pendant la phase de transition entre la première phase de déplacement accélérée et la phase essentiellement non accélérée et/ou entre la phase essentiellement non accélérée et la seconde phase freinée, les deux seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26) peuvent être reliés pendant un laps de temps prédéfini au réservoir de pression de base (P0) alors que l'un des premiers moyens de soupape fluidiques (20, 22) est ouvert. 20
 7. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce qu'
il est prévu des moyens de mesure (50) pour mesurer la position de la soupape, de préférence pour mesurer la position du piston de réglage (14). 25
 8. Mécanisme de soupape conforme à la revendication 7,
caractérisé en ce que
le déplacement de la soupape (2) est réglé en utilisant les valeurs de mesure des moyens de mesure (50), la régulation étant respectivement effectuée au moins à partir de la durée de la phase d'accélération, de la durée de la phase non accélérée avec le laps de temps pendant lequel les deux seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26) sont simultanément ouverts et/ou l'amplitude d'ouverture des seconds moyens de soupape fluidiques (24, 26). 30
 9. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications précédentes,
caractérisé par
une génération de pression en deux étages pour le premier réservoir de pression (P2) à partir du second réservoir de pression (P1). 35
 10. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications précédentes,
caractérisé en ce que
la pression dans le premier réservoir de pression (P2) est supérieure à la pression dans le second réservoir de pression (P1). 40
 11. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications 1 à 9,
caractérisé en ce que
la pression dans le premier réservoir de pression (P2) est essentiellement similaire à la pression dans le second réservoir de pression (P1). 45
 12. Mécanisme de soupape conforme à l'une des revendications 1 à 9,
caractérisé en ce que
la pression dans le second réservoir de pression (P1) est supérieure à la pression dans le premier réservoir de pression (P2). 50
 13. Moteur à combustion interne comportant au moins un mécanisme de soupape pour au moins une soupape (2) à gaz à deux voies dans au moins un cylindre du moteur, conforme à l'une des revendications 1 à 12, ainsi qu'un autre mécanisme de soupape pour une autre soupape à gaz à deux voies montée dans le même et/ou dans un autre cylindre du moteur,
caractérisé en ce que
le second réservoir de pression (P1) est prévu pour la préparation de la pression pour le mécanisme de soupape de l'autre soupape à gaz à deux voies dans le même et/ou dans un autre cylindre du moteur. 55
 14. Moteur à combustion interne conforme à la revendication 13,
caractérisé en ce que
la ou les soupape(s) à gaz à deux voies (2) sont réalisées en tant que soupapes d'échappement conformément à l'une des revendications 1 à 12 tandis que l'autre soupape à gaz à deux voies pour la préparation de la pression de laquelle est prévu le second réservoir de pression (P1) est réalisée en tant que soupape d'admission.

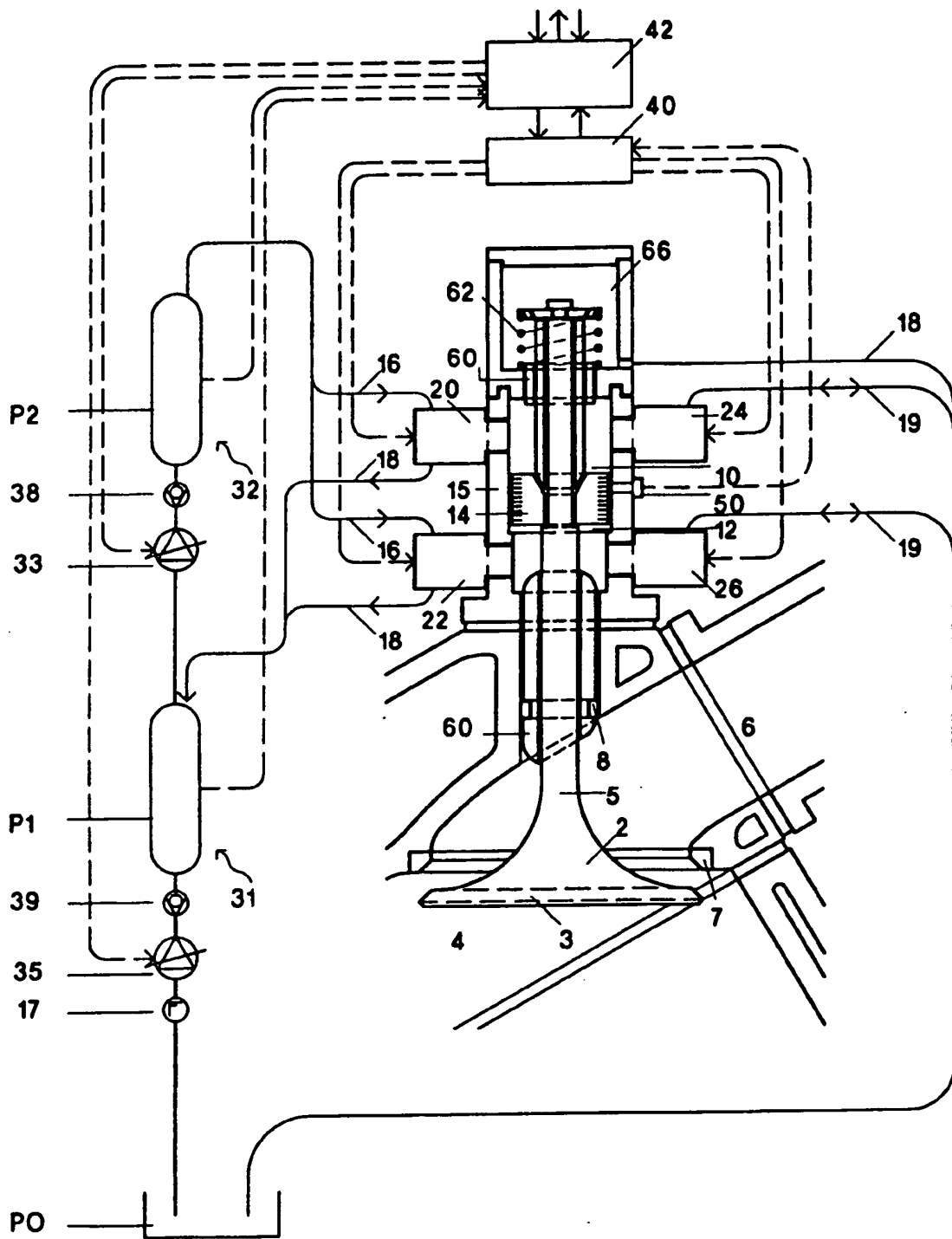


Fig. 1

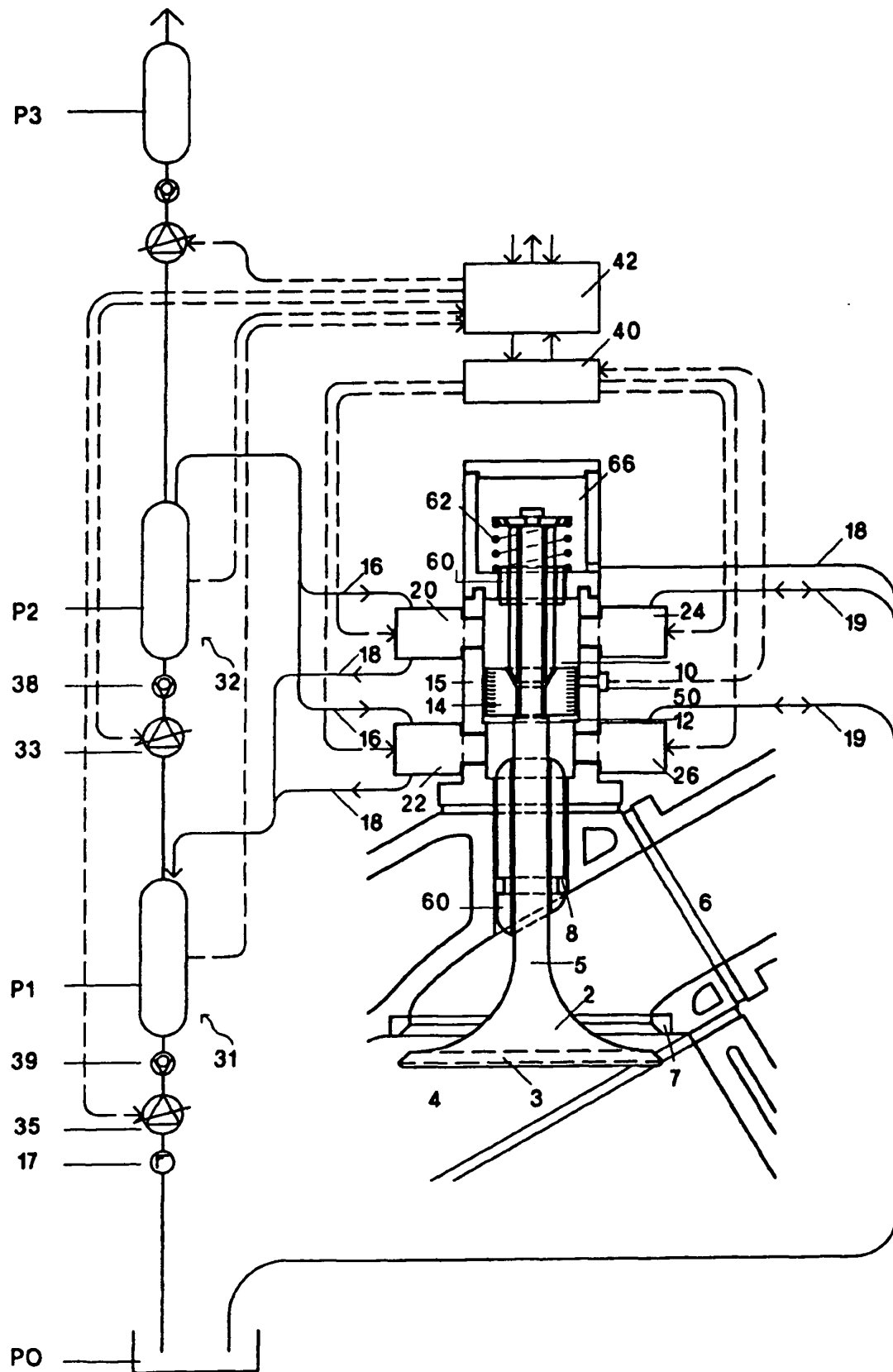


Fig. 2

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- CH 417219 [0002]
- DE 10143959 A1 [0002]
- EP 1536107 A [0003]
- US 5058857 A [0004]
- US 3844528 A [0004]
- DE 19931129 [0004]
- US 6170524 A [0004]
- WO 0246582 A [0004]
- WO 02066796 A [0004]
- WO 2006121637 A1 [0004]
- US 2004107699 A1 [0006]