

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

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
8. Mai 2003 (08.05.2003)

PCT

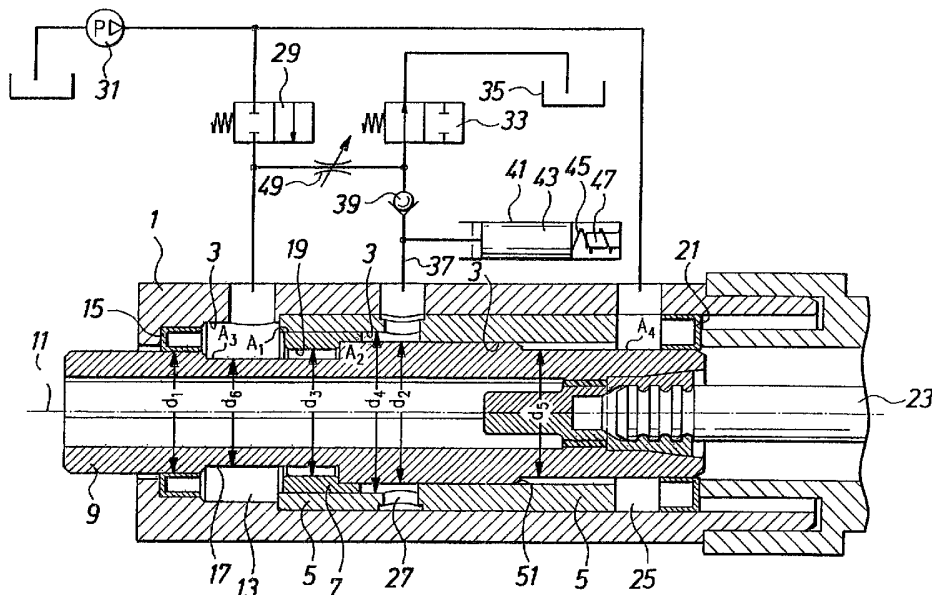
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 03/038246 A2

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: F01L 9/02 (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): ROBERT BOSCH GMBH [DE/DE]; Postfach 20 02 20, 70442 Stuttgart (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE02/02791
- (22) Internationales Anmeldedatum: 30. Juli 2002 (30.07.2002) (72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): DIEHL, Udo [DE/DE]; Alte Stuttgarter Str. 115, 70195 Stuttgart (DE). MISCHKER, Karsten [DE/DE]; Erwin-Schöttle-Str. 22, 71229 Leonberg (DE). HAMMER, Uwe [DE/DE]; Münchingerstr. 10, 71282 Hemmingen (DE). BEUCHE, Volker [DE/DE]; Wiesbadener Str. 37, 70372 Stuttgart (DE). LANG, Peter [DE/DE]; Bachstrasse 23, 71287 Weissach (DE). REIMER, Stefan [DE/DE]; Lembergerweg 2, 71706 Markgröningen (DE).
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
101 51 773.4 19. Oktober 2001 (19.10.2001) DE
102 28 702.3 27. Juni 2002 (27.06.2002) DE (81) Bestimmungsstaaten (national): JP, US.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HYDRAULIC ACTUATOR FOR A GAS EXCHANGE VALVE

(54) Bezeichnung: HYDRAULISCHER AKTOR FÜR EIN GASWECHSELVENTIL



(57) Abstract: The invention relates to a hydraulic actuator for gas exchange valves of internal combustion engines, said actuator exerting a large force to lift the gas exchange valve off the valve seat. The opening movement of the gas exchange valve is then carried out with reduced force. On closing the gas exchange valve, said gas exchange valve is braked before meeting the valve seat, in such a way that the gas exchange valve can be operated in a quiet and non-abrasive manner.

(57) Zusammenfassung: Es wird ein hydraulischer Aktor für Gaswechselventile von Brennkraftmaschinen vorgeschlagen, bei welchem das Abheben des Gaswechselventils von dem Ventilsitz mit einer grossen Kraft erfolgt. Anschliessend erfolgt die Öffnungsbewegung des Gaswechselventils mit reduzierter Kraft. Beim Schliessen des Gaswechselventils wird das Gaswechselventil vor dem Auftreffen auf dem Ventilsitz abgebremst, so dass sich ein verschleissarmer und geräuscharmer Betrieb des Gaswechselventils realisieren lässt.



WO 03/038246 A2



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

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Veröffentlicht:

— *ohne internationalen Recherchenbericht und erneut zu veröffentlichen nach Erhalt des Berichts*

5

Hydraulischer Aktor für ein Gaswechselventil

10

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft einen hydraulischen Aktor für ein
15 Gaswechselventil für Brennkraftmaschinen.

Das Öffnen und Schließen des Gaswechselventils soll möglichst
schnell erfolgen, um die Strömungsverluste des
Gaswechselventils beim Ansaugen der Verbrennungsluft oder
20 beim Ausschieben der Abgase aus dem Brennraum zu minimieren.

Der zeitweise im Brennraum der Brennkraftmaschine herrschende
Überdruck preßt das Gaswechselventil in den Ventilsitz. Wegen
dieses Überdrucks erfordert das Öffnen der Gaswechselventile
25 einen erhöhten Kraftbedarf zum Abheben des Gaswechselventils,
insbesondere des Auslaßventils, vom Ventilsitz. Nachdem das
Gaswechselventil vom Ventilsitz abgehoben hat, sinkt der
Druck im Brennraum stark ab, so daß der Kraftbedarf zum
Öffnen des Gaswechselventils entsprechend geringer ist.

30

Beim Schließen des Gaswechselventils ist außerdem darauf zu
achten, daß die Geschwindigkeit, mit der der Ventilteller des

Gaswechselventils auf dem Ventilsitz auftrifft nicht zu groß ist. Wenn diese Geschwindigkeit zu hoch ist, entstehen ein unerwünschtes Geräusch und ein erhöhter Verschleiß beim Auftreffen des Ventiltellers auf dem Ventilsitz.

5

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen hydraulischen Aktor für ein Gaswechselventil bereitzustellen, der eine große Kraft am Anfang der Öffnungsbewegung auf das Gaswechselventil ausüben kann, der schnelle Steuerbewegungen des Gaswechselventils ermöglicht und bei dem das Gaswechselventil mit geringer Geschwindigkeit auf dem Ventilsitz auftrifft.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch einen hydraulischen Aktor für ein Gaswechselventil einer Brennkraftmaschine mit einer Zylinderbohrung, mit einem Kolben und einem Ringkolben, wobei der Kolben und der Ringkolben in der Zylinderbohrung geführt werden, wobei der Kolben, der Ringkolben und die Zylinderbohrung in axialer Richtung eine erste Kammer begrenzen, deren Volumen zunimmt, wenn der Aktor das Gaswechselventil öffnet, wobei der Ringkolben und die Zylinderbohrung in axialer Richtung eine zweite Kammer begrenzen, deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor das Gaswechselventil öffnet, wobei der Kolben und die Zylinderbohrung eine dritte Kammer begrenzen, deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor das Gaswechselventil öffnet, und mit einer Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer.

30

Vorteile der Erfindung

Bei dem erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor wird zu Beginn der Öffnungsbewegung des Gaswechselventils eine große
5 hydraulische Kraft vom Aktor auf das Gaswechselventil übertragen, so daß trotz des Gegendrucks aus dem Brennraum auf den Ventilteller des Gaswechselventils das Gaswechselventil sicher und schnell vom Ventilsitz abgehoben werden kann. Sobald der Kraftbedarf zur Betätigung des
10 Gaswechselventils zurückgegangen ist, bspw. weil kein Gegendruck im Brennraum mehr vorhanden ist, wird der Ringkolben nicht mehr weiter bewegt und es wirkt infolgedessen nur noch eine geringere hydraulische Kraft auf den Kolben des Aktors, die wiederum auf das Gaswechselventil
15 übertragen wird. Mit Verringerung der hydraulischen Kraft verringert sich die zur Verstellung des Aktorkolbens erforderliche Energie, so daß insgesamt der Energiebedarf für die Ventilsteuerung der Brennkraftmaschine sinkt. Gleichzeitig mit der Verringerung dieser Kraft ändert sich
20 auch die Stellgeschwindigkeit des Gaswechselventils. Schließlich kann beim Schließen des Gaswechselventils mit dem erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor ein Abbremsen des Gaswechselventils erreicht werden, bevor das Gaswechselventil auf dem Ventilsitz der Brennkraftmaschine auftrifft. Dadurch
25 werden der Verschleiß von Ventilsitz und Gaswechselventil sowie die Geräuschentwicklung der Ventilsteuerung der Brennkraftmaschine verringert.

Außerdem ist der Beginn des Abbremsvorgangs des
30 Gaswechselventils beim Schließen desselben unabhängig von den Fertigungstoleranzen des Gaswechselventils und den bei Brennkraftmaschinen immer vorhandenen temperaturbedingten

Längenänderungen infolge der Wärmedehnung. Deshalb ist mit dem erfindungsgemäßen Aktor ein sehr stabiles Betriebsverhalten der Brennkraftmaschine realisierbar, das weder durch Temperaturdehnungen noch durch
5 Fertigungstoleranzen beeinflußt wird.

Bei einer Variante der Erfindung ist vorgesehen, daß der Kolben einen Einstich aufweist, daß der Ringkolben eine Außenfläche und eine gestufte Mittenbohrung mit einem
10 größeren Durchmesser und einem kleineren Durchmesser aufweist, und daß der Ringkolben mit dem größeren Durchmesser der Mittenbohrung auf den Kolben aufschiebbar ist, so daß auf einfache Weise das Verhältnis der Betätigungskräfte des Aktors beim Öffnen des Gaswechselventils und während der
15 restlichen Stellbewegung einstellbar ist.

Dieser Effekt kann weiter gesteigert werden dadurch, daß die Durchmesser des Kolbens zu beiden Seiten des Einstichs unterschiedlich sind und daß der Ringkolben auf den größeren
20 Durchmesser aufschiebbar ist.

In weiterer Ergänzung der Erfindung ist vorgesehen, daß die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer ein mit der zweiten Kammer hydraulisch in Verbindung
25 stehender Druckspeicher mit einem Kolben ist und daß der Weg des Kolbens begrenztbar ist, so daß auf einfache Weise durch hydraulische Mittel der Ringkolben arretiert werden kann. Da der Druckspeicher nicht die hohen Temperaturen des Gaswechselventils und des Zylinderkopfs der
30 Brennkraftmaschine erreicht, ist die Stellung, in der der Ringkolben nach erfolgtem Öffnen des Gaswechselventils

arretiert wird, unabhängig von den Wärmedehnungen des Gaswechselventils und des Zylinderkopfs.

Weitere Ausgestaltungen der Erfindung sehen vor, daß der Druckspeicher ein Federspeicher oder ein Gasspeicher ist
5 und/oder daß der Weg des Kolbens durch einen Anschlag, insbesondere einen verstellbaren Anschlag, begrenzt ist, so daß der erfindungsgemäße Aktor einfach justiert werden kann.

Weitere Ergänzungen der Erfindung sehen vor, daß die erste
10 Kammer über ein erstes Schaltventil mit einer Pumpe verbindbar ist, daß die zweite Kammer über ein zweites Schaltventil mit einem Ölsumpf verbindbar ist und daß die dritte Kammer mit dem Förderdruck der Pumpe beaufschlagt wird, so daß durch das Betätigen zweier Schaltventile das
15 Gaswechselventil mit dem erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor entweder geöffnet oder geschlossen werden kann, wobei die erhöhte Kraft beim Abheben des Gaswechselventils vom Ventilsitz und die Verzögerung des Gaswechselventils vor dem Auftreffen auf den Ventilsitz automatisch von dem
20 erfindungsgemäßen hydraulischen Aktor realisiert werden.

Eine gesonderte Ansteuerung desselben ist dazu nicht erforderlich. Dies entlastet das zum Ansteuern des Aktors erforderliche Steuergerät und macht den erfindungsgemäßen
25 hydraulischen Aktor robust und unempfindlich gegenüber äußeren Einflüssen.

Die erfindungsgemäße Wirkung des Aktors wird weiter dadurch unterstützt, daß die erste Kammer und die zweite Kammer über
30 eine Drossel, insbesondere eine einstellbare Drossel, hydraulisch miteinander in Verbindung stehen und/oder daß ein Rückschlagventil zwischen zweiter Kammer und erster Kammer

vorgesehen ist, welches die hydraulische Verbindung von der ersten Kammer zur zweiten Kammer sperrt. Die Drossel hat maßgeblichen Einfluß auf das Abbremsen des Gaswechselventils vor dem Auftreffen auf dem Ventilsitz.

5

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme in der zweiten Kammer ein mit einer Öffnung in der zweiten Kammer in Verbindung stehendes Absperrventil auf, das die Öffnung in seiner einen Schaltstellung verschließt und in seiner anderen Schaltstellung zum Fluidausfluß freigibt. Mit Schließen des Absperrventils wird der Ringkolben festgesetzt, so daß der Schließzeitpunkt des Absperrventils den Hubweg des Ringkolbens festlegt. Von dem Hubweg des Ringkolbens ist wiederum der Zeitpunkt des Einsetzens der Bremswirkung beim Schließen des Gaswechselventils abhängig, die bei einem größeren Hub des Ringkolbens früher und bei einem kleineren Hub später einsetzt. Durch das Absperrventil kann somit der Bremsbeginn unabhängig von Fertigungstoleranzen oder Materialausdehnungen infolge von Temperaturschwankungen eingestellt werden.

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung wird das Absperrventil nicht als zusätzliche Baueinheit eingesetzt, sondern dessen Funktion dem ohnehin für die Einleitung des Schließvorgangs des Gaswechselventils erforderlichen zweiten Schaltventil zugewiesen. Durch Wegfall des Absperrventils und durch den Verzicht auf den vorstehend beschriebenen Druckspeicher für die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme in der zweiten Kammer werden die Baukosten für die Ventilsteuerung reduziert.

30

Gemäß einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist zwischen der ersten Kammer und der zwischen den beiden Kammern angeordneten Drossel zur Beeinflussung des Abbremsverhaltens des Aktorkolbens und damit des Gaswechselventils ein strömungsgesteuertes Ventil angeordnet, das so ausgebildet ist, daß es von dem der ersten Kammer zuströmenden Fluid schließbar ist. Dies hat den Vorteil, daß in der Anfangsphase des Hubs des Aktorkolbens, in dem beide Schaltventile geöffnet sind, Fluid von dem ersten Schaltventil nicht direkt über die Drossel in den hydraulischen Entlastungsraum oder Ölsumpf abfließen kann. Bei einer hohen Drosselwirkung der Drossel kann zwar auf dieses strömungsgesteuerte Ventil verzichtet werden, da nur geringe Fluidmengen über die Drossel abfließen, doch bei größerer Drosselöffnung zur Erzielung einer nur kleinen Bremswirkung am Gaswechselventil ist das strömungsgesteuerte Ventil zum Absperren der Drossel zur Vermeidung größerer Leckagen unerlässlich.

Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Zeichnung, deren Beschreibung und den Patentansprüchen entnehmbar.

Zeichnung

Die Erfindung ist anhand von in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen in schematischer Darstellung:

Fig. 1 einen Längsschnitt eines erfindungsgemäßen hydraulischen Aktors mit dessen hydraulischer Anbindung,

- Fig. 2 einen Längsschnitt des Aktors gemäß Fig. 1 in drei verschiedenen Stellungen,
- Fig. 3 jeweils ausschnittsweise einen Längsschnitt des
5 und 4 Aktors gemäß Fig. 1 mit unterschiedlich modifizierter hydraulischer Anbindung,
- Fig. 5 jeweils einen Längsschnitt eines
und 6 strömungsgesteuerten Ventils in Fig. 4 im
10 geöffneten (Fig. 5) und geschlossenem (Fig. 6) Zustand.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

- 15 Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 stellt einen hydraulischen Aktor mit einem Gehäuse 1 im Längsschnitt dar. Das Gehäuse 1 weist eine gestufte Zylinderbohrung 3 auf. Zur Vereinfachung der Herstellung ist in das Gehäuse 1 eine Hülse 5 eingepreßt, deren Innenbohrung Teil der gestuften
20 Zylinderbohrung 3 ist. Im Bereich der Hülse 5 ist in der Zylinderbohrung 3 ein Ringkolben 7 und ein Kolben 9 geführt. In der in Fig. 1 dargestellten Position des Kolbens 9 ist das nicht dargestellte Gaswechselventil geschlossen.
- 25 Die Zylinderbohrung 3, der Kolben 9 und der Ringkolben 7 begrenzen in Richtung einer Längsachse 11 des Kolbens 9 eine erste Kammer 13. Damit zwischen Zylinderbohrung 3 und Kolben 9 keine Flüssigkeit oder Fluid austreten kann, ist ein erster Dichtring 15 am in Fig. 1 linken Ende der ersten Kammer 13
30 angeordnet.

Der Kolben 9 weist einen Einstich 17 auf. Die Durchmesser des Kolbens 9 zu beiden Seiten des Einstichs 17 sind unterschiedlich groß. An der dem Dichtring 15 zugewandten Seite hat der Kolben 9 einen kleineren Durchmesser d_1 , und an dem anderen Ende des Einstichs 17 hat der Kolben 9 einen größeren Durchmesser d_2 .

Zwischen der Hülse 5 und dem Kolben 9 ist der Ringkolben 7 angeordnet. Der Ringkolben 7 ist so in die Zylinderbohrung 3 eingepaßt, daß er einerseits in axialer Richtung verschiebbar ist und daß andererseits eine gute Dichtwirkung zwischen der Zylinderbohrung 3 und dem Ringkolben 7 erzielt wird. Der Ringkolben 7 weist eine gestufte Mittenbohrung 19 mit einem kleineren Durchmesser d_3 und einem größeren Durchmesser, der so groß ist wie d_2 , auf. Die Passung zwischen dem Ringkolben 7 und dem größeren Durchmesser d_2 des Kolbens 9 ist ebenfalls so gewählt, daß Ringkolben 7 und Kolben 9 in axialer Richtung relativ zueinander bewegbar sind und trotzdem eine gute Dichtwirkung erzielt wird.

Auf der in Fig. 1 rechten Seite des Ringkolbens 7 begrenzen die Zylinderbohrung 3 und der Ringkolben 7 eine zweite Kammer 27. Die Zylinderbohrung 3 hat in diesem Bereich einen Durchmesser d_4 , welcher dem Außendurchmesser des Ringkolbens 7 entspricht. An dem in Fig. 1 rechten Ende des Kolbens 9 weist dieser einen Absatz mit dem Durchmesser d_5 auf.

An dem in Fig. 1 rechten Ende der Zylinderbohrung 3 wird der Ringspalt zwischen Zylinderbohrung 3 und Kolben 9 durch einen zweiten Dichtring 21 überbrückt und gegen die Umgebung abgedichtet. An diesem Ende des Kolbens 9 ist der Schaft 23

eines nur teilweise dargestellten Gaswechselventils mit dem Kolben 9 formschlüssig verbunden.

Zwischen dem Absatz des Kolbens 9 mit dem Durchmesser d_5 und
5 der Zylinderbohrung 3 mit dem Durchmesser d_2 befindet sich
eine dritte Kammer 25, die von dem Dichtring 21 gegenüber der
Umgebung abgedichtet wird. Der Ringkolben 7, der Teil der
Zylinderbohrung 3 mit dem Durchmesser d_4 und der Kolben
begrenzen eine zweite Kammer 27. Die erste Kammer 13 ist über
10 ein erstes Schaltventil 29 mit einer Pumpe 31 hydraulisch
verbindbar. Das erste Schaltventil 29 kann bspw. als
elektrisch betätigtes Magnetventil ausgebildet sein.

Die Pumpe 31 beaufschlagt die dritte Kammer 25 permanent mit
15 dem von ihr erzeugten Förderdruck.

Durch ein zweites, bspw. als elektrisch betätigtes
Magnetventil ausgebildetes Schaltventil 33 kann eine
hydraulische Verbindung zwischen der zweiten Kammer 27 und
20 einem Entlastungsraum oder Ölsumpf 35 hergestellt werden. In
einer Leitung 37, welche zweite Kammer 27 und zweites
Schaltventil 33 verbindet, ist ein Rückschlagventil 39
angeordnet. Zwischen Rückschlagventil 39 und zweiter Kammer
27 ist ein hydraulischer Speicher 41 angeschlossen. Der
25 hydraulische Speicher 41 weist einen Kolben 43 auf, der sich
gegen die Kraft einer Feder 45 bewegt, wenn der auf die der
Feder 45 abgewandten Stirnseite des Kolbens 43 wirkende Druck
ausreichend hoch ist. Dieser Druck ist gleich groß wie der
Druck in der Leitung 37. Der Weg des Kolbens 43 gegen die
30 Kraft der Feder 45 wird durch einen Anschlag 47, der auch
verstellbar ausgeführt sein kann, begrenzt. Zwischen der
ersten Kammer 13 und der zweiten Kammer 27 ist eine

hydraulische Verbindung vorgesehen, in der eine einstellbare Drossel 49 angeordnet ist.

Wenn die erste Kammer 13 und die dritte Kammer 25 mit dem Förderdruck der Pumpe 31 beaufschlagt werden, was bei geöffnetem ersten Schaltventil 29 der Fall ist, wirken auf den Kolben 9 verschiedene hydraulische Kräfte, die nachfolgend erläutert werden:

- 10 - Der Durchmesser d_4 der Zylinderbohrung 3, der Ringkolben 7 und die in Fig. 1 rechte Seite des Einstichs 17 bilden eine erste Ringfläche A_1 mit einem Außendurchmesser d_4 und einem Innendurchmesser d_6 , welcher dem Innendurchmesser des Einstichs 17 entspricht. Der auf die erste Ringfläche A_1 wirkende Druck des in der ersten Kammer 13 befindlichen hydraulischen Fluids versucht den Kolben 9 nach rechts zu bewegen. Die daraus resultierende Kraft ist für das Öffnen des nicht dargestellten Gaswechselventils verantwortlich.
- 15
- 20 - Der Absatz auf der in Fig. 1 rechten Seite des Einstichs 17, der durch die Durchmesser d_2 und d_6 begrenzt wird, wird nachfolgend auch als zweite Ringfläche A_2 bezeichnet.

Verringert wird die auf die erste Ringfläche A_1 wirkende hydraulische Kraft durch die auf eine dritte Ringfläche A_3 und eine vierte Ringfläche A_4 wirkenden hydraulischen Kräfte.

Die dritte Ringfläche A_3 wird durch den Absatz im Kolben 9, welcher durch den Durchmesser d_1 des Kolbens 9 und den Durchmesser d_6 des Einstichs 17 gebildet wird, begrenzt. Auf die dritte Ringfläche A_3 übt das in der ersten Kammer 13

befindliche Hydraulikfluid eine in Fig. 1 nach links wirkende Kraft aus.

Die vierte Ringfläche A_4 wird durch einen Absatz 51 des
5 Kolbens 9 im Bereich der dritten Kammer 25 begrenzt. Der
Absatz 51 wird durch den Durchmesser d_2 und den Durchmesser
 d_3 des Kolbens 9 gebildet. Die vierte Ringfläche A_4 übt stets
eine entgegen der Öffnungsrichtung wirkende Kraft auf den
Kolben 9 aus, da, wie bereits erwähnt, die dritte Kammer 25
10 stets mit dem Vordruck der Pumpe 31 beaufschlagt wird.

Da die erste Ringfläche A_1 größer ist als die dritte
Ringfläche A_3 und die vierte Ringfläche A_4 , bewegt sich der
Kolben 9 nach rechts, wenn die erste Kammer 13 mit dem
15 Förderdruck der Pumpe 31 beaufschlagt wird. Der Ringkolben 7
überträgt die auf ihn wirkende hydraulische Kraft über den
Absatz seiner gestuften Mittenbohrung 19 auf den Kolben 9.
Die Bewegung des Kolbens 9 in Fig. 1 nach rechts hat das
Öffnen des nicht dargestellten Gaswechselventils zur Folge.

20 Wenn der Ringkolben 7 und der Kolben 9 sich in Fig. 1 nach
rechts bewegen, nimmt das Volumen der zweiten Kammer 27 ab.
Da das zweite Schaltventil 33 geschlossen ist, kann das durch
die Bewegung des Ringkolbens 7 und des Kolbens 9 nach rechts
25 aus der zweiten Kammer 25 verdrängte Fluid nur in den
hydraulischen Speicher 41 strömen. Das hydraulische Fluid,
welches in den hydraulischen Speicher 41 strömt, bewegt den
Kolben 43 gegen die Feder 45, bis der Kolben 43 auf dem
Anschlag 47 aufliegt.

30 Wenn der Kolben 43 an dem Anschlag 47 aufliegt, kann kein
Hydraulikfluid mehr aus der zweiten Kammer 27 in den

hydraulischen Speicher 41 strömen, was zur Folge hat, daß das Volumen der zweiten Kammer 27 konstant bleibt. Dies bedeutet nichts anderes als daß der Ringkolben 7 sich nicht mehr weiter nach rechts bewegen kann. Infolgedessen verringert
5 sich die hydraulische Kraft, welche den Kolben 9 nach rechts bewegt, da nunmehr nur noch die auf die zweite Ringfläche A_2 wirkende hydraulische Kraft für die Öffnung des nicht dargestellten Gaswechselventils zur Verfügung steht.

10 Die zuvor beschriebenen, auf die dritte Ringfläche A_3 und die vierte Ringfläche A_4 wirkenden hydraulischen Kräfte, welche den Kolben nach links, also entgegen der Öffnungsbewegung, drücken wollen, bleiben unverändert. Dadurch wird die auf das nicht dargestellte Gaswechselventil wirkende Öffnungskraft
15 nach dem Abheben des Gaswechselventils vom nicht dargestellten Ventilsitz verringert.

In der Figuren 2a, 2b und 2c sind verschiedene Stadien der Öffnungsbewegung und der Schließbewegung dargestellt anhand
20 derer das oben gesagte verdeutlicht werden soll. Um die Zeichnung nicht zu überfrachten sind in Fig. 2 nicht alle Bezugszeichen der Fig. 1 wiederholt worden.

In der Fig. 2a ist der Aktor in einer Stellung dargestellt,
25 in der das Gaswechselventil geschlossen ist und die volle Öffnungskraft zur Verfügung steht.

In der Fig. 2b ist der Zustand dargestellt in dem das Volumen der zweiten Kammer 27 nicht mehr abnimmt, da der in Fig. 2
30 nicht dargestellte Druckspeicher 41 kein Fluid mehr aufnimmt. In Folge dessen bewegt sich der Ringkolben 7 nicht mehr. Wenn das Gaswechselventil weiter geöffnet wird, verläßt der Kolben

9 mit seinem Durchmesser d_2 die gestufte Mittenbohrung 19 des Ringkolbens 7. Ab dieser Stellung ist eine direkte hydraulische Verbindung zwischen erster Kammer 13 und zweiter Kammer 27 vorhanden. An der Öffnungskraft ändert dies nichts.

5

In der Fig. 2c ist der hydraulische Aktor in einer Stellung dargestellt, bei der das Gaswechselventil voll geöffnet ist und sich der Kolben 9 aus dem Ringkolben 7 nach rechts herausbewegt hat.

10

Zum Schließen des Gaswechselventils muß der Kolben 9 in den Fig. 1 und 2 nach links bewegt werden. Dies geschieht dadurch, daß das erste Schaltventil 29 geschlossen und das zweite Schaltventil 33 geöffnet wird. Diese Stellung der Schaltventile 29 und 33 ist in Fig. 1 dargestellt. Die auf den Absatz 49 des Kolbens 9 von dem in der dritten Kammer 25 und unter dem Förderdruck der Pumpe 31 stehenden Fluid ausgeübte hydraulische Kraft bewegt den Kolben 9 nach links. Dabei wird Hydraulikfluid aus der ersten Kammer 13 und der zweiten Kammer 27 über das Rückschlagventil 39 und das zweite Schaltventil 33 in den Ölsumpf 35 gefördert. Außerdem kann die Feder 45 des hydraulischen Speichers 41 den Kolben 43 vom Anschlag 47 abheben und den Kolben 43 wieder in seine Ausgangslage bewegen.

25

Sobald der Kolben 9 mit seinem Durchmesser d_2 in die Stufenbohrung 19 des Ringkolbens 7 eintaucht, kann das in der ersten Kammer 13 befindliche Hydraulikfluid nicht mehr direkt über die zweite Kammer 27 und die Leitung 37 in den Ölsumpf 35 gelangen, sondern muß über die Drossel 49 in den Ölsumpf 35 abfließen. Dadurch baut sich in der ersten Kammer 13 ein gewisser Überdruck auf. Dadurch wird die Bewegung des Kolbens

30

9 abgebremst. Sobald der Ringkolben 7 am Kolben 9 mit seiner gestuften Innenbohrung 19 aufliegt, bewegen sich der Ringkolben 7 und der Kolben 9 gemeinsam. Dadurch wird ein größeres Ölvolumen durch die Drossel 49 gefördert, was zu einer Verstärkung der Bremswirkung führt.

Die Stellung, ab der die gewünschte Abbremsung des Gaswechselventils vor dem Auftreffen auf dem nicht dargestellten Ventilsitz einsetzt, ist vom Hub des Speicherkolbens 43 abhängig und somit nicht von der Wärmeausdehnung, welcher der hydraulische Aktor ausgesetzt ist. Auch Fertigungstoleranzen des Aktors beeinflussen diese Position nicht. Durch die geeignete Wahl der Durchmesser d_1 bis d_6 , können die Verhältnisse der Öffnungskraft beim Abheben des Gaswechselventils vom Ventilsitz sowie der reduzierten Öffnungskraft beim weiteren Öffnen des Gaswechselventils und die Schließkraft beim Schließen des Gaswechselventils aufeinander abgestimmt werden, um ein optimales Betriebsverhalten des hydraulischen Aktors zu erreichen.

In Fig. 3 ist ausschnittsweise der Aktor gemäß Fig. 1. nur in dem nachfolgend interessierenden Umfang mit Gehäuse 1, erster Kammer 13, zweiter Kammer 27 und dritter Kammer 25 und seine hydraulische Anbindung an die Hydraulikpumpe 31 mit dem bspw. als 2/2-Wegemagnetventil ausgebildeten ersten Schaltventil 29 und der hydraulischen Verbindung zwischen erster Kammer 13 und zweiter Kammer 27 über die Drossel 49 dargestellt. Der hydraulische Entlastungsraum oder Ölsumpf ist nach wie vor mit 35 und die zweite Kammer 27 mit dem bspw. als 2/2-Wegemagnetventil ausgebildeten zweiten Schaltventil 33 verbindende Leitung mit 37 bezeichnet. Der hydraulische Aktor

- 16 -

ist insofern modifiziert, als die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer 27, die in Fig. 1 als hydraulischer Federspeicher 41 ausgeführt ist, nun durch ein Absperrventil 50 ersetzt ist, das mit einer Öffnung in der zweiten Kammer 27 in Verbindung steht, bspw. an die Leitung 37 angeschlossen ist, und die Öffnung in der zweiten Kammer 27 bzw. den Leitungsanschluß an der Leitung 37 in seiner einen Schaltstellung verschließt und in seiner anderen Schaltstellung zum Fluidabfluß hin zum Ölsumpf 35 freigibt.

Die Funktion dieses in Fig. 3 nur symbolisch eingezeichneten Absperrventils 50 ist jedoch dem zweiten Schaltventil 33 zugewiesen, das zum Freigeben des Fluidabflusses aus der zweiten Kammer 27 in der in Fig. 3 gezeigten Grundstellung steht und zum Absperrn der zweiten Kammer 27 in seine andere Schaltstellung umgeschaltet wird. Darüber hinaus behält das Umschaltventil 33 seine zu Fig. 1 bereits beschriebene Funktion für das Schließen des Gaswechselventils unverändert bei.

Wie vorstehend beschrieben ist, muß zum Öffnen des Gaswechselventils das erste Schaltventil 29 geöffnet werden. Fluid strömt nunmehr unter dem Förderdruck in die Kammer 13, so daß der Kolben 9 des Aktors zusammen mit dem Ringkolben 7 wie in Fig. 2b dargestellt verschoben wird. Wird zu einem beliebigen Zeitpunkt während der Verschiebung des Ringkolbens 7 das zweite Schaltventil 33 in seine Sperrstellung umgeschaltet, so kann kein Fluid aus der zweiten Kammer 27 ausströmen und der Ringkolben 7 ist blockiert. Der Hub des Ringkolbens 7 wird also durch den Zeitpunkt der Umschaltung des zu Beginn der Öffnungsbewegung des Aktors offenen zweiten Umschaltventils 33 festgelegt.

Wie vorstehend beschrieben ist, wird zum Schließen des Gaswechselventils der Ringkolben 7 durch den Druck in der dritten Ventilkammer 25 zurückgeschoben, sobald das erste Schaltventil 29 wieder gesperrt und das zweite Schaltventil 33 wieder geöffnet wird. Dabei baut sich der Druck in der ersten Kammer 13 über die Drossel 49 ab. Nach einem Hubweg stößt der Kolben 9 an den Ringkolben 7 an und nimmt diesen auf seinem weiteren Hubweg mit. Dadurch wird ein hoher Volumenstrom und ein starker Druckanstieg in der ersten Kammer 13 ausgelöst, so daß der Kolben 9 stark gebremst wird. Die Bremswirkung setzt ab dem Zeitpunkt ein, an dem sich der Ringkolben 7 mit dem Kolben 9 mitbewegt, so daß der Zeitpunkt des Einsetzens des Bremsvorgangs durch den beim Öffnungsvorgang des Gaswechselventils eingestellten Hubweg des Ringkolbens 7 festgelegt ist. Damit kann durch den Zeitpunkt des Umschaltens des zweiten Schaltventils 33 in seine Sperrstellung beim Öffnen des Gaswechselventils der Zeitpunkt des Einsetzens des Bremsvorgangs beim Schließen des Gaswechselventils festgelegt werden.

Das in Fig. 4 ausschnittsweise dargestellte Ausführungsbeispiel des Aktors mit hydraulischer Anbindung ist gegenüber Fig. 3 nur insoweit modifiziert, als zwischen der ersten Kammer 13 im Gehäuse 1 und der Drossel 49 in der Verbindungsleitung zu der zweiten Kammer 27 im Gehäuse 1 ein strömungsgesteuertes Ventil 51 eingeschaltet ist, das so ausgebildet ist, daß es von dem der ersten Kammer 13 zuströmenden Fluid schließbar ist. Dieses strömungsgesteuerte Ventil 51 verhindert, daß in der Anfangsphase zum Aufsteuern des Gaswechselventils, in der sowohl das erste Schaltventil 29 als auch das zweite Schaltventil 33 geöffnet ist, Fluid direkt von dem ersten Schaltventil 29 über das zweite

Schaltventil 33 zu dem Ölsumpf 35 abfließt; denn der über die Drossel 49 fließende Leckstrom erhöht den Energiebedarf für die Ventilsteuerung wenn er inakzeptabel ansteigt. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn die Bremswirkung beim

5 Schließvorgang des Gaswechselventils durch eine größere Aufsteuerung der Drossel 49 moderat gesenkt werden soll. Ist das erste Schaltventil 29 geöffnet, so wird durch den von der Hydraulikpumpe 31 in die erste Kammer 13 fließenden Fluidstrom das Ventil 51 geschlossen und somit die Verbindung

10 zur Drossel 49 abgesperrt. Wird das erste Schaltventil 29 geschlossen, also in die in Fig. 4 dargestellte Schaltstellung zurückgeführt, so öffnet das Ventil 51, und die notwendige Verbindung zum Ausschleiben des Fluids aus der ersten Kammer 13 über die Drossel 49 beim Schließvorgang des

15 Gaswechselventils ist wieder hergestellt.

Der Aufbau des strömungsgesteuerten Ventils 51 ist in Fig. 5 und 6 schematisch dargestellt, wobei Fig. 5 das geöffnete Ventil und Fig. 6 das geschlossene Ventil zeigt. Das

20 strömungsgesteuerte Ventil 51 weist ein Gehäuse 52 mit einem mit der Kammer 13 des Aktors verbundenen ersten Ventilanschluß 53, mit einem an der Drossel 49 angeschlossenen zweiten Ventilanschluß 54 und einem mit dem Ausgang des ersten Schaltventils 29 verbundenen dritten

25 Ventilanschluß 55 auf. Der erste Ventilanschluß 53 steht mit einem unteren Ventilraum 56, der dritte Ventilanschluß 55 mit einem oberen Ventilraum 57 und der zweite Ventilanschluß 54 mit einem zwischen unterem und oberem Ventilraum 56, 57 sich befindlichen Ringraum 58 in Verbindung. Zwischen dem unteren

30 Ventilraum 56 und dem Ringraum 58 ist im Gehäuse 52 eine von einem Ventilsitz 59 umgebene Ventilöffnung 60 ausgebildet. In den oberen Ventilraum 57 ist eine Führungshülse 61

eingesetzt, in der ein als Verschiebekolben ausgebildetes Ventilglied 62 verschieblich geführt ist. Das Ventilglied 62 wirkt mit dem Ventilsitz 59 zum Schließen und Freigeben der Ventilöffnung 60 zusammen, so daß der Ringraum 58 bei auf dem
5 Ventilsitz 59 aufsitzendem Ventilglied 62 (Fig. 6) von dem unteren Ventilraum 56 abgesperrt ist und bei von dem Ventilsitz 59 abgehobenem Ventilglied 62 (Fig. 5) mit dem unteren Ventilraum 56 verbunden ist. Im unteren Ventilraum 56 ist eine Ventilöffnungsfeder 63 eingelegt, die als Druckfeder
10 ausgebildet ist und sich einerseits an einer im unteren Ventilraum 56 ausgebildeten Schulter 64 und andererseits am Ventilglied 62 abstützt. Die Ventilöffnungsfeder 63 legt das Ventilglied 62 gegen einen in der Führungshülse 61
ausgebildeten Anschlag 65 an.

15

Das Ventilglied 62 ist mit einer zentralen Durchgangsöffnung 66 versehen, die permanent den oberen Ventilraum 57 mit dem unteren Ventilraum 56 verbindet. Die Durchgangsöffnung 66 ist als Drossel ausgebildet, wozu deren Innenkontur 67 eine
20 solche Ausgestaltung aufweist, daß das von dem oberen Ventilraum 57 zu dem unteren Ventilraum 56 strömende Fluid einen Druckabfall in der Durchgangsöffnung 66 hervorruft. Im Ausführungsbeispiel der Fig. 5 und 6 weist hierzu die Durchgangsöffnung 66 die Form eines Doppelkegelstumpfes auf,
25 bei dem zwei Kegelstümpfe mit ihren kleineren Grundflächen aufeinandergesetzt sind.

Wird zum Öffnen des Gaswechselventils das erste Schaltventil 29 geöffnet, so strömt Fluid vom Ausgang der Pumpe 31 durch
30 die Durchgangsöffnung 66 im Ventilglied 62, wobei aufgrund der Innenkontur 67 ein Druckabfall zwischen oberem und unterem Ventilraum 57, 56 entsteht. Somit ist der Druck im

- 20 -

oberen Ventilraum 57 größer als im unteren Ventilraum 56, und es entsteht am Ventilglied 62 eine resultierende Verschiebekraft, die entgegen der Federkraft der Ventilöffnungsfeder 63 das Ventilglied 62 auf den Ventilsitz 59 aufsetzt und damit die Ventilöffnung 60 schließt, wodurch die Verbindung zur Drossel 49 gesperrt ist.

Wird das erste Schaltventil 29 wieder geschlossen, so fließt kein Fluid mehr über die Durchgangsöffnung 66. Es entsteht kein Druckabfall an der Innenkontur 67, so daß die Drücke im unteren Ventilraum 56 und im oberen Ventilraum 57 gleich groß sind. Die auf das Ventilglied 60 wirkende Kraft ist Null, und durch die Federkraft der Ventilöffnungsfeder 63 wird das Ventilglied 62 an den Anschlag 65 in der Führungshülse 61 angelegt. Das Ventilglied 62 ist damit vom Ventilsitz 59 abgehoben und die erste Kammer 13 des Aktors mit der Drossel 49 verbunden. Beim Schließen des Gaswechselventils kann nunmehr das durch die Verschiebebewegung der Kolben 9 und 7 aus der ersten Kammer 13 verdrängte Fluidvolumen über die Drossel 49 und das geöffnete zweite Schaltventil 33 in den Ölsumpf 35 abfließen.

5

Ansprüche

- 10 1. Hydraulischer Aktor für ein Gaswechselventil einer
Brennkraftmaschine mit einer Zylinderbohrung (3), mit
einem Kolben (9) und mit einem Ringkolben (7), wobei der
Kolben (9) und der Ringkolben (7) in der Zylinderbohrung
(3) geführt werden, wobei der Kolben (9), der Ringkolben
15 (7) und die Zylinderbohrung (3) in axialer Richtung eine
erste Kammer (13) begrenzen, deren Volumen zunimmt, wenn
der Aktor (1) das Gaswechselventil (23) öffnet, wobei
der Ringkolben (7) und die Zylinderbohrung (3) in
axialer Richtung eine zweite Kammer (27) begrenzen,
20 deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor (1) das
Gaswechselventil (23) öffnet, wobei der Kolben (9) und
die Zylinderbohrung (3) eine dritte Kammer (25)
begrenzen, deren Volumen abnimmt, wenn der Aktor (1) das
Gaswechselventil (23) öffnet, und mit einer Einrichtung
25 zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer
(27).
2. Aktor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß
der Kolben (9) einen Einstich (17) aufweist, daß der
30 Ringkolben (7) eine gestufte Mittenbohrung (19) mit
einem größeren Durchmesser (d_2) und einem kleineren
Durchmesser (d_3) aufweist, und daß der Ringkolben (7)

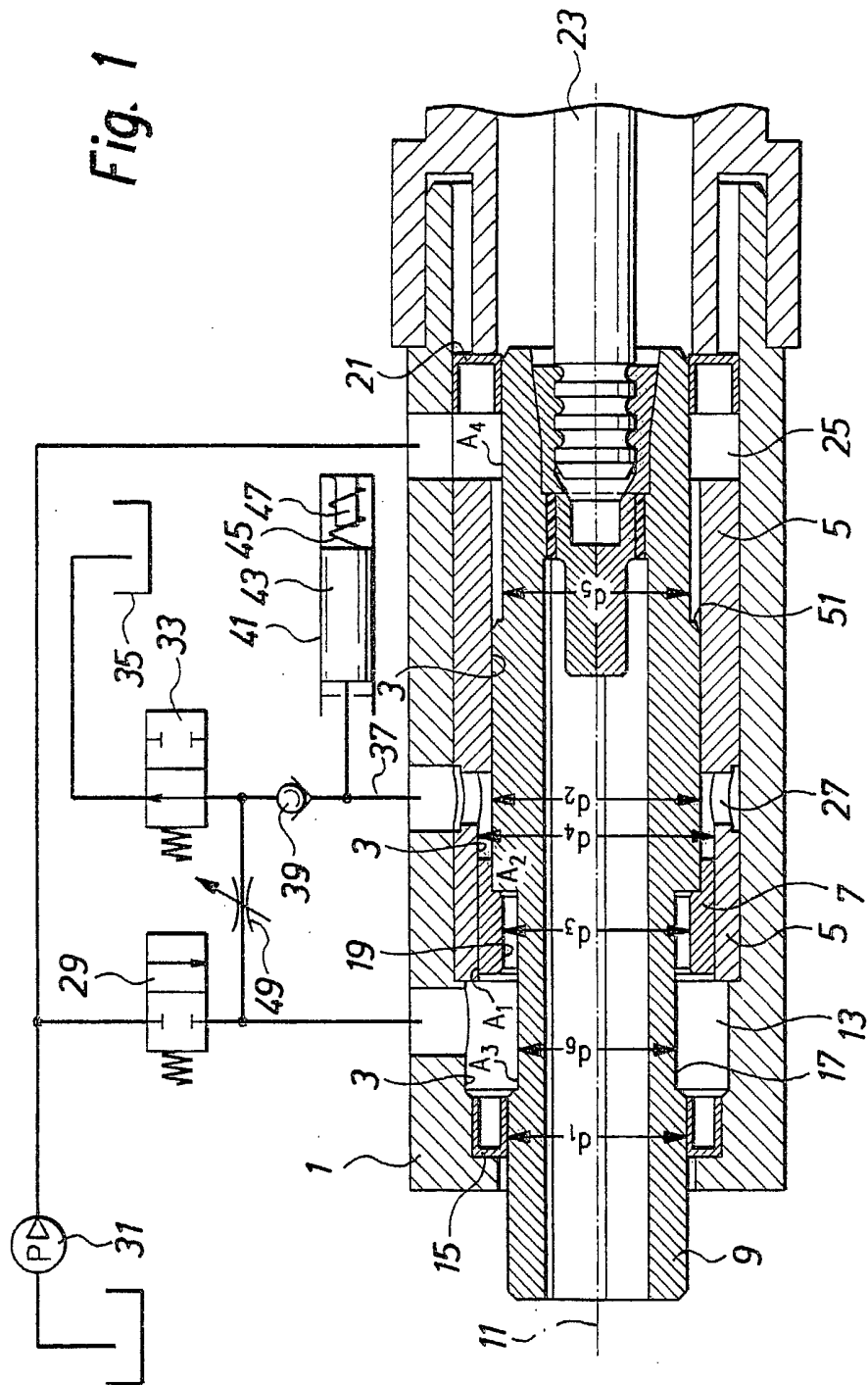
mit dem größeren Durchmesser (d_2) der Mittenbohrung (19) auf den Kolben (9) aufschiebbar ist.

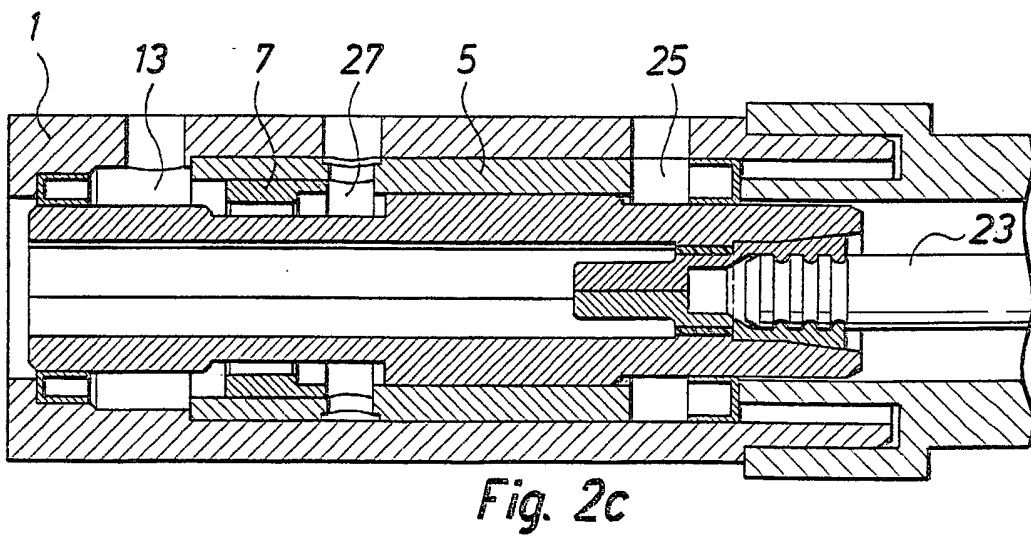
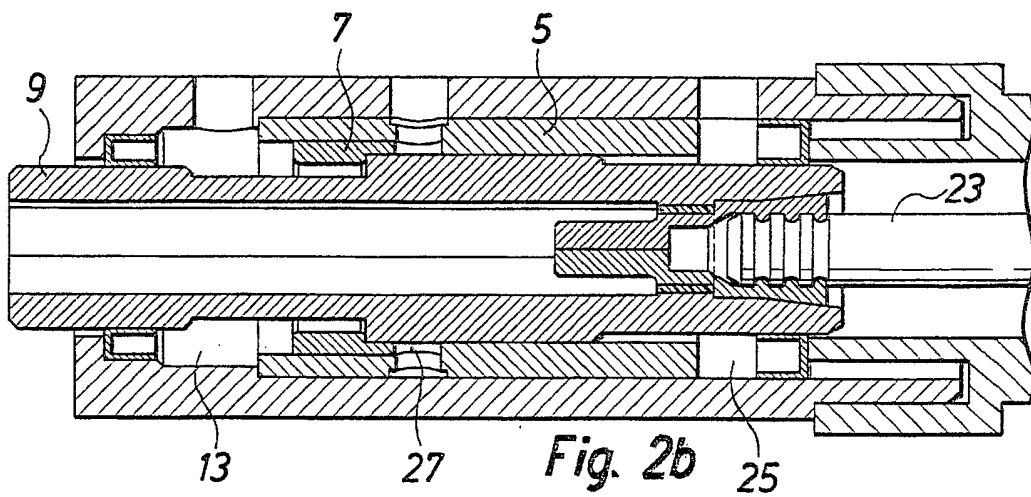
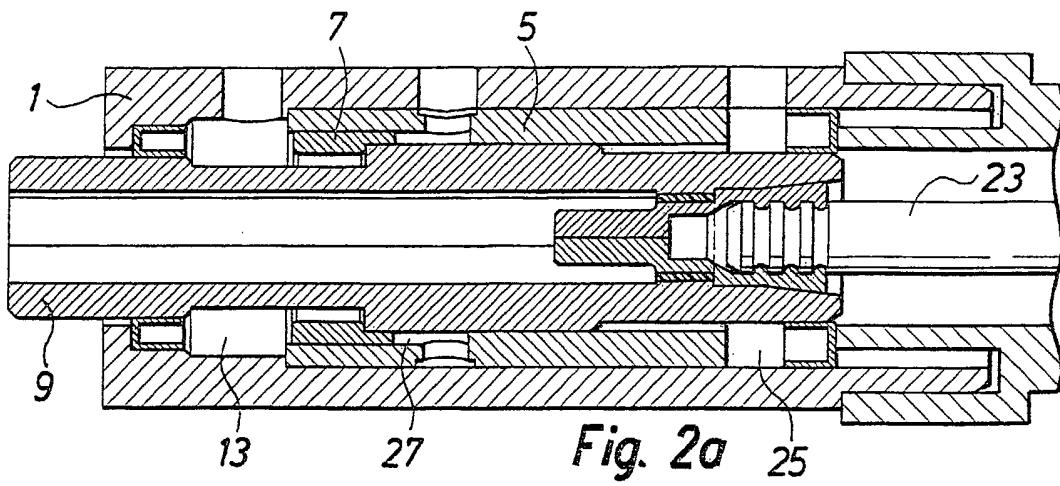
3. 5 Aktor nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchmesser (d_1 , d_2) des Kolbens (9) zu beiden Seiten des Einstichs (17) unterschiedlich sind und daß der Ringkolben (7) auf den größeren Durchmesser (d_2) aufschiebbar ist.
- 10 4. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 3, dadurch gekennzeichnet, daß die dritte Kammer (25) direkt und die erste Kammer (13) über ein erstes Schaltventil (29) mit dem Ausgang einer Förderdruck erzeugenden Pumpe (31) und die zweite Kammer (27) über ein zweites Schaltventil 15 (33) mit einem Fluid aufnehmenden Entlastungsraum (35) verbunden ist.
- 20 5. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme der zweiten Kammer (27) ein mit der zweiten Kammer (27) in Verbindung stehender Druckspeicher (41) mit einem (43) Kolben ist und daß der Weg des Kolbens (43) begrenztbar ist.
- 25 6. Aktor nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckspeicher (41) ein Federspeicher (45) oder ein Gasspeicher ist.
- 30 7. Aktor nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Weg des Kolbens (43) durch einen Anschlag, insbesondere einen verstellbaren Anschlag (47), begrenztbar ist.

8. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Begrenzung der Volumenabnahme in der zweiten Kammer (27) ein mit einer Öffnung in der zweiten Kammer (27) in Verbindung stehendes Absperrventil (50) aufweist, das die Öffnung in seiner einen Schaltstellung verschließt und in seiner anderen Schaltstellung zum Fluidabfluß freigibt.
- 5
9. Aktor nach Anspruch 4 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Absperrventil von dem zweiten Schaltventil (33) gebildet ist.
- 10
10. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Kammer (13) und die zweite Kammer (27) über eine Drossel, insbesondere eine einstellbare Drossel (49), miteinander in Verbindung stehen.
- 15
11. Aktor nach einem der Ansprüche 1 - 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein Rückschlagventil (39) zwischen zweiter Kammer (27) und erster Kammer (13) vorgesehen ist und daß das Rückschlagventil (39) die Verbindung von der ersten Kammer (13) zur zweiten Kammer (27) sperrt.
- 20
12. Aktor nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen der ersten Kammer (13) und der Drossel (49) ein strömungsgesteuertes Ventil (51) angeordnet ist, das so ausgebildet ist, daß es normalerweise geöffnet und von dem der ersten Kammer (13) zuströmenden Fluid schließbar ist.
- 25
- 30

13. Aktor nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das strömungsgesteuerte Ventil (51) ein Gehäuse (52) mit einem mit der Kammer (13) in Verbindung stehenden ersten Ventilraum (56), einem mit der Drossel (49) in
5 Verbindung stehenden zweiten Ventilraum (57), einem mit dem ersten Schaltventil (29) in Verbindung stehenden dritten Ventilraum (57) und mit einer zwischen dem ersten und zweiten Ventilraum (56, 58) angeordneten, von einem Ventilsitz (59) umgebenen Ventilöffnung (60) sowie
10 ein den dritten Ventilraum (57) begrenzendes, im Gehäuse axial verschiebbares Ventilglied (62), das mit dem Ventilsitz (59) zum Schließen und Öffnen der Ventilöffnung (60) zusammenwirkt, und eine im Ventilglied (62) ausgebildete Drosselöffnung (66)
15 aufweist, die den ersten und dritten Ventilraum (56, 57) miteinander verbindet.
14. Aktor nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Drossel (49) von der Innenkontur (67) einer in das
20 Ventilglied (62) eingebrachten, zentralen Durchgangsöffnung (66) gebildet ist, die eine solch ausgestaltete Innenkontur (67) aufweist, daß das von dem dritten Ventilraum (57) in den ersten Ventilraum (56) strömende Fluid am Ventilglied (62) einen Druckabfall
25 hervorruft.
15. Aktor nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenkontur (67) der Durchgangsöffnung (66) und die Ventilöffnungsfeder (63) so aufeinander abgestimmt sind,
30 daß die auf das Ventilglied (62) aufgrund der Druckdifferenz wirkende Verschiebekraft größer ist als die entgegengewirkende Kraft der Ventilöffnungsfeder (63).

16. Aktor nach einem der Ansprüche 13 - 15, dadurch .
gekennzeichnet, daß die Durchgangsöffnung (66) die Form
eines Doppelkegelstumpfes aufweist, bei dem zwei
koaxiale Kegelstümpfe mit ihren kleineren Grundflächen
5 aufeinanderstehen.





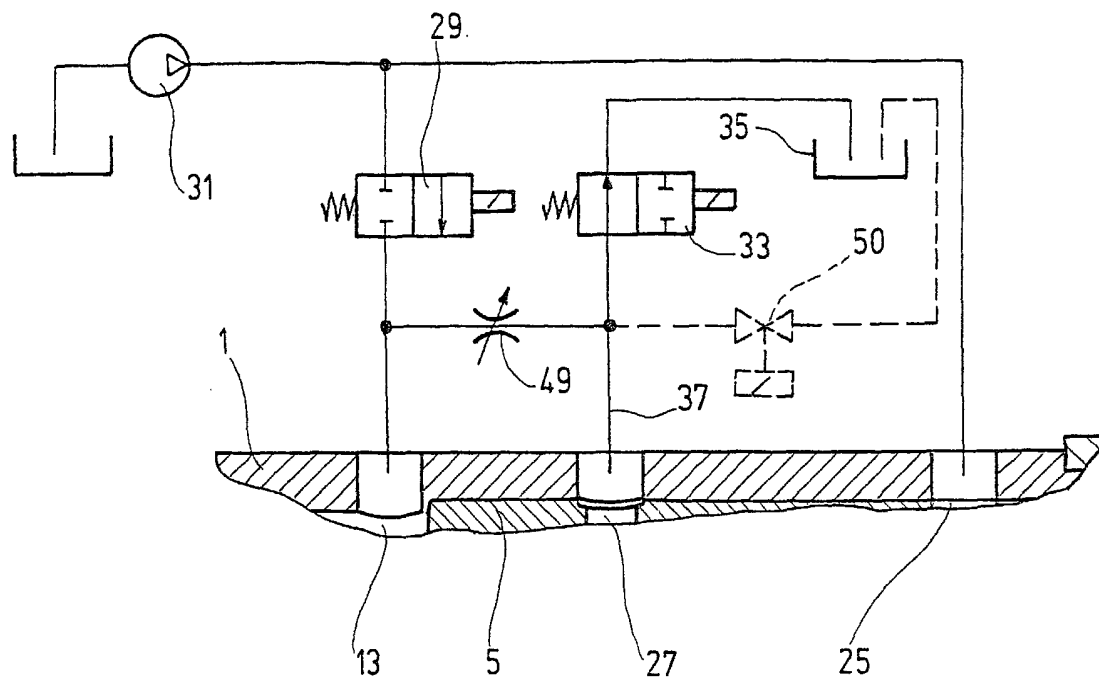


Fig.3

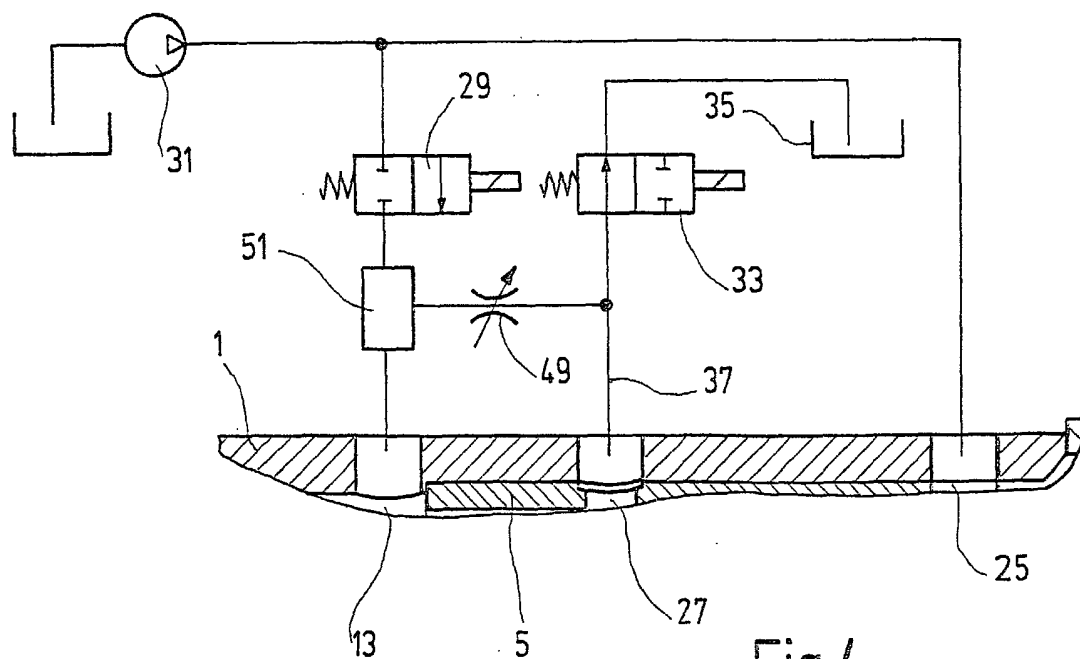


Fig.4

