

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 50301/2018
(22) Anmeldetag: 10.04.2018
(43) Veröffentlicht am: 15.10.2018

(51) Int. Cl.: **F16C 7/06** (2006.01)
F02B 75/04 (2006.01)

(30) Priorität:
10.04.2017 DE 102017107718.9 beansprucht.

(71) Patentanmelder:
AVL List GmbH
8020 Graz (AT)
iwis motorsysteme GmbH & Co. KG
81369 München (DE)

(72) Erfinder:
Heller Malte
81243 München (DE)

(74) Vertreter:
Kopetz Heinrich Dipl.Ing.
8020 Graz (AT)

(54) **Ventilmechanismus für eine längenverstellbare Pleuelstange**

(57) Die vorliegende Erfindung betrifft eine längenverstellbare Pleuelstange (6.1) für einen Verbrennungsmotor (1), mit einem ersten Pleuelauge (9.1) zur Aufnahme eines Pleuelauge (10.1) und einem zweiten Pleuelauge (8.1) zur Aufnahme eines Pleuelauge (7.1), wobei der Abstand zwischen dem Pleuelauge (10.1) und dem Pleuelauge (7.1) von einer hydraulischen Ansteuerschaltung (18.1) einstellbar ist, die mittels eines hydraulischen Ventilmechanismus (19.1) steuerbar ist. Der hydraulische Ventilmechanismus (19.1) weist ein Steuerventil mit einem in einem Steuerzylinder (37.1) verschiebbar geführten, beidseitig mit Druck beaufschlagbaren Steuerkolben (36.1), einen ersten Versorgungskanal (32.1) mit einem ersten Überdruckventil (34.1) und einen zweiten Versorgungskanal (33.1) mit einem zweiten Überdruckventil (35.1) auf, wobei der erste Versorgungskanal (32.1) und der zweite Versorgungskanal (33.1) auf unterschiedlichen Seiten des Steuerkolbens (36.1) in den Steuerzylinder (37.1) münden, das erste Überdruckventil (34.1) und zweite Überdruckventil (35.1) bei unterschiedlichen Drücken öffnen, und wobei der Steuerkolben (36.1) bei einem ein Überdruckventil (34.1, 35.1) öffnenden Druck in einer ersten Pleuelauge (9.1) und bei einem beide Überdruckventile (34.1, 35.1) öffnenden Druck in einer zweiten Pleuelauge (8.1) steht.

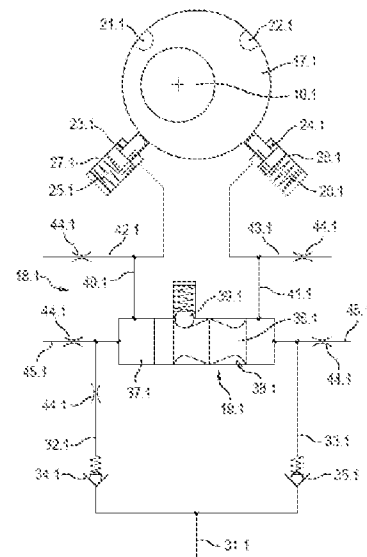


Fig. 3

Zusammenfassung

Die vorliegende Erfindung betrifft eine längenverstellbare Pleuelstange (6.1) für einen Verbrennungsmotor (1), mit einem ersten Pleuelaug (9.1) zur Aufnahme eines Kolbenbolzens (10.1) und einem zweiten Pleuelaug (8.1) zur Aufnahme eines Kurbelwellenzapfens (7.1), wobei der Abstand zwischen dem Kolbenbolzen (10.1) und dem Kurbelwellenzapfen (7.1) von einer hydraulischen Ansteuerschaltung (18.1) einstellbar ist, die mittels eines hydraulischen Ventilmechanismus (19.1) steuerbar ist. Weiter betrifft die Erfindung einen Verbrennungsmotor (1) mit einer solchen längenverstellbaren Pleuelstange (6.1). Der hydraulische Ventilmechanismus (19.1) weist ein Steuerventil mit einem in einem Steuerzylinder (37.1) verschiebbar geführten, beidseitig mit Druck beaufschlagbaren Steuerkolben (36.1), einen ersten Versorgungskanal (32.1) mit einem ersten Überdruckventil (34.1) und einen zweiten Versorgungskanal (33.1) mit einem zweiten Überdruckventil (35.1) auf, wobei der erste Versorgungskanal (32.1) und der zweite Versorgungskanal (33.1) auf unterschiedlichen Seiten des Steuerkolbens (36.1) in den Steuerzylinder (37.1) münden, das erste Überdruckventil (34.1) und zweite Überdruckventil (35.1) bei unterschiedlichen Drücken öffnen, und wobei der Steuerkolben (36.1) bei einem ein Überdruckventil (34.1, 35.1) öffnenden Druck in einer ersten Kolbenendstellung und bei einem beide Überdruckventile (34.1, 35.1) öffnenden Druck in einer zweiten Kolbenendstellung steht.

Fig. 3

Ventilmechanismus für eine längenverstellbare Pleuelstange

Die vorliegende Erfindung betrifft eine längenverstellbare Pleuelstange für einen Verbrennungsmotor, mit einem ersten Pleuelauge zur Aufnahme eines Kolbenbolzens und einem zweiten Pleuelauge zur Aufnahme eines Kurbelwellenzapfens, wobei der Abstand zwischen dem Kolbenbolzen und dem Kurbelwellenzapfen von einer hydraulischen Ansteuerschaltung einstellbar ist, die mittels eines hydraulischen Ventilmechanismus steuerbar ist. Weiter betrifft die Erfindung einen Verbrennungsmotor mit einer solchen längenverstellbaren Pleuelstange.

Der thermische Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors, insbesondere von Ottomotoren, ist abhängig vom Verdichtungsverhältnis ϵ , d.h. dem Verhältnis vom Gesamtvolumen vor der Verdichtung zum Kompressionsvolumen ($\epsilon = (\text{Hubvolumen } V_h + \text{Kompressionsvolumens } V_c) / \text{Kompressionsvolumen } V_c$). Mit steigendem Verdichtungsverhältnis nimmt der thermische Wirkungsgrad zu. Die Zunahme des thermischen Wirkungsgrades über das Verdichtungsverhältnis ist degressiv, allerdings im Bereich heute üblicher Werte noch relativ stark ausgeprägt.

In der Praxis kann das Verdichtungsverhältnis nicht beliebig gesteigert werden, da ein zu hohes Verdichtungsverhältnis zu einer unbeabsichtigten Selbstentzündung des Verbrennungsgemischs durch Druck- und Temperaturerhöhung führt. Diese frühzeitige Verbrennung führt nicht nur zu einem unruhigen Lauf und dem sogenannten Klopfen bei Ottomotoren, sondern kann auch zu Bauteilschäden am Motor führen. Im Teillastbereich ist die Gefahr der Selbstentzündung geringer, die neben dem Einfluss von Umgebungstemperatur und Druck, auch vom Betriebspunkt des Motors abhängig ist. Entsprechend ist im Teillastbereich ein höheres Verdichtungsverhältnis möglich. In der Entwicklung von modernen Verbrennungsmotoren gibt es daher Bestrebungen, das Verdichtungsverhältnis an den jeweiligen Betriebspunkt des Motors anzupassen.

Für die Realisierung eines variablen Verdichtungsverhältnisses (VCR) existieren unterschiedliche Lösungen, mit denen die Lage des Hubzapfens der Kurbelwelle oder des Kolbenbolzens des Motorkolbens verändert oder die effektive Länge der Pleuelstange variiert wird. Hierbei gibt es jeweils Lösungen für eine kontinuierliche und diskontinuierliche Verstellung der Bauteile. Eine kontinuierliche Verstellung ermöglicht eine optimale Reduzierung des CO₂-Ausstoßes und des Verbrauchs aufgrund eines für jeden Betriebspunkt einstellbaren Verdichtungsverhältnisses. Demgegenüber ermöglicht eine diskontinuierliche Verstellung mit zwei als Endanschläge der Verstellbewegung ausgebildeten Stufen konstruktive und betriebstechnische

Vorteile und ermöglicht trotzdem im Vergleich zu einem konventionellen Kurbeltrieb noch signifikante Einsparungen im Verbrauch und dem CO₂-Ausstoß. Die Pleuellänge beeinflusst direkt das Kompressionsvolumen im Verbrennungsraum, wobei das Hubvolumen durch die Position des Kurbelwellenzapfens und die Zylinderbohrung vorgegeben ist. Bei den bekannten längenverstellbaren Pleuelstangen wird die Pleuellänge üblicherweise zwischen zwei Stellungen variiert. Eine kurze Pleuelstange führt dabei zu einem geringeren Verdichtungsverhältnis als eine lange Pleuelstange bei ansonsten gleichen geometrischen Abmessungen, z.B. Kolben, Zylinderkopf, Kurbelwelle, Ventilsteuerung etc..

Bereits die Druckschrift US 2,217,721 beschreibt einen Verbrennungsmotor mit einer längenverstellbaren Pleuelstange mit zwei teleskopartig ineinander verschiebbaren Pleuelteilen, die gemeinsam einen Hochdruckraum ausbilden. Zur Befüllung und Entleerung des Hochdruckraums mit Motoröl und damit zur Längenänderung der Pleuelstange ist in einem Steuerventil eines hydraulischen Verstellmechanismus ein federvorgespanntes Verschlusselement vorgesehen, das durch den Druck des Motoröls in eine geöffnete Stellung verschiebbar ist.

Eine diskontinuierliche Verstellung des Verdichtungsverhältnisses für einen Verbrennungsmotor zeigt die EP 1 426 584 A1, bei der ein mit dem Kolbenbolzen verbundener Exzenter eine Einstellung des Verdichtungsverhältnisses ermöglicht. Dabei erfolgt eine Fixierung des Exzenter in der einen oder anderen Endstellung des Schwenkbereichs mittels einer mechanischen Arretierung. Aus der DE 10 2005 055 199 A1 geht ebenfalls die Funktionsweise eines längenvariablen Pleuels hervor, mit dem verschiedene Verdichtungsverhältnisse ermöglicht werden. Die Realisierung erfolgt auch hier über einen Exzenter im kleinen Pleuelauge, das in seiner Position durch zwei Hydraulikzylinder mit veränderbarem Widerstand fixiert wird.

Die WO 2013/092364 A1 beschreibt eine längenverstellbare Pleuelstange für einen Verbrennungsmotor mit zwei teleskopartig ineinander verschiebbaren Stangenteilen, wobei ein Stangenteil einen Zylinder und das zweite Stangenteil ein längsverschiebbares Kolbenelement ausbildet. Zwischen dem Verstellkolben des ersten Stangenteils und dem Zylinder des zweiten Stangenteils ist ein Hochdruckraum ausgebildet, der über einen hydraulischen Verstellmechanismus mit einem Ölkanal und einem öldruckabhängigen Ventil mit Motoröl versorgt wird. Eine ähnliche längenverstellbare Pleuelstange für einen Verbrennungsmotor mit teleskopartig verschiebbaren Stangenteilen ist in der WO 2015/055582 A2 gezeigt.

Bei längenverstellbaren Pleuelstangen mit einem Teleskopmechanismus ist die gesamte Pleuelstange mehrteilig ausgeführt, wobei die Längenänderung durch einen Teleskopmechanismus erfolgt, der mittels eines doppelwirkenden Hydraulikzylinders verstellbar ist. Der zugehörige Verstellkolben ist axial verschiebbar in einem Zylinder geführt und trennt den Zylinder in zwei Druckräume, einen oberen und einen unteren Druckraum. Diese beiden Druckräume werden mittels einer hydraulischen Ansteuerschaltung mit Motoröl versorgt. Ist die Pleuelstange in der langen Position, befindet sich kein Motoröl in dem oberen Druckraum, während der untere Druckraum vollständig mit Motoröl gefüllt ist. Im Betrieb wird die Pleuelstange aufgrund der Gas- und Massenkräfte alternierend auf Zug und Druck belastet. In der langen Position des Pleuels wird eine Zugkraft durch den mechanischen Kontakt mit einem oberen Anschlag des Verstellkolbens aufgenommen. Die Pleuellänge ändert sich dadurch nicht. Eine einwirkende Druckkraft wird über die Kolbenfläche auf den ölfüllten unteren Druckraum übertragen. Da das Rückschlagventil dieser Kammer den Ölrücklauf unterbindet, steigt der Öldruck an, wobei in dem unteren Druckraum sehr hohe dynamische Drücke von deutlich über 1.000 bar entstehen können. Das Pleuel ist durch den Systemdruck in dieser Richtung hydraulisch gesperrt. In der kurzen Stellung des Pleuels drehen sich die Verhältnisse um. Der untere Druckraum ist leer, der obere Druckraum ist mit Motoröl gefüllt. Eine Zugkraft bewirkt einen Druckanstieg in dem oberen Druckraum. Eine Druckkraft wird durch einen mechanischen Anschlag aufgenommen.

Aus der DE 38 18 357 A1 ist eine weitere Pleuelstangenanordnung bekannt, die eine Veränderung der effektiven Länge der Pleuelstange mittels einer Exzentrerscheibe im kleinen Pleuelauge der Pleuelstange ermöglicht. Durch die Drehung der Exzentrerscheibe in dem Pleuelauge wird über den Kolbenbolzen die relative Lage des Kolbens zur Pleuelstange und somit das Verdichtungsverhältnis verändert. In der Pleuelstange sind mindestens zwei Aufnahmen ausgebildet, in denen je ein Blockierstift angeordnet ist. Die Exzentrerscheibe weist zwei Blockierlöcher auf, in die je einer der Blockierstifte eingreifen kann. Über eine hydraulische Ansteuerschaltung und Leitungen in der Pleuelstange kann jeweils einer der Blockierstifte mit Motoröl beaufschlagt und in das entsprechende Blockierloch in der Exzentrerscheibe geschoben werden. Gleichzeitig wird über eine Nut in der Exzentrerscheibe Öl in Richtung des jeweils anderen Blockierstifts gedrückt. Dadurch wird dieser Blockierstift zurückgeschoben und außer Eingriff mit dem zugehörigen Blockierloch gebracht. Die effektive Länge der Pleuelstange kann so in zwei unterschiedlichen Stellungen fixiert werden. Hierbei muss permanent ein hoher Öldruck aufrecht erhalten werden, um die Blockierung der Exzentrerscheibe in der gewünschten

Position sicherzustellen. Durch die freie Verschiebbarkeit der Blockierstifte reagiert das System außerdem stark auf Druckschwankungen des Motoröls.

Unabhängig von der konstruktiven Ausgestaltung der längenverstellbaren Pleuelstange ist die sichere und gesteuerte Versorgung des Verstellmechanismus mit Motoröl mittels der hydraulischen Ansteuerschaltung wichtig für eine dauerhafte und exakte Funktion der längenverstellbaren Pleuelstange.

Es ist daher die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine hydraulischen Ansteuerschaltung zur Einstellung der effektiven Länge einer Pleuelstange für einen Verbrennungsmotor bereitzustellen, die die aus dem Stand der Technik bekannten Nachteile vermeidet und eine sichere Längeneinstellung der Pleuelstange ermöglicht.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass der hydraulische Ventilmechanismus ein Steuerventil mit einem in einem Steuerzylinder verschiebbar geführten, beidseitig mit Druck beaufschlagbaren Steuerkolben, einen ersten Versorgungskanal mit einem ersten Überdruckventil und einen zweiten Versorgungskanal mit einem zweiten Überdruckventil aufweist, wobei der erste Versorgungskanal und der zweite Versorgungskanal auf unterschiedlichen Seiten des Steuerkolbens in den Steuerzylinder münden, das erste Überdruckventil und das zweite Überdruckventil bei unterschiedlichen Drücken öffnen, und wobei der Steuerkolben bei einem ein Überdruckventil öffnenden Druck in einer ersten Kolbenendstellung und bei einem beide Überdruckventile öffnenden Druck in einer zweiten Kolbenendstellung angeordnet ist. Dieser hydraulische Ventilmechanismus zur Steuerung der hydraulischen Ansteuerschaltung einer längenverstellbaren Pleuelstange vermeidet den Einsatz zusätzlicher aktiver Steuerelemente und reduziert damit auch die Gefahr einer Leckage in der hydraulischen Ansteuerschaltung. Dabei verwendet der hydraulische Ventilmechanismus lediglich einfache Komponenten, wie Überdruckventile und Steuerkolben, wodurch nicht nur die Produktionskosten gering gehalten werden können, sondern auch eine sichere Funktionalität über eine lange Lebensdauer erreicht werden kann. Dabei basiert der hydraulische Ventilmechanismus auf den Einsatz von zwei unterschiedlichen Steuerdrücken, die jeweils oberhalb des schwankenden Versorgungsdrucks des Hydraulikkreislaufs liegen, um ein unbeabsichtigtes Schalten des hydraulischen Ventilmechanismus zu vermeiden. Bei einem ersten oberhalb des Versorgungsdrucks liegenden Schaltdruck öffnet das erste Überdruckventil und der Steuerkolben bewegt sich durch das über den ersten Versorgungskanal in den Steuerzylinder einströmende Hydraulikmittel in eine erste Kolbenendstellung. Beim Anliegen eines zweiten Steuerdrucks, wobei

der zweite Steuerdruck größer als der erste Steuerdruck ist, öffnet sich zusätzlich zum ersten Überdruckventil auch das zweite Überdruckventil und Hydraulikmittel strömt über den zweiten Versorgungskanal auf die andere Seite des Steuerkolbens in den Steuerzylinder und bewegt den Steuerkolben in seine zweite Kolbenendstellung. Dadurch kann je nach Kolbenendstellung des Steuerkolbens im Steuerzylinder über die hydraulische Ansteuerschaltung der Abstand zwischen dem Kolbenbolzen und dem Kurbelwellenzapfen eingestellt werden. Dabei kann der Steuerkolben ohne zusätzliche Federeinrichtung oder Spannelement vorspannungsfrei im Steuerzylinder angeordnet sein.

Eine bevorzugte Ausführungsform sieht vor, dass der Steuerkolben als bistabiler Steuerkolben ausgebildet ist, um den Steuerkolben in der jeweiligen Kolbenendstellung im Steuerzylinder zu halten. Ein bistabiler Steuerkolben ermöglicht eine sichere Anordnung und dauerhafte Fixierung des Steuerkolbens in der ersten und zweiten Kolbenendstellung, solange kein weiteres Steuersignal eine Bewegung des Steuerkolbens induziert. Ein bistabiler Steuerkolben kann beispielsweise zylinderförmig mit zwei einseitig abgeflachten, umlaufenden Nuten am Steuerkolben ausgebildet sein, in die entsprechend ein federbelastetes Rastelement eingreift. Bei einer durch ein Steuersignal induzierten Bewegung des Steuerkolbens drückt der abgeflachte Bereich der Nuten das Rastelement gegen die Vorspannung zusammen und ermöglicht eine Bewegung des Steuerkolbens in die andere Kolbenendstellung, in der das federbelastete Rastelement in das zweite umlaufende Nutprofil eingreift.

Eine zweckmäßige Ausbildung sieht vor, dass ein auf den Steuerkolben einwirkbarer Kraftdifferenzmechanismus vorgesehen ist. Der Kraftdifferenzmechanismus verhindert bei einem das erste und zweite Überdruckventil öffnende Steuerdruck, dass auf beiden Stirnseiten des Steuerkolbens die gleiche Kraft anliegt und ermöglicht so die Bewegung des Steuerkolbens in eine vom Kraftdifferenzmechanismus vorgegebene Richtung. Dabei kann der Kraftdifferenzmechanismus eine Drossel im ersten Versorgungskanal umfassen, die in Verbindung mit dem gedrosselten Abströmkanal, der über den ersten Versorgungskanal eine Abströmung des Motoröls aus dem Steuerzylinder ermöglicht, einen Druckabfall im ersten Versorgungskanal bewirkt. Dadurch ist der über den ersten Versorgungskanal in dem Steuerzylinder auf den Steuerkolben aufgeprägte Druck des Hydraulikmittels geringer als der Druck des Hydraulikmittels über den zweiten Versorgungskanal ohne eine entsprechende Drossel, weshalb beim Öffnen des zweiten Überdruckventils trotz des ebenfalls geöffneten ersten Überdruckventils der Steuerkolben sich aus der ersten Kolbenendstellung in die zweite Kolbenendstellung bewegt. Al-

ternativ kann der Steuerkolben zur Ausbildung des Kraftdifferenzmechanismus zwei unterschiedlich große Stirnseitenflächen umfassen. Die unterschiedlich großen Stirnseitenflächen ermöglichen trotz des über den ersten und zweiten Versorgungs kanal auf die beiden Stirnseiten des Steuerkolbens einwirkenden gleichen Drucks eine unterschiedliche auf den Steuerkolben wirkende Kraft und damit eine Bewegung des Steuerkolbens von der ersten Kolbenendstellung in die zweite Kolbenendstellung. Sinnvollerweise ist der Steuerkolben dabei als Stufenkolben ausgebildet, mit mindestens zwei Kolbenabschnitten mit zwei unterschiedlichen Kolbendurchmessern. Ein solcher Stufenkolben ermöglicht eine einfache und trotzdem funktions sichere Lösung eines Steuerkolbens mit zwei unterschiedlich großen Stirnseitenflächen. Dabei sollte auf der Rückseite des größeren Kolbenteils im Steuerzylinder ein Abströmkanal vorgesehen sein, um eine Entlüftung dieses Zwischenraums zu ermöglichen und eine zusätzliche, differenzschwächende Komponente in der Kraftbilanz zu verhindern.

In einer Variante der Erfindung weist die hydraulische Ansteuerschaltung einen im ersten Pleuelauge angeordneten Exzenterring zur Aufnahme eines Kolbenbolzens und zwei Aktuatoren zur Fixierung des Exzenterrings in jeweils einer Endlagenstellung auf. Bei einer mittels eines Exzenterrings längenverstellbaren Pleuelstange erfolgt der Kraftfluss vom Kolbenbolzen des Hubkolbens über den Exzenterring direkt auf die Pleuelstange, so dass der Verstellmechanismus im Wesentlichen unabhängig von Druckschwankungen des Motoröls ist. Darüber hinaus ist der benötigte Systemdruck der hydraulischen Ansteuerschaltung geringer und die Ansteuerschaltung reagiert unsensibler auf Leckagen des Motoröls. Als Aktuatoren können neben einfachen direkt auf den Exzenterring wirkenden Sperrelementen auch Stützkolben eingesetzt werden, die über entsprechende Stangen und Schwenkhebel eine Verstellung und Fixierung des Exzenterrings ermöglichen. Die beiden Aktuatoren zur Fixierung des Exzenterrings in der jeweiligen Endlagenstellung können mittels der hydraulischen Ansteuerschaltung durch eine Beaufschlagung mit Motoröl freigegeben oder betätigt werden. Entsprechend sind auch die beiden Aktuatoren unabhängig von Schwankungen des Versorgungsdrucks des Motoröls. Dabei können als Sperrelemente ausgebildete Aktuatoren in Richtung der zugeordneten Fixierungsposition vorgespannt sein und sich bei einer Abnahme des anliegenden Motoröldrucks selbsttätig in die Fixierposition bewegen. Daher muss bei einem Umschalten der Länge der Pleuelstange der angesteuerte Aktuator nur solange von seiner Fixierposition freigehalten werden, bis der andere Aktuator in seiner Fixierposition einrastet. Danach kann der Druck des Hydraulikmittels auf den Aktuator wieder abnehmen, beispielsweise durch unbeabsichtigte oder gezielte Leckagen.

Eine weitere Variante der Erfindung sieht vor, dass die hydraulische Ansteuerschaltung mindestens eine Zylinder-Kolben-Einheit umfasst, um den Abstand zwischen dem Kolbenbolzen und dem Kurbelwellenzapfen zu verstellen. Eine solche Zylinder-Kolben-Einheit ermöglicht eine längenverstellbare Pleuelstange mit einer großen Längendifferenz. Dabei kann ein erstes Pleuelteil der Pleuelstange mit dem Verstellkolben der Zylinder-Kolben-Einheit verbunden sein und ein zweites Pleuelteil der Pleuelstange die Zylinderbohrung der Zylinder-Kolben-Einheit aufweisen. Der Verstellkolben des ersten Pleuelteils trennt die Zylinderbohrung des zweiten Pleuelteils in zwei Druckräume, die mittels der hydraulischen Ansteuerschaltung wechselseitig mit Motoröl versorgt werden, wobei die hydraulische Ansteuerschaltung zumindest mittelbar die Zu- und/oder Abflüsse in bzw. aus den Druckräumen steuert bzw. diese blockiert, um eine zweistufige Verstellung der Pleuellänge durch die auf das Pleuel wirkenden Gas- und Massenkräfte zu ermöglichen.

Günstigerweise ist die hydraulische Ansteuerschaltung zwischen einem Ölversorgungskanal und der Zylinder-Kolben-Einheit angeordnet und weist zumindest einen ersten Bypasskanal mit zumindest einem ersten Rückschlagventil und zumindest einen zweiten Bypasskanal mit zumindest einem zweiten Rückschlagventil auf, wobei die Bypasskanäle den hydraulischen Ventilmechanismus umgehend ausgeführt sind. Damit lassen sich die Zu- und/oder Abflüsse besonders rasch bewerkstelligen und ein sicheres Halten der jeweils erzielten Pleuellänge erreichen.

Vorteilhafterweise ist der erste Bypasskanal als Umgehung des ersten Versorgungskanals ausgeführt und der zweite Bypasskanal ist als Umgehung des zweiten Versorgungskanals ausgeführt. Mit anderen Worten sind die Druckräume der Zylinder-Kolben-Einheit jeweils über einen Versorgungskanal und über einen diesen Versorgungskanal umgehenden Bypasskanal mit einem Ölversorgungskanal fluidverbunden bzw. -verbindbar.

Eine verlässliche Funktion und Minimierung von Leckageverlusten und Schwingungsbewegungen der Pleuellänge lassen sich erzielen, wenn die Rückschlagventile bei einem ein Überdruckventil öffnenden Druck oder bei einem darüber liegenden Druck öffnen, wobei vorzugsweise die Rückschlagventile oberhalb eines beide Überdruckventile öffnenden Drucks öffnen. Dadurch wird sichergestellt, dass Hydraulikmedium insbesondere durch die auf das Pleuel wirkenden Gas- und Massenkräfte die Rückschlagventile überwinden kann. Dabei können beide Rückschlagventile mit dem gleichen Öffnungsdruck versehen werden, die Öffnungsdrücke können aber auch unterschiedlich gewählt werden.

In einem weiteren Aspekt bezieht sich die Erfindung auf einen Verbrennungsmotor mit mindestens einem Hubkolben und mit zumindest einem einstellbaren Verdichtungsverhältnis in einem Zylinder und einer mit dem Hubkolben verbundenen längenverstellbaren Pleuelstange entsprechend der vorbeschriebenen Ausführungsformen. Bevorzugt sind sämtliche Hubkolben eines Verbrennungsmotors mit einer derartigen längenverstellbaren Pleuelstange ausgestattet, erforderlich ist dies jedoch nicht. Die Kraftstoffeinsparung eines solchen Verbrennungsmotors kann beträchtlich sein, wenn in Abhängigkeit von dem jeweiligen Betriebszustand das Verdichtungsverhältnis entsprechend eingestellt wird. Zweckmäßigerweise kann die hydraulische Ansteuerschaltung der längenverstellbaren Pleuelstange an die Motorölhydraulik des Verbrennungsmotors angeschlossen sein. Dadurch können die im Motorölkreislauf vorhandenen Drücke zur Steuerung mittels eines hydraulischen Ventilmechanismus genutzt werden. Gemäß einer Weiterbildung kann ein Steuertrieb mit mindestens einer Steuerkette, einer Spann- und/oder Führungsschiene, und/oder einem Kettenspanner vorgesehen sein, der die Kurbelwelle mit der mindestens einen Nockenwelle des Verbrennungsmotors verbindet. Der Steuertrieb ist insofern wichtig, weil dieser maßgeblichen Einfluss auf die dynamische Belastung des Verbrennungsmotors und somit auch auf die längenverstellbare Pleuelstange haben kann. Bevorzugt wird dieser so ausgestaltet, dass keine hohen dynamischen Kräfte über den Steuertrieb eingeleitet werden. Alternativ kann ein solcher Steuertrieb auch mit einer Stirnradverzahnung oder einem Antriebsriemen, beispielsweise einem Zahnriemen ausgebildet sein, der mittels einer Spannvorrichtung mit Spannrolle vorgespannt ist.

Im Folgenden wird die Erfindung anhand von nicht einschränkenden Ausführungsbeispielen, die in den Figuren dargestellt sind, näher erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 einen schematischen Querschnitt durch einen Verbrennungsmotor,
- Fig. 2 eine schematische Seitenansicht der längenverstellbaren Pleuelstange aus Fig. 1 in einer ersten Ausführungsform mit Exzentrerscheibe in teilweiser geschnittener Darstellung,
- Fig. 3 eine schematische Darstellung der hydraulischen Ansteuerschaltung der längenverstellbaren Pleuelstange aus Fig. 2,
- Fig. 4 eine schematische Darstellung der weiteren hydraulischen Ansteuerschaltung der längenverstellbaren Pleuelstange aus Fig. 2,

- Fig. 5 eine schematische Seitenansicht der längenverstellbaren Pleuelstange aus Fig. 1 in einer zweiten Ausführungsform mit Zylinder-Kolben-Einheit in teilweiser geschnittener Darstellung,
- Fig. 6 eine schematische Darstellung der hydraulischen Ansteuerschaltung der zweiten Ausführungsvariante einer längenverstellbaren Pleuelstange aus Fig. 5, und
- Fig. 7 eine schematische Darstellung einer weiteren hydraulischen Ansteuerschaltung für die Pleuelstange gemäß der zweiten Ausführungsvariante in Fig. 5.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind nachfolgend gleiche Elemente in verschiedenen Figuren jeweils mit dem gleichen Bezugszeichen gekennzeichnet.

In Fig. 1 ist in schematischer Darstellung ein Verbrennungsmotor (Ottomotor) 1 dargestellt. Der Verbrennungsmotor 1 hat drei Zylinder 2.1, 2.2 und 2.3, in denen sich jeweils ein Hubkolben 3.1, 3.2, 3.3 auf und ab bewegt. Des Weiteren umfasst der Verbrennungsmotor 1 eine Pleuelstange 4, die mittels Pleuelwellenlager 5.1, 5.2, 5.3 und 5.4 drehbar gelagert ist. Die Pleuelstange 4 ist mittels der Pleuelstangen 6.1, 6.2 und 6.3 jeweils mit dem zugehörigen Hubkolben 3.1, 3.2 und 3.3 verbunden. Für jede Pleuelstange 6.1, 6.2 und 6.3 weist die Pleuelstange 4 einen exzentrisch angeordneten Pleuelwellenzapfen 7.1, 7.2 und 7.3 auf. Das große Pleuelauge 8.1, 8.2, und 8.3 ist jeweils auf dem zugehörigen Pleuelwellenzapfen 7.1, 7.2 und 7.3 gelagert. Das kleine Pleuelauge 9.1, 9.2 und 9.3 ist jeweils auf einem Pleuelbolzen 10.1, 10.2 und 10.3 gelagert und so mit dem zugehörigen Hubkolben 3.1, 3.2 und 3.3 schwenkbar verbunden. Dabei ist den Begriffen kleines Pleuelauge 9.1, 9.2 und 9.3 und großes Pleuelauge 8.1, 8.2 und 8.3 weder eine absolute noch relative Groenzuordnung zu entnehmen, sondern sie dienen lediglich zur Unterscheidung der Bauteile und Zuordnung zu dem in Fig. 1 dargestellten Verbrennungsmotor. Entsprechend können die Abmessungen der Durchmesser der kleinen Pleuelaugen 9.1, 9.2 und 9.3 kleiner, gleich groß oder größer als die Abmessungen der Durchmesser der großen Pleuelaugen 8.1, 8.2 und 8.3 sein.

Die Pleuelstange 4 ist mit einem Pleuelwellenkettensrad 11 versehen und mittels einer Steuerkette 12 mit einem Pleuelwellenkettensrad 13 gekoppelt. Das Pleuelwellenkettensrad 13 treibt eine Pleuelwelle 14 mit ihren zugehörigen Pleuelnocken zur Betätigung der Ein- und Auslassventile (nicht näher dargestellt) eines jeden Zylinders 2.1, 2.2 und 2.3 an. Das Leertrum der Steuerkette 12 wird mittels einer schwenkbar angeordneten Pleuelspannschiene 15 gespannt, die mittels eines Pleuelkettenspanners 16 an diese angedrückt wird. Das Zugtrum der Steuerkette 12 kann

entlang einer Führungsschiene gleiten. Die wesentliche Funktionsweise dieses Steuertriebs einschließlich der Kraftstoffeinspritzung und Zündung mittels Zündkerze wird nicht näher erläutert und als bekannt vorausgesetzt. Die Exzentrizität der Pleuelwellenzapfen 7.1, 7.2 und 7.3 gibt maßgeblich den Hubweg H_K vor, insbesondere wenn, wie im vorliegenden Fall, die Pleuelwelle 4 exakt zentrisch unter den Zylindern 2.1, 2.2 und 2.3 angeordnet ist. Der Pleuelkolben 3.1 ist in Fig. 1 in seiner untersten Stellung dargestellt, während der Pleuelkolben 3.2 in seiner obersten Stellung dargestellt ist. Die Differenz ergibt im vorliegenden Fall den Hubweg H_K . Die verbleibende Höhe H_C (siehe Zylinder 2.2) ergibt die verbleibende Kompressionshöhe im Zylinder 2.2. In Verbindung mit dem Durchmesser des Pleuelkolbens 3.1, 3.2 oder 3.3 bzw. der zugehörigen Zylinder 2.1, 2.2 und 2.3 ergibt sich aus dem Hubweg H_K das Pleuelvolumen V_h und aus der verbleibenden Kompressionshöhe H_C errechnet sich das Kompressionsvolumen V_c . Selbstverständlich hängt das Kompressionsvolumen V_c maßgeblich von der Gestaltung des Pleueldeckels ab. Aus diesen Volumina V_h und V_c ergibt sich das Verdichtungsverhältnis ϵ . Im Detail errechnet sich das Verdichtungsverhältnis ϵ aus der Summe des Pleuelvolumens V_h und des Kompressionsvolumens V_c dividiert durch das Kompressionsvolumen V_c . Heute übliche Werte für Ottomotoren liegen für ϵ zwischen 10 und 14.

Damit in Abhängigkeit vom Betriebspunkt (Drehzahl n , Temperatur T , Drosselklappenstellung) des Verbrennungsmotors 1 das Verdichtungsverhältnis ϵ angepasst werden kann, sind erfindungsgemäß die Pleuelstangen 6.1, 6.2 und 6.3 in ihrer Länge verstellbar ausgestaltet. Hierdurch kann im Teillastbereich mit einem höheren Verdichtungsverhältnis gefahren werden als im Vollastbereich.

In Fig. 1 sind die Pleuelstangen 6.1, 6.2, 6.3 nur schematisch dargestellt. In Fig. 2 ist beispielhaft die Pleuelstange 6.1 in einer ersten Ausführungsform detaillierter dargestellt. Die Pleuelstange 6.1 ist identisch zu den beiden anderen Pleuelstangen 6.2, 6.3 ausgestaltet. Die folgende Beschreibung gilt daher entsprechend für alle Pleuelstangen. Die Pleuelstange 6.1 umfasst ein kleines Pleuelauge 9.1 und ein großes Pleuelauge 8.1. Üblicherweise ist die Pleuelstange 6.1 im Bereich des großen Pleuelauges 8.1 geteilt bzw. zweiteilig ausgebildet. In Fig. 1 ist das große Pleuelauge 8.1 der Pleuelstange 6.1 der Einfachheit halber einteilig gezeigt. Im kleinen Pleuelauge 9.1 ist der Pleuelbolzen 10.1 gelagert. Zwischen dem Pleuelbolzen 10.1 und dem kleinen Pleuelauge 9.1 ist eine Exzentrerscheibe 17.1 angeordnet. Die Exzentrerscheibe 17.1 ist in dem kleinen Pleuelauge 9.1 drehbar gelagert.

Im großen Pleuelauge 8.1 ist der Kurbelwellenzapfen 7.1 gelagert (nicht dargestellt). Es wäre auch denkbar, dass die Exzentrerscheibe 17.1 im großen Pleuelauge 8.1 drehbar gelagert ist und den Kurbelwellenzapfen aufnimmt. Die weiter unten beschriebenen Vorrichtungen wären dann an der Pleuelstange 6.1 im Bereich des großen Pleuelauges 8.1 angeordnet.

Zur Positionierung der Exzentrerscheibe 17.1 ist eine hydraulische Ansteuerschaltung 18.1 vorgesehen, die einen Wechsel zwischen der ausgefahrenen Position und eingefahrenen Position der Pleuelstange 6.1 ermöglicht. Dabei umfasst die hydraulische Ansteuerschaltung 18.1 einen hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 sowie einen Verriegelungsmechanismus 20.1. Der Verriegelungsmechanismus 20.1 ermöglicht die Fixierung der Exzentrerscheibe 17.1 in mindestens zwei verschiedenen Positionen in der Pleuelstange 6.1. Dazu sind auf der Exzentrerscheibe 17.1 eine erste Sperrkontur 21.1 und eine zweite Sperrkontur 22.1 vorgesehen, die in dieser Ausführungsform als Vertiefungen in der Exzentrerscheibe 17.1 ausgebildet sind und sich ausgehend vom Umfang der Exzentrerscheibe 17.1 in radialer Richtung nach innen erstrecken. Die beiden Sperrkonturen 21.1, 22.1 sind an unterschiedlichen Stellen des Umfangs der Exzentrerscheibe 17.1 angeordnet. An der Pleuelstange 6.1 sind entsprechend ein erstes Sperrelement 23.1 und ein zweites Sperrelement 24.1 angeordnet, wobei das erste Sperrelement 23.1 der ersten Sperrkontur 21.1 und das zweite Sperrelement 24.1 der zweiten Sperrkontur 22.1 zugeordnet sind. Die beiden Sperrkonturen 21.1 und 22.1 können unterschiedlich ausgebildet sein, beispielsweise eine unterschiedliche Form oder eine unterschiedliche axiale Position auf der Exzentrerscheibe aufweisen, so dass das erste Sperrelement 23.1 und das zweite Sperrelement 24.1 nur in die jeweils zugeordnete Sperrkontur 21.1, 22.1 eingreifen kann. Entsprechend dem Schlüssel-Schloss-Prinzip entspricht die Form der Sperrelemente 23.1, 24.1 der Form der zugehörigen Sperrkontur 21.1, 22.1, so dass die Sperrelemente 23.1, 24.1 nicht in die jeweils andere Sperrkontur 21.1, 22.1 eingreifen können.

Das erste Sperrelement 23.1 ist mittels einer ersten Feder 25.1 und das zweite Sperrelement 24.1 ist mittels einer zweiten Feder 26.1 vorgespannt, wobei die erste und zweite Feder 25.1, 26.1 die Sperrelemente 23.1, 24.1 in Richtung der jeweiligen Sperrkontur 21.1, 22.1 auf der Exzentrerscheibe 17.1 gedrückt halten. Die Sperrelemente 23.1, 24.1 werden in einer ersten und einer zweiten Führung 27.1, 28.1 geführt, die in der Pleuelstange 6.1 ausgebildet sind, beispielsweise in Form von zylindrischen Bohrungen. Dem ersten Sperrelement 23.1 und dem zweiten Sperrelement 24.1 kann gesteuert über eine erste Ölzuführung 29.1 und eine zweite Ölzuführung 30.1 sowie über den hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 Motoröl zugeführt werden. Bei einer Beaufschlagung mit Motoröl bewegen sich die Sperrelemente 23.1, 24.1

entgegen der Vorspannkraft, d.h. der Federkraft der Federn 25.1, 26.1 von der Exzenter-scheibe 17.1 weg und geben die jeweilige Sperrkontur 21.1, 22.1 frei. In der in Fig. 2 darge-stellten Ausführungsform sind die beiden Sperrelemente 23.1, 24.1 zylindrisch ausgebildet und verjüngen sich an ihrer zur Exzenter-scheibe 17.1 weisende Spitze. Dadurch können die Sper-relemente 23.1, 24.1 sicher entriegelt werden und spielfrei in die zugehörige Sperrkontur 21.1, 22.1 eingreifen, wodurch der Verschleiß der Sperrelemente 23.1, 24.1 vermindert wird. Die Sperrelemente 23.1, 24.1 können auch eine andere Form aufweisen und beispielsweise keil-förmig sein, wobei sich auch hier die Spitze der Sperrelemente 23.1, 24.1 in Richtung der Exzenter-scheibe 17.1 hin verjüngt, so dass ein im Wesentlichen spielfreier und verschleißar-mer Eingriff in die jeweilige Sperrkontur 21.1, 22.1 möglich ist.

Befindet sich das erste Sperrelement 23.1 in Eingriff mit der zugehörigen Sperrkontur 21.1, so weist die dünne Seite der Exzenter-scheibe 17.1 zum großen Pleuelauge 8.1 und die Pleuel-stange 6.1 ist in einer kurzen Stellung verriegelt. Hierdurch wird eine geringere Verdichtung erzielt. Befindet sich das zweite Sperrelement 24.1 in Eingriff mit der zugehörigen zweiten Sperrkontur 22.1, so weist der dicke Bereich der Exzenter-scheibe 17.1 zum großen Pleu-elauge 8.1. Die Exzenter-scheibe 17.1 ist dann so im kleinen Pleuelauge 9.1 bzw. in der Pleu-elstange 6.1 verriegelt, dass eine große effektive Länge der Pleuelstange 6.1 eingestellt ist. Dadurch wird eine hohe Verdichtung erzielt. Es ist auch denkbar, mehr als zwei Sperrelemente 23.1,24.1 mit zugehörigen Sperrkonturen 21.1,22.1 vorzusehen. Die Pleuelstange 6.1 könnte dann in mehreren verschiedenen Längenpositionen verriegelt werden.

Fig. 3 zeigt den Aufbau und die Funktion einer hydraulischen Ansteuerschaltung 18.1 für die längenverstellbare Pleuelstange 6.1 aus Fig. 2. Der Einfachheit halber ist die Pleuelstange 6.1 weggelassen und nur die Exzenter-scheibe 17.1 und die hydraulische Ansteuerschaltung 18.1 gezeigt. Die hydraulische Ansteuerschaltung 18.1 umfasst neben dem Verriegelungsmecha-nismus 20.1 mit den beiden Sperrelementen 23.1, 24.1, die in entsprechende Sperrkonturen 21.1, 22.1 an der Exzenter-scheibe 17.1 eingreifen, insbesondere den hydraulischen Ventilme-chanismus 19.1. Der hydraulische Ventilmechanismus 19.1 wird mit Motoröl betrieben. Hierzu steht ein Ölversorgungskanal 31.1 mit dem großen Pleuelauge 8.1 in Verbindung, so dass Motoröl in einen ersten Versorgungskanal 32.1 und einen zweiten Versorgungskanal 33.1 ge-langt. Dabei ist in dem ersten Versorgungskanal 32.1 ein erstes Überdruckventil 34.1 und in dem zweiten Versorgungskanal 33.1 ein zweites Überdruckventil 35.1 vorgesehen. Die beiden Überdruckventile 34.1, 35.1 schalten bei unterschiedlichen Drücken des Motoröls, wobei die

Schaltsschwellen der beiden Überdruckventile 34.1, 35.1 oberhalb der normalen Druckschwankungen des normalen Versorgungsdrucks des Motoröls liegen müssen, um eine unbeabsichtigte Öffnung der Überdruckventile 34.1, 35.1 zu vermeiden. Der erste Versorgungskanal 32.1 und der zweite Versorgungskanal 33.1 münden auf unterschiedlichen Seiten des Steuerkolbens 36.1 in den Steuerzylinder 37.1. Der Steuerkolben 36.1 ist in den Steuerzylinder 37.1 zwischen zwei Kolbenendstellungen bewegbar, in denen der Steuerkolben 36.1 von einem in ein Nutprofil 38.1 eingreifende federbelasteten Rastelement 39.1 gehalten wird. Das Nutprofil 38.1 ist dabei als Doppelnut mit einem rautenförmigen Mittelbereich ausgebildet, um den Steuerkolben 36.1 sicher in beiden Endstellungen zu halten und die Bewegung des Steuerkolbens 36.1 von einer Kolbenendstellung zur anderen Kolbenendstellung zu ermöglichen.

Bei einem Druck des Motoröls im Ölversorgungskanal 31.1 oberhalb des Öffnungsdrucks des ersten Überdruckventils 34.1, aber unterhalb des Öffnungsdrucks des zweiten Überdruckventils 35.1, strömt das Motoröl über den ersten Versorgungskanal 32.1 in den Steuerzylinder 37.1 und drückt den Steuerkolben 36.1 in seine erste Kolbenendstellung, in der der Steuerkolben 36.1 durch das in das Nutprofil 38.1 eingreifende federbelastete Rastelement 39.1 gesichert ist. Fig. 3 zeigt den Steuerkolben 36.1 in seiner ersten Kolbenendstellung. Vom Steuerzylinder 37.1 aus strömt das Motoröl über den ersten Steuerkanal 40.1 zum ersten Sperrelement 23.1, welches durch das Motoröl entgegen der Kraft der ersten Feder 25.1 aus seiner Verriegelungsposition geschoben wird. Die Exzentrerscheibe 17.1 kann nun von ihrer kurzen Stellung, d.h. einem geringen Abstand zwischen Kurbelwellenzapfen 7.1 und Kolbenbolzen 10.1, in eine lange Stellung bewegt werden, in der es durch das zweite federvorgespannte Sperrelement 24.1 gesichert wird. Beim Abklingen des Drucks des Motoröls unter die Schaltschwelle des ersten Überdruckventils 34.1 verbleibt zwar der Steuerkolben 36.1 durch das federbelastete Rastelement 39.1 in seiner ersten Endstellung, aber das im ersten Sperrelement 23.1 vorhandene Motoröl wird angetrieben von der ersten Feder 25.1 über den ersten Ablasskanal 42.1, an den die Pleuelstange 6.1 umgebenden Zylinder 2.1 bzw. das Kurbelwellengehäuse abgegeben. Dabei ist der erste Ablasskanal 42.1 mit einem hohen Strömungswiderstand oder mit einer Drossel 44.1 versehen, um einen signifikanten Druckabfall im ersten Steuerkanal 40.1 erst nach dem Schließen des ersten Überdruckventils 34.1 zuzulassen.

Beim Druck des Motoröls im Ölversorgungskanal 31.1, der die Schaltschwelle des zweiten Überdruckventils 35.1 überschreitet, wird gleichzeitig durch den ersten Versorgungskanal 32.1 und den zweiten Versorgungskanal 33.1 Motoröl dem Steuerzylinder 37.1 zugeführt. Um eine Bewegung des Steuerkolbens 36.1 aus der ersten Kolbenendstellung im Steuerzylinder 37.1

in die zweite Kolbenendstellung im Steuerzylinder 37.1 und damit ein Entriegeln des zweiten Sperrelements 24.1 zu ermöglichen, muss die über den zweiten Versorgungschanal 33.1 auf den Steuerkolben 36.1 wirkende Kraft größer sein als die von der Seite des ersten Versorgungschanals 32.1 auf den Steuerkolben 36.1 wirkende Kraft. Hierzu ist in der in Fig. 3 dargestellten Ausführungsform des hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 der Strömungswiderstand im ersten Versorgungschanal 32.1 größer als im zweiten Versorgungschanal 33.1, beispielsweise durch den Einsatz einer Drossel 44.1, durch die das Motoröl vom ersten Überdruckventil 34.1 zu dem ebenfalls mit einer Drossel 44 versehenen Abströmkanal 45.1 strömt, so dass der Öldruck auf der Seite des zweiten Versorgungschanals 33.1 größer ist und der Steuerkolben 36.1 sich von seiner ersten Kolbenendstellung (in Fig. 3 gezeigt) in die zweite Kolbenendstellung bewegt. Dabei wird das federbelastete Rastelement 39.1 durch den raufenförmigen Bereich des Nutprofils 38.1 zunächst entriegelt und dann in der zweiten Kolbenendstellung wieder verriegelt. Um den Widerstand des auf der Seite des ersten Versorgungschanals 32.1, d.h. der Seite der zweiten Kolbenendstellung im Steuerzylinder 37.1 befindlichen Motoröls und das über den ersten Versorgungschanal 32.1 gedrosselt einströmenden Motoröls aufzuheben, bzw. zu reduzieren, ist auf der Seite der zweiten Kolbenendstellung der mit einer Drossel 44 versehener Abströmkanal 45.1 vorgesehen. Ein entsprechender Abströmkanal 45.1 mit einer Drossel 44.1 ist auch auf der Seite des zweiten Versorgungschanals 33.1, d.h. der Seite der ersten Kolbenendstellung im Steuerzylinder 37.1 vorgesehen, um bei einem nur das erste Überdruckventil 34.1 öffnenden Druck des Motoröls im Ölversorgungschanal 31.1 ein Abströmen des Motoröls aus dem Steuerzylinder 37.1 zu ermöglichen.

Nachdem das aus dem zweiten Versorgungschanal 33.1 in den Steuerzylinder 37.1 einströmende Motoröl den Steuerkolben 36.1 in die zweite Kolbenendstellung bewegt hat, strömt das Motoröl über den zweiten Steuerkanal 41.1 in das zweite Sperrelement 24.1 und öffnet dieses gegen die Vorspannung der zweiten Feder 26.1. Nach dem Ausrücken des zweiten Sperrelements 24.1 aus der zweiten Sperrkontur 22.1 kann die Exzentrerscheibe 17.1 aus der langen Stellung der Pleuelstange 6.1 in die kurze Stellung bewegt werden, in der es dann durch das erste Sperrelement 23.1 verriegelt wird. Nachdem das zweite Überdruckventil 35.1 durch ein Absinken des Drucks des Motoröls im Ölversorgungschanals 31.1 wieder geschlossen ist, wird das im zweiten Sperrelement 24.1 vorhandene Motoröl durch die zweite Feder 26.1 über den mit einer Drossel 44.1 versehenen zweiten Ablasskanal 43.1 in den Zylinder 2.1 abgelassen. Das in Fig. 3 dargestellte Zusammenspiel zwischen dem gedrosselten ersten Versorgungschanal 32.1 und dem gedrosselten Abströmkanal 45.1 zur Bewegung des Steuerkolbens 36.1 aus

der in Fig. 3 gezeigten ersten Kolbenendstellung in die zweite Kolbenendstellung trotz gleichzeitig geöffneter Überdruckventile 34.1, 35.1, wird als Kraftdifferenzmechanismus bezeichnet. Dieser auf den Steuerkolben 36.1 wirkende Kraftdifferenzmechanismus verhindert bei einem das erste Überdruckventil 34.1 und das zweite Überdruckventil 35.1 öffnenden Druck das Motoröl am Ölversorgungskanal 31.1, dass auf beiden Stirnseiten des Steuerkolbens 36.1 die gleiche Kraft anliegt und ermöglicht so die Bewegung des Steuerkolbens 36.1 in eine vom Kraftdifferenzmechanismus vorgegebene Richtung, hier in Richtung des Eintritts des ersten Versorgungskanals 32.1 in den Steuerzylinder 37.1, also der zweiten Kolbenendstellung.

Fig. 4 zeigt eine andere Ausführungsform eines hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 einer hydraulischen Ansteuerschaltung 18.1 einer längenverstellbaren Pleuelstange 6.1 mit Exzentrerscheibe 17.1. Auch dieser hydraulische Ventilmechanismus 19.1 weist wieder einen in einem Steuerzylinder 37.1 zwischen zwei Kolbenendstellungen bewegbaren Steuerkolben 36.1 auf, wobei der Steuerzylinder 37.1 über einen ersten Versorgungskanal 32.1 mit einem ersten Überdruckventil 34.1 und einem zweiten Versorgungskanal 33.1 mit einem zweiten Überdruckventil 35.1 mit Motoröl versorgt wird und so über einen ersten Steuerkanal 40.1 und einem zweiten Steuerkanal 41.1 die Entriegelung des ersten Sperrelements 23.1 und des zweiten Sperrelements 24.1 ermöglicht. Dabei entspricht die Funktionsweise bis auf einen unterschiedlichen Kraftdifferenzmechanismus der Funktionsweise des hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 aus Fig. 3, weshalb hier auf den weiteren Aufbau und die Funktion des Verriegelungsmechanismus 20.1 nicht näher eingegangen, sondern auf die diesbezügliche Beschreibung zu Fig. 3 verwiesen wird. Der in der Ausführungsform des hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 in Fig. 4 verwendete Kraftdifferenzmechanismus basiert auf unterschiedlich großen Wirkflächen des Steuerkolbens 36.1 auf den dem ersten Versorgungskanal 32.1 und dem zweiten Versorgungskanal 33.1 zugewandten Stirnseiten des Steuerkolbens 36.1. Bei einem das erste Überdruckventil 34.1 im ersten Versorgungskanal 32.1 öffnenden Druck des Motoröls im Ölversorgungskanal 31.1 wird der Steuerkolben 36.1 von dem aus dem ersten Versorgungskanal 32.1 in den Steuerzylinder 37.1 einströmende Motoröl in seine erste, in Fig. 4 gezeigte Kolbenendstellung gedrückt. Bei einem Druck des Motoröls im Ölversorgungskanal 31.1 der die Schaltschwellen beider Überdruckventile 34.1, 35.1 überschreitet, strömt auf beiden Seiten des Steuerzylinders 37.1 Motoröl mit im Wesentlichen gleichem Druck in den Steuerzylinder 37.1 ein. Um den Steuerkolben 36.1 nun aus der ersten Kolbenendstellung in die zweite Kolbenendstellung zu drücken und dabei auch das federbelastete Rastelement 39.1 zu lösen, ist die dem einströmenden Motoröl ausgesetzte Wirkfläche des Steuerkolbens 36.1 auf der Seite

des zweiten Versorgungskanals 33.1 größer, so dass sich trotz des gleichen Drucks des einströmenden Motoröls auf den Stirnseiten des Steuerkolbens 36.1 eine unterschiedliche resultierende Kraft ergibt, die den Steuerkolben 36.1 in die zweite Kolbenendstellung bewegt. Um eine Bewegung des Steuerkolbens von der ersten Kolbenendstellung in die zweite Kolbenendstellung nicht zu behindern, ist in dem Zwischenraum zwischen dem Kolbenteil mit großem Durchmesser und dem Kolbenteil mit kleinem Durchmesser oberhalb des Nutprofils 38.1 ein Abströmkanal 45.1 vorgesehen, der ein Entweichen des Motoröls aus diesem Zwischenraum ermöglicht. Der in dem hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 in Fig. 4 verwendete Kraftdifferenzmechanismus besteht somit aus unterschiedlich großen Wirkflächen des Steuerkolbens 36.1 an den dem ersten Versorgungskanal 32.1 und dem zweiten Versorgungskanal 33.1 zugeordneten Stirnflächen sowie dem Abströmkanal 45.1 zur Entlüftung des Zwischenraums.

Die Fig. 5 bis 7 zeigen beispielhaft eine Pleuelstange 6.1 in einer zweiten Ausführungsform. Wie in Fig. 5 schematisch dargestellt ist die Pleuelstange 6.1 zweiteilig aufgebaut und die hydraulische Ansteuerschaltung 18.1 umfasst eine Zylinder-Kolben-Einheit, um den Abstand zwischen dem großen 8.1 und dem kleinen Pleuelauge 9.1 zu variieren. Eine solche Zylinder-Kolben-Einheit ist beispielsweise aus der eingangs zitierten WO 2015/055582 A2 bekannt.

Ein erstes Pleuelteil 6.1a ist mit dem Verstellkolben 46.1 der Zylinder-Kolben-Einheit verbunden, während ein zweites Pleuelteil 6.1b die Zylinderbohrung 47.1 der Zylinder-Kolben-Einheit aufweist. Im dargestellten Ausführungsbeispiel weist das erste Pleuelteil 6.1a das kleine Pleuelauge 9.1 auf während das zweite Pleuelteil 6.1b das große Pleuelauge 8.1 aufweist.

Der Verstellkolben 46.1 ist als Stufenkolben ausgeführt und trennt die Zylinderbohrung 47.1 des zweiten Pleuelteils 6.1b in einen ersten Druckraum 48.1 und einen zweiten Druckraum 49.1, die mittels der hydraulischen Ansteuerschaltung 18.1 wechselseitig mit einem Hydraulikmedium wie z.B. Motoröl versorgt werden. Dazu ist beispielsweise wieder ein Ölversorgungskanal 31.1 vorgesehen, der mit dem großen Pleuelauge 8.1 in Verbindung steht.

Wenn der erste Druckraum 48.1 mit Hydraulikmedium befüllt und das Hydraulikmedium aus dem zweiten Druckraum 49.1 drainiert ist, befindet sich die Pleuelstange 6.1 in der kurzen Stellung (siehe Fig. 5). Wird der erste Druckraum 48.1 drainiert und der zweite Druckraum 49.1 mit Hydraulikmedium befüllt, ergibt sich die lange Stellung. Diese zweistufige Verstellung der Pleuellänge ergibt sich im Wesentlichen durch die auf die Pleuelstange 6.1 wirkenden Gas- und Massenkräfte, wie nachfolgend anhand Fig. 6 und Fig. 7 beschrieben wird. Darin ist der

Einfachheit halber die Pleuelstange 6.1 bzw. sind die Pleuelteile 6.1a, 6.1b weggelassen und nur die Zylinder-Kolben-Einheit mit hydraulischer Ansteuerschaltung 18.1 dargestellt.

Die Funktion des hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 ist gleich wie im Ausführungsbeispiel der Fig. 2 bis 4, auf die diesbezüglich verwiesen wird. Der erste Steuerkanal 40.1 steht in Fluidverbindung mit dem ersten Druckraum 48.1, der zweite Steuerkanal 41.1 steht in Fluidverbindung mit dem zweiten Druckraum 49.1. Allerdings weist die hydraulische Ansteuerschaltung 18.1 zusätzlich zur Ausführungsform gemäß Fig. 3 einen ersten Bypasskanal 50.1 mit einem ersten Rückschlagventil 51.1 und einen zweiten Bypasskanal 52.1 mit einem zweiten Rückschlagventil 53.1 auf. Die Bypasskanäle 50.1 und 52.1 verbinden unter Umgehung des hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 den Ölversorgungskanal 31.1 mit der Zylinder-Kolben-Einheit, wobei der erste Bypasskanal 50.1 in den ersten Steuerkanal 40.1 einmündet und der zweite Bypasskanal 52.1 in den zweiten Steuerkanal 41.1 einmündet.

Die Rückschlagventile 51.1, 53.1 sind jeweils so in den Bypasskanälen 50.1, 52.1 angeordnet, dass Hydraulikmedium aus dem Ölversorgungskanal 31.1 in Richtung der Zylinder-Kolben-Einheit strömen kann, ein Rückfluss aus der Zylinder-Kolben-Einheit in den Ölversorgungskanal 31.1 aber blockiert ist. Die Schaltschwellen der Rückschlagventile 51.1, 53.1 können grundsätzlich verschieden oder gleich gewählt werden, sind aber zumindest gleich oder höher als die Schaltschwelle des ersten Überdruckventils 34.1. Mit anderen Worten ist der Öffnungsdruck der Rückschlagventile 51.1, 53.1 zumindest gleich oder liegt oberhalb des Öffnungsdrucks des ersten Überdruckventils 34.1. Besonders gute Ergebnisse lassen sich erzielen, wenn die Schaltschwelle der Rückschlagventile 51.1, 53.1 oberhalb der Schaltschwellen beider Überdruckventile 34.1, 35.1 befindet, wenn also rein durch Druck aus dem Ölversorgungskanal 31.1 die Rückschlagventile 51.1, 53.1 nicht geöffnet werden können.

Liegt nun – vergleichbar zum Zustand in Fig. 3 – im Ölversorgungskanal 31.1 ein Druck oberhalb des Öffnungsdrucks des ersten Überdruckventils 34.1, aber unterhalb des Öffnungsdrucks des zweiten Überdruckventils 35.1 vor, stehen der erste Versorgungskanal 32.1 und der erste Steuerkanal 40.1 in Strömungsverbindung. Der Steuerkolben 36.1 befindet sich in seiner ersten Kolbenendstellung und blockiert die Verbindung zwischen dem zweiten Versorgungskanal 33.1 und dem zweiten Steuerkanal 41.1.

Während nun grundsätzlich Hydraulikmedium durch den ersten Versorgungskanal 32.1 und den ersten Steuerkanal 40.1 in den ersten Druckraum 48.1 fließen könnte, wird dies durch die bei bestimmungsgemäßer Verwendung der Pleuelstange 6.1 in einem Verbrennungsmotor 1

auftretenden Gas- und Massenkräfte verhindert: Insbesondere durch die auf die Pleuelstange 6.1 und den daran befestigten Hubkolben 3.1 (in Fig. 6 und 7 nicht dargestellt) wirkenden Massenkräfte ist der Druck im ersten Druckraum 48.1 so groß, dass kein Hydraulikmedium hineinströmen kann sondern im Gegenteil das Hydraulikmedium aus dem ersten Druckraum 48.1 hinausgepresst wird und in Richtung des hydraulischen Ventilmechanismus 19.1 strömt. Da das erste Überdruckventil 34.1 und das erste Rückschlagventil 51.1 den Weg zurück in den Ölversorgungskanal 31.1 versperren, entweicht das Hydraulikmedium durch den gedrosselten Abströmkanal 45.1.

Gleichzeitig entwickelt sich durch die Massenkräfte im zweiten Druckraum 49.1 ein Unterdruck. Zwar ist der Strömungspfad durch den zweiten Versorgungskanal 33.1 und den zweiten Steuerkanal 41.1 durch den Steuerkolben 36.1 blockiert, allerdings wird das zweite Rückschlagventil 53.1 durch die auftretenden Druckspitzen geöffnet und Hydraulikmedium wird aus dem Ölversorgungskanal 31.1 in den zweiten Bypasskanal 52.1 und von dort in den zweiten Druckraum 49.1 gesaugt.

Die beim Betrieb eines Verbrennungsmotors 1 ebenfalls auftretenden Gaskräfte könnten nun grundsätzlich bewirken, dass in der in Fig. 6 dargestellten Schaltstellung im ersten Druckraum 48.1 ein Unterdruck entsteht und Motoröl über den ersten Versorgungskanal 32.1 und den ersten Steuerkanal 40.1 angesaugt wird. Allerdings kann das Hydraulikmedium aus dem zweiten Druckraum 49.1 nicht entweichen, da durch den Steuerkolben 36.1 die Verbindung zum Abströmkanal 45.1 blockiert ist und das zweite Rückschlagventil 53.1 eine Strömung in Richtung des Ölversorgungskanals 31.1 versperrt. Es ergibt sich eine hydraulische Verriegelung, die die Pleuelstange 6.1 in der langen Stellung hält.

Wird nun der Steuerkolben 36.1 durch Änderung des Öldrucks im System in die zweite Endstellung gebracht, kann die Pleuelstange 6.1 in die kurze Stellung gebracht werden.

Die Funktionsweise der hydraulischen Ansteuerschaltung 18.1 in Fig. 7 entspricht der Funktionsweise der Ansteuerschaltung 18.1 aus Fig. 6; der hydraulische Ventilmechanismus 19.1 weist den alternativen Kraftdifferenzmechanismus aus Fig. 4 auf, bei dem der Steuerkolben 36.1 unterschiedlich große Wirkflächen auf den dem ersten Versorgungskanal 32.1 und dem zweiten Versorgungskanal 33.1 zugewandten Stirnseiten aufweist. Daher wird hier auf den weiteren Aufbau und die Funktion nicht näher eingegangen sondern auf die diesbezügliche Beschreibung zu Fig. 6 bzw. Fig. 4 verwiesen.

Bezugszeichenliste

1	Verbrennungsmotor
2.1, 2.2, 2.3	Zylinder
3.1, 3.2, 3.3	Hubkolben
4	Kurbelwelle
5.1, 5.2, 5.3, 5.4	Kurbelwellenlager
6.1, 6.2, 6.3	Pleuelstange
6.1a	Erstes Pleuelteil
6.1b	Zweites Pleuelteil
7.1, 7.2, 7.3	Kurbelwellenzapfen
8.1, 8.2, 8.3	großes Pleuelauge
9.1, 9.2, 9.3	kleines Pleuelauge
10.1, 10.2, 10.3	Kolbenbolzen
11	Kurbelwellenketterad
12	Steuerkette
13	Nockenwellenkettensrad
14	Nockenwelle
15	Spannschiene
16	Kettenspanner
17.1	Exzentrerscheibe
18.1	hydraulische Ansteuerschaltung
19.1	hydraulischer Ventilmechanismus
20.1	Verriegelungsmechanismus
21.1	erste Sperrkontur
22.1	zweite Sperrkontur
23.1	erstes Sperrelement
24.1	zweites Sperrelement
25.1	erste Feder
26.1	zweite Feder
27.1	erste Führung
28.1	zweite Führung
29.1	erste Ölzuführung
30.1	zweite Ölzuführung
31.1	Ölversorgungskanal
32.1	erster Versorgungskanal
33.1	zweiter Versorgungskanal
34.1	erstes Überdruckventil
35.1	zweites Überdruckventil
36.1	Steuerkolben
37.1	Steuerzylinder
38.1	Nutprofil
39.1	federbelastetes Rastelement
40.1	erster Steuerkanal
41.1	zweiter Steuerkanal
42.1	erster Ablasskanal

43.1	zweiter Ablasskanal
44.1	Drossel
45.1	Abströmkanal
46.1	Verstellkolben
47.1	Zylinderbohrung
48.1	Erster Druckraum
49.1	Zweiter Druckraum
50.1	Erster Bypasskanal
51.1	Erstes Rückschlagventil
52.1	Zweiter Bypasskanal
53.1	Zweites Rückschlagventil
V_h	Hubvolumen
V_c	Kompressionsvolumen
H_c	Kompressionshöhe
H_k	Hubweg
ε	Verdichtungsverhältnis
n	Drehzahl
T	Temperatur

Ansprüche

1. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) für einen Verbrennungsmotor (1), insbesondere einen Ottomotor, mit einem ersten Pleuelauge (9.1) zur Aufnahme eines Kolbenbolzens (10.1) und einem zweiten Pleuelauge (8.1) zur Aufnahme eines Kurbelwellenzapfens (7.1), wobei der Abstand zwischen dem Kolbenbolzen (10.1) und dem Kurbelwellenzapfen (7.1) in Längsrichtung der Pleuelstange (6.1) mittels einer hydraulischen Ansteuerung (18.1) einstellbar ist und die hydraulische Ansteuerschaltung (18.1) mittels eines hydraulischen Ventilmechanismus (19.1) steuerbar ist,
dadurch gekennzeichnet, dass der hydraulische Ventilmechanismus (19.1) ein Steuerventil mit einem in einem Steuerzylinder (37.1) verschiebbar geführten, beidseitig mit Druck beaufschlagbaren Steuerkolben (36.1), einen ersten Versorgungskanal (32.1) mit einem ersten Überdruckventil (34.1) und einen zweiten Versorgungskanal (33.1) mit einem zweiten Überdruckventil (35.1) aufweist, wobei der erste Versorgungskanal (32.1) und der zweite Versorgungskanal (33.1) auf unterschiedlichen Seiten des Steuerkolbens (36.1) in den Steuerzylinder (37.1) münden, das erste Überdruckventil (34.1) und zweite Überdruckventil (35.1) bei unterschiedlichen Drücken öffnen, und wobei der Steuerkolben (36.1) bei einem ein Überdruckventil (34.1,35.1) öffnenden Druck in einer ersten Kolbenendstellung und bei einem beide Überdruckventile (34.1,35.1) öffnenden Druck in einer zweiten Kolbenendstellung steht.
2. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass der Steuerkolben (36.1) vorspannungsfrei im Steuerzylinder (37.1) angeordnet ist.
3. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass der Steuerkolben (36.1) als bistabiler Steuerkolben (36.1) ausgebildet ist, um den Steuerkolben (36.1) in den jeweiligen Kolbenendstellungen im Steuerzylinder (37.1) zu halten.
4. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet, dass ein auf den Steuerkolben (36.1) einwirkbarer Kraftdifferenzmechanismus vorgesehen ist.
5. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 4,

- dadurch gekennzeichnet**, dass der Kraftdifferenzmechanismus eine Drossel (44.1) im ersten Versorgungskanal (32.1) umfasst.
6. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet, dass der Steuerkolben (36.1) zur Ausbildung des Kraftdifferenzmechanismus zwei unterschiedlich große Stirnseitenflächen umfasst.
 7. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 6,
dadurch gekennzeichnet, dass der Steuerkolben (36.1) als Stufenkolben ausgebildet ist mit zwei unterschiedlichen Kolbendurchmessern.
 8. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet, dass die hydraulische Ansteuerschaltung (18.1) einen im ersten Pleuelauge (9.1) angeordneten Exzenterring (17.1) zur Aufnahme eines Kolbenbolzens (10.1) und zwei Aktuatoren zur Fixierung des Exzenterrings (17.1) in jeweils einer Endlagenstellung aufweist.
 9. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet, dass die hydraulische Ansteuerschaltung (18.1) mindestens eine Zylinder-Kolben-Einheit umfasst, um den Abstand zwischen dem Kolbenbolzen (10.1) und dem Pleuelwellenzapfen (7.1) zu verstellen.
 10. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet, dass ein erstes Pleuelteil (6.1a) der Pleuelstange (6.1) mit dem Verstellkolben (46.1) der Zylinder-Kolben-Einheit verbunden ist und ein zweites Pleuelteil (6.1b) der Pleuelstange (6.1) eine Zylinderbohrung (47.1) der Zylinder-Kolben-Einheit aufweist.
 11. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die hydraulische Ansteuerschaltung (18.1) zwischen einem Ölversorgungskanal (31.1) und der Zylinder-Kolben-Einheit angeordnet ist und zumindest einen ersten Bypasskanal (50.1) mit zumindest einem ersten Rückschlagventil (51.1) und zumindest einen zweiten Bypasskanal (52.1) mit zumindest einem zweiten Rückschlagventil (53.1) aufweist, wobei die Bypasskanäle (50.1, 52.1) den hydraulischen Ventilmechanismus (19.1) umgehend ausgeführt sind.

12. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass der erste Bypasskanal (50.1) als Umgehung des ersten Versorgungskanals (32.1) ausgeführt ist und der zweite Bypasskanal (52.1) als Umgehung des zweiten Versorgungskanals (33.1) ausgeführt ist.
13. Längenverstellbare Pleuelstange (6.1) nach Anspruch 11 oder 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Rückschlagventile (51.1, 53.1) bei einem ein Überdruckventil (34.1, 35.1) öffnenden Druck oder bei einem darüber liegenden Druck öffnen, wobei vorzugsweise die Rückschlagventile (51.1, 53.1) oberhalb eines beide Überdruckventile (34.1, 35.1) öffnenden Drucks öffnen.
14. Verbrennungsmotor (1) mit mindestens einem Hubkolben (3.1,3.2,3.3) und mit mindestens einem einstellbaren Verdichtungsverhältnis in einem Zylinder (2.1,2.2,2.3) und einer mit dem Hubkolben (3.1,3.2,3.3) verbundenen längenverstellbaren Pleuelstange (6.1,6.2,6.3) nach einem der Ansprüche 1 bis 13.

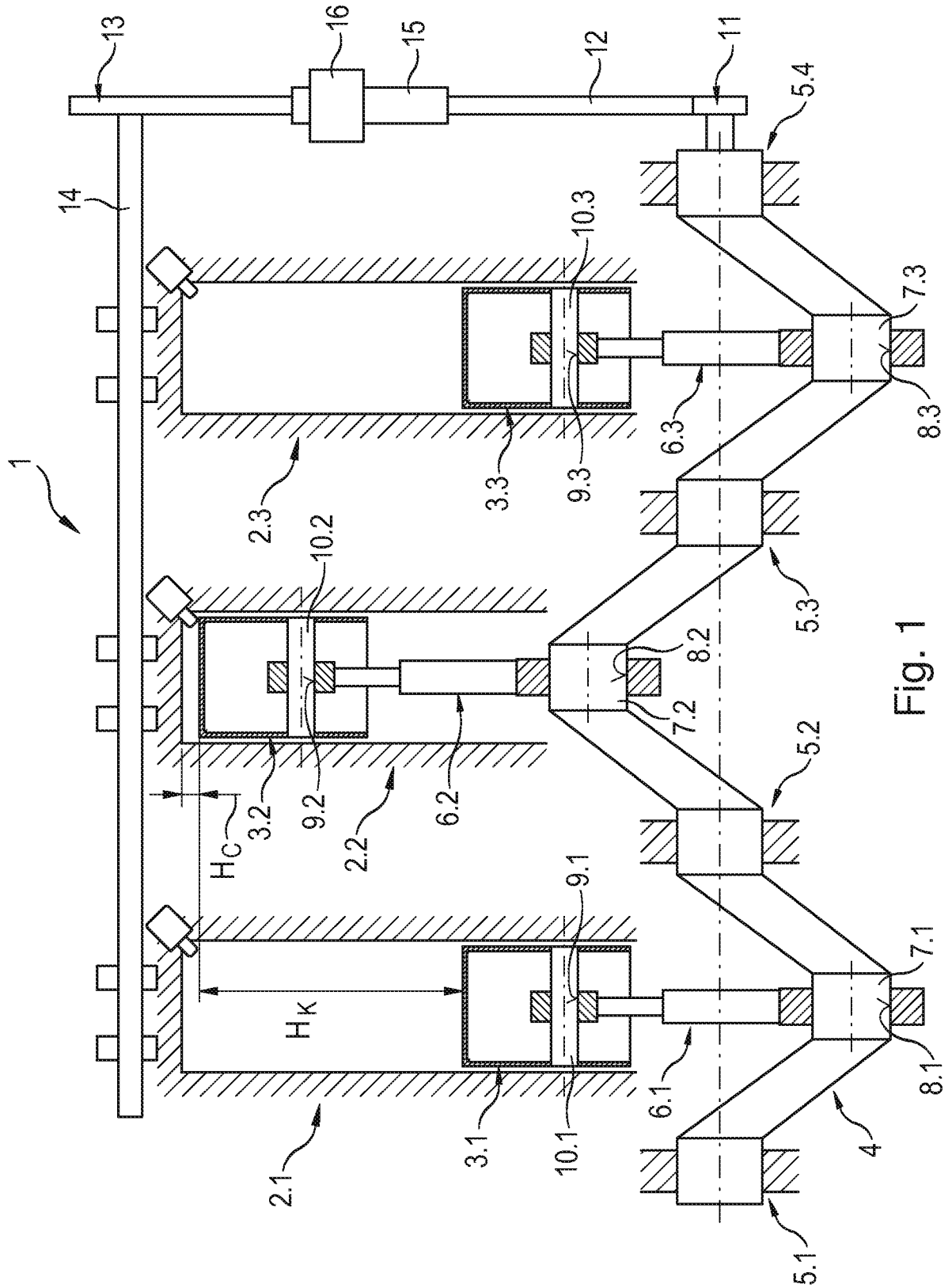


Fig. 1

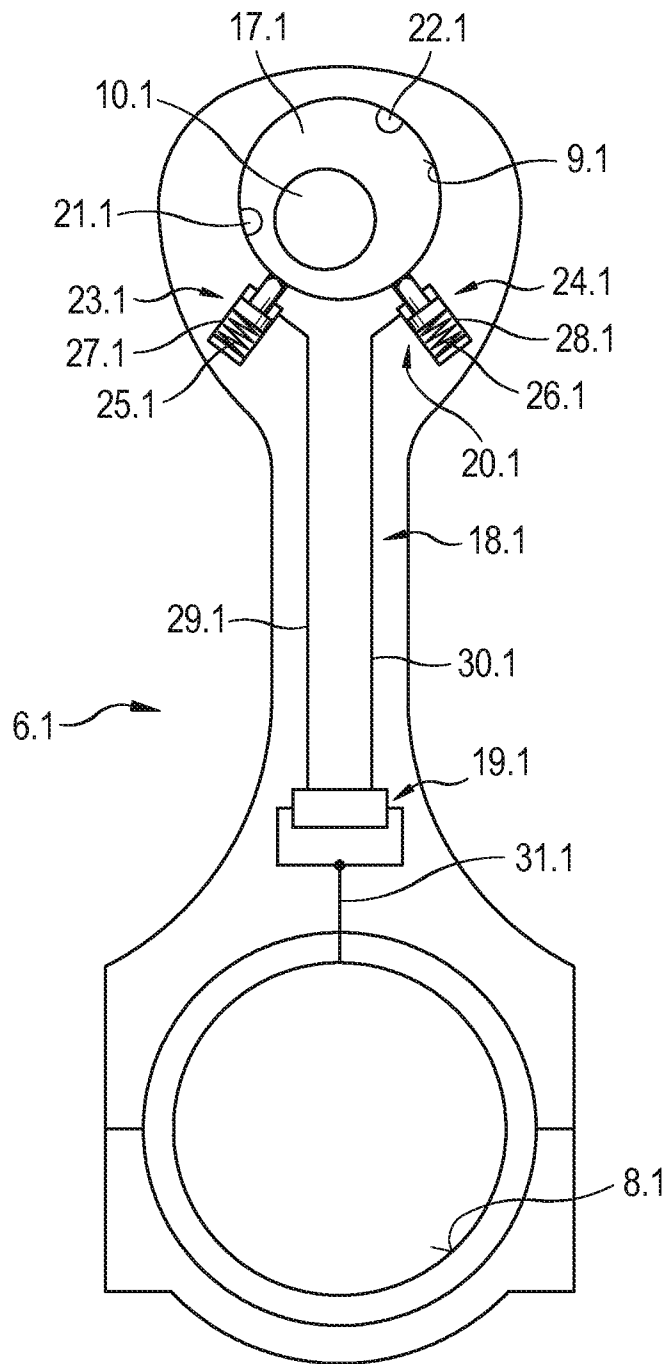


Fig. 2

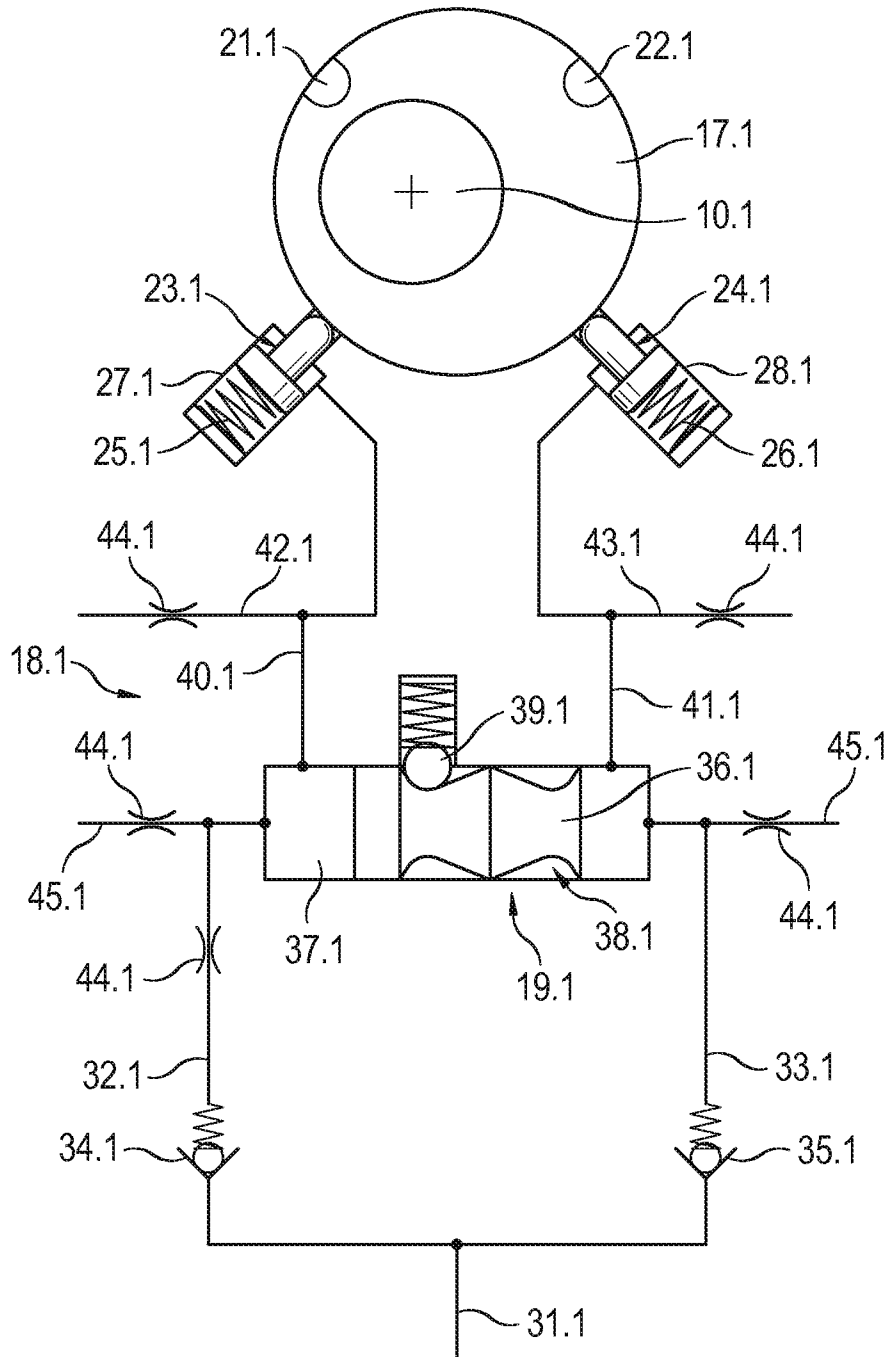


Fig. 3

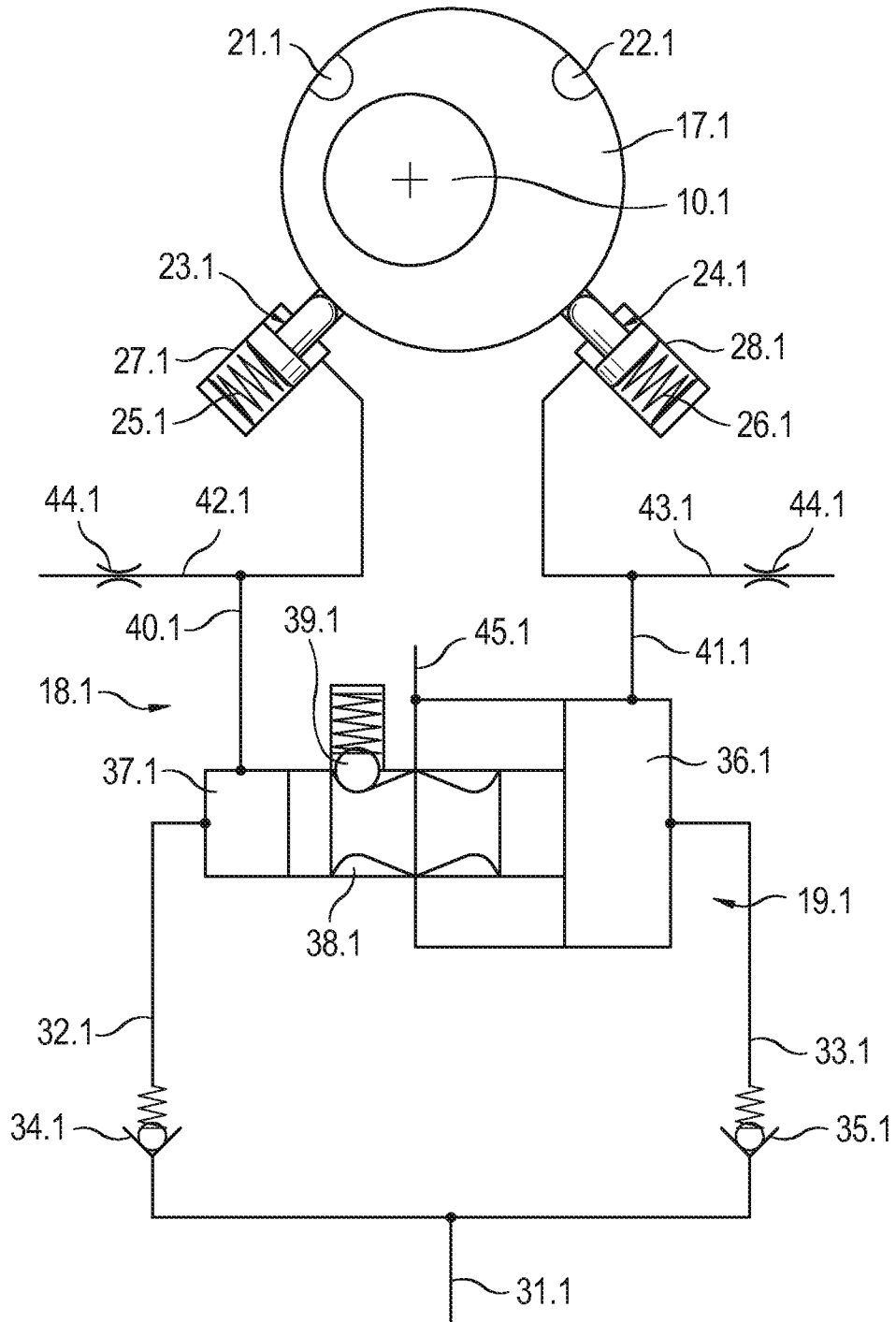


Fig. 4

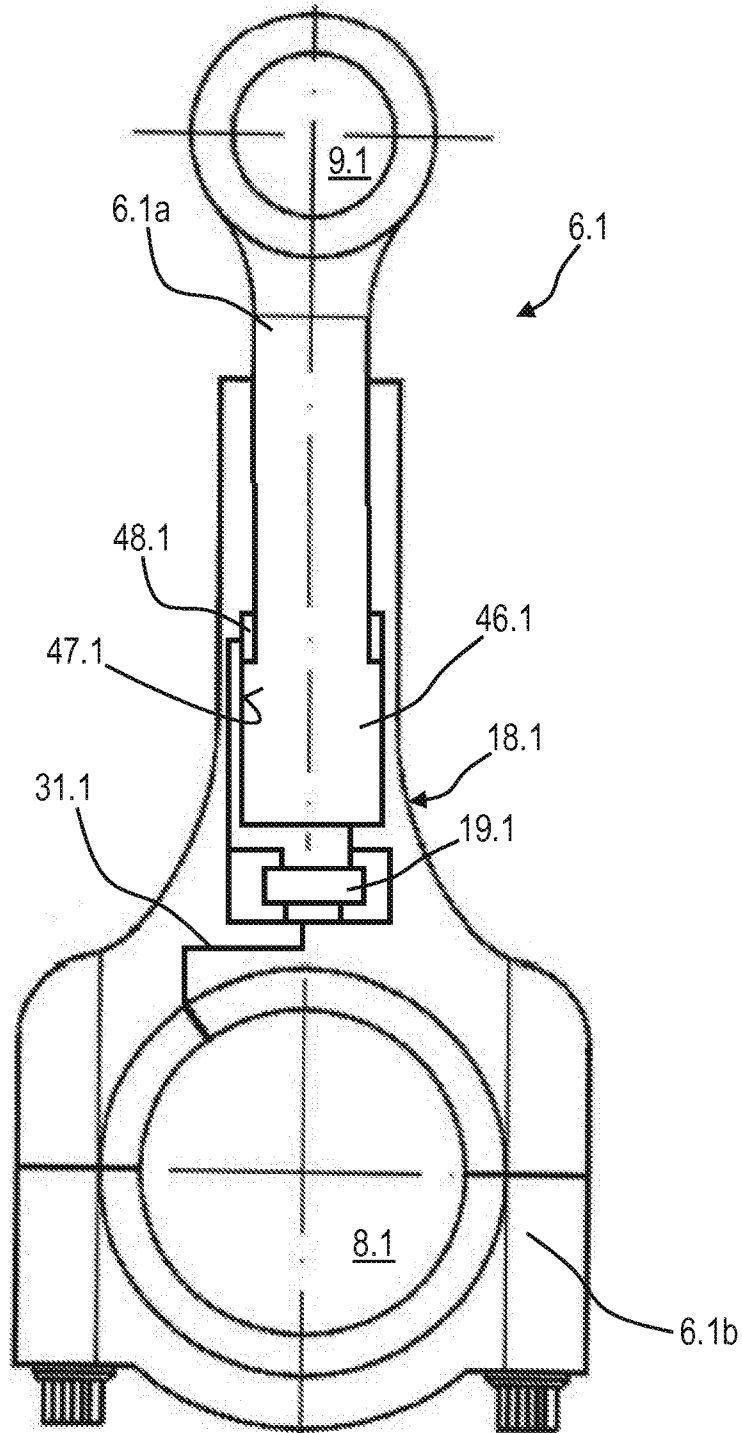


Fig. 5

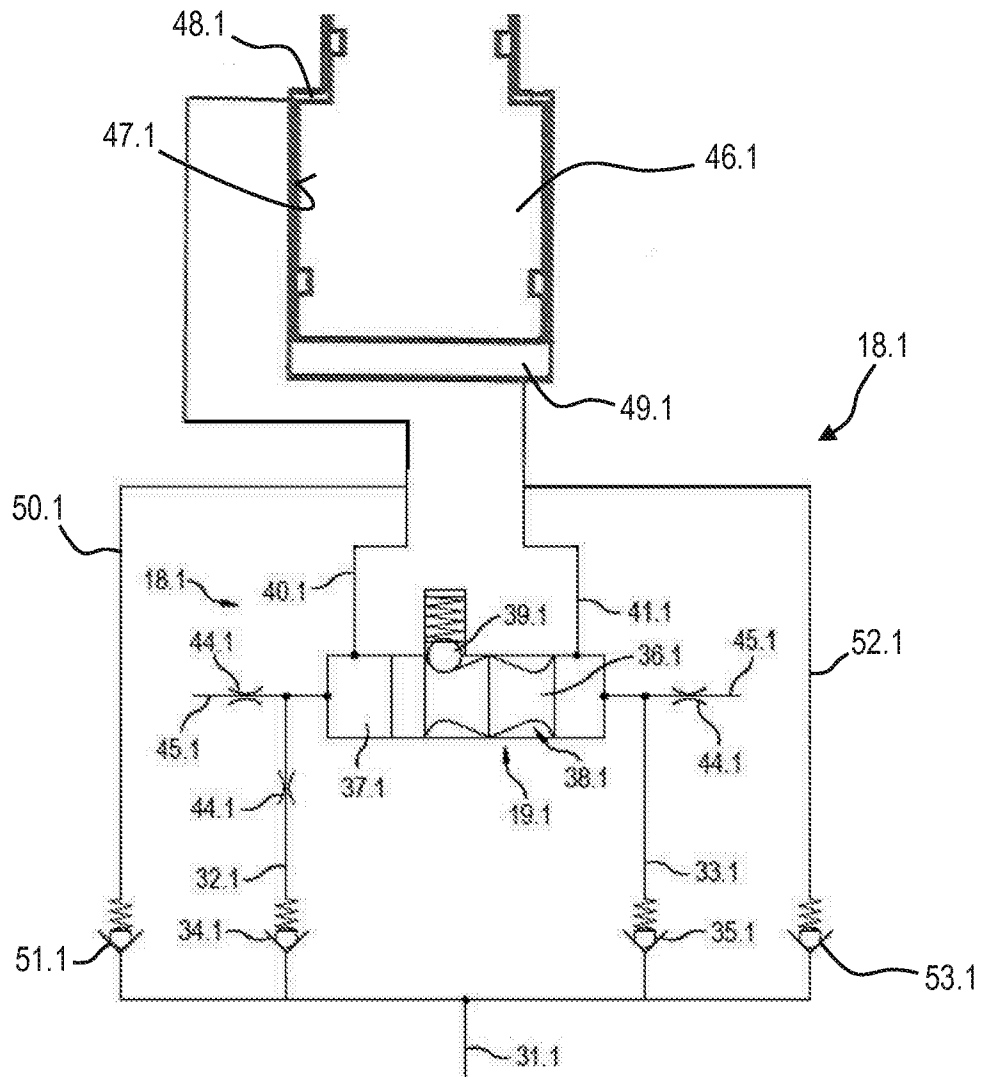


Fig. 6

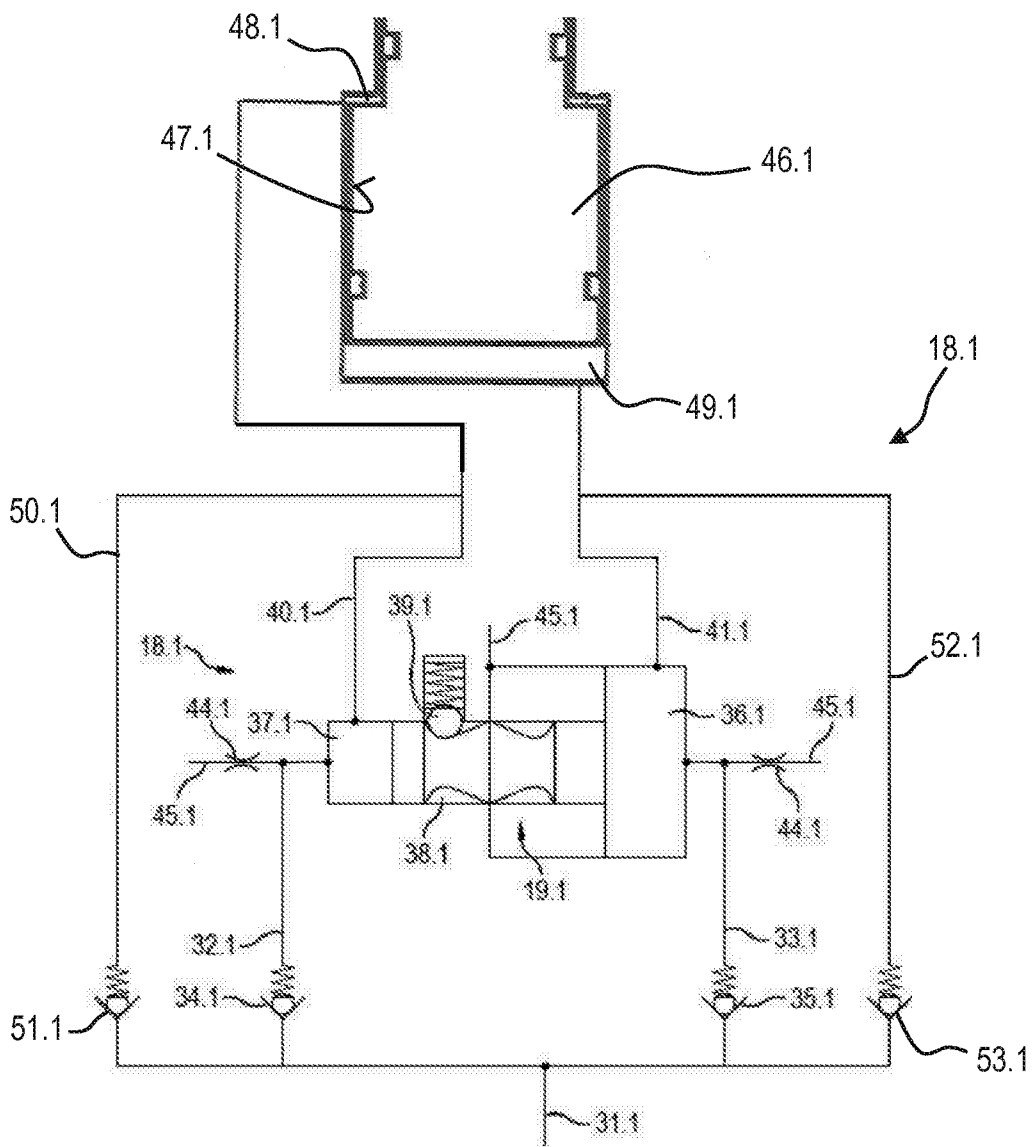


Fig. 7