



(11) **EP 1 996 819 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
11.04.2012 Patentblatt 2012/15

(51) Int Cl.:
F15B 11/024 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **07712314.9**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2007/051768

(22) Anmeldetag: **23.02.2007**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2007/107428 (27.09.2007 Gazette 2007/39)

(54) **HYDRAULIKKREIS, INSBESONDERE FÜR NOCKENWELLENVERSTELLER, UND ENTSPRECHENDES STEUERELEMENT**

HYDRAULIC CIRCUIT, ESPECIALLY FOR CAMSHAFT ADJUSTERS, AND CORRESPONDING CONTROL ELEMENT

CIRCUIT HYDRAULIQUE, DESTINE EN PARTICULIER A DES DISPOSITIFS DE REGLAGE D'ARBRE A CAMES, ET ELEMENT DE COMMANDE CORRESPONDANT

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR

- **BARTZSCH, Jens**
72108 Rottenburg Am Neckar (DE)
- **NEUDÖRFER, Gordon**
89081 Ulm (DE)

(30) Priorität: **17.03.2006 DE 102006012733**
02.07.2006 DE 102006030897

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.12.2008 Patentblatt 2008/49

(74) Vertreter: **Bergemann, Holger Dirk**
Hilite Germany GmbH
Weberstrasse 17
72622 Nürtingen (DE)

(73) Patentinhaber: **Hilite Germany GmbH**
97828 Marktheidenfeld (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 1 347 154 EP-A1- 0 388 244
WO-A-99/67537 WO-A-2004/088094
DE-A1- 3 601 643 DE-A1- 10 158 530
DE-A1- 10 205 415 DE-A1- 19 844 669
GB-A- 1 212 327 US-A- 5 657 725
US-B1- 6 267 041

(72) Erfinder:
• **KNECHT, Andreas**
72127 Kusterdingen (DE)
• **POHL, Dirk**
72138 Kirchentellinsfurt (DE)

EP 1 996 819 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen kraftfahrzeugtauglichen Hydraulikkreis, insbesondere mit einem Nockenwellenversteller, und entsprechende Steuerelemente.

[0002] In Hydraulikkreisläufen von Kraftfahrzeugen werden Hydraulikkolben eingesetzt, um die Position eines angeschlossenen mechanischen Elements, wie zum Beispiel einer Nockenwelle, zu verändern. Ein Typ eines Hydraulikkolbens kann ein schwenkmotorartiger Drehkolben oder auch Radialkolben, auch bekannt als Hydraulikmotor, sein, der innerhalb eines bestimmten Winkelbereichs rotatorisch seine Position verändern kann.

[0003] Der Kolben bewegt sich innerhalb eines Gehäuses, wobei der Kolben beidseitig hydraulische Räume bildet, die gegenläufig verändert werden. Das bedeutet, wenn durch eine Positionsveränderung des Hydraulikkolbens die eine Hydraulikkammer anwächst, reduziert sich in einem korrespondierenden Maße die entsprechende dem Kolben gegenüberliegende Kammer und umgekehrt. Bekanntermaßen sind die Hydraulikkammern gleichartig gestaltet, so dass das volumenmäßige Anwachsen der einen Hydraulikkammer zu der gleichen volumenmäßigen Reduktion der korrespondierenden anderen Kammer beiträgt. In diesem Fall sind die Veränderungen des Volumens betragsmäßig äquivalent oder sogar identisch.

[0004] Ein sehr wichtiger hydraulischer Kraftfahrzeugkreis ist der im Motorsumpf startende Nockenwellenverstellerkreis, der über entsprechende Ventile und einem schwenkmotorartigen Nockenwellenversteller die relative Lage der Nockenwelle gegenüber einer antreibenden Welle, wie zum Beispiel der Kurbelwelle oder einer weiteren Nockenwelle, stellt. Die Verstellungen erfolgen in Richtung auf einen früheren oder einen späteren Zeitpunkt in Bezug auf den Drehwinkel der antreibenden Welle oder in Bezug auf die Position des Kolbens. Ein solches System wird im Gegensatz zu zum Beispiel abgeschlossenen Systemen mit einem einzigen Hydraulikkreislauf, so wie bekannte Kraftfahrzeugantriebe aufgebaut sind, als offenes System betrachtet, das mit veränderlichen Ölvolumina arbeitet, weil mehrere Hydraulikkreisläufe im Motorsumpf startend in der Verbrennungskraftmaschine vorhanden sind.

[0005] Andere bekannte hydraulische Kreisläufe im Kraftfahrzeug können zum Beispiel Getriebesteuerungen sein, die entweder an dem zentralen, mit Motoröl versorgten Hydraulikkreis oder einem unabhängigen, selbstständig abgeschlossenen Hydraulikkreis hängen.

[0006] Insbesondere bei mehrfachen, hydraulischen Belastungen durch ein aufgefädertes Hydrauliksystem fordern Automobilhersteller eine möglichst geringe Belastung der hydraulischen Pumpe, die alle Verbraucher versorgen muss. Hierdurch werden die parasitären Belastungen der Verbrennungskraftmaschine gesenkt, was wiederum zur Wirkungsgradsteigerung beiträgt.

[0007] Zahlreiche Ausführungsformen, wie die Überversorgung der hydraulischen Verbraucher reduziert werden können, ist der US 2005/0072397 A1 entnehmbar, die vorrangig bei den Fördermengen des Hydraulikkreislaufs ansetzt. Nach einem Aspekt der dort beschriebenen Erfindung werden drehzahlabhängige Fördermengen einer mechanisch direkt mit der Verbrennungskraftmaschine gekoppelten Ölpumpe durch zusätzliche Förder- oder Speichereinrichtungen mengenmäßig reduziert.

[0008] Eine weitere wichtige Forderung von Verbrennungsmotorenherstellern ist der Wunsch, möglichst schnelle Nockenwellenversteller in den Verbrennungsmotor einbauen zu können. In der Regel wird die Verstellgeschwindigkeit der Nockenwellenversteller durch entsprechend große Ölfördermengen erhöht. Viele Kraftfahrzeughersteller fordern Versteller mit Verstellgeschwindigkeiten von 100 °/sec. In der Literatur findet man häufig Versteller, deren Verstellgeschwindigkeit mit einem einzigen Extremwert angegeben werden. Wichtig ist aber die Verstellgeschwindigkeit über alle Drehzahlen der Verbrennungskraftmaschine, die möglichst konstant bzw. linear sein soll. So werden teilweise punktuelle Verstellgeschwindigkeit von mehr als 200°/sec beschrieben, die bei näherer Untersuchung einen reinen singulären Charakter in Bezug auf die Drehzahl aufweisen. Betrachtet man die Angaben näher, so ist festzustellen, dass diese Angaben sich häufig auf hohe Drehzahlen mit niedrigen Öltemperaturen beziehen. Durch Einbau einer größeren Ölpumpe erhält man zwar einen schnellen Nockenwellenversteller, der Wirkungsgrad bzw. die Effizienz der Verbrennungskraftmaschine sinkt aber.

[0009] Aus der Druckschrift EP 0 388 244 A1 ist ein System bekannt, das vollständig abgeschlossen mit zwei antiparallelen Verschaltungen über ein Ventil die Relativlage einer angetriebenen Welle durch Ölausgleich eines insgesamt konstanten Ölvolumens von einer Kammer auf die zweite Kammer gegenüber einer antreibenden Welle verstellt. Die Lehre der Druckschrift, die zum Beispiel im Hauptanspruch und den Figuren 3 und 7 zusammengefasst ist, ist eher theoretisch zu betrachten, denn bekannter Weise treten Leckagen im Nockenwellenverstellerhydraulikkreis auf.

[0010] In der Fachliteratur, insbesondere in dem Artikel "A camshaft torque acutated vane style VCT phaser" der Autoren Frank Smith und Roger Simpson, abgedruckt als SAE-Artikel 2005-01-0764, wird zum Beispiel vorgeschlagen, die Pumpe des Hydraulikkreislaufs dadurch zu entlasten, dass die Pumpe nur noch Leckagen des Verstellers ausgleicht, während zwischen den beiden gegenläufigen Kammern des Verstellers ein normaler Weise abgeschlossenes, hydraulisches Ausgleichssystem vorliegt. Die in den Diagrammen vorgestellten Verstellgeschwindigkeiten lassen vermuten, dass das vorgestellte System nur mit entsprechend großen Ölmengen im Hydraulikkreis des Verstellers arbeitet. Bei klassischen Motoren von Kleinkraftfahrzeugen, vor allem bekannt in Westeuropa und in Japan, dürfte das beschriebene

System wenig Anwendung finden, weil solche Motoren auch mit deutlich geringeren Befüllmengen auskommen sollen (häufig unter 5 Litern Motoröl). Ein in die gleiche Kategorie gehörendes Patent kann in der US 5 657 725 erblickt werden.

[0011] Die Nutzung des von der Nockenwelle auf den Nockenwellenversteller eingeleiteten Moments zur Verstellung des Nockenwellenverstellers in eine Frühposition ist aus der DE 101 58 530 A1 und der DE 10 2005 023 056 A1 bekannt.

Während die DE 101 58 530 A1 die Technik verwenden will, um zügiger in die Frühposition zu gelangen, wenn der Motor aus einer Heißlaufphase in einen niedrigen Drehzahlbereich abfällt, will die DE 10 2005 023 056 A1 vor allem bei einem Versorgungspumpenausfall sicherstellen, dass die Nockenwelle in eine solchen Position verdreht wird, in der ein Weiterbetrieb in der Frühstellung möglich ist. Hierzu verwendet die DE 101 58 530 A1 ein Rückschlagsventil mit einem Druckausgleichsventil im Nockenwellenversteller selber, während die DE 10 2005 023 056 A1 mehrere Rückschlagsventile um die Pumpe herum anordnen möchte.

[0012] Die DE 602 07 308 T2 schlägt vor, ein Ventil bzw. einen Umschalter zu verwenden, der zwischen zwei Zuständen unterscheidet, nämlich zwischen einem Hochdrehzahlbereich, in dem eine öldruckbetätigte Nockenwellenverstellung stattfindet, und einem Niederdrehzahlbereich, in dem eine nockenwellenmomentbetätigte Nockenwellenverstellung stattfindet. Der Umschalter schaltet zwischen den beiden Zuständen betriebsabhängig hin- und her.

[0013] Wie zu erkennen ist, lehrt der Stand der Technik die Nutzung von Nockenwellenmomente für bestimmte Betriebsweisen und Betriebsarten. Die hydraulischen Schaltungen sind entsprechend für die Aufgabenstellung ausgelegt worden.

[0014] Zur Verbesserung der Verstellgeschwindigkeit ist aus der DE 102 05 415 A1 bzw. ihrem US-Familienmitglied US 6 941 912 B2, basierend auf hausinternen Entwicklungen der Anmelderin, bekannt, eine Gruppe von Ventilen, insbesondere vier mit Kolben arbeitenden Ventilen, zusammenzuschalten, um eine Bypassleitung freizugeben, durch die Hydraulikmedium von einer Kammer in die andere Kammer zur Verstellgeschwindigkeitserhöhung umgeladen werden kann. Ansonsten handelt es sich um ein offenes System, das aus einer Förderpumpe versorgt wird. Aus einem der Ausführungsbeispiele ist ersichtlich, dass mittels ineinandergeschachtelte Doppelkolbenanordnung der hydraulischen Weiche eine Bypass-Anordnung realisierbar ist. Nach diesem Ausführungsbeispiel ist die Bypass-Anordnung von der Weiche abgekoppelt eigenständig mit einer mehrere Kolben umfassende sich bildende Ventilgruppe in der rückwärtigen Wand des Nockenwellenverstellers angeordnet.

[0015] Bei vorliegender Erfindung wurde also ein Ansatz gesucht, ein hydraulisches System zu entwerfen, dass eine hohe und auch nahezu gleichbleibende Verstellgeschwindigkeit, möglichst unabhängig von den Betriebsparametern, des hydraulischen Kolbens bietet, gleichzeitig eine gute Regelgüte anbietet, eine geringe Belastung für die Ölpumpe der Verbrennungskraftmaschine darstellt und auch bei kleinvolumigen Motoren, z. B. 1,3 oder 1,8 Litermaschinen, eingebaut werden können, die weniger Gaswechselventilrückstellfedern aufweisen als zum Beispiel der V6-Motor des oben beschriebenen Fachartikels.

[0016] Die Regelgüte wird bei Nockenwellenverstellern unter anderem in Winkelgrad angegeben, in denen der Nockenwellenversteller pendelt, obwohl eine definierte, gleichbleibende Position gem. Druckbeaufschlagung aus der Versorgungspumpe gewünscht ist. Die Abweichung von der theoretisch eingestellten Position in Winkelgrad wird dann als Regelgüte bezeichnet. Weiterhin setzten die Erfinder sich die Aufgabe, das zu entwerfende System auch bei vollvariablen Ventiltrieben einsetzen zu können, die zum Beispiel in den Patentanmeldungen WO 2004/088094, WO 2004/088099 und US 6 814 036 A bzw. EP 1 347 154 A2 näher beschrieben werden.

[0017] Ein geeignetes Ventil ist aus Anspruch 1 entnehmbar. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind aus den abhängigen Ansprüchen entnehmbar.

[0018] Im Gegensatz zu der Nutzung eines reinen Wechselmoments, das zum Beispiel aus den Gaswechselventilrückstellfedern und der Nockenwelle bei einem Nockenwellenversteller stammt, bzw. durch eine reine Fremdverstellung mittels druckbeaufschlagtem Hydraulikmedium, wird erfindungsgemäß ein Hydrauliksystem vorgeschlagen, das sowohl mit schwellenden als auch mit reinen Wechselmomenten auskommen kann. Je nach Belastung und Rückwirkung der angetriebenen und verstellten Welle, wie zum Beispiel der Nockenwelle, treten wechselweise schwellende Momente und Wechselmomente auf. Das zur Ansteuerung der hydraulischen Weiche, zum Beispiel dem Nockenwellenverstellerventil, dienende Motorsteuergerät ist nicht mehr auf konstant eingeleitete Wechselmomente angewiesen, sondern muss bei einer Ausführungsform nur ein einziges Ventil aktiv ansteuern, während der Rest des hydraulischen Kreises passiv betrieben wird.

[0019] In diesem Zusammenhang sind Wechselmomente Momente an dem hydraulischen Kolben, der sowohl zeitweilig einen positiven, veränderlichen Anteil als auch einen zeitweise negativen Anteil aufweisen. Demgegenüber sind schwellende Momente solche Momente, die sich zwar betragsmäßig verändern, jedoch über einen längeren Zeitraum von mehreren Millisekunden im gleichen Vorzeichenbereich der Momentenkennlinie verbleiben.

[0020] Auf den Kraftfahrzeughydraulikkreis mit einem gegenläufige Hydraulikkolben mit wenigstens zwei Hydraulikkammern wirkt ein äußeres Moment, das entweder wechselnd oder schwellend einwirkt. Der Hydraulikkreis führt durch unterschiedliche Druckbeaufschlagung, die einer Hydraulikpumpe entnehmbar ist, der gegenläufigen Hydraulikkammern eine Positionsveränderung durch. Neben einer hydraulische Weichenverstellung, vorzugsweise durch ein Ventil verkörpert, die die Druckbeaufschlagung auf das Hydraulikmedium auf den Kolben leitet, wird der negative Anteil des Wech-

selmoments genutzt, um den Hydraulikkolben in seiner Position zu verändern. Der schwellende Anteil des Moments wird hingegen durch weitere Mittel, wie zum Beispiel Rückschlagsventile, ausgeblendet. Die selektive Nutzung von Momenten, insbesondere durch die Freigabe über Rückschlagsventile, führt zu einer Linearisierung der Verstellgeschwindigkeit über die Drehzahl des Motors, während die fortdauernde Nutzung einer möglichst kleinen Hydraulikversorgung aus einer Pumpe zur Verstellung des Kolbens auch bei reinen Schwellanteilen des Moments die hohe Verstellgeschwindigkeit sicherstellt.

[0021] Nach einer Ausgestaltung sind jeweils hydraulische Verbindungswege von einer Kammer des einen Typs auf den Arbeitsanschluss für den anderen Kammertyp vorgesehen. Somit ergibt sich ein Hydraulikkreis mit einem Ventil. Das Ventil kann den Hydraulikdruck, der aus dem negativen Anteil des Wechselsmoments auf dem einen Arbeitsanschluss für jeweils einen Kammertyp über wenigstens ein Rückschlagsventil ausleitbar ist, auf den zweiten Arbeitsanschluss des jeweils anderen Kammertyps durchreichen. Es kann eine wechselweise Durchreichung erfolgen. Im Übrigen wird die Druckbeaufschlagung des druckbeaufschlagten Anschlusses zu dem zweiten Arbeitsanschluss weitergeleitet. Die wechselweise Durchreichung des hydraulischen Mediums ist sowohl von der einen Kammer als auch von der anderen Kammer auf die korrespondierende gegenläufige Kammer durchzuführen.

[0022] Wird der Kraftfahrzeughydraulikkreis im Rahmen eines Nockenwellenverstellers aufgebaut, so ist der Kraftfahrzeughydraulikkreis ein mit Motoröl operierender Hydraulikkreis einer Verbrennungskraftmaschine, deren Hydraulikkolben ein schwenkmotorartiger bzw. schrägverzahnter Nockenwellenversteller ist, in den die Momente von wenigstens einer Nockenwelle eingeleitet werden.

[0023] Die Größe der Gaswechselventilfedern und deren Anzahl hat einen Einfluss auf die Häufigkeit und Art der eingeleiteten Momente aus der Nockenwelle auf den Nockenwellenversteller. Ein Hersteller von Nockenwellenverstellern ist aufgefordert, Nockenwellenversteller für Verbrennungskraftmaschinen anzubieten, die möglichst universell einsetzbar sein sollen. Häufig möchte ein Kraftfahrzeughersteller ein und den gleichen Nockenwellenversteller für unterschiedliche Motoren verschiedener Baureihen verwenden können. Der Nockenwellenverstellerhersteller darf jedoch Vorgaben bezüglich des Hydraulikkreises machen, so dass es möglich ist, das Verhalten des Nockenwellenverstellers durch die Auswahl eines geeigneten Ventils oder einer geeigneten Ventilbaugruppe und einem Versteller zusammen mit der hydraulischen Verschaltung zu verbessern.

[0024] Im Falle der Verwendung von schwenkmotorartigen Nockenwellenverstellern wird anstelle von Kräften die Momentenschwankungen, das Wechselsmoment und das schwellende Moment, die von der Nockenwelle auf den Nockenwellenversteller eingeleitet werden, näher betrachtet, so dass in diesen Fällen anstelle der Kraft vom Moment gesprochen wird. Nach gängigen Kenntnissen jedes Physikers oder Maschinenbauers kann aus dem Moment M die Kraft F ermittelt werden, und aus der Kraft F kann der entsprechende Hydraulikdruck P abgeleitet werden, wobei r den Radius des schwenkmotorartigen Nockenwellenverstellers darstellt und x und y die Fläche beschreiben. Die Formeln hierzu sind:

$$M = \int F * \partial r$$

und

$$P = \frac{F}{\iint \partial x * \partial y}$$

[0025] Die Funktion der Rückschlagsventile kann als Bypass bezeichnet werden, die nur den negativen Anteil der wechselnden Kraft vor der Weiche wieder einspeisen. Nach einem Ausführungsbeispiel ist ein geeigneter Ort der Wiedereinspeisung der P-Anschluss, der dauerdruckbeaufschlagte Anschluss der Weiche. Das Rückschlagsventil bzw. wenn mehrere Rückschlagsventile vorhanden sind, die Rückschlagsventile, wird dann so angeordnet, dass nur in Richtung auf die Druckseite der Weiche eine Durchleitung des Hydraulikdrucks, der aus den Kammern des Kolbens stammt, ermöglicht wird. Durch den Einsatz von Rückschlagsventilen im Rahmen des Bypassaufbaus ist eine technisch elegante Lösung gefunden worden, wie zum Beispiel mit der Lehre, die in der DE 10 2005 013 085 näher beschrieben wird, zuverlässig über lange Zeit funktionierende Rückschlagsventile mit wenigen Bauteilen bei Cartridge-Ventilen aufgebaut werden können.

[0026] Die Umleitetätigkeit in dem Kraftfahrzeughydraulikkreis funktioniert, wenn der Betrag des aus der Wechselkraft entstehenden Drucks den anderen Druck in einer der Zuführleitungen zu der sich vergrößernden Kammer des Kolbens überschreitet und dann das zur Richtungsbestimmung vorhandene Rückschlagsventil frei schaltet. Die Rückschlagsventile können so angeordnet sein, dass die beiden Hydraulikkammer des Kolbens mittelbar in Verbindung stehen. In diesem Falle ist eine Verbindung über die Weiche zu nehmen, um von einer Kammer zur anderen Kammer zu gelangen.

Eine andere Variante ist die unmittelbare Verbindung, bei der bei einem Öffnen des Rückschlagsventils eine direkte hydraulische Verbindung von einer Hydraulikkammer auf die andere geschaffen wird. Welche von den beiden Varianten zu wählen ist, hängt von den jeweiligen Rahmenbedingungen für den zu schaffenden Kraftfahrzeughydraulikkreis ab. Bietet der Zylinderkopf, in dem die Weiche angeordnet wird, ausreichend Platz, um mehrfach hydraulische Leitungen aufzubauen, kann nach einer Ausführungsvariante eine mittelbare Verbindung über die hydraulische Weiche entworfen werden. Sollte es erwünscht sein, eine möglichst schnelle Umladung, wenn möglich mit wenig Leckage, zu ermöglichen, ist eine unmittelbare Verbindung über die Rückschlagsventile von einer Kammer des Kolbens auf die andere Kammer zu wählen.

[0027] Die Hydraulikweiche ist vorgespannt. Geeignete Lösungen zur Erzeugung der Vorspannung können sein:

eine hydraulische, eine mechanische, eine mechanisch-hydraulische Kombination, eine elektrische, eine magnetische oder eine elektro-magnetische Kombination. Hydraulische Vorspannungen werden gewählt, wenn mit mehr Hydraulikmengen gearbeitet werden kann. Mechanische Vorspannungen werden in der Regel einmal eingestellt, sie sind danach nicht weiter zu kalibrieren. Elektrische und magnetische Vorspannungen können gut auf das Kraftfahrzeugsteuergerät der Verbrennungskraftmaschine geleitet werden. Hierdurch wird eine Software-mäßige Beeinflussung ermöglicht.

[0028] Nach einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung wird eines der Rückschlagsventile so in Sperrrichtung angeordnet, dass von der mit Hydraulikdruck beaufschlagten Eingangsseite der Hydraulikweiche auf eine Ausgangsseite der Hydraulikweiche eine Verbindung hergestellt werden kann. Die Ausgangsseite der Hydraulikweiche steht nach dieser Ausführungsform mit einer der Hydraulikkammern des Kolbens in Verbindung. Die vorgeschlagene Ausführungsform ist eine recht kompakte Variante. Sie besticht durch ihre Einfachheit und Schlichtheit.

[0029] Nach einem anderen Ausführungsbeispiel kann die Richtungswahl des Hydraulikkolbens durch ein hydraulisch gesteuertes Ventil verstellt werden. Im Rahmen der hydraulischen Geschwindigkeiten ergibt sich ein hydraulisch sehr stabiles System durch seine Rückkopplungsschleifen.

[0030] Nach einer weiterhin vorteilhaften Weiterbildung dient ein hydraulisch gesteuertes Ventil dazu, die Druckbeaufschlagung einer der Hydraulikkammern auf die andere Hydraulikkammer zu verbinden. Auch hier sorgen die hydraulischen Abhängigkeiten für eine Stabilisierung des Hydraulikkreises.

[0031] Mit der unveröffentlichten Erkenntnis aus der DE 10 2005 013 085 A1 im Bewusstsein ist es möglich, ein integriertes Bauteil zu schaffen, das die Rückschlagsventile mit der hydraulischen Weiche durch eingebaute Bänder verbindet.

[0032] Noch weiter zu integrieren ist die gesamte Anordnung, wenn das Ventil und der Nockenwellenversteller zu einem Nockenwellenversteller mit Zentralventilen zusammengefasst werden. Das Zentralventil wird hierbei entweder in der axialen Mitte des Nockenwellenverstellers angeordnet oder als axiale Verlängerung des Nockenwellenverstellers. Das Zentralventil bzw. die Anordnung umfasst ein Druckreduzierventil, ein Rückschlagsventil oder ein Zweiwegeventil. Mit der Offenbarung dieser Erfindung ist es einem Kraftfahrzeugtechniker oder Hydrauliker möglich, die geeigneten Bauteile auszuwählen, um wahlweise mit zum Beispiel einem Druckreduzierventil und drei Rückschlagsventilen im Nockenwellenversteller die Erfindung zu realisieren.

[0033] Nach einer günstigen Weiterbildung kann der Hydraulikkreis einen Teilhydraulikkreis umfassen, der aus drei hydraulisch gesteuerten Ventilen aufgebaut ist. Die drei Ventile übernehmen die Aufgabe, wechselweise zwei Zuleitungen und zwei Rückleitungen zu versperren oder frei zu schalten.

[0034] Der Hydraulikkreis kann so gestaltet werden, dass das wesentliche Bauteil ein Ventil ist. Es handelt sich dann um ein Ventil für ein Kraftfahrzeughydraulikkreis. Das Ventil soll insbesondere bei einem schwenkmotorartigen Nockenwellenversteller die Momentenschwankungen, die sowohl als Wechselmomente als auch als schwellende Momente auftreten können, mit dem Hydraulikdruck, der aus der Druckquelle, die an dem druckbeaufschlagten Anschluss des Ventils weitergegeben werden, durchreichen. Ein typisches Ventil für Nockenwellenversteller kann ein Ventil mit vier Anschlüssen sein. Ein Anschluss ist der Anschluss, der direkt oder indirekt auf die Dauerdruckquellen geschaltet wird. Es ist der P-Anschluss. Ein weiterer Anschluss ist der Tankanschluss, der in der Regel in den Motorsumpf führt. Arbeitsanschlüsse, die auf die Kammern des Hydraulikkolbens führen, werden je nach Schaltstellung eines Hydraulikkolbens innerhalb des Ventils wechselweise durchgeschaltet bzw. unterbrochen. Ohne Momentenschwankungen leitet das Ventil den Hydraulikdruck zeitweilig in eine der Kammern des Schwenkmotors. In dem Hydraulikkreis entsteht ein weiterer Hydraulikdruck, der aus dem negativen Anteil des Wechselmoments stammt. Der Hydraulikdruck, der aus dem negativen Anteil des Wechselmoments herrührt, ist immer wenigstens über ein Rückschlagsventil ausleitbar. Der ausgeleitete Druck wird auf den zweiten Arbeitsanschluss durchgereicht. Der beschriebene Zustand ist ein ungewöhnlicher, bzw. Sonderzustand, weil die meiste Zeit die Druckbeaufschlagung, die vom druckbeaufschlagten Anschluss der hydraulischen Weiche bzw. des Ventils stammt, zu dem entsprechenden Arbeitsanschluss weitergeleitet wird. Es findet eine weitergehende Nutzung von Drücken innerhalb des Hydraulikkreises über den Dauerdruck hinaus statt. Die sich aus dem Rückschlagsventil ergebende Bypassleitung nützt das negative Moment, während die Standardverstellung

durch die gewählte Standardposition des Hydraulikkolbens sichergestellt wird. Neben einer vorteilhaften energetischen Nutzung von zusätzlichen Druckressourcen wird durch diese Rückkopplung die Regelgüte und sogar die Verstellgeschwindigkeit vergleichmäßigt oder verbessert.

[0035] Insbesondere für das Durchreichen des negativen Anteils des Wechselmoments werden zwei Rückschlagsventile verwendet. Die Rückschlagsventile sind so angeordnet, dass sie einen Hydraulikmittelfluss von dem druckbeaufschlagten Anschluss des Ventils auf dem Arbeitsanschluss verhindern, wenn der sich aus dem Betrag des negativen Anteils des Wechselmoments ergebende Druck, nach obigen Formeln berechenbar, absolut den Druck des druckbeaufschlagten Anschlusses übersteigt. Die Ventile funktionieren sozusagen als Richtungsdrösseln. Mit dieser Betrachtungsweise gelten auch Ventile mit zwei Schaltzuständen als erfindungsgemäße Rückschlagsventile, wenn sie die gleiche Funktion realisieren sollen. Anstelle eines besonders vorteilhaften Bandes können auch technisch nachgeordnete Lösungen gewählt werden, ohne aus dem Äquivalenzbereich bzw. dem Sinn des Begriffs Rückschlagsventils hinauszufallen.

[0036] Eine geeignete Maßnahme ist es, das Ventil insbesondere mit einer Feder vorzuspannen und das gesamte Ventil als Cartridge-Ventil aufzubauen. Das Cartridge-Ventil wird für einen Nockenwellenversteller als Nockenwellen-cartridge-Ventil bezeichnet. Besonders geeignet sind Rückschlagsventile, die ein Rückschlagsband darstellen. Das Band ist zu einem Ring geformt. Durch die Selbsthaltung des Bandes öffnen die Ventile in die eine Richtung und schließen in die andere Richtung. Das gesamte Cartridge-Ventil bildet so ein integriertes Bauteil mit Rückschlagsventilen. Sämtliche Querverbindungen innerhalb des CartridgeVentils werden durch Querbohrungen und Ausnehmungen in der Hülse und in dem Kolben realisiert.

[0037] Der Hydraulikkolben kann zwei oder drei Schaltstellungen einnehmen. Tatsächlich liegen physikalisch Schaltstellungsbereiche vor. Das Ventil ist als Wegeventil ausgestaltet. In der ersten Stellung, die sich durch eine Vorspannung ergibt, jedoch keine aktive Ansteuerung des Kolbens benötigt, liegt eine Öffnungsstellung vor. Es handelt sich um eine Parallelverschaltung. Eine Parallelverschaltung wird so verstanden, dass der druckbeaufschlagte Anschluss P auf den ersten Arbeitsanschluss A leitet. Der zweite Arbeitsanschluss führt auf den Tankanschluss. Liegt eine Verbindung vom P-Anschluss auf den zweiten Anschluss B vor, und eine Verbindung von dem ersten Arbeitsanschluss A auf den Tankanschluss T, so wird von einer kreuzverschalteten Öffnungsstellung gesprochen. Die Öffnungsstellung in Parallelverschaltung und die Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung stellen zwei der zwei oder drei vorhandenen dar. Die dritte Stellung kann eine unterbrochene oder geschlossene Stellung sein. Sie kann am Kolben so angeordnet werden, dass die unterbrochene Stellung zwischen der ersten und der zweiten Öffnungsstellung liegt. Natürlich können auch Ventile eingesetzt werden, die mehr als drei Stellungen entlang ihres Kolbens aufweisen.

[0038] Nach einer Ausgestaltung ist das erste Rückschlagsventil so angeordnet, dass Druckspitzen des ersten Arbeitsanschlusses durch das Rückschlagsventil durchgeleitet werden. Unterdessen ist das zweite Rückschlagsventil so angeordnet, dass Druckspitzen des zweiten Arbeitsanschlusses über dieses Rückschlagsventil durchgeleitet werden können. Ein drittes Rückschlagsventil ist als Pumpenschutzventil ausgestaltet. Zum Schutz für die Pumpe werden ein oder zwei Rückschlagsventile in umgekehrter Richtung, sozusagen gegensperrlich, in das Ventil eingebracht. Somit kann immer nur eines der beiden zum Pärchen zusammengefassten Rückschlagsventile öffnen. Das Ventil kann im Zylinderkopf der Verbrennungskraftmaschine oder auch im Nockenwellenversteller selber eingebaut werden.

[0039] Entgegen schon bekannter Bypassrealisierungen, in denen geschachtelte Kolbenanordnungen aufzubauen sind, wird vorliegend eine Bypassleitung über die Weiche oder ein gesondert bestimmtes Ventil geführt. Diese Realisierung reduziert den Bauteilaufwand erheblich und sorgt für leicht zu realisierende Kolbenanordnung innerhalb des Ventils. Ohne einen Schieber in einem Schieber, wie in anderen hausinternen Lösungen schon untersucht, zu realisieren, ist ein System geschaffen worden, das passiv angesprochen werden kann. Das System arbeitet ohne äußere Einflussnahme, wobei das System auch so realisiert werden kann, dass wunschgemäß eine äußere Einflussnahme, z. B. über ein separates Steuerventil, möglich ist. Der absolute Betrag der Druckspitzen, der sich aus der Kraft oder dem Moment ergibt, hat keinen Einfluss auf die konkrete Regelbarkeit. Die Tatsache steigert die Regelgüte. Auch sind die Druckdifferenzen im System von nachgeordneter Bedeutung. Im Sinne dieser Erfindung wird als Rückschlagsventil neben dem zuvor offenbarten auch jede andere geeignete Anordnung verstanden, die im Ergebnis eine Richtungsbeeinflussung hat.

[0040] Die vorliegende Erfindung kann noch besser verstanden werden, unter Bezugnahme auf die im Folgenden näher beschriebenen Ausführungsbeispiele, auf die aber die Erfindung nicht beschränkt ist. Hierbei zeigt

Figur 1 eine Momentenkennlinie, von der aus startend die Erfinder

zu den Ausführungsbeispielen der Figuren 2 bis 6 eines Hydraulikkreises gelangt sind, und

Figur 7 zeigt einen gängigen Nockenwellenversteller mit axialer Verlängerung der Zentralachse zur Aufnahme eines Teilhydraulikkreises, und

die Figuren 8a bis 8c stellen ein mögliches Ventil mit Rückschlagsbändern in drei unterschiedlichen Schaltstellungen dar, die Figuren 9 bis 12 offenbaren weitere geeignete Ausführungsbeispiele für eine erfindungsgemäße hydraulische Weiche, und

Figur 13 stellt ein Mess- bzw. Rechenprotokoll verschiedener erfindungsgemäßer, hier offenbarter Systeme, gegenüber einem klassischen, bekannten System dar.

[0041] Wie in Figur 1 zu sehen ist, schwanken die Momente, die, wie zum Beispiel stilisiert dargestellt, so am Nockenwellenversteller gemessen werden können. Auf der X-Achse ist die Zeit ausgetragen, in vorliegenden Beispiel also 40 ms. Auf der Y-Achse ist das Moment in Zehnerpotenzen in Nm aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass das Moment nicht konstant ist, sondern sich nahezu permanent verändert, bedingt durch Schwingverhalten, Stellung der Nockenwelle, Zündzeitpunkte der Verbrennungskraftmaschine, Öffnungspunkte der Gaswechselventile u. a.. Das gesamte Moment M setzt sich aus einem negativen Anteil M_{-} und einem positiven Anteil M_{+} zusammen. Bei einer Verbrennungskraftmaschine treten auch die Zustände auf, dass nur ein schwellendes Moment vorliegt, dann findet kein Vorzeichenwechsel statt. Somit wird in dem Falle eines Schwellendrehmomentes nur die (M_{+}) oder die (M_{-})-Kennlinie am Nockenwellenversteller gemessen. Während des Betriebes der Verbrennungskraftmaschine treten sowohl Phasen eines schwellenden Momentes (nur M_{+} oder nur M_{-}) als Phasen eines Wechselsmomentes M, bei dem sowohl mal negative als auch mal positive Anteile auftreten können, auf. Solange der Versteller im schwellenden Zustand verharrt, kann das Moment (bzw. die Kraft) nicht zur Verbesserung der Regelgüte genutzt werden. Jedoch bei einem Vorzeichenwechsel des Moments kann nun das gegenläufige Moment erfolgreich genutzt werden. Es ist also eine Schaltung erwünscht, die ohne aktive Beeinflussung von sich aus möglichst günstig das entgegengerichtete Moment nutzen kann, damit hieraus der Druck 250 ausgeleitet werden kann.

[0042] In den Figuren 2 bis 6 werden unterschiedliche Ausführungsbeispiele der Erfindung offenbart, wobei es von den konkreten Rahmenbedingungen beim Entwurf des Kraftfahrzeughydraulikkreises, insbesondere des Nockenwellenhydraulikkreises abhängt, welche der dargestellten Hydraulikpläne angewendet werden können. Ähnliche Bauteile bzw. Bauteile mit ähnlichen Funktionen sind in allen Ausführungsbeispielen der Figuren 2 bis 6 mit den gleichen Bezugszeichen aufgeführt worden. Aus Lesbarkeitsgründen werden nicht alle ähnlichen Teile in jedem Ausführungsbeispiel einzeln benannt, sondern für das nähere Verständnis wird auf ähnliche Ausführungsformen verwiesen.

[0043] In dem Ausführungsbeispiel nach Figur 2 ist ein Kraftfahrzeughydraulikkreis 1 mit einem Hydraulikkolben 3, der ein Nockenwellenversteller 100 sein kann, dargestellt. Ein Nockenwellenversteller 100 hat wenigstens zwei Kammern A und B. In der Regel treten diese Kammern mehrfach wechselweise auf. Zwei Zuführleitungen 28, 30 reichen von der Sekundärseite der hydraulischen Weiche 10 an dem Nockenwellenversteller heran. Die Leitungen können beliebig kurz oder lang gewählt werden, es hängt davon ab, ob die hydraulische Weiche 10 weit entfernt an einem anderen Ort in der Verbrennungskraftmaschine angeordnet ist, oder ob die Weiche 10 und der Nockenwellenversteller 100 zu einem Bauteil integriert sind. Primärseitig hat die hydraulische Weiche 10, die durch die Feder 32 federvorgespannt ist, und elektrisch über den elektrisch gesteuerten Stößel 64 verstellbar ist, einen druckbeaufschlagten Anschluss P und einen Tankanschluss T, der in den Motorsumpf 7 führt. An dem Druckanschluss P führt die Druckversorgungsleitung 34. Auf der Sekundärseite der hydraulischen Weiche 10 an den Arbeitsanschlüssen A1, B1 sind zum Beispiel mittels Stichleitungen oder quergebohrter Leitungen eine erste und zweite Rückschlagsleitung 16, 18 angeschlossen. Die erste Rückschlagsleitung weist ein erstes Rückschlagsventil 12 auf, die zweite Rückschlagsleitung 18 weist ein zweites Rückschlagsventil 14 auf. Die Rückschlagsventile führen auf die Druckversorgungsleitung 34. Die erste Rückschlagsleitung 16 greift an den ersten Arbeitsanschluss A1 an, die zweite Rückschlagsleitung 18 greift an den zweiten Arbeitsanschluss B1 an. In der Druckversorgungsleitung 34 ist ein Summationspunkt vorhanden, auf dem sowohl die Rückschlagsventile 12, 14 als auch ein Pumpenschutzventil führen. Das Pumpenschutzventil 44 und die Rückschlagsventile 12, 14 sind in Bezug auf dem Knotenpunkt freischaltend angeordnet. Auf der zuführenden Seite zum Pumpenschutzventil 44 ist eine weitere Druckversorgungsleitung 36 vorgesehen, die mit der Hydraulikpumpe 5 in Verbindung steht. Im vorliegenden Beispiel ist ein 4/3-Wegeventil 60 gewählt worden, das eine Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50, eine Sperrstellung 52 und eine Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54 aufweist. Ohne Bestromung des elektrisch gesteuerten Stößels 64 drückt die Feder 32 den Hydraulikkolben des Ventils 10 in die Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54. Alternativ kann auch eine erste andere Stellung, je nach Aufbau des Ventils, gewählt werden. Arbeitet die Pumpe 5 einwandfrei, öffnet im hydraulikölfreien Zustand das Pumpenschutzventil 44 und Hydraulikmedium strömt aus dem Motorsumpf oder der Ölwanne 7 über das Ventil 10 in die erste Hydraulikkammer A, die anwächst und hierdurch die zweite Hydraulikkammer B verringert. Wenn der elektrisch gesteuerte Stößel 64 den Hydraulikkolben des Ventils 10 verstellt und die Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50 eingestellt ist, wird das Hydraulikmedium aus der Kammer A über den Arbeitsanschluss A1 zum Tankanschluss T abgeleitet, während neues Hydraulikmedium, gefördert von der Hydraulikpumpe 5, in die zweite Hydraulikkammer B eingeleitet wird. Die Hydraulikkammer B vergrößert sich dadurch, während die Hydraulikkammer A sich entsprechend verkleinert. Erfährt der Nockenwellenversteller neben der normalen Verstellung eine Momenten- oder Krafteinleitung, und verstärkt diese Einleitung die Verstellung, so wird das jeweilige Rückschlagsventil 12, 14 geöffnet. Durch einen ansteigenden Druck im Druckknotenpunkt sperrt das Pumpenschutzventil 44 während das Rückschlagsventil 12 oder das Rückschlagsventil 14 durch die Krafteinleitung geöffnet ist. Aufgrund der hydraulischen Strecken erfolgt keine augenblickliche aber nahezu sofortige wechselweise Umschaltung zwischen den Typen der Ventile.

[0044] Ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Hydraulikkreises ist in Figur 3 zu sehen. In diesem Ausführungsbeispiel ist auch als hydraulische Weiche ein Ventil 10 gewählt worden, das aber unmittelbar über eine Druckversorgungsleitung 36 mit der Hydraulikpumpe 5 in Verbindung steht, während ein anderer Anschluss des Ventils

10, das ein 4/3-Wegeventil 60 ist, auf den Motorsumpf 7 führt. Das 4/3-Wegeventil 60 hat einen ersten Zustand, die Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54, die durch eine Federvorspannung der Vorspannfeder 32 im unbestromten oder niedrig bestromten Zustand des elektrisch gesteuerten Stößels 64 eingenommen wird, eine Sperrstellung 52 und eine Öffnungsstellung 50 in Kreuzverschaltung. Sekundärseitig ist das Ventil auf Rückschlagsventile 44, 46, die als Pumpenschutzventile arbeiten, auf der einen Seite geführt und auf hydraulisch gesteuerte Stößelanschlüsse 66 eines weiteren Ventils, das ein 4/2-Wegeventil 62 mit zwei Stellungen ist. Die Drossel 38, 40 stellen Versorgungsdrosseln dar. Die Verbindung durch die Versorgungsdrosseln 38, 40 von dem Ventil 10 erfolgt über Verteilleitungen 70, 72. Die Pumpenschutzventile 46, 47 weisen zusammen mit Rückschlagsventilen 12, 14 auf einen P-Anschluss des 4/2-Wegeventils 62. Die vier Anschlüsse des Ventils 62 sind der P-Anschluss für die Druckversorgung, der T-Anschluss für den Tank, ein erster Arbeitsanschluss A1 und ein zweiter Arbeitsanschluss B1. Die Arbeitsanschlüsse A1, B1 führen über Zuführleitungen 28, 30 auf die Hydraulikkammern A, B des Hydraulikkolbens 3 bzw. des Nockenwellenverstellers 100, die mit der Nockenwelle 102 mechanisch fest verbunden sind. Die Hydraulikkammern A, B sind auch mit Rückschlagsleitungen 16, 18 verbunden, in denen die Rückschlagsventile 12, 14 zueinander entgegengerichtet eingebaut sind. Leckagedrosseln 42 in den Zuführleitungen weisen auf die Wanne im Motorsumpf 7. Der Hydraulikkreis 1 umfasst somit neben vier Rückschlagsventilen ein 4/3-Wegeventil 60 und ein 4/2-Wegeventil 62, wobei das 4/3-Wegeventil mechanisch vorgespannt und elektrisch verstellbar ist und das 4/2-Wegeventil 62 einen beidseitig hydraulisch eingespannten Stößel 66 aufweist. Über die Weiche 10 und ihre drei Stellungen 50, 52, 54 wird die Position des Nockenwellenverstellers gewählt. Ist die gewählte Früh- oder Spätposition der Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle oder einer weiteren Nockenwelle eingestellt, verharrt das Ventil in der Sperrstellung 52. Der Hydraulikkreis jenseits der Versorgungsdrosseln 38, 40 ist von der Hydraulikpumpe 5 abgekoppelt. Die Pumpenschutzventile 44, 46 bleiben im gesperrten Zustand. Durch eine Integration des Nockenwellenverstellers mit dem Teilhydraulikkreis jenseits der Versorgungsdrosseln 38, 40 treten durch das Sperren der Pumpenschutzventile auch nahezu keine Leckagen über die Leckagedrosseln 42 auf. Wenn eine Einlenkung eines äußeren Momentes der Nockenwelle 102 auf den Nockenwellenversteller 100 stattfindet, öffnet eines der beiden Rückschlagsventile 12, 14 und sorgt für eine gegengerichtete Umladung des Hydraulikmediums von der einen Kammer auf die andere Kammer. Über das 4/2-Wegeventil 62 und der durch die hydraulische Vorspannung eingestellte Stößelstellung ergibt sich ein mögliches hydraulisches Entlasten einer der beiden Kammern A, B.

[0045] Die Figuren 4 und 5 zeigen zwei recht ähnliche, erfindungsgemäße Ausführungsformen eines Hydraulikkreises 1 mit einem Nockenwellenversteller 100, der als Hydraulikkolben 3 dargestellt ist. Der Hydraulikkreis 1 in der Figur 4 zeigt schematisch einen Hydraulikkreis für einen Hydraulikkolben 3 bzw. einen Nockenwellenversteller 100, der die Nockenwelle 102 in einer relativen Phase verstellt. Der Nockenwellenversteller 100 hat mehrfach gegenläufige Kammern A und B, die über die Zuführleitung 28 für die Hydraulikkammer B und über die Zuführleitung 30 für die Hydraulikkammer A mit einem Hydraulikmedium hydraulisch auf unterschiedliche Druckniveaus beladen werden können, um die Nockenwelle 102 in eine Früh- oder eine Spätposition zu verstellen. Eine Zuführleitung für mehrere Hydraulikkammern A, B reduziert die Leckagen und damit die Druckverluste im System des Hydraulikkreises 1. Von den ausgangsseitigen Anschlüssen A1 und B1 in den Zuführleitungen 28, 30 weisen Rückschlagsleitungen 16, 18, in die Rückschlagsventile 12, 14 in Sperrrichtung, eingebaut sind, um ein passives, selbsttätiges Umladen von einer Kammer auf die korrespondierende Gegenkammer zu erlauben. Die hydraulische Weiche 10 ist ein mit einer Feder 32 vorgespanntes 4/2-Ventil, dass zwischen einer Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50 im Ruhezustand und einer Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54 eine wechselnde Stellung einnehmen kann. Der Stößel des Ventils wird hydraulisch über ein Druckreduzierventil 22 oder einem ähnlich wirkenden zweiten Druckreduzierventil 24 betätigt. Die Drehdurchführungen in dem Beispiel nach Figur 4 sind durch die Versorgungsdrosseln 38, 40 dargestellt, die zwischen Druckerzeuger, die Hydraulikpumpe 5, und Druckreduzierventil 24 auf der einen Seite und der Weiche mit den angebotenen Versorgungsleitungen 16, 18, 28, 30 und dem Nockenwellenversteller 100 angeordnet sind. Rückflüsse des Systems werden an dem Druckreduzierventil 24 (Ausführungsbeispiel der Figur 4) bzw. Druckreduzierventil 22 (Ausführungsbeispiel der Figur 5), an den Leckagestellen 42 und an der hydraulischen Weiche 10 in die Wanne 7 des Tanks des Motorsumpfs zurückgeleitet. Das Druckreduzierventil 24 kann durch eine Feder 33 vorgespannt sein. Das Rückschlagsventil 44 schützt die Pumpe 5. Vor allem das Ausführungsbeispiel nach Figur 4 integriert Bauteile wie die hydraulische Weiche 10, das 4/2-Ventil, und zahlreiche Rückschlagsventile 12, 14, 44 in den Nockenwellenversteller, vorzugsweise an der nockenwellenentfernten Seite.

[0046] In dem Ausführungsbeispiel der Figur 4 ist die hydraulische Weiche 10 als 4/2-Ventil, auch als 4/2-Wegeventil bezeichnet, das einseitig durch die Vorspannfeder 32 vorgespannt ist, dargestellt. Die beiden Zustände des 4/2-Wegeventils 62 sind die Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54 und die Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50. Der Stößel des Ventils 62 ist ein hydraulisch gesteuerter Stößel 66. Der P-Anschluss mündet in die Ölwanne 7 der Verbrennungskraftmaschine. Die beiden Arbeitsanschlüsse A1 und B1, die über die beiden Zuführleitungen 28, 30 zu den Hydraulikkammer A, B des Hydraulikkolbens 3 führen, sind über die Rückschlagsleitungen 16, 18 mit den beiden Rückschlagsventilen 12, 14 auf einen hydraulischen Summationspunkt der Druckversorgungsleitung 34 zurückgeführt, die auf den P-Anschluss des 4/2-Wegeventil 62 weist. In dem Hydraulikplan des Hydraulikkreises 1 ist ein weiteres Rückschlagsventil 44 zu sehen, das als Pumpenschutzventil nockenwellenverstellerseitig vor der Leckagedrossel 42 und der

Versorgungsdrössel 38 in der Druckversorgungsleitung 36 angeordnet ist. Von der Druckversorgungsleitung 36 führt eine Verteilleitung 70 zu dem Druckreduzierventil 24, das mit einer verstellbaren Vorspannfeder 33 in einer Ruhestellung vorgespannt gehalten wird. Sowohl die Verteilleitung 70 als auch die Druckversorgungsleitung 36 werden von der Hydraulikpumpe 5 versorgt. Das Druckreduzierventil 24 ist motorblockseitig angeordnet, hydraulisch folgend in Richtung auf den hydraulisch gesteuerten Stößel 66 wirkt eine Versorgungsdrössel 40 und eine Leckagedrössel 42. Die Leckagedrössel 42 münden ebenfalls in die Ölwanne 7. Der Hydraulikkreis 1 weist somit vier Stellen auf, an denen Öl in die Hydraulikwanne 7 entschwenden kann: am 4/2-Wegeventil 62, hinter der ersten Versorgungsdrössel 38; hinter der zweiten Versorgungsdrössel 40, jeweils über die Leckagedrössel 42; am Druckreduzierventil 24. Das 4/2-Wegeventil 62 hat nur zwei Stellungen, es entfällt die Sperrstellung 52. Wird ein Moment auf den Nockenwellenversteller 100 eingeleitet, so dass sich die Hydraulikkammer B bzw. die Hydraulikkammern B verringern, wird das überschüssige Hydraulikmedium über die Zuführleitung 28, die Rückschlagsleitung 18, das Rückschlagsventil 14 in den Summationspunkt der Druckversorgungsleitung 34 eingeleitet. Ungefähr gleichzeitig schließt das Pumpenschutzventil 44, und koppelt so die Hydraulikpumpe 5 ab. Die Druckspitze kann nicht auf die Hydraulikpumpe 5 beschädigen durchschlagen, sondern wird über das 4/2-Wegeventil 62 bzw. die hydraulische Weiche 10 je nach Stellung des hydraulisch gesteuerten Stößels 66 entweder in die Kammer A oder zurück in die Kammer B geleitet. Somit kann über die Einstellung des Druckreduzierventils die Regelgüte eingestellt werden.

[0047] Aus der Figur 5 ist ein sehr ähnlicher Hydraulikkreis 1 wie nach Figur 4 ersichtlich, ein Unterschied stellt das Druckreduzierventil 22 dar, das einseitig federvorgespannt über die Vorspannfeder 32 ist, und das elektrisch verstellt werden kann, in dem der elektrisch gesteuerte Stößel 64 angesprochen wird. Auch hier reagiert der Hydraulikkreis ähnlich zu der Beschreibung zu Figur 4, mit der Ausnahme, dass elektrisch aus dem Fahrzeugsteuergerät oder dem Motorsteuergerät eine Ventilposition gewählt werden kann. Für die übrigen identischen Bauteile des Hydraulikkreises 1 wird auf die Figurenbeschreibung zu Figur 4 verwiesen.

[0048] Figur 6 zeigt einen weiteren, erfindungsamäßen Hydraulikkreis 1, der als integrierte Komponenten in dem Nockenwellenversteller 100 so ähnlich angeordnet sein kann, wie es in dem Konstruktionsbeispiel nach Figur 7 offenbart ist. An Hand der Drehdurchführungen, die als Versorgungsdrösseln 38, 40 mit ihren dazugehörigen, aber häufig unerwünschten, Leckagedrösseln 42, zur Ölwanne 7 ableitend, dargestellt sind, kann der Fachmann erkennen, dass in dem vorliegenden Ausführungsbeispiel nach Figur 6 bis auf die hydraulische Weiche 10, alle Bauteile in dem Nockenwellenversteller 100 eingebaut sind. Von der hydraulischen Weiche 10, die ein 4/3-Ventil mit einer Federvorspannung zur definierten Ruhelageeinnahme durch die Feder 32 ist, führen an den Nockenwellenversteller 100 zwei Verteilleitungen 70, 72 heran, die sich in dem Nockenwellenversteller 100 in zwei Steuerleitungen 74, 76 vor den Rückschlagsventilen 46, 47 und zwei weiterführenden Leitungen aufteilen. Das 4/3-Ventil weist eine Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50, eine Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54 und eine Sperrstellung 52 auf, wobei in der Ruhelage die Öffnungsstellung in Parallelverschaltung eingenommen wird. Auf Grund der hydraulischen Ankoppelung zwischen den Ventilen 26 ist wechselweise eine Zuströmrichtung von der Druckversorgung der Hydraulikpumpe 5 in eine der Kammern A, B des Nockenwellenverstellers 100 geöffnet, während das andere Ventil eine Ablassrichtung zu der Wanne 7 erlaubt. Das Druckausgleichsventil 56 ist beidseitig hydraulisch eingespannt, so dass je nach Versorgungsstellung der Weiche 10 eine der beiden Leitungen 16, 18, die gleichzeitig ein Teil der Rückschlagsleitungen sind, die druckversorgte Kammer A, B durchschalten kann. Die Rückschlagsventile 13, 15 zusammen mit dem Druckausgleichsventil 56 geben bei Drucküberschreitungen über den Versorgungsdruck in den Leitungen zu den Kammern eine hydraulische Strecke frei, um Entladungen unter Druck- oder Momentenimpulsen aus der Nockenwelle aus der sich verringern den Kammer in die sich vergrößernde Kammer zu erlauben. In der Figur 7 wird eine konstruktive Variante des Hydraulikkreises 1 eines erfindungsgemäßen Nockenwellenverstellers 100 mit einer Nockenwelle 102 dargestellt. In der zur Nockenwelle entgegengesetzten Richtung befindet sich eine axiale Verlängerung 20 des Nockenwellenverstellers 100, insbesondere des Rotors 108. Der Rotor 108 geht in ein Rotorlager 114 über, das mit einem geringeren Durchmesser gestaltet ist, als der Rotor 108 mit seinen Flügeln 104 und der axialen Verlängerung 20. In dem Rotorlager 114 sind Drehdurchführungen integriert, die in den Schaltplänen als Versorgungsdrösseln 38 dargestellt sind. Die Öffnungen der Drehdurchführungen, des lagestarrten Rotorlagers 114, gehen in Ölkäule über, die die Steuerleitungen 74, 76 und die Versorgungsleitungen 70, 72 sind. Einige Versorgungsleitungen und Steuerleitungen wenden sich von den Flügeln 104 ab und führen zunächst in die axiale Verlängerung 20. Die axiale Verlängerung 20 ist kappenartig als zylinderförmiger, kreisrunder Bauabschnitt gestaltet, der ungefähr mittig, vorzugsweise in dem Schwerpunkt des Rotors 108 angeordnet, Bauraum bietet, um solche Bauteile wie Rückschlagsventile 46, 47 und Zweiwegeventile 26 aufzunehmen. Gem. dem Hydraulikplan 1 der Figur 6 gehen Leitungen von der Kappe zu den Flügeln 104 und den Kammern A, B. In einigen Flügeln 104 sind Rückschlagsventil 13, 15 angeordnet, die die Umladestrecken von der Kammer des ersten Typs zu den Kammern des zweiten Typs des Nockenwellenverstellers 100 jeweils, insbesondere zusammen mit dem Druckausgleichsventil 56, freigeben. In anderen Flügeln 104 können

Verriegelungsöffnungen 106 angeordnet werden. Ein dritter Typ Flügel weist keinerlei weitere Funktionen auf, er ist massiv ausgestaltet. Schlagen die Flügel 104 gegen eine Seitenwand der Stege 110, wobei der Begriff "schlagen" in dem Sinne zu verstehen ist, dass keine tatsächliche Berührung wegen einer Dämpfungshydraulikkammer 116 und einem

Schmutzsammelbereich 118 gegeben ist, so ist eine der Kammern, z. B. die Kammer A, in ihrer maximalen Ausdehnung. Bei Flügelpositionen abweichend von der maximalen Auslenkung kann das Hydraulikmedium des einen Kammertyps, z. B. Kammertyp B, in die Kammern des anderen Typs, z. B. Kammertyp A, über das zugehörige Rückschlagsventil, z. B. Rückschlagsventil 15, umgeladen werden, indem das Rückschlagsventil dem Überdruck nachgibt und so den Weg freimacht, gegebenenfalls über ein Druckausgleichsventil 56, das zum Beispiel in der axialen Verlängerung 20 liegen kann, den eingelenkten Impuls aus der Nockenwelle 102 und ihren Gaswechselrückschlagsventilen (nicht dargestellt) zu nutzen, um die Energie in der hydraulischen Flüssigkeit zu einer Regelgütenverbesserung zu verwenden.

[0049] Die weitere Ausführungsvariante für einen hydraulischen Kolben 3, insbesondere einen Nockenwellenversteller 100 mit einer Nockenwelle 102, gem. der Figur 6 stellt eine integrative Anordnungsvariante näher dar. Die Versorgungsdrosseln 38, 40 und die Leckagedrosseln 42 sind oberhalb der hydraulischen Weiche 10, die im vorliegenden Beispiel ein 4/3-Wegeventil 60 ist, dargestellt. Normalerweise wird die Position des Nockenwellenverstellers 100 durch die elektrische Ansteuerung des elektrisch gesteuerten Stößels 64 des 4/3-Wegeventils 60 gegen die Vorspannkraft der Vorspannfeder 32 eingestellt. Je nach gewählter Stellung, Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50, Sperrstellung 52 und Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54, kann der Druck über das Hydraulikmedium aus der Hydraulikpumpe 5 in die Hydraulikkammer A oder in die Hydraulikkammer B des Nockenwellenverstellers 100 über eines der beiden hydraulisch gesteuerten

Zweiwegeventile 26 geleitet werden. Die beiden Zweiwegeventile 26 sind wechselweise auf und befinden sich in der Durchleitungsstellung. Findet eine hydraulische Durchleitung durch das eine Zweiwegeventil statt, so findet eine hydraulische Sperre durch das andere Hydraulikventil zum gleichen Zeitpunkt statt. Zur Positionseinstellung des Stößels dienen die Steuerleitungen 74, 76, die jeweils an einer Verteilleitung 70, 72 angeschlossen sind. Die Steuerleitung 74, 76 sind vor den Pumpenschutzventilen 46, 47 und hinter den Versorgungsdrosseln 38, 40 angeschlossen. Das Druckausgleichsventil 56 ist ebenfalls ein Zweiwegeventil, dessen Kolben durch die Steuerleitung 74, 76 beidseitig eingespannt ist. Je nach den Druckverhältnissen in den Steuerleitungen findet eine Verbindung über entweder die eine Rückschlagsleitung 16 oder die zweite Rückschlagsleitung 18 statt. Auf der anderen Seite des Druckausgleichsventils 56 sind zwei antiparallel geschaltete Rückschlagsventile 13, 15 angeordnet, die Druckspitzen aus den Hydraulikkammern A und B bzw. mehrfach A und B des Nockenwellenverstellers 100 gerichtet in die jeweilige andere Kammer umladen lassen. Die drei Ventile 26 und 56 sind zusammen mit den Rückschlagsventilen 46, 47, 13, 15 nockenwellenverstellerseitig verbaut. Als hydraulische Weiche kann ein gängiges 4/3-Wegeventil 60, das jedem Fachmann geläufig ist, eingesetzt werden. Die Regelgüteverbesserung erfolgt über den Nockenwellenversteller, insbesondere über die Rückschlagsventile 13, 15 und die zugehörigen hydraulischen Weichen.

[0050] Figur 7 zeigt eine komplette konstruktive Umsetzung des nockenwellenverstellerseitigen Anteils des Hydraulikkreises 1 der Figur 6. In dem Nockenwellenversteller 100 ist ein Rotor 108 zu sehen, dessen axiale Mitte zylindrisch verlängert ist, um die hydraulische Anordnung der Ventile 26, 56, 46 und 47 aufnehmen zu können. Der Rotor 108 bewegt sich schwenkartig in seinem Stator 112. In den Flügeln 104 des Rotors 108 sind Bauteile eingebracht. Zwei der Flügel 104 weisen die Rückschlagsventile 13, 15 auf. Ein dritter Flügel hat eine Verriegelungsöffnung 106 für einen bekannten Verriegelungsstift, wie zum Beispiel aus der DE 10 2005 004 281 A1 (Hydraulik-Ring GmbH) bekannt. In dem Rotor 108 des Nockenwellenverstellers 100 sind zahlreiche Kanäle vorgesehen, um die Rückschlagsleitungen 16, 18, die Steuerleitungen 74, 76 und die Verteilleitungen 70, 72 in den Rotor 108 einzubauen. Die Pumpenschutzventile 46, 47, die Zweiwegeventile 26 und das Druckausgleichsventil 56 sind in der axialen Verlängerung 20 angeordnet.

[0051] Anstelle der Anordnung der Rückschlagsventile und der Hilfsventile in dem Nockenwellenversteller 100 selber kann eine große Funktionalitätsgruppe in einem Ventil 200 gemäß den Figur 8a bis Figur 8c realisiert werden. Das konstruktiv dargestellte Ventil der Figur 8a ist ähnlich zu einer schematischen Darstellung der Figur 9. Die Figuren 8a bis 8c bilden das gleiche Ventil mit verschiedenen Stößel- und Kolbenstellungen in Schnittzeichnungen ab. Das Ventil 200 umfasst einen Magnetteil 218 und einen Hydraulikteil 220. Zur Realisierung einer Ausführungsvariante der Erfindung ist auf einen bekannten Magnetteil 218 ein angepasster Hydraulikteil 220 gesetzt worden. Der wahlweise hydraulisch oder elektrisch gesteuerte Stößel, hier zum Beispiel ein elektrisch gesteuerter Stößel 64, verschiebt den Hydraulikkolben 202 gegen die Vorspannfeder 32. Die Vorspannfeder 32 ist ölgebadet, durch sie strömt das Öl zur Wanne 7 über den Anschluss T. Das Öl gelangt in den Hohlraum 226 des Kolbens 202 über Abströmöffnungen 224. Die Anschlüsse für die Hydraulikkammern A, B weisen in jeweils zwei Durchbrechungsöffnungen A1 bzw. B1. Eine der in der Hülse vorhandenen Durchbrechungen A1, B1 ist mit einem bandförmigen Rückschlagsventil 204, 208 unterlegt. Aufgrund der Ablaufkanten an dem Hydraulikkolben 202 ist wechselweise eine der Durchbrechungen durchgeschaltet. An dem ungefähr mittig vorhandenen P-Anschluss des Hydraulikteils 220 des Ventils 200 ist außen an der Hülse 210 ein Filter 216 angeordnet, vorzugsweise permanent eingelegt, unter dem ein weiterer bandgeformter Ring 206 platziert ist, der ebenfalls als Rückschlagsventil wie die beiden Bänder 204, 208 funktioniert. Bei einer Druckspitze über den Anschluss A auf den bandgeformten Ring 208 gibt das Rückschlagsventil den Weg zum Hydraulikkolben 202 frei, während das aus dem bandgeformten Ring 206 bestehende Pumpenschutzventil 404 die Druckquelle an dem Anschluss P abkoppelt. Die Bänder 204, 208, 206 sind unterhalb der Oberfläche 212 platziert. Stattdessen kann je nach Stellung des Hydraulikkolbens 202, der entlang eines wesentlichen Teils seines Außenradius ausgenommen ist, um einen zusammenhängenden Kanal

zu bilden, die Druckspitze vom Anschluss A auf den Anschluss B umgeladen werden. Diese sehr kompakte Realisierung eines Ventils 200, schematisch in Figur 9 dargestellt, zeigt eine elegante Realisierung der Ereindung in Form eines Cartridgeventils 214, das in bekannte Öffnungen von Zylinderköpfen gängiger Verbrennungskraftmaschinen eingeschraubt werden kann.

[0052] Das 4/3-Wegeventil 62 der Figur 9 kann unter Bezugnahme auf die Figuren 2 bis 6, in denen ähnliche Teile schon beschrieben worden sind, durch Betrachtung leicht verstanden werden, wenn hilfsweise Figur 8a bis Figur 8c hinzugezogen wird.

[0053] Figur 10 offenbart ein 4/3-Wegeventil 60 mit den vier Anschlüssen P, T, A 1 und B1. Die drei Zustände die Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50, die Sperrstellung 52 und die Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54. Einseitig ist das Ventil federvorgespannt durch die Vorspannfeder 32. Der Kolben des Ventils kann durch den elektrisch gesteuerten Stößel 64 gegen die Feder verschoben werden. Mit der Kenntnis, wie mittels Bänder 204, 206, 208 Rückschlagsventile 12, 14 und Pumpenschutzventile 46, 47 realisiert werden können, ist eine ähnliche Umsetzung wie nach Figur 8 aufgrund des schematisch dargestellten Ventils in Figur 10 möglich. Pumpenschutzventile 46, 47 und die Rückschlagsventile 12, 14 weisen in entgegengesetzte Strömungsrichtungen. Die Rückschlagsventile 12, 14 stellen eine Verbindung zwischen den Anschlüssen A1 und B1 her, wenn auf der nicht druckversoraten Seite, sondern der druckentlasteten Seite T, eine Druckspitze auftritt. In dem Moment schließen die Pumpenschutzventile 46 oder 47. Die Hydraulikquelle, zum Beispiel in Form der Hydraulikpumpe 5, ist abgekoppelt und zwischen den Kammern A und B des Nockenwellenverstellers 100 findet ein Ausgleich über eines der Rückschlagsventile 12, 14 statt.

[0054] Das 4/3-Wegeventil 60 mit der Vorspannfeder 32 und dem elektrisch gesteuerten Stößel 64 der Figur 11 ist ähnlich zu dem Ventil der Figur 10, wobei die die Strömungsrichtung begrenzenden einseitig öffnenden Ventile 12, 14 und 44 aus dem eigentlichen Kolbenbereich 202 herausgelegt worden sind und als dem Ventil vorgeschaltet gelten. Es ist zu erkennen, dass ein solcher Hydraulikkolben 202 mehr Querverbindungen zwischen den Anschlüssen A1, B1, P und T aufbieten muss. In den verbindungsbildenden Stellungen, dem ersten und dem dritten Zustand, ist der P-Anschluss auf wenigstens zwei ausgangsseitige Anschlüsse geführt. Zwei weitere Anschlüsse, ein P- und ein T-Anschluss sind ebenfalls auf die andere Seite des Ventils bzw. auf die Arbeitsanschlüsse A1, B1 geführt.

[0055] In der Figur 12 ist ebenfalls ein 4/3-Wegeventil 60 dargestellt, dessen Rückschlagsventile 12, 14 nicht auf der Arbeitsanschlusseite positioniert worden sind, sondern auf der Druckversorgungsseite des Anschlusses P vorgesehen sind. Wird Figur 11 mit Figur 12 verglichen, ist zu erkennen, dass die andernorts gewählte Anordnung der Rückschlagsventile, bei Beibehaltung des Pumpenschutzventils 44 am P-Anschluss, eine anderweitige interne Verbrückung über die Kantenwahl des Hydraulikkolbens 202 des Ventils 200 zur Folge hat. Das Ventil zeigt, jeweils von den Arbeitsanschlüssen A1, B1 her betrachtet, eine doppelt verbundene Anbindung an die Anschlüsse P und T. Hier lassen sich dann die Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung 50 und die Öffnungsstellung in Parallelverschaltung 54 in einzelnen Stellungen neben der Sperrstellung 52 wiederfinden. Auf die Realisierung nach Figur 11 sind die oben definierten Stellungen nicht so direkt anzuwenden.

[0056] Die Figur 13 stellt die Regelabweichung eines klassischen Nockenwellenverstellersystems (oberste Kennlinie) zu den unterschiedlichen eifindungsgemäßen Systemen dar. Die Regelabweichung ist auf der y-Achse notiert. Die Motordrehzahl ist auf der x-Achse notiert. Es sind verschiedene Betriebsdrehzahlen der Verbrennungskraftmaschine, nämlich ca. 750 U/min, 1000/min, 2000 U/min und 4000 U/min, abgebildet. Nur bei relativ hohen Drehzahlen weicht die Regelabweichung in Bezug auf die Nockenwelle auf gerade einmal 2° gegenüber 1° in den übrigen Fällen ab. Ohne Rückkoppelung über Rückschlagsventile in Sperrrichtung verharrt die Regelabweichung auf so hohen Werten wie zum Beispiel 6°.

[0057] Die dargelegte Lehre zeigt verschiedene Ausführungsbeispiele, wie mittels günstig platzierter Rückschlagsventile innerhalb eines Nockenwellenverstellers oder eines Nockenwellenstellerventils und einigen Rückschlagsleitungen ein passiv operierendes Nockenwellenverstellersystem aufgebaut werden kann, das durch schnelle Umladungen, hervorgerufen durch eingeleitete Drehmomente oder eingeleitete Fremdkräfte, das Nockenwellenverstellersystem insgesamt stabilisiert. Es wird nur eine geringe Anzahl sich bewegendere Teile benötigt. Die absolute Druckwerte sind nachrangig. Es wird mit relativen Druckdifferenzen gegenüber der Druckversorgung gearbeitet. Aufgrund der kurzen Wege, insbesondere bei einer Integration oder einer Teilintegration in dem Nockenwellenversteller, sind keine zusätzlichen erheblichen Ölmengen vorzuhalten. Die dargestellten Hydraulikkreise vergleichmäßigen die Winkelverstellgeschwindigkeit des Nockenwellenverstellers mit der Kenntnis des einfach zu realisierenden Rückschlagsventils, das mehrfach in der hydraulischen Weiche integrierbar ist. Es ist ein fehlertolerantes, leicht aufzubauendes System entworfen worden, das mit wenig sich bewegendenden Teilen auskommt. Daher lässt sich die Erfindung auf ein Ventil und einen geeigneten Hydraulikkreis, insbesondere für Nockenwellenversteller einer Verbrennungskraftmaschine, anwenden, in dem eine Anzahl Rückschlagsventile bzw. wie Rückschlagsventile funktionierende Zweivegeventile platziert werden, um einen schnellen Nockenwellenversteller mit hoher Regelgüte zu schaffen.

Bezugszeichenliste

[0058]

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Bezugszeichen	Bezeichnung
1	Kraftfahrzeughydraulikkreis
3	Hydraulikkolben
5	Hydraulikpumpe
7	Wanne als Motorsumpf
9	axialer Mitte
10	Weichenverstellung / Ventil
12	Rückschlagventil
13	Rückschlagventil
14	Rückschlagventil
15	Rückschlagventil
16	Rückschlagsleitung
18	Rückschlagsleitung
20	axiale Verlängerung
22	Druckreduzierventil
24	Druckreduzierventil
26	Zweiwegeventil
28	Zuführleitung
30	Zuführleitung
32	Vorspannfeder
33	Vorspannfeder, verstellbar
34	Druckversorgungsleitung
36	Druckversorgungsleitung
38	Versorgungsdrössel
40	Versorgungsdrössel
42	Leckagedrössel
44	Pumpenschutzventil
46	Pumpenschutzventil, erstes
47	Pumpenschutzventil, zweites
50	Öffnungsstellung in Kreuzverschaltung
52	Sperrstellung
54	Öffnungsstellung in Parallelverschaltung
56	Druckausgleichsventil
60	4/3-Wegeventil
62	4/2-Wegeventil
64	elektrisch gesteuerter Stößel
66	hydraulisch gesteuerter Stößel

EP 1 996 819 B1

(fortgesetzt)

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

Bezugszeichen	Bezeichnung
70	Verteilleitung
72	Verteilleitung
74	Steuerleitung, erste
76	Steuerleitung, zweite
100	Nockenwellenversteller
102	Nockenwelle
104	Flügel
106	Verriegelungsöffnung
108	Rotor
110	Steg
112	Stator
114	Rotorlager
116	Dämpfungshydraulikkammer
118	Schmutzsammelbereich
200	Ventil
202	Hydraulikkolben
204	bandgeformter Ring
206	bandgeformter Ring
208	bandgeformter Ring
210	Hülse
212	Oberfläche
214	Cartridgeventil
216	Filter
218	Magnetventil
220	Hydraulikteil
224	Abströmöffnung
226	Hohlraum
250	Hydraulikdruck
404	Pumpenschutzventil
A,B	Hydraulikkammern
F/F+/F-	äußere Kraft
P	Eingangsseite / druckbeaufschlagter Anschluss
A1/B1	Ausgangsseite / Arbeitsanschluss
M+ / M-	Momentenschwankungen
M+	schwellender Moment
T	Tankanschluss

Patentansprüche

- 5 1. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) mit einem Hydraulikkolben (3) mit wenigstens zwei gegenläufigen Hydraulikkammern (A, B), auf den eine äußere Kraft (F, F-, F+), entweder wechselnd (F+, F-) oder schwellend (nur F+ oder nur F-), einwirkt, wobei der Hydraulikkolben durch unterschiedliche Druckbeaufschlagung der gegenläufigen Hydraulikkammern (A, B) eine Positionsveränderung durchführt, wobei die unterschiedliche Druckbeaufschlagung einer Druckhydraulikquelle wie einer Hydraulikpumpe (5) entnehmbar ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** neben der Druckbeaufschlagung über eine hydraulischen Weichenverstellung (10) die Druckbeaufschlagung auf das Hydraulikmedium durch den Hydraulikkolben (3) aus dem negativen Anteil der wechselnden Kraft (F-) durch Öffnen wenigstens eines Rückschlagsventils (12, 14) genutzt wird, um den Hydraulikkolben (3) in seiner Position zu verändern,

10 wobei der Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) ein mit Motoröl operierender Hydraulikkreis (1) einer Verbrennungskraftmaschine ist, deren Hydraulikkolben (3) ein schwenkmotorartiger Nockenwellenversteller (100) ist, in den die Kräfte (F, F-, F+) von wenigstens einer Nockenwelle (102) eingeleitet werden,

15 wobei der negative Anteil der wechselnden Kraft (F-) über als Bypass arbeitende Rückschlagsventile (12, 14) vor der Weiche (10) eingespeist wird,

wobei die Rückschlagsventile (12, 14) in Sperrrichtung von der hydraulisch druckbeaufschlagten Eingangsseite (P) der Hydraulikweiche (10) auf jeweils eine Ausgangsseite (A1, B1) der Hydraulikweiche (10) verbinden, die mit einer Hydraulikkammer (A, B) in Verbindung steht.
- 20 2. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der negative Anteil der wechselnden Kraft (F-) über als Bypass arbeitende Rückschlagsventile (12, 14) vor der Weiche (10) an einer dauerdruckbeaufschlagten Seite eingespeist wird.
- 25 3. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Rückschlagsventil (12, 14) so angeordnet ist, dass nur in Richtung auf die Druckseite der Weiche (10) eine Durchleitung von einer der Kammern (A, B) des Kolbens (3) ermöglicht wird.
- 30 4. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikkammern (A, B) über Rückschlagsventile (12, 14) miteinander in Verbindung stehen, über die die aus dem negativen Anteil der Wechselkraft (F-) entstehende Druckbeaufschlagung auf das Hydraulikmedium aus der sich reduzierenden Kammer (A, B) in die sich vergrößernde Kammer (B, A) umgeladen wird, wenn der Betrag des aus der Wechselkraft (F-) entstehenden Drucks den Druck in einer Zuführleitung (28, 30) zu der vergrößernden Kammer (B, A) überschreitet.
- 35 5. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikkammern (A, B) über Rückschlagsventile (12, 14) miteinander in unmittelbarer Verbindung stehen.
- 40 6. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Vorspannung entweder hydraulisch, mechanisch oder in einer mechanisch-hydraulischen Kombination oder elektrisch, magnetisch oder in einer elektromagnetischen Kombination erfolgt.
7. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei denen die Richtungswahl des Hydraulikkolbens (3) durch ein hydraulisch gesteuertes Ventil verstellbar ist.
- 45 8. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, bei denen die Druckbeaufschlagung durch ein hydraulisch gesteuertes Ventil von einer der Hydraulikkammern (A, B) auf die andere Hydraulikkammer (B, A) verbindbar ist.
- 50 9. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche 6 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Rückschlagsventile (12, 14) mit der hydraulischen Weiche (10) zu einem Bauteil integriert ist.
- 55 10. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der gegenläufige Hydraulikkolben (3) und die Hydraulikweiche (10) zu einem integrierten Bauteil zusammengefasst sind, in dessen axialer Mitte (9) oder axialer Verlängerung (20) Komponenten wie Druckreduzierventil (22, 24), Rückschlagsventile (12, 14) oder Zweiwegeventile (26) der Hydraulikweiche (10) angeordnet sind.
11. Kraftfahrzeughydraulikkreis (1) nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Druckbeaufschlagung über eine hydraulische Weichenverstellung (10) durch ein vorgespanntes Ventil (10) erfolgt.

Claims

1. A motor vehicle hydraulic circuit (1) having a hydraulic piston (3) with at least two opposed hydraulic chambers (A, B) on which an external force (F, F-, F+) acts in either alternating (F+, F-) or rising (only F+ or only F-) manner, wherein the hydraulic piston changes position as a result of the varying pressurisation of the opposed hydraulic chambers (A, B), wherein the varying pressurisation may stem from a hydraulic pressure source such as a hydraulic pump (5), **characterised in that**, in addition to pressurisation via a hydraulic shunt adjustment (10), the pressurisation of the hydraulic medium by the hydraulic piston (3) from the negative component of the alternating force (F-) is utilised by opening at least one non-return valve (12, 14) to alter the position of the hydraulic piston (3), wherein the motor vehicle hydraulic circuit (1) is an engine-oil operated hydraulic circuit (1) of an internal combustion engine whereof the hydraulic piston (3) is an oscillating-motor camshaft adjuster (100) into which the forces (F, F-, F+) of at least one camshaft (102) are introduced, wherein the negative component of the alternating force (F-) is supplied upstream of the shunt (10) via non-return valves (12, 14) acting as a bypass, wherein, in the blocking direction, the non-return valves (12, 14) establish a connection from the hydraulically pressurised inlet side (P) of the hydraulic shunt (10) to a respective outlet side (A1, B1) of the hydraulic shunt (10) which is in communication with a hydraulic chamber (A, B).
2. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to Claim 1, **characterised in that** the negative component of the alternating force (F-) is supplied upstream of the shunt (10) on a constantly pressurised side via non-return valves (12, 14) acting as a bypass.
3. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to Claim 1 or 2, **characterised in that** the non-return valve (12, 14) is arranged such that a transmission from one of the chambers (A, B) of the piston (3) is only possible in the direction of the pressure side of the shunt (10).
4. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to Claim 1, **characterised in that** the hydraulic chambers (A, B) are in communication with one another via non-return valves (12, 14) by way of which the pressurisation of the hydraulic medium arising from the negative component of the alternating force (F-) is transferred from the diminishing chamber (A, B) to the increasing chamber (B, A) when the amount of pressure generated by the alternating force (F-) exceeds the pressure in a feed line (28, 30) to the increasing chamber (B, A).
5. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to Claim 4, **characterised in that** the hydraulic chambers (A, B) are in direct communication with one another via non-return valves (12, 14).
6. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to one of the preceding claims, **characterised in that** the pretension is effected either hydraulically, mechanically or in a mechanical/hydraulic combination or electrically, magnetically or in an electromagnetic combination.
7. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to one of the preceding claims, in which the direction of the hydraulic piston (3) may be selected by means of a hydraulically controlled valve.
8. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to one of the preceding claims, in which a hydraulically controlled valve may be used to link the pressurisation of one of the hydraulic chambers (A,B) to the other hydraulic chamber (B,A).
9. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to one of the preceding claims 6 to 8, **characterised in that** the non-return valves (12, 14) are integrated with the hydraulic shunt (10) to form a single component.
10. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to one of the preceding claims, **characterised in that** the opposed hydraulic pistons (3) and the hydraulic shunt (10) are combined to form an integrated component in the axial centre (9) or axial extent (20) of which components such as a pressure reducing valve (22, 24), non-return valves (12, 14) or two-way valves (26) of the hydraulic shunt (10) are arranged.
11. A motor vehicle hydraulic circuit (1) according to one of the preceding claims, **characterised in that** the pressurisation takes place via a hydraulic shunt adjustment (10) by a pretensioned valve (10).

Revendications

1. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) avec un piston hydraulique (3) équipé d'au moins deux chambres hydrauliques (A, B) opposées, sur lequel agit une force extérieure (F, F-, F+), soit de façon oscillante (F+, F-) soit de façon pulsatoire (seulement F+ ou seulement F-), le piston hydraulique appliquant, par une alimentation en pression différente des chambres hydrauliques (A, B) opposées, un changement de position, l'alimentation en pression différente pouvant être prélevée d'une source hydraulique de pression telle qu'une pompe hydraulique (5), **caractérisé en ce qu'**outre l'alimentation en pression via un commutateur (10) hydraulique, l'alimentation en pression est utilisée sur l'agent hydraulique par le biais du piston hydraulique (3) partant de la partie négative de la force oscillante (F-) par ouverture d'au moins une soupape de retenue (12, 14), pour modifier la position du piston hydraulique (3) ;
le circuit hydraulique de véhicule automobile (1) étant un circuit hydraulique (1) d'un moteur à combustion interne fonctionnant avec de l'huile de moteur, dont le piston hydraulique (3) est un dispositif de réglage d'arbre à cames (100) de type à moteur oscillant dans lequel les forces (F, F-, F+) sont guidées par au moins un arbre à cames (102) ;
la partie négative de la force oscillante (F-) étant intégrée avant le commutateur (10) par le biais de soupapes de retenue (12, 14) servant d'élément de dérivation ;
les soupapes de retenue (12, 14) assurant la liaison, dans la direction de blocage, du côté entrée (P) du commutateur hydraulique (10) alimenté en pression hydraulique à respectivement un côté de sortie (A1, B1) du commutateur hydraulique (10) relié à une chambre hydraulique (A, B).
2. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la partie négative de la force oscillante (F-) est intégrée avant le commutateur (10) au niveau d'un côté alimenté de façon durable en pression par le biais de soupapes de retenue (12, 14) servant d'élément de dérivation.
3. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** la soupape de retenue (12, 14) est disposée de telle sorte qu'une traversée d'une des chambres (A, B) du piston (3) n'est possible qu'en direction du côté de pression du commutateur (10).
4. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** les chambres hydrauliques (A, B) ne sont reliées entre elles que par les soupapes de retenue (12, 14) via lesquelles l'alimentation en pression provenant de la partie négative de la force oscillante (F-) est déchargée sur l'agent hydraulique allant de la chambre (A, B) se réduisant à la chambre (B, A) s'agrandissant, lorsque la quantité de pression provenant de la force oscillante (F) dépasse la pression régnant dans une conduite d'alimentation (28, 30) conduisant à la chambre (B, A) s'agrandissant.
5. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** les chambres hydrauliques (A, B) sont directement reliées entre elles via des soupapes de retenue (12, 14).
6. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la précontrainte se produit soit de façon hydraulique, mécanique ou selon une combinaison mécanico-hydraulique soit de façon électrique, magnétique ou selon une combinaison électromagnétique.
7. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel le choix de la direction du piston hydraulique (3) peut être réglé par une soupape à commande hydraulique.
8. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel l'alimentation en pression peut être reliée d'une des chambres hydrauliques (A, B) à l'autre chambre hydraulique (B, A) par une soupape à commande hydraulique.
9. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon l'une quelconque des revendications précédentes 6 à 8, **caractérisé en ce que** les soupapes de retenue (12, 14) sont intégrées au commutateur hydraulique (10) pour former un composant.
10. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le piston hydraulique (3) opposé et le commutateur hydraulique (10) sont rassemblés en un composant intégré dans le centre axial (9) ou dans le prolongement axial (20) duquel sont disposés des composants tels qu'une soupape de réduction de pression (22, 24), des soupapes de retenue (12, 14) ou des soupapes à deux voies (26)

du commutateur hydraulique (10).

11. Circuit hydraulique de véhicule automobile (1) selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'alimentation en pression se produit à travers une soupape (10) précontrainte, par le biais d'un commutateur (10) hydraulique.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

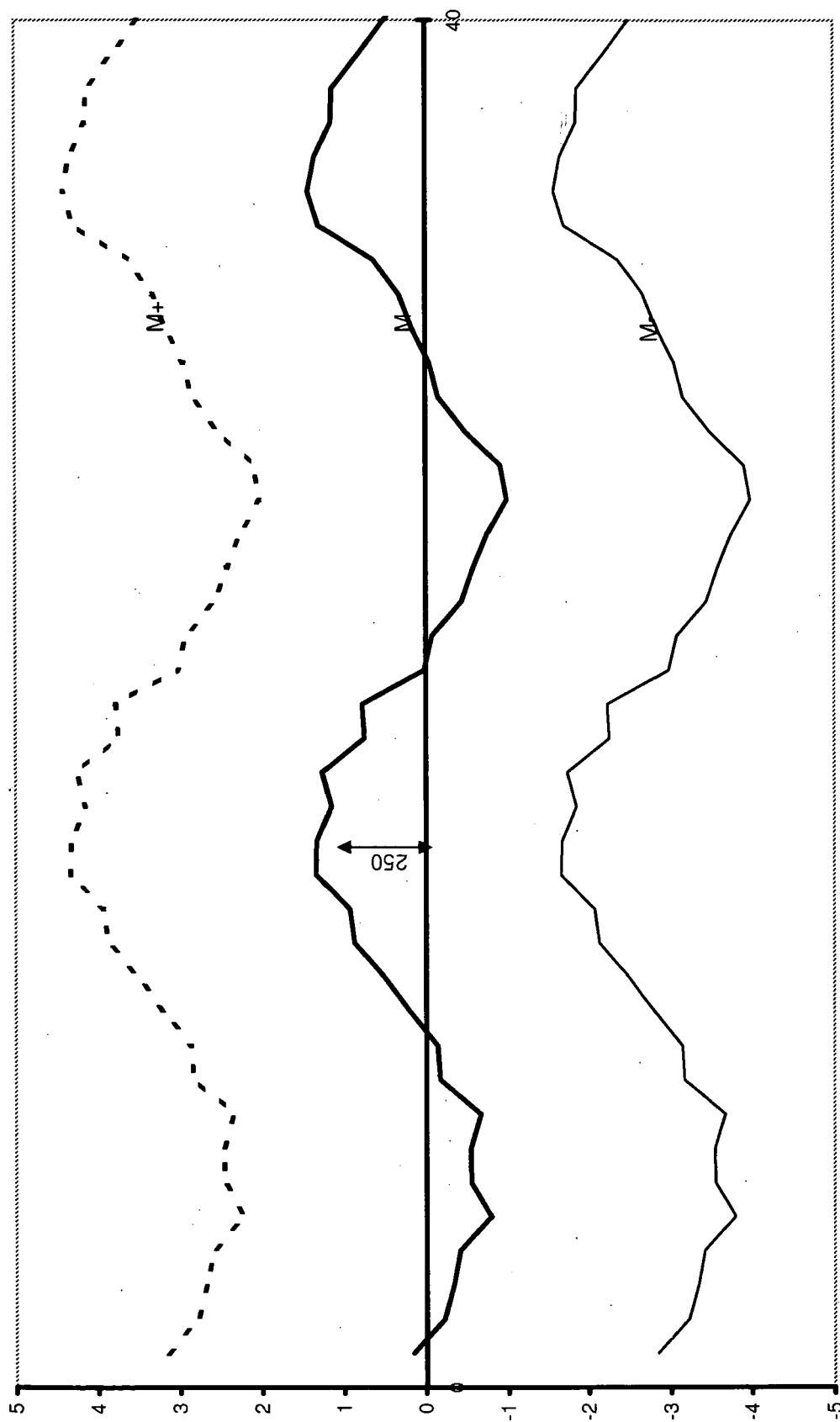
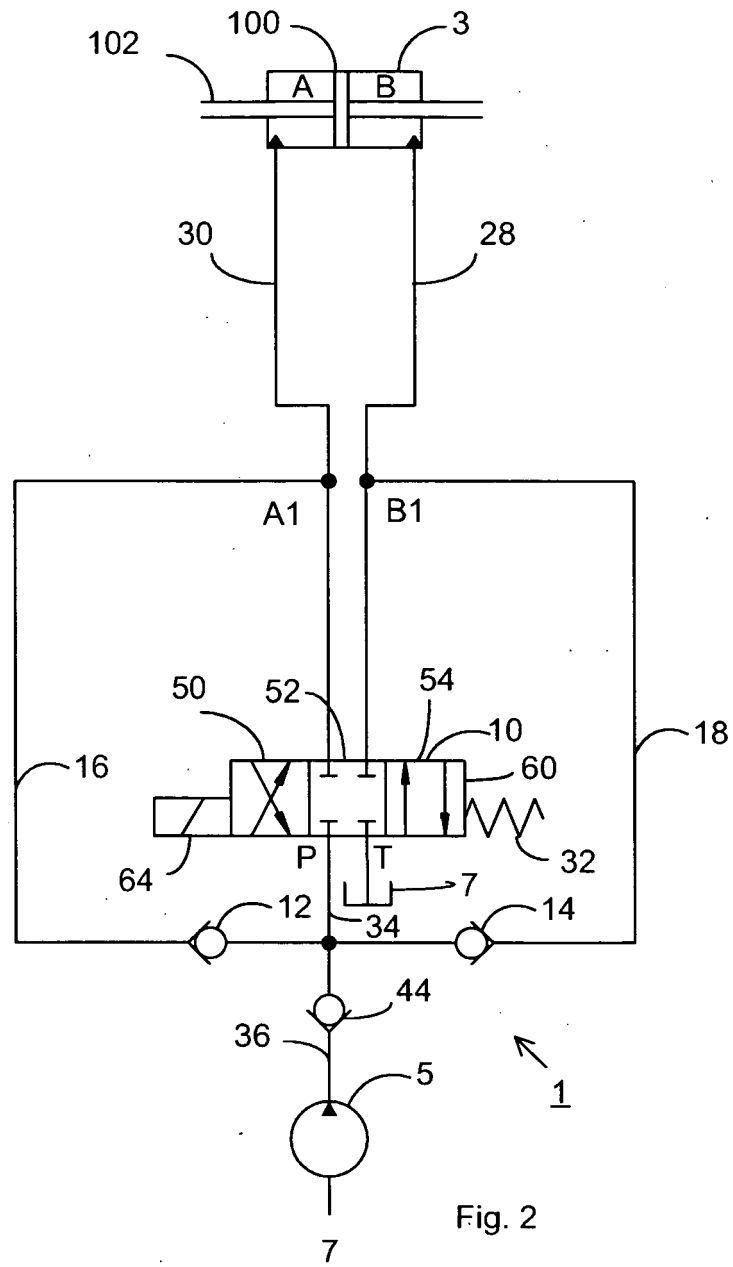


Fig. 1



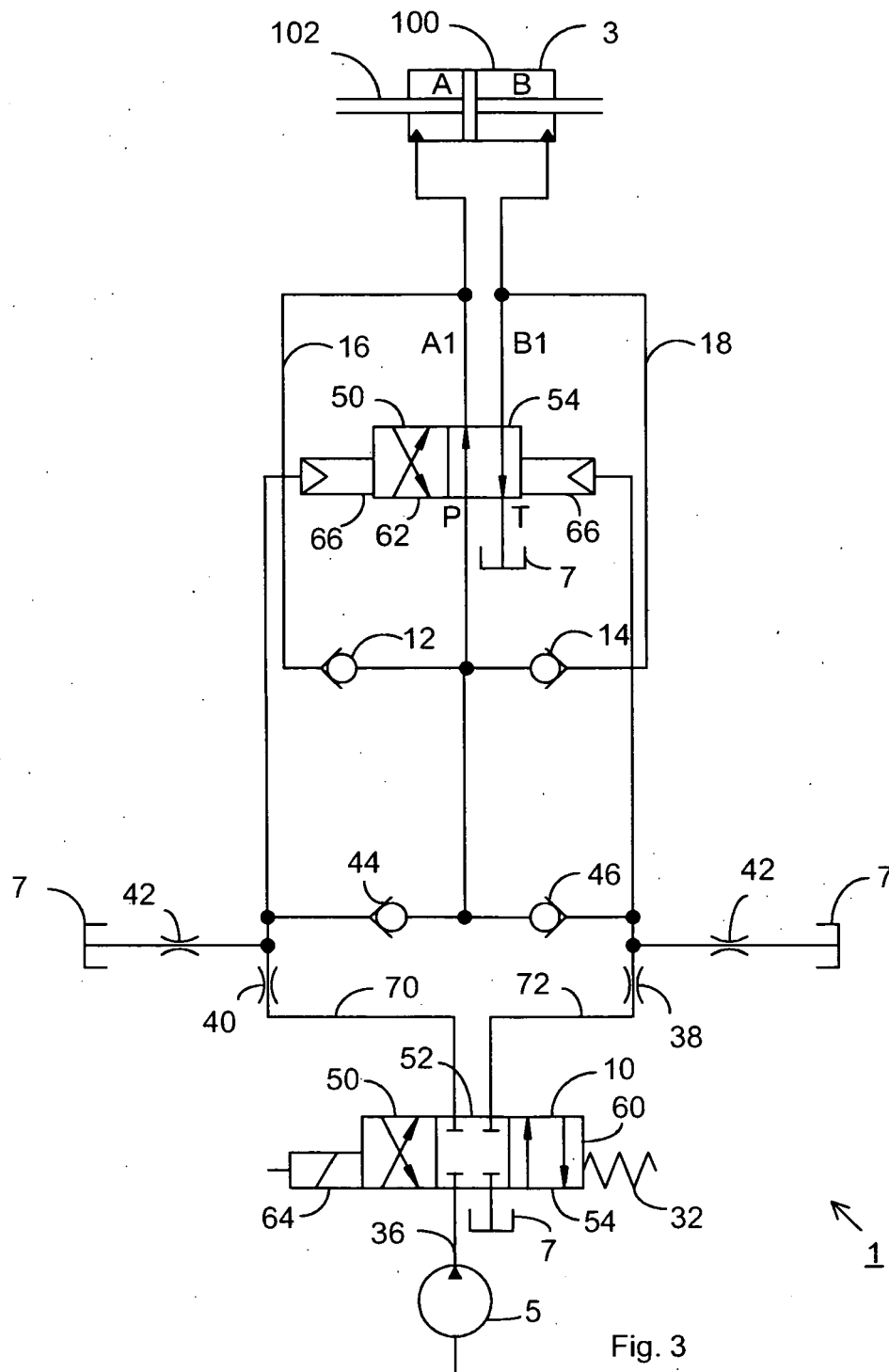


Fig. 3

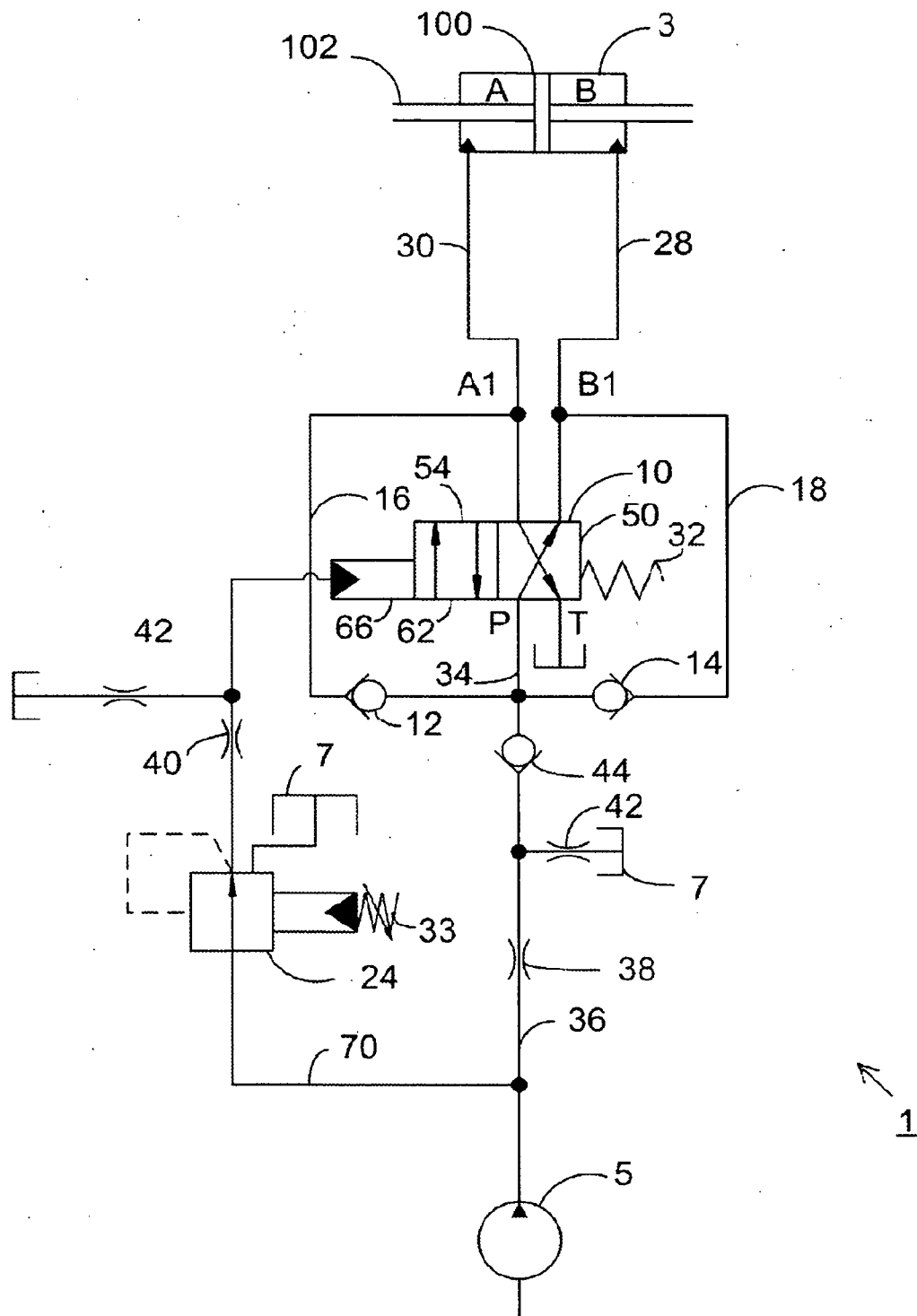


Fig. 4

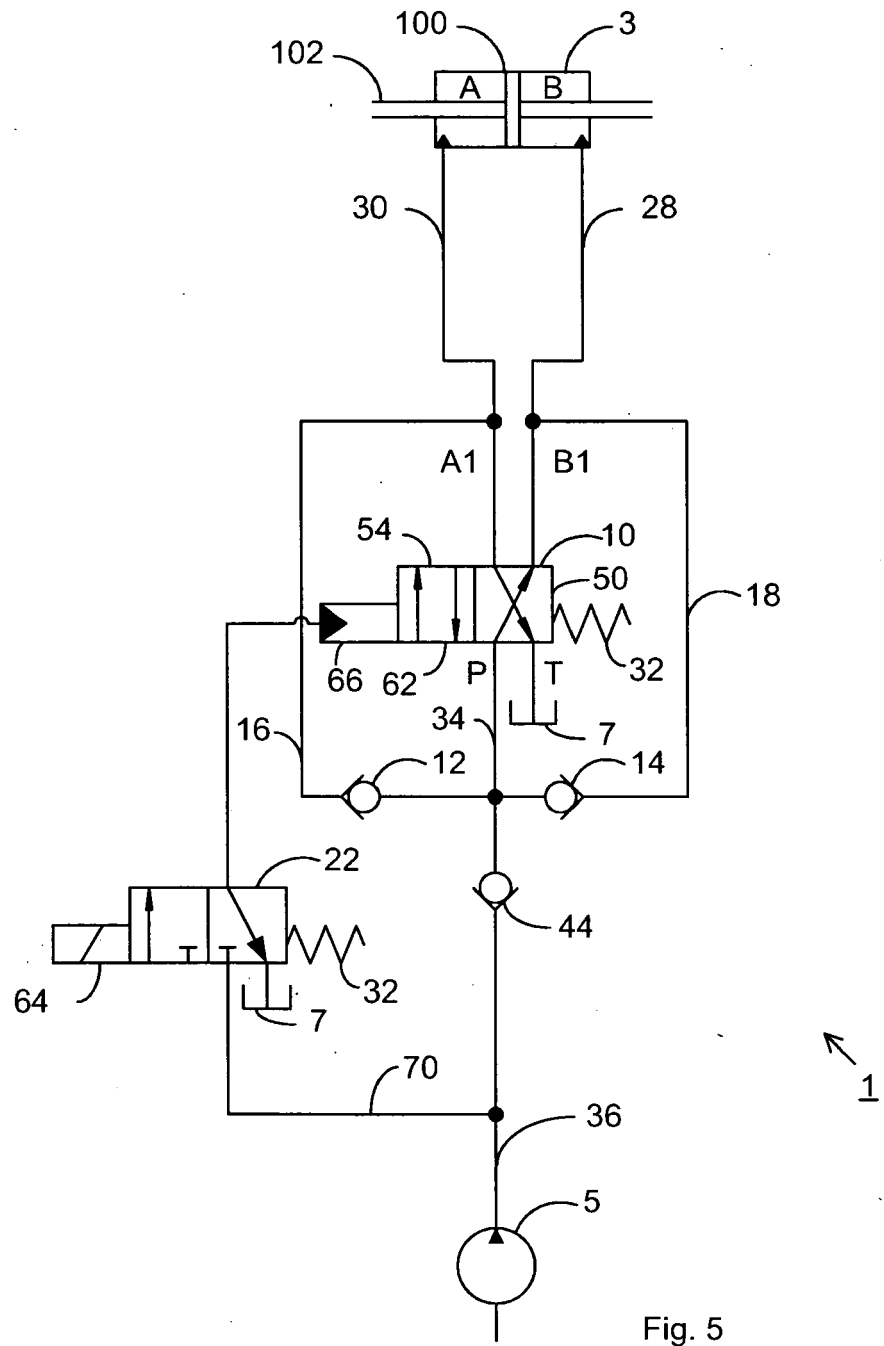


Fig. 5

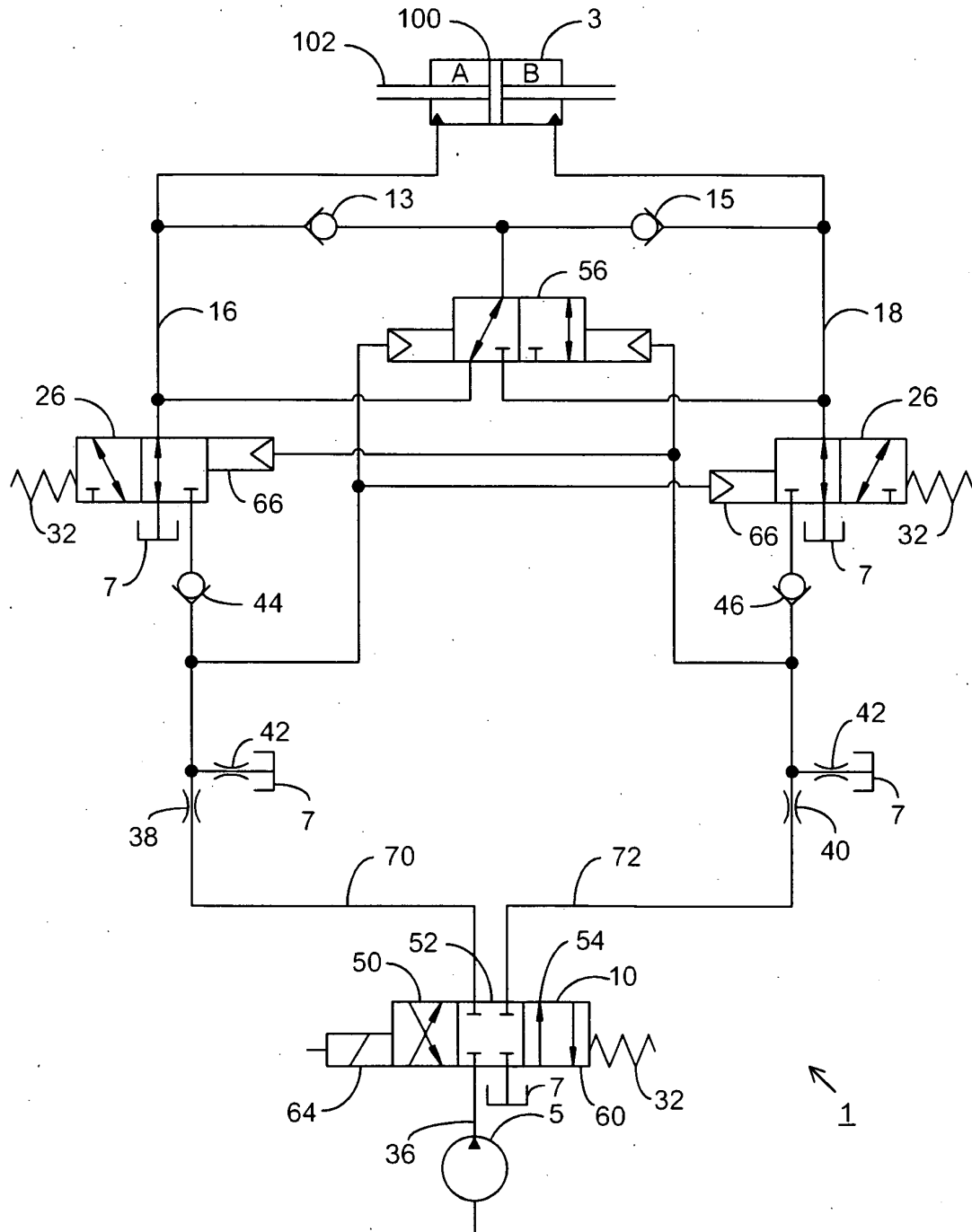


Fig. 6

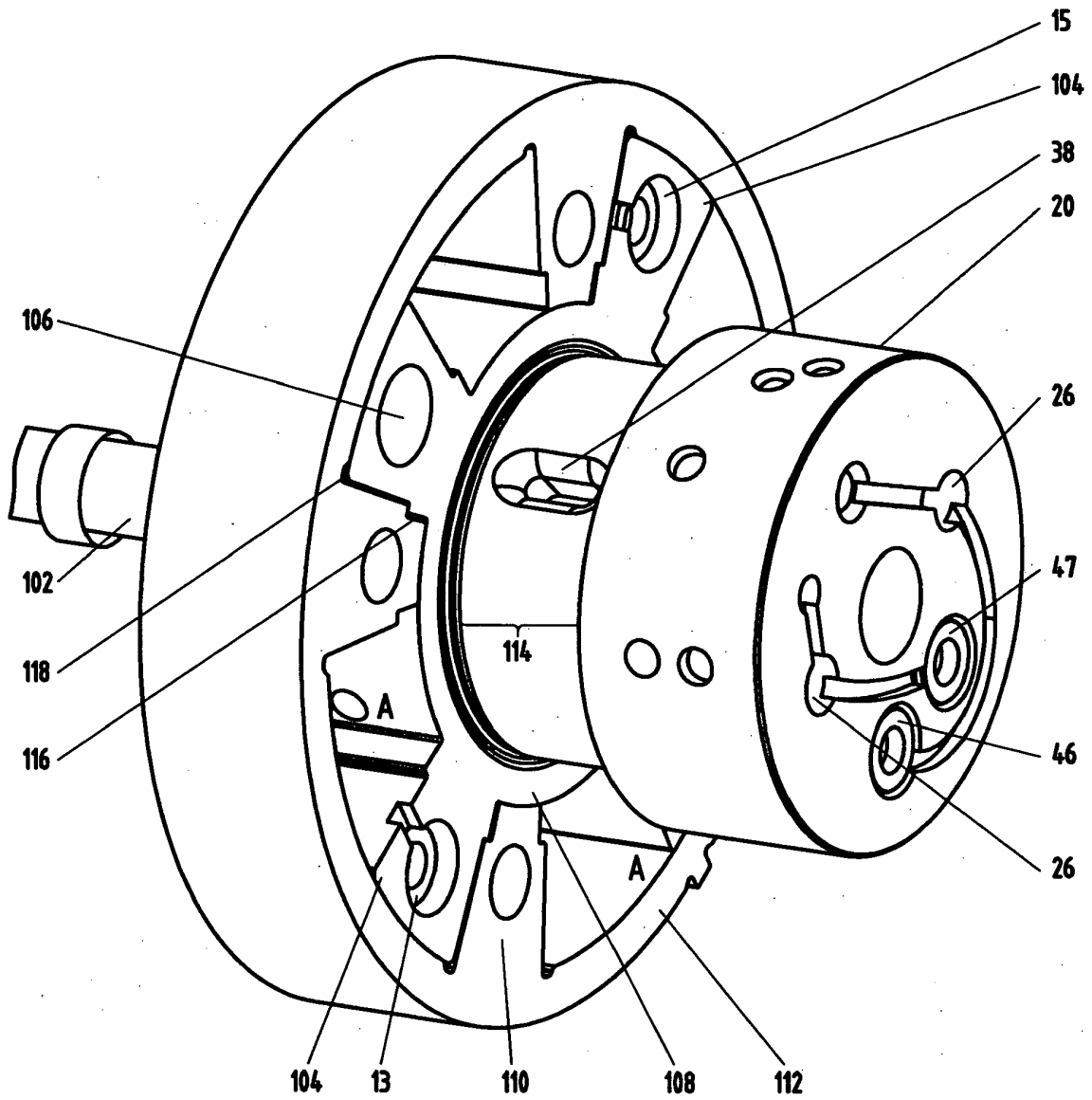


Fig. 7

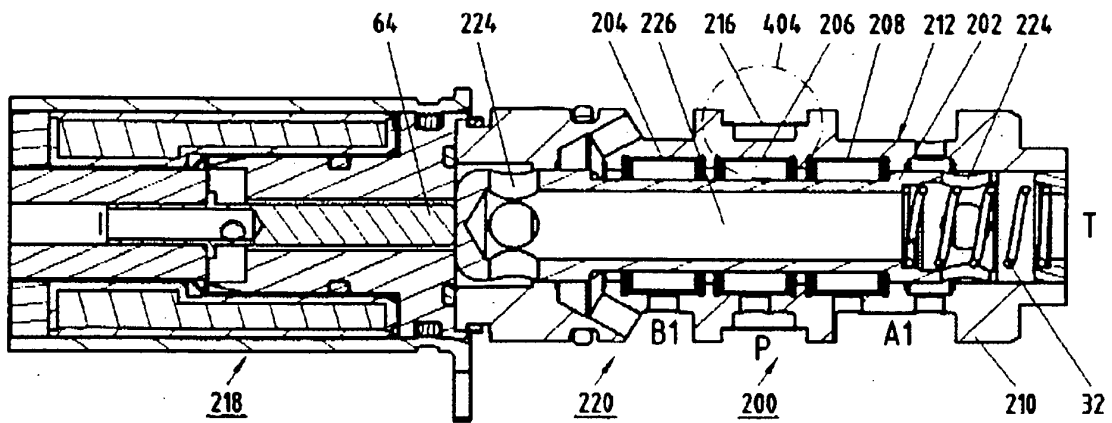


Fig. 8a

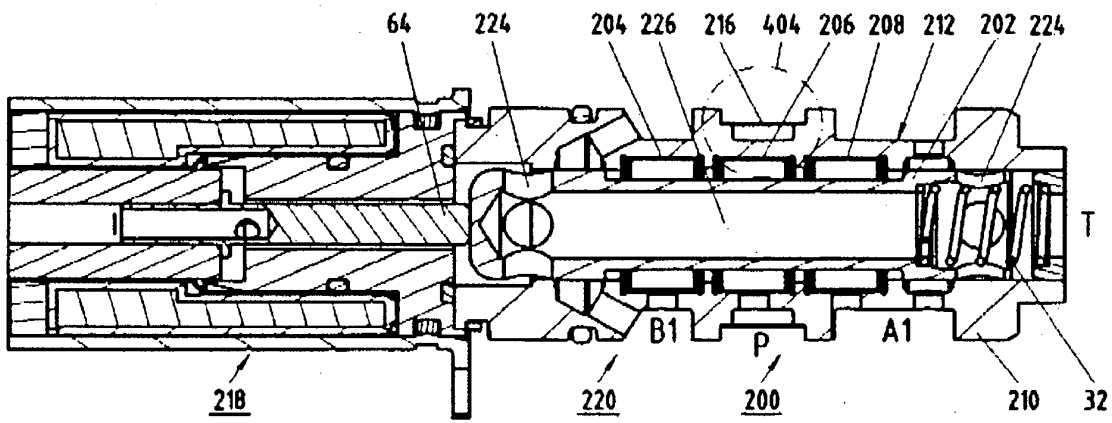


Fig. 8b

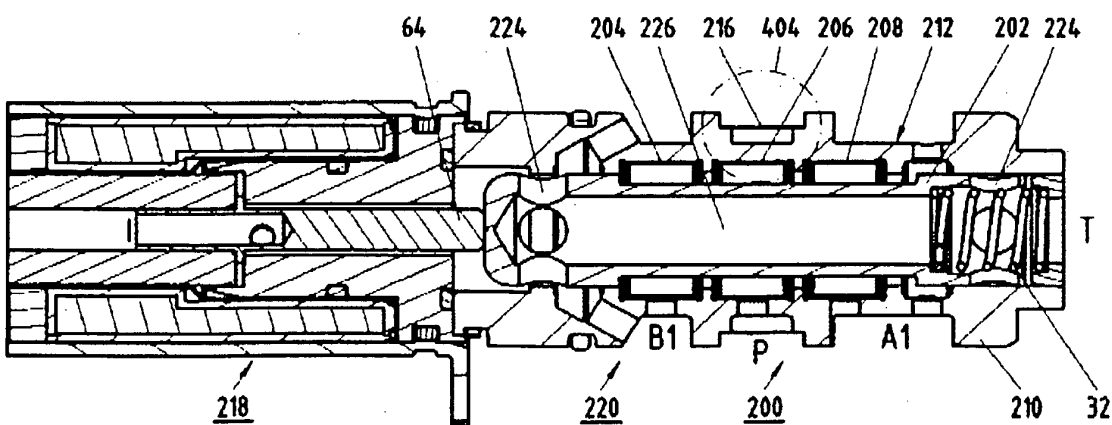


Fig. 8c

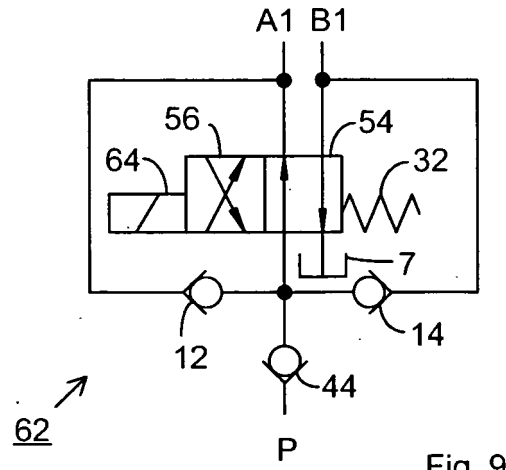


Fig. 9

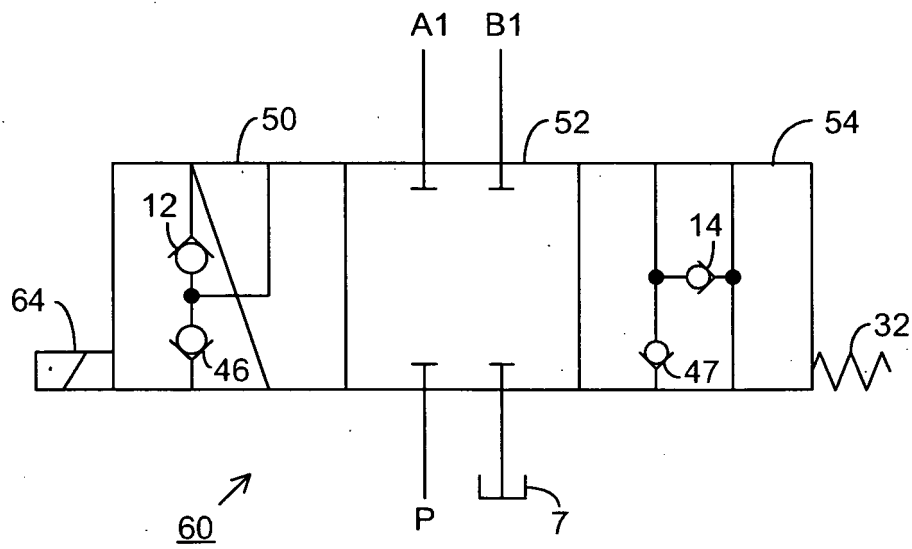


Fig. 10

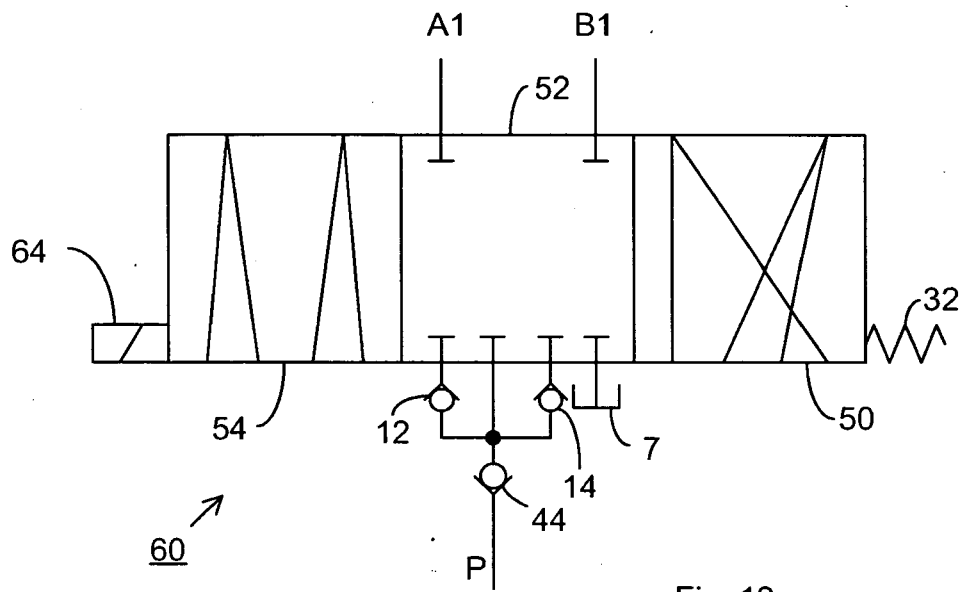


Fig. 12

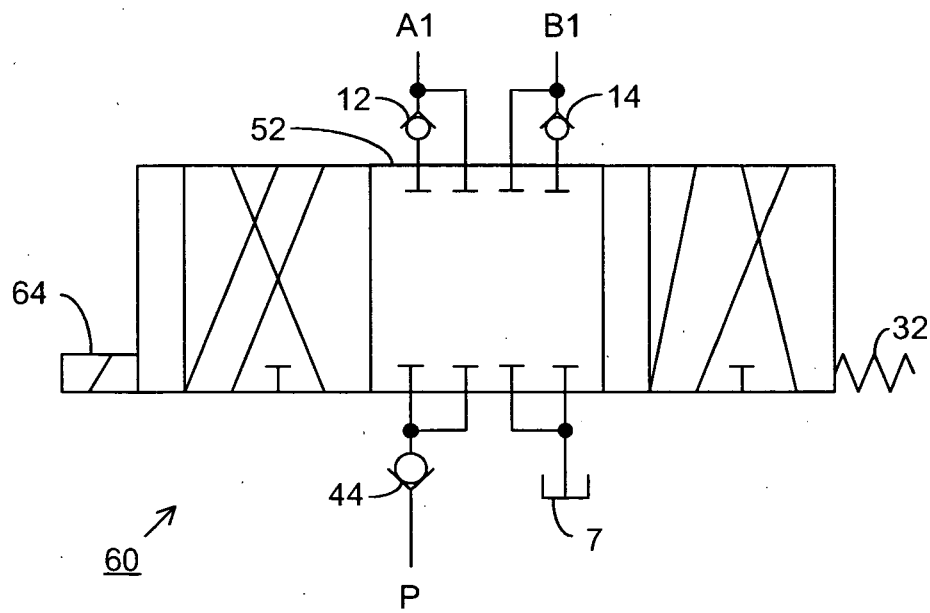


Fig. 11

Vergleich Regelabweichung

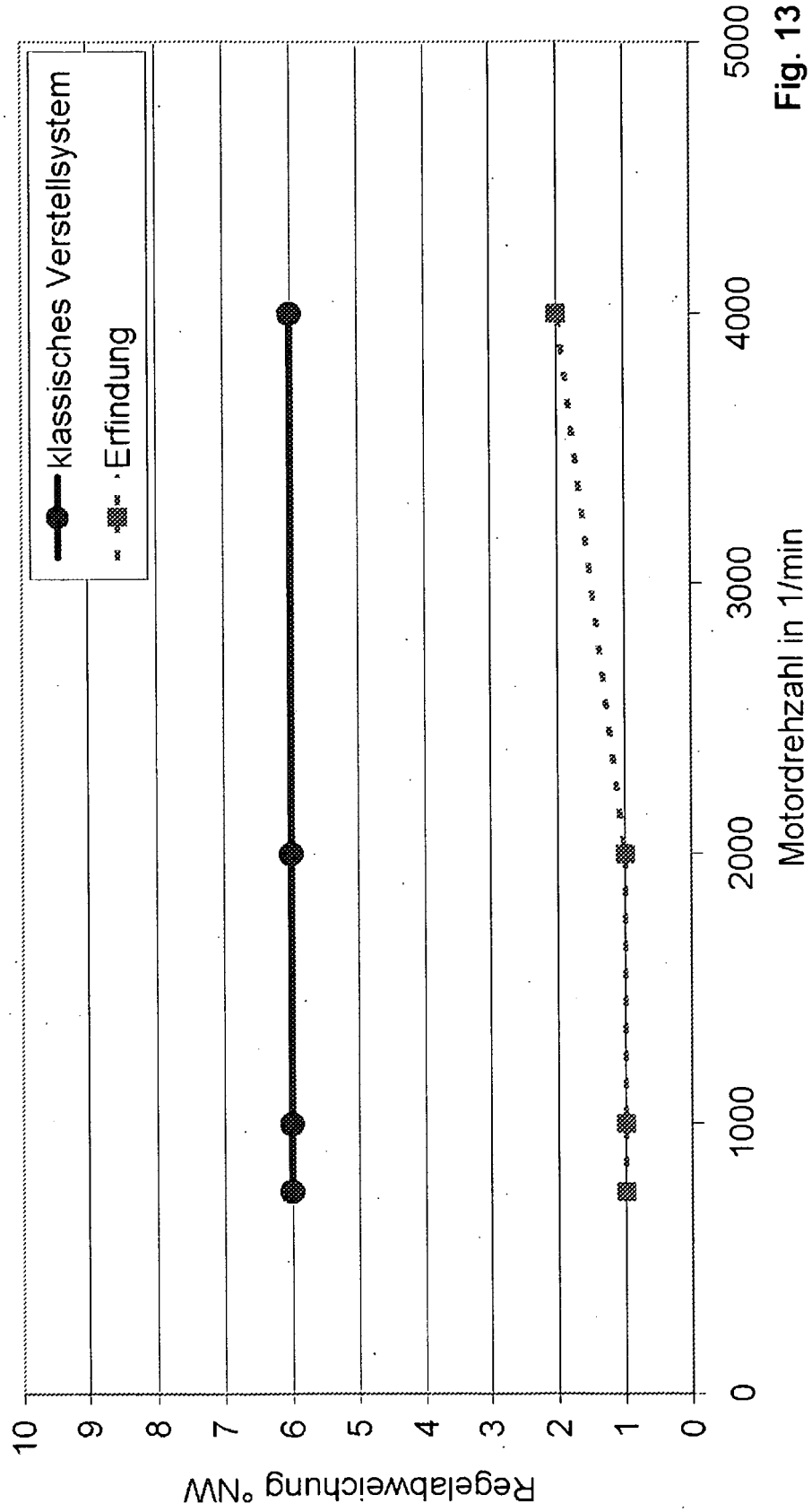


Fig. 13

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 20050072397 A1 [0007]
- EP 0388244 A1 [0009]
- US 5657725 A [0010]
- DE 10158530 A1 [0011]
- DE 102005023056 A1 [0011]
- DE 60207308 T2 [0012]
- DE 10205415 A1 [0014]
- US 6941912 B2 [0014]
- WO 2004088094 A [0016]
- WO 2004088099 A [0016]
- US 6814036 A [0016]
- EP 1347154 A2 [0016]
- DE 102005013085 [0025]
- DE 102005013085 A1 [0031]
- DE 102005004281 A1 [0050]