(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) **EP 2 636 859 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
11.03.2015 Patentblatt 2015/11

(51) Int Cl.:
F01L 13/00 *(2006.01)* ***F01L 1/08*** *(2006.01)*
F01L 1/26 *(2006.01)*

(21) Anmeldenummer: **13153150.1**

(22) Anmeldetag: **29.01.2013**

(54) **Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine und Brennkraftmaschine**

Valve drive for a combustion engine, and internal combustion engine

Commande de soupape pour un moteur à combustion et moteur à combustion

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

(30) Priorität: **08.03.2012 DE 102012203702**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
11.09.2013 Patentblatt 2013/37

(73) Patentinhaber: **MAN Diesel & Turbo SE**
86153 Augsburg (DE)

(72) Erfinder:
- **Mayer, Wolfgang**
  86161 Augsburg (DE)
- **Geißenberger, Stefan**
  86167 Augsburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1-102008 027 649
US-A1- 2006 144 356
US-B1- 6 966 291

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).

EP 2 636 859 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Ventiltrieb nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und eine Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 9.

[0002] Aus der DE 10 2008 027 649 A1 ist ein Ventiltrieb für eine Schiffsdieselbrennkraftmaschine bekannt. Der dort offenbarte Ventiltrieb verfügt über einen Volllastschwinghebel zur Betätigung eines Ventilstößels eines Ventils der Brennkraftmaschine in einem Volllastbetriebsbereich derselben und einen Teillastschwinghebel zur Betätigung des Ventilstößels in einem Teillastbetriebsbereich der Brennkraftmaschine, wobei der Volllastschwinghebel durch eine erste Nocke einer Nockenwelle um eine Hebelachse drehbar ist, und wobei der Teillastschwinghebel durch eine zweite Nocke der Nockenwelle um die Hebelachse drehbar ist. Die erste Nocke der ersten Nockenwelle zur Betätigung des Volllastschwinghebels verfügt über einen gegenüber einem Nockengrundkreis radial außen vorstehenden ersten Nockenvorsprung. Die zweite Nocke der Nockenwelle, die der Betätigung des Teillastschwinghebels dient, verfügt über einen gegenüber einem Nockengrundkreis nach radial außen vorstehenden zweiten Nockenvorsprung. Der dort offenbarte Ventiltrieb verfügt weiterhin über ein Schaltelement aus einem Schaltbolzen und einem Anschlag. Das Schaltelement trennt in einem inaktivierten Zustand den Teillastschwinghebel und den Volllastschwinghebel voneinander. In aktiviertem Zustand des Schaltelements koppelt dasselbe den Teillastschwinghebel und den Volllastschwinghebel aneinander. Der Anschlag des Schaltelements ist entweder am Volllastschwinghebel oder am Teillastschwinghebel angeordnet, wobei der Schaltbolzen an dem anderen, also entweder am Teillastschwinghebel oder am Volllastschwinghebel in einer Schubrichtung verschiebbar geführt ist, nämlich derart, dass der Schaltbolzen im aktivierten Zustand des Schaltelements über die Kopplung von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel ein Mitdrehen des Volllastschwinghebels mit dem Teillastschwinghebel bewirkt.

[0003] Mit einem solchen Ventiltrieb kann eine Ventilöffnungszeit von Gaswechselventilen der Brennkraftmaschine verändert werden, um Abgasemissionen der Brennkraftmaschine zu reduzieren.

[0004] Bei dem aus dem Stand der Technik bekannten Ventiltrieb ist die Umschaltung zwischen dem Koppeln von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel sowie zwischen dem Trennen von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel kritisch, da beim Umschalten auf den Schaltbolzen hohe Kräfte und Momente wirken, insbesondere dann, wenn der Schaltbolzen sich in einer undefinierten Zwischenstellung zwischen einem zum Trennen von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel vollständig eingefahrenen und zum Koppeln von Volllastschwinghebel und Teillastschwinghebel vollständig ausgefahren Zustand befindet. In dieser kritischen Zwischenposition besteht die Gefahr plastischer Bauteilverformungen für den Schaltbolzen, wodurch der Schaltbolzen beschädigt werden kann und dann der Ventiltrieb der Brennkraftmaschine ausfällt. Dies muss vermieden werden.

[0005] Hiervon ausgehend liegt der Erfindung die Aufgabe zu Grunde, einen neuartigen Ventiltrieb und eine neuartige Brennkraftmaschine zu schaffen.

[0006] Diese Aufgabe wird durch einen Ventiltrieb gemäß Anspruch 1 gelöst. Erfindungsgemäß weist der zweite Nocken der Nockenwelle eine gegenüber dem jeweiligen Nockengrundkreis nach radial innen zurückgesetzte Nockenkontur auf, um zur Kopplung von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel ein definiertes Verschieben des Schaltbolzens im aktivierten Zustand des Schaltelements in einer Ausfahrrichtung des Schaltbolzens sowie zur Trennung von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel ein definiertes Verschieben des Schaltbolzens im inaktivierten Zustand des Schaltelements in einer zur Ausfahrrichtung entgegen gesetzten Einfahrrichtung des Schaltbolzens zu gewährleisten.

[0007] Mit der Erfindung wird ein definiertes Einfahren des Schaltbolzens und ein definiertes Ausfahren des Schaltbolzens zur Trennung und Kopplung von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel gewährleistet. Undefinierte Zwischenstellungen des Schaltbolzens, in welchen derselben der Gefahr einer plastischen Bauteilverformung ausgesetzt ist, können so sicher und zuverlässig vermieden werden, sodass die Beschädigungsgefahr des Schaltbolzen und damit die Ausfallgefahr des Ventiltriebs gegenüber dem Stand der Technik reduziert wird.

[0008] Vorzugsweise liegen ein Startpunkt des ersten Nockenvorsprungs und ein Startpunkt des zweiten Nockenvorsprungs am jeweiligen Nockengrundkreis an der gleichen Umfangsposition, wobei in Drehrichtung der Nocken gesehen ein Endpunkt des zweiten Nockenvorsprungs hinter einem Endpunkt des ersten Nockenvorsprungs am jeweiligen Nockengrundkreis liegt, und wobei sich die nach radial innen zurückgesetzte Nockenkontur der zweiten Nocke in Drehrichtung des zweiten Nockens gesehen unmittelbar an den zweiten Nockenvorsprung derselben anschließen kann. Die obige Konturierung der Nockenvorsprünge der beiden Nocken sowie die zurückgesetzte Nockenkontur des zweiten Nockens erlaubt ein besonders vorteilhaftes Betätigen, nämlich Koppeln und Trennen, der Schwinghebel.

[0009] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung weist der verschiebbar geführte Schaltbolzen mehrere in Verschieberichtung desselben hintereinander positionierte Nuten auf, die mit einem den Anschlag bildenden, federbelasteten Sperrelement zusammenwirken, derart, dass dann, wenn der Schaltbolzen zum Trennen von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel vollständig eingefahren ist, ein vorderes Ende desselben in Ausfahrrichtung gesehen hinter das Sperrelement eingefahren ist, und dass dann, wenn der Schaltbolzen zum Koppeln von Teillastschwinghebel und Volllastschwing-

hebel vollständig ausgefahren ist, das vordere Ende desselben in Ausfahrrichtung gesehen abschnittsweise gegenüber Sperrelement derart ausgefahren ist, dass das Sperrelement in die erste Nut des Schaltbolzens eingreift, wobei in einer Zwischenstellung des Schaltbolzens das Sperrelement in die zweite Nut, die zwischen der ersten Nut und dem vordere Ende des Schaltbolzens angeordnet ist, eingreift.

[0010] Durch diese Details wird ein definiertes, mehrstufiges Verlagern des Schaltbolzens sowohl beim Einfahren als auch beim Ausfahren desselben zum Trennen und Koppeln von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel weiter verbessert.

[0011] Vorzugsweise ist das Schaltelement und damit der Schaltbolzen desselben über eine Hydraulikleitung mit Hydraulikdruck beaufschlagbar, wobei der Schaltbolzen einen mit der Hydraulikleitung derart zusammenwirkenden Vorsprung aufweist, dass beim Ausfahren desselben im aktivierten Zustand des Schaltelements zur Kopplung von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel zunächst ein relativ kleiner Hydraulikdruck und anschließend ein relativ großer Hydraulikdruck am Schaltbolzen wirksam ist. Hierdurch wird eine Beschädigungsgefahr für den mit dem Schaltbolzen zusammenwirkenden Anschlag verringert.

[0012] Nach einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung stehen solche Abschnitte des Schaltbolzens, die bei Verlagerung desselben mit dem Anschlag zusammen wirken, in vollständig eingefahrener Position des Schaltbolzens gegenüber einem Lagergehäuse des Schaltbolzens vor und wirken daher nicht als Lagerfläche.

[0013] Eine Brennkraftmaschine mit einem Ventiltrieb ist in Anspruch 10 definiert.

[0014] Bevorzugte Weiterbildungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und der nachfolgenden Beschreibung. Ausführungsbeispiele der Erfindung werden, ohne hierauf beschränkt zu sein, an Hand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt:

Fig. 1: eine perspektivische Ansicht eines Ventiltriebs einer Brennkraftmaschine;

Fig. 2: den Ventiltrieb gemäß Fig. 1 in einer teilweise geschnittenen Ansicht in einer perspektivischen Ansicht von der gegenüberliegenden Seite;

Fig. 3: den Ventiltrieb gemäß Fig. 1 und 2 in einer Rückansicht;

Fig. 4: Nockenkonturen des erfindungsgemäßen Ventiltriebs;

Fig. 5: einen Schaltbolzen und ein federbelastetes Sperrelement des erfindungsgemäßen Ventiltriebs;

Fig. 6: Details betreffend die Lagerung des Schaltbolzens; und

Fig. 7: Details betreffend die Beaufschlagung des Schaltbolzens mit Hydraulikdruck.

[0015] Die hier vorliegende Erfindung betrifft einen Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine und eine Brennkraftmaschine mit einem solchen Ventiltrieb. Fig. 1 bis 3 zeigen unterschiedliche Ansichten eines Ventiltriebs, wie er hinsichtlich seines grundsätzlichen Aufbaus aus der DE 10 2008 027 649 A1 bekannt ist, wobei auf deren Offenbarungsgehalt hier durch Verweis explizit Bezug genommen wird.

[0016] Fig. 1 bis 3 zeigen einen Ventiltrieb 10 zum Ansteuern von Gaswechselventilen eines Zylinders einer Brennkraftmaschine, wobei der Ventiltrieb einerseits der Betätigung eines Ventilstößels 11 für Einlassventile und andererseits eines Ventilstößel 12 zur Betätigung von Auslassventilen der Brennkraftmaschine dient.

[0017] Im konkreten Anwendungsfall dient der Ventilstößel 11 der Betätigung von zwei Einlassventilen eines Zylinders der Brennkraftmaschine und der Ventilstößel 12 der Betätigung von zwei Auslassventilen des jeweiligen Zylinders der Brennkraftmaschine, wobei für jeden Zylinder der Brennkraftmaschine ein solcher Ventiltrieb 10 vorhanden ist. Über die Einlassventile eines Zylinders gelangt verdichtete Ladeluft in einen Brennraum des jeweiligen Zylinders und über die Auslassventile gelangt Abgas aus dem Brennraum des jeweiligen Zylinders, wobei Kraftstoff über separate Injektoren in den Brennraum des jeweiligen Zylinders eingebracht werden kann.

[0018] Die hier vorliegende Erfindung betrifft Details des Ventiltriebs, die der Betätigung des Ventilstößels 11 für die Einlassventile eines Zylinders einer Brennkraftmaschine dienen.

[0019] Zur Betätigung des Ventilstößels 11 für die Einlassventile eines Zylinders der Brennkraftmaschine umfasst der Ventiltrieb 10 im gezeigten Ausführungsbeispiel zwei Schwinghebel, nämlich einen Volllastschwinghebel 13 zur Betätigung des Ventilstößels 11 in einem Volllastbetriebsbereich der Brennkraftmaschine und einen Teillastschwinghebel 14 zur Betätigung des Ventilstößels 11 in einem Teillastbetriebsbereich der Brennkraftmaschine, wobei der Volllastschwinghebel 13 durch eine erste Nocke 15 einer Nockenwelle 16 und der Teillastschwinghebel 14 durch eine zweite Nocke 17 der Nockenwelle 16 jeweils um eine Hebelachse 18 drehbar ist, wobei hierzu der Volllastschwinghebel 13 über eine erste Rolle 19 auf der ersten Nocke 15 und der Teillastschwinghebel 14 über eine zweite Rolle 20 auf der zweiten Nocken 17 abrollt.

[0020] Fig. 3 kann entnommen werden, dass der Ventilstößel 12 zur Betätigung der Auslassventile der Brennkraftmaschine durch einen Nocken 21 der Nockenwelle 16 betätigt wird, auf dem eine Rolle 22 eines Schwinghebels 23 zur Betätigung des Ventilstößels 12 abrollt.

[0021] Der Ventiltrieb der Fig. 1 bis 5 verfügt über ein

Schaltelement 24. Das Schaltelement 24 dient der Umschaltung des Ventiltriebs 10 zwischen einem Teillastbetrieb und einem Volllastbetrieb, wobei das Schaltelement 24 über eine Hydraulikleitung 25 mit Hydraulikdruck beaufschlagt werden kann, um das Schaltelement 24 zu aktivieren. Das Schaltelement 24 verfügt über einen Schaltbolzen 26 und einen mit dem Schaltbolzen 26 zusammenwirkenden Anschlag 27.

[0022] Im aktivierten Zustand des Schaltelements 24, also bei Beaufschlagung desselben mit Hydraulikdruck, ist der Schaltbolzen 26 entgegen einer Federkraft eines Federelements 28 verlagerbar, um zur Gewährleistung des Teillastbetriebs den Teillastschwinghebel 14 und den Volllastschwinghebel 13 aneinander zu koppeln.

[0023] Im inaktivierten Zustand des Schaltelements 24 hingegen, also dann, wenn dasselbe nicht mit Hydraulikdruck beaufschlagt ist, ist der Schaltbolzen 26 durch die Federkraft des Federelements 28 in einer entgegen gesetzten Richtung verlagerbar, um zur Gewährleistung eines Volllastbetriebs den Teillastschwinghebel und den Volllastschwinghebel voneinander zu trennen.

[0024] Im inaktivierten Zustand des Schaltelements 24 trennt dasselbe demnach den Teillastschwinghebel 14 und den Volllastschwinghebel 13 voneinander und im aktivierten Zustand desselben koppelt das Schaltelement 24 den Teillastschwinghebel 14 und den Volllastschwinghebel 13 aneinander, wobei der Schaltbolzen 26 des Schaltelements 24 im aktivierten Zustand des Schaltelements 24 über die Kopplung von Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13 ein Mitdrehen des Volllastschwinghebels 13 mit dem Teillastschwinghebel 14 und damit einen Teillastbetrieb bewirkt bzw. bereitstellt.

[0025] Im gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Schaltbolzen 26 des Schaltelements 24 im Teillastschwinghebel 14 verschiebbar geführt, wobei der Anschlag 27 am Volllastschwinghebel 13 angeordnet ist.

[0026] Im Unterschied hierzu ist es auch möglich, den Anschlag 27 am Teillastschwinghebel 14 anzuordnen und den Schaltbolzen 26 des Schaltelements 24 verschiebbar im Volllastschwinghebel 13 zu führen bzw. zu lagern.

[0027] Wie ebenfalls in Fig. 1 bis 3 gezeigt ist, wird der Teillastschwinghebel 14 bei seiner durch die Nocke 17 bewirkten Verdrehung um die Hebelachse 18 entgegen der Vorspannung eines Rückstellelements 29 gedreht.

[0028] Die Nocken 15 und 17 des Ventiltriebs 10 verfügen über eine definierte Kontur. So verfügen der erste Nocken 15, welcher der Betätigung des Volllastschwinghebels 13 über die erste Rolle 19 dient, sowie der zweite Nocken 17, welcher der Betätigung des Teillastschwinghebels 14 über die zweite Rolle 20 dient, über identische Nockengrundkreise 30. Der erste Nocken 15 verfügt über einen gegenüber dem Grundkreis 30 radial außen vorstehenden ersten Nockenvorsprung 31 und der zweite Nocken 17 verfügt über einen gegenüber dem Nockengrundkreis 30 nach radial außen vorstehenden zweiten Nockenvorsprung 32, wobei Startpunkte 33, 34 der beiden Nockenvorsprünge 31, 32 in Bezug auf den jeweiligen Nockengrundkreis 30 in etwa an der gleichen Umfangsposition liegen.

[0029] In Drehrichtung D der Nocken 15, 17 gesehen liegt ein Endpunkt 35 des Nockenvorsprungs 31 des ersten Nockens 15 vor einem Endpunkt 36 des zweiten Nockenvorsprungs 32 des zweiten Nockens 17. Über den zweiten Nockenvorsprung 32 des zweiten Nockens 17, welcher der Betätigung des Ventilstößels 11 im Teillastbetrieb dient, ist demnach eine längere Ventilöffnungszeit der Einlassventile des jeweiligen durch den Ventiltrieb 10 betätigten Zylinders einstellbar.

[0030] Der zweite Nocken 17 verfügt zusätzlich zum Nockenvorsprung 32 über eine gegenüber dem Nockengrundkreis 30 desselben nach radial innen zurückgesetzte Nockenkontur 37. Diese Nockenkontur 37 dient dem definierten Verschieben des Schaltbolzen 26 einerseits im aktivierten Zustand des Schaltelements 24 in einer Ausfahrrichtung des Schaltbolzen 26 bei der Kopplung von Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13 und andererseits im inaktivierten Zustand des Schaltelements 24 in einer zur Ausfahrrichtung entgegen gesetzten Einfahrrichtung des Schaltbolzens 26 bei der Trennung von Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13.

[0031] Die nach radial innen zurückgesetzte Nockenkontur 37 der zweiten Nocke 17 schließt sich in Drehrichtung D des Nockens 17 gesehen unmittelbar an den zweiten Vorsprung 32 des Nockens 17 an, wobei zwischen dem Nockenvorsprung 32 und der Nockenkontur 37 des zweiten Nockens 17 ein sanfter Übergang gewährleistet ist.

[0032] Der verschiebbar geführte Schaltbolzen 26 weist mehrere in Verschieberichtung S desselben gesehen hintereinander positionierte Nuten auf. Im gezeigten Ausführungsbeispiel umfasst der Schaltbolzen 26 zwei Nuten 38 und 39, die jeweils als Ringnuten ausgeführt sind. Der Schaltbolzen 26 wirkt mit dem Anschlag 27 zusammen, der gemäß Fig. 5 von einem Sperrelement 40 bereit gestellt wird, welches von einem Federelement 41 beaufschlagt ist.

[0033] Fig. 5 zeigt den Schaltbolzen 26 ausschnittsweise in einer vollständig eingefahrenen Position, in welcher der Schaltbolzen 26 den Teillastschwinghebel 14 und den Volllastschwinghebel 13 voneinander trennt, wobei in diesem Fall ein vorderes Ende 42 des Schaltbolzens 26 in Ausfahrrichtung des Schaltbolzen 26 gesehen hinter das Sperrelement 40 und damit den Anschlag 27 eingefahren ist.

[0034] Dann, wenn der Schaltbolzen 26 des Schaltelements 24 durch Hydraulikdruck beaufschlagt und demnach aktiviert ist, wird der Schaltbolzen 26 dann, wenn die Rollen 19, 20 auf dem Nockengrundkreis 30 des jeweiligen Nockens 15, 17 abrollen, mit einem freien Ende 42 gegen den Anschlag 27 gedrückt, wobei erst dann, wenn die Rolle 20 des Teillastschwinghebels 14 die nach radial innen versetzte Nockenkontur 37 des Nockens 17 überrollt, der Schaltbolzen 26 durch Absenken dessel-

ben zusammen mit dem Teillastschwinghebel 14 unter den Anschlag 27 weiter in der Ausfahrrichtung verlagert werden kann, um den Teillastschwinghebel 14 und den Volllastschwinghebel 13 aneinander zu koppeln.

[0035] Dann, wenn der Schaltbolzen 26 zur Kopplung von Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13 vollständig ausgefahren ist, greift das federbelastete Sperrelement 40 und damit der Anschlag 27 in eine erste Nut 39 des Schaltbolzens 26 ein, um denselben in der vollständig ausgefahrenen Position zu arretieren. Soll der Schaltbolzen 26 zur Trennung von Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13 in der zur Ausfahrrichtung entgegen gesetzten Einfahrrichtung verlagert werden, so wird das Schaltelement 24 durch Zurücknehmen des Hydraulikdrucks inaktiviert, wobei jedoch in Analogie zum Ausfahren des Schaltbolzens 26 derselbe erst dann eingefahren werden kann, wenn die Rolle 20 wiederum die nach radial innen versetzte Nockenkontur 37 des Nockens 17 überrollt, um den Schaltbolzen 26 gegenüber dem Anschlag 27 nach unten abzusenken, sodass derselbe dann durch die Federkraft des Federelements 28 eingefahren werden kann.

[0036] Dann, wenn das Aufbauen des Hydraulikdrucks zur Aktivierung des Schaltelements 24 oder das Entfernen des Hydraulikdrucks zur Inaktivierung des Schaltelements 24 derart ungünstig erfolgt, dass entweder beim Trennen von Teillasthebel 14 und Volllastschwinghebel 13 der Schaltbolzen 26 nicht vollständig eingefahren oder beim Koppeln des Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13 der Schaltbolzen 26 nicht vollständig ausgefahren werden kann, kann durch die zweite Nut 38, die zwischen der ersten Nut 39 und dem freien Ende 41 des Schaltbolzens 26 positioniert ist, eine kritische Überdeckung des Schaltbolzens 26, die eine plastische Verformung und damit Beschädigung desselben bewirken kann, vermieden werden.

[0037] Sowohl beim Ausfahren des Schaltbolzens 26 als auch beim Einfahren desselben kann demnach dann, wenn der Anschlag 27 in die zweite Nut 38 eingreift, der Schaltbolzen 26 in einer definierten Zwischenstellung, in welcher keine Gefahr von plastischen Bauteilverformungen besteht, gesichert werden.

[0038] Bei nachfolgendem, nochmaligem Überrollen der nach radial innen versetzten Nockenkontur 37 des Nockens 17 wird durch nochmaliges Absenken des Schaltbolzens 26 gegenüber dem Anschlag 27 derselbe frei gegeben, sodass derselbe ausgehend von der definierten Zwischenstellung in seine jeweilige Endstellung, also beim Koppeln von Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13 in seine vollständig ausgefahrene Endposition und beim Trennen von Teillastschwinghebel 14 und Volllastschwinghebel 13 in seine vollständig eingefahrene Position, verlagert werden kann.

[0039] Fig. 6 zeigt den Schaltbolzen 26 ebenfalls ausschnittsweise in einer vollständig eingefahren Position. Fig. 6 kann entnommen werden, dass solche Abschnitte des Schaltbolzens 26, die mit dem Anschlag 27 bzw. dem durch das Federelement 41 beaufschlagten Sperrelemente 40 zusammenwirken, in der vollständig eingefahrenen Position des Schaltbolzens 26 gegenüber einem im gezeigten Ausführungsbeispiel vom Teillastschwinghebel 14 bereitgestellten Lagergehäuse 43 für den Schaltbolzen 26 vorstehen.

[0040] Insofern dienen die Abschnitte des Schaltbolzens 26, die mit dem Anschlag 27 zusammen wirken und im Betrieb einer Beschädigungsgefahr unterliegen, nicht als Lagerflächen zur Lagerung des Schaltbolzens 26 im Lagergehäuse 43. Sollte demnach eine unerwünschte Deformierung des Schaltbolzens 26 im Bereich der Abschnitte erfolgen, die mit dem Anschlag 27 zusammen wirken, so kann der Schaltbolzen 26 dennoch die in die in Fig. 6 gezeigte, vollständig eingefahrene Position verlagert werden. Dies wird durch eine relativ kurze Bauform des Lagergehäuses 43 erreicht.

[0041] So wird sicher gestellt, dass die mit dem Anschlag 27 zusammenwirkenden Abschnitte des Schaltbolzens 26 auch in vollständig eingefahrener Position des Schaltbolzens 26 gegenüber dem Lagergehäuse 43 vorstehen und demnach keine Gleitlagerfläche zur Führung des Schaltbolzens 26 bilden.

[0042] Ein weiteres Detail des Schaltbolzens 26 des erfindungsgemäßen Ventiltriebs zeigt Fig. 7. So zeigt Fig. 7, dass dem Schaltbolzen 26 ein Vorsprung 44 zugeordnet ist, der sowohl im vollständig eingefahrenen Zustand des Schaltbolzens 26 also auch für eine definierte Wegstrecke des Schaltbolzens 26 beim Ausfahren desselben in die Hydraulikleitung 25, die der Beaufschlagung des Schaltbolzens 26 mit Hydraulikdruck dient, hineinragt. Erst dann, wenn der Schaltbolzen 26 so weit ausgefahren ist, dass der Vorsprung 44 vollständig aus der Hydraulikleitung 25 heraus bewegt ist, steht in diesem Fall die volle hydraulische Wirkfläche des Schaltbolzens 26 bereit. Insofern steht die volle Hydraulikkraft zur hydraulischen Betätigung des Schaltbolzens 26 in der Variante der Fig. 7 erst dann zur Verfügung, wenn der Schaltbolzen 26 eine definierte Wegstrecke ausgefahren ist. Damit kann ein druck- und geschwindigkeitsgeregeltes Ausfahren des Schaltbolzens 26 realisiert werden.

[0043] Mit diesen Details ist es möglich, den Anschlag 27 bzw. das durch das Federelement 41 beaufschlagte Sperrelement 40 insbesondere beim Ausfahren des Schaltbolzens 26 mechanisch zu entlasten, da über den Vorsprung 44 gewährleistet werden kann, dass der volle Hydraulikdruck erst dann zur Verfügung steht, wenn das freie Ende 42 des Schaltbolzens 26 zumindest die rechte Kante des Sperrelements 40 passiert hat. Dadurch wird verhindert, dass der mit Hydraulikdruck beaufschlagte Schaltbolzen 26 mit voller Hydraulikkraft gegen das Sperrelement 40 drückt und so dasselbe gegebenenfalls beschädigen kann.

[0044] Um bei entgegen gesetzter Verlagerung des Schaltbolzens 26, nämlich beim Einfahren desselben, ein schnelleres Einfahren zu ermöglichen, kann im Bereich des Gehäuses 43 des Schaltbolzens 26 eine zusätzliche Ablassöffnung für Hydrauliköl vorhanden sein. Diese zusätzliche, in den Figuren nicht gezeigte Ablas-

söffnung für das Hydrauliköl ermöglicht ein schnelleres Einfahren des Schaltbolzens 26 bei der Trennung von Volllastschwinghebel 13 und Teillastschwinghebel 14 und so eine mechanische Entlastung des Schaltbolzens 26, wobei eine solche zusätzliche Ablassöffnung vorzugsweise hydraulisch vorgesteuert ist.

[0045] Beim Ausfahren des Schaltbolzens 26 ist diese zusätzliche Ablassöffnung verschlossen, lediglich beim Einfahren des Schaltbolzens 26 ist die zusätzliche Ablassöffnung geöffnet. Dies kann über ein federbelastetes Kugelventil realisiert werden, die zum Ausfahren des Schaltbolzens 26 die zusätzliche Ablassöffnung verschließt und zum Einfahren des Schaltbolzens 26 dieselbe freigibt.

Bezugszeichenliste

[0046]

10	Ventiltrieb
11	Ventilstößel
12	Ventilstößel
13	Volllastschwinghebel
14	Teillastschwinghebel
15	Nocke
16	Nockenwelle
17	Nocke
18	Hebelachse
19	Rolle
20	Rolle
21	Nocken
22	Rolle
23	Schwinghebel
24	Schaltelement
25	Hydraulikleitung
26	Schaltbolzen
27	Anschlag
28	Federelement
29	Rückstellelement
30	Nockengrundkreis
31	Nockenvorsprung
32	Nockenvorsprung
33	Startpunkt
34	Startpunkt
35	Endpunkt
36	Endpunkt
37	Nockenkontur
38	Nut
39	Nut
40	Sperrelement
41	Federelement
42	Ende
43	Lagergehäuse
44	Vorsprung

Patentansprüche

1. Ventiltrieb für eine Brennkraftmaschine, insbesondere eine Schiffsdieselbrennkraftmaschine, mit einem Volllastschwinghebel (13) zur Betätigung eines Ventilstößels (11) in einem Volllastbetriebsbereich der Brennkraftmaschine und mit einem Teillastschwinghebel (14) zur Betätigung des Ventilstößels (11) in einem Teillastbetriebsbereich der Brennkraftmaschine, wobei der Volllastschwinghebel (13) durch eine erste Nocke (15) einer Nockenwelle (16), die einen gegenüber einem Nockengrundkreis nach radial außen vorstehenden ersten Nockenvorsprung (31) aufweist, um eine Hebelachse (18) drehbar ist, und wobei der Teillastschwinghebel (14) durch eine zweite Nocke (17) der Nockenwelle (16), die einen gegenüber einem Nockengrundkreis nach radial außen vorstehenden zweiten Nockenvorsprung (31) aufweist, um die Hebelachse (18) drehbar ist; und mit einem Schaltelement (24), welches in einem inaktivierten Zustand den Teillastschwinghebel (14) und den Volllastschwinghebel (13) voneinander trennt und welches in einem aktivierten Zustand den Teillastschwinghebel (14) und den Volllastschwinghebel (13) aneinander koppelt, wobei das Schaltelement (24) einen Schaltbolzen (26) und einen Anschlag (27) umfasst, wobei der Anschlag (27) entweder am Volllastschwinghebel (13) oder am Teillastschwinghebel (14) angeordnet ist, und wobei der Schaltbolzen (26) an dem anderen, also entweder am Teillastschwinghebel (14) oder am Volllastschwinghebel (13) in einer Schubrichtung derart verschiebbar geführt ist, dass derselbe im aktivierten Zustand des Schaltelements (24) über die Kopplung von Teillastschwinghebel (14) und Volllastschwinghebel (13) ein Mitdrehen des Volllastschwinghebels (13) mit dem Teillastschwinghebel (14) bewirkt, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Nocken (17) der Nockenwelle (16) weiterhin eine gegenüber dem jeweiligen Nockengrundkreis nach radial innen zurückgesetzte Nockenkontur (37) aufweist, um zur Kopplung und zur Trennung von Teillastschwinghebel (14) und Volllastschwinghebel (13) eines definiertes Verschieben des Schaltbolzens (26) zu gewährleisten, wobei der Schaltbolzen (26) des Schaltelements (24) über eine Hydraulikleitung (25) mit Hydraulikdruck beaufschlagbar ist, wobei der Schaltbolzen (26) einen mit der Hydraulikleitung (25) derart zusammenwirkenden Vorsprung (44) aufweist, dass beim Ausfahren desselben im aktivierten Zustand des Schaltelements (24) zunächst ein relativ kleiner Hydraulikdruck und anschließend ein relativ großer Hydraulikdruck am Schaltbolzen (26) wirksam ist.

2. Ventiltrieb nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Startpunkt (33) des ersten Nockenvorsprungs (31) und ein Startpunkt (34) des

zweiten Nockenvorsprungs (32) am jeweiligen Nockengrundkreis (30) an der gleichen Umfangsposition liegen, und dass in Drehrichtung der Nocken gesehen ein Endpunkt (26) des zweiten Nockenvorsprungs (32) hinter einem Endpunkt (35) des ersten Nockenvorsprungs (31) am jeweiligen Nockengrundkreis liegt.

3. Ventiltrieb nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich die nach radial innen zurückgesetzte Nockenkontur (37) der zweiten Nocke (17) in Drehrichtung des zweiten Nockens (17) gesehen unmittelbar an den zweiten Nockenvorsprung (32) derselben anschließen kann.

4. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der verschiebbar geführte Schaltbolzen (26) mehrere in Verschieberichtung desselben hintereinander positionierte Nuten (38, 39) aufweist, die mit einem den Anschlag (27) bildenden, federbelasteten Sperrelement (40) zusammenwirken.

5. Ventiltrieb nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** dann, wenn der Schaltbolzen (26) zum Trennen von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel vollständig eingefahren ist, ein vorderes Ende (42) desselben in Ausfahrrichtung gesehen hinter das Sperrelement (40) eingefahren ist, und dass dann, wenn der Schaltbolzen (26) zum Koppeln von Teillastschwinghebel und Volllastschwinghebel vollständig ausgefahren ist, das vordere Ende (42) desselben in Ausfahrrichtung gesehen abschnittsweise gegenüber Sperrelement (40) derart ausgefahren ist, dass das Sperrelement in erste Nut (39) des Schaltbolzens eingreift, wobei einer Zwischenstellung des Schaltbolzens (26) das Sperrelement (40) in zweite Nut (38), die zwischen der ersten Nut (39) und dem vordere Ende (42) des Schaltbolzens angeordnet ist, eingreift.

6. Ventiltrieb nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schaltbolzen (26) im Volllastschwinghebel (13) verschiebbar geführt ist, und dass das federbelastete Sperrelement (40) am Teillastschwinghebel (14) angeordnet ist.

7. Ventiltrieb nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Schaltbolzen (26) im Teillastschwinghebel (14) verschiebbar geführt ist, und dass das federbelastete Sperrelement (40) am Volllastschwinghebel (13) angeordnet ist.

8. Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** solche Abschnitte des Schaltbolzens (26), die bei Verlagerung desselben mit dem Anschlag (27) zusammen wirken, in vollständig eingefahrener Position des Schaltbolzens (26) gegenüber einem Lagergehäuse (43) des Schaltbolzens (26) vorstehen.

9. Brennkraftmaschine, insbesondere Schiffsdieselbrennkraftmaschine, mit einem Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 8.

Claims

1. A valve drive for an internal combustion engine, in particular a marine diesel engine having a full load rocker arm (13) for actuating a valve tappet (11) in a full load range of the internal combustion engine and having a part load rocker arm (14) for actuating the valve tappet (11) in a part load operating range of the internal combustion engine, wherein the full load rocker arm (13) is rotatable about a lever axis (18) by a first cam (15) of a camshaft (16), which with respect to a cam base circle has a first cam protrusion (31) radially protruding to the outside, and wherein the part load rocker arm (14) is rotatable about the lever axis (18) by a second cam (17) of the camshaft (16), which with respect to a cam base circle comprises a second cam protrusion (31) radially protruding to the outside; and having a switching element (24), which in an inactivated state separates the part load rocker arm (14) and the full load rocker arm (13) from one another and which in an activated state couples the part load rocker arm (14) and the full load rocker arm (13) to one another, wherein the switching element (24) comprises a switching pin (26) and a stop (27), wherein the stop (27) is either arranged on the full load rocker arm (13) or on the part load rocker arm (14), and wherein the switching pin (26) is displaceably guided on the other one, i.e. either on the part load rocker arm (14) or on the full load rocker arm (13) in a thrust direction in such a manner that the same in the activated state of the switching element (24) via the coupling of part load rocker arm (14) and full load rocker arm (13) brings about co-rotating of the full load rocker arm (13) with the part load rocker arm (14), **characterized in that** the second cam (17) of the camshaft (16) furthermore comprises a cam contour (37) which with respect to the respective cam base circle is set back radially to the inside in order to ensure, for coupling and for separating part load rocker arm (14) and full load rocker arm (13) of a defined displacing of the switching pin (26), wherein the switching pin (26) of the switching element (24) can be subjected to hydraulic pressure via a hydraulic line (25), wherein the switching pin (26) comprises a protrusion (44) interacting with the hydraulic line (25) in such a manner that on extending the same in the activated state of the switching element (24) initially a relatively low hydraulic pressure and subsequently a relatively high hydraulic pressure is active on the switching pin

(26).

2. The valve drive according to claim 1, **characterized in that** a starting point (33) of the first cam protrusion (31) and a starting point (34) of the second cam protrusion (32) on the respective cam base circle (30) lie in the same circumferential position and that seen in the direction of rotation of the cam an end point (26) of the second cam protrusion (32) lies behind an end point (35) of the first cam protrusion (31) on the respective cam base circle.

3. The valve drive according to claim 1 or 2, **characterized in that** the cam contour (37) which is set back radially to the inside of the second cam (17) seen in the direction of rotation of the second cam (17) can directly follow the second cam protrusion (32) of the same.

4. The valve drive according to any one of the claims 1 to 3, **characterized in that** the displaceably guided switching pin (26) comprises multiple grooves (38, 39) positioned one behind the other in displacement direction of the same, which interact with a spring-loaded locking element (40) forming the stop (27).

5. The valve drive according to claim 4, **characterized in that** in particular when the switching pin (26) is completely retracted for separating part load rocker arm and full load rocker arm a front end (42) of the same is retracted seen in extension direction behind the locking element (40) and that in particular when the switching pin (26) for coupling part load rocker arm and full load rocker arm is completely extended, the front end (42) of the same seen in extension direction is extended in portions with respect to the locking element (40) in such a manner that the locking element engages in a first groove (39) of the switching pin, wherein in an intermediate position of the switching pin (26) the locking element (40) engages in the second groove (38), which is arranged between the first groove (39) and the front end (42) of the switching pin.

6. The valve drive according to claim 4 or 5, **characterized in that** the switching pin (26) is displaceably guided in the full load rocker arm (13) and **in that** the spring-loaded locking element (40) is arranged on the part load rocker arm (14).

7. The valve drive according to claim 4 or 5, **characterized in that** the switching pin (26) is displaceably guided in the part load rocker arm (14) and **in that** the spring-loaded locking element (40) is arranged on the full load rocker arm (13).

8. The valve drive according to any one of the claims 1 to 7, **characterized in that** such portions of the switching pin (26) which interact with the stop (27) upon displacement of the same protrude with respect to a bearing housing (43) of the switching pin (26) in the completely retracted position of the switching pin (26).

9. An internal combustion engine, in particular a marine diesel engine having a valve drive according to any one of the claims 1 to 8.

Revendications

1. Commande de soupape pour moteur à combustion interne, notamment d'un moteur à combustion interne diesel de navire, comportant un levier basculant à charge pleine (13) pour actionner un poussoir de soupape (11) dans une plage de fonctionnement en charge pleine du moteur à combustion interne et comportant un levier basculant à charge partielle (14) pour actionner le poussoir de soupape (11) dans une plage de fonctionnement en charge partielle du moteur à combustion interne, dans laquelle le levier basculant à charge pleine (13) est rotatif autour d'un axe de levier (18) par l'intermédiaire d'une première came (15) d'un arbre à cames (16), qui présente une première protubérance de came (31) dépassant radialement vers l'extérieur par rapport à un cercle de base de came, et dans laquelle le levier basculant à charge partielle (14) est rotatif autour de l'axe de levier (18) par l'intermédiaire d'une deuxième came (17) de l'arbre à cames (16), qui présente une deuxième protubérance de came (31) dépassant radialement vers l'extérieur par rapport à un cercle de base de came ; et comportant un élément de commutation (24), qui dans un état désactivé sépare l'un de l'autre le levier basculant à charge partielle (14) et le levier basculant à charge pleine (13) et qui dans un état activé couple l'un à l'autre le levier basculant à charge partielle (14) et le levier basculant à charge pleine (13), dans laquelle l'élément de commutation (24) comprend un goujon de commutation (26) et une butée (27), dans laquelle la butée (27) est disposée soit sur le levier basculant à charge pleine (13) soit sur le levier basculant à charge partielle (14) et dans laquelle le goujon de commutation (26) est guidé de manière coulissante sur l'autre levier, c'est-à-dire soit sur le levier basculant à charge partielle (14) soit sur le levier basculant à charge pleine (13) dans une position de poussée, de telle sorte que celui-ci en l'état activé de l'élément de commutation (24) provoque par l'intermédiaire du couplage du levier basculant à charge partielle (14) et du levier basculant à charge pleine (13) une rotation conjointe du levier basculant à charge pleine (13) avec le levier basculant à charge partielle (14), **caractérisée en ce que** la deuxième came (17) de l'arbre à cames (16) présente en outre un contour de came (37) re-

foulé radialement vers l'intérieur par rapport au cercle de base de came respectif, pour garantir un coulissement prédéfini du goujon de commutation (26) en vue du couplage et de la séparation du levier basculant à charge partielle (14) et du levier basculant à charge pleine (13), dans laquelle le goujon de commutation (26) de l'élément de commutation (24) peut être sollicité par l'intermédiaire d'une conduite hydraulique (25) avec une pression hydraulique, dans laquelle le goujon de commutation (26) présente une protubérance (44) coopérant avec la conduite hydraulique (25) de telle sorte que lors du déploiement de celle-ci en l'état activé de l'élément de commutation (24) une pression hydraulique relativement réduite tout d'abord et ensuite une pression hydrauliquement relativement élevée agit sur le goujon de commutation (26).

2. Commande de soupape selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** un point de départ (33) de la première protubérance de came (31) et un point de départ (34) de la deuxième protubérance de came (32) se situent sur le cercle de base de came respectif (30) à la même position circonférentielle et **en ce que** vu dans la direction de rotation des cames un point de fin (26) de la deuxième protubérance de came (32) se situe derrière un point de fin (35) de la première protubérance de came (31) sur le cercle de base de came respectif.

3. Commande de soupape selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** le contour de came (37) refoulé radialement vers l'intérieur de la deuxième came (17) peut se rattacher directement à la deuxième protubérance de came (32), vue dans la direction de rotation de la deuxième came (17).

4. Commande de soupape selon une des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** le goujon de commutation (26) guidé de manière coulissante présente plusieurs rainures (38, 39) positionnées les unes derrière les autres dans la position de coulissement dudit goujon, lesquelles coopèrent avec un élément de blocage (40) sollicité par ressort, formant la butée (27).

5. Commande de soupape selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** quand le goujon de commutation (26) est complètement rétracté pour séparer le levier basculant à charge partielle et le levier basculant à charge pleine, une extrémité avant (42) dudit goujon est rétractée derrière l'élément de blocage (40) vu dans la direction de déploiement et quand le goujon de commutation (26) est complètement déployé pour coupler le levier basculant à charge partielle et le levier basculant à charge pleine, l'extrémité avant (42) dudit goujon est déployée par portions par rapport à l'élément de blocage (40) vu dans la direction de déploiement, de sorte que l'élément de blocage s'engage dans une première rainure (39) du goujon de commutation, dans laquelle dans une position intermédiaire du goujon de commutation (26) l'élément de blocage (40) s'engage dans une deuxième rainure (38), qui est disposée entre la première rainure (39) et l'extrémité avant (42) du goujon de commutation.

6. Commande de soupape selon la revendication 4 ou 5, **caractérisée en ce que** le goujon de commutation (26) est guidé de manière coulissante dans le levier basculant à charge pleine (13) et l'élément de blocage sollicité par ressort (40) est disposé sur le levier basculant à charge partielle (14).

7. Commande de soupape selon la revendication 4 ou 5, **caractérisée en ce que** le goujon de commutation (26) est guidé de manière coulissante dans le levier basculant à charge partielle (14) et l'élément de blocage sollicité par ressort (40) est disposé sur le levier basculant à charge pleine (13).

8. Commande de soupape selon une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** des portions du goujon de commutation (26), qui coopèrent lors du déplacement dudit goujon avec la butée (27), dépassent dans la position complètement rétractée du goujon de commutation (26) par rapport à un logement de palier (43) du goujon de commutation (26).

9. Moteur à combustion interne, notamment moteur à combustion interne diesel de navire, comportant une commande de soupape selon une des revendications 1 à 8.

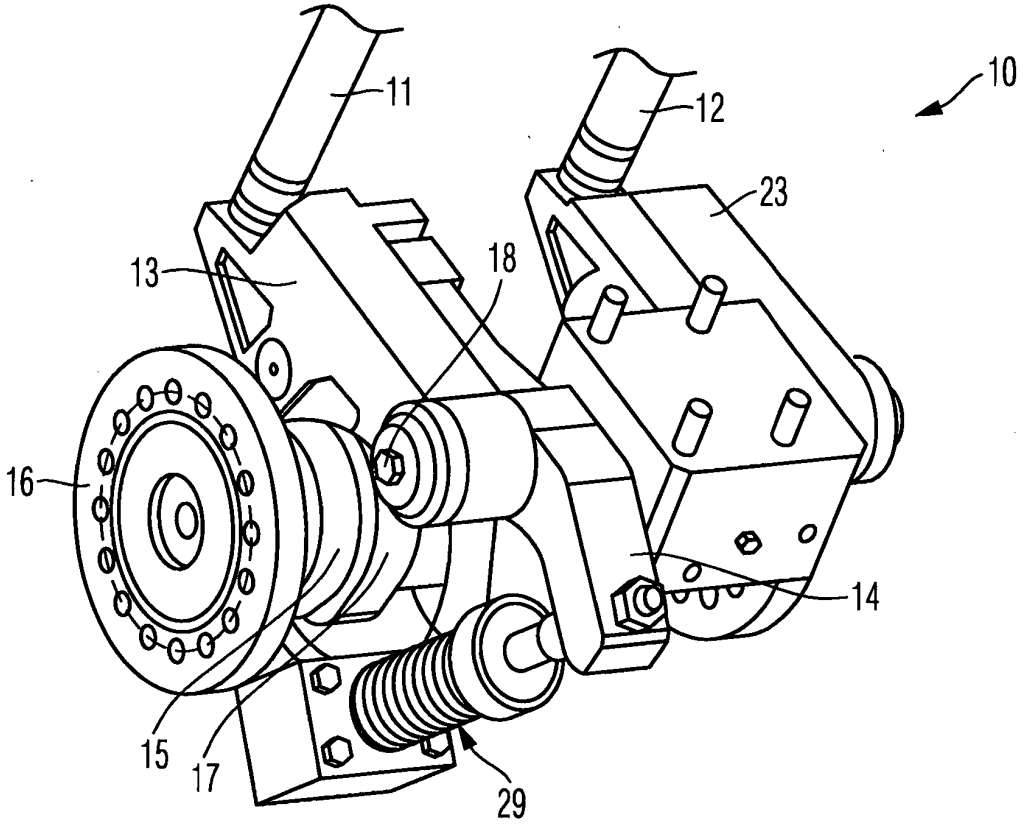

10
11
12
23
13
18
16
14
15
17
29

Fig. 1

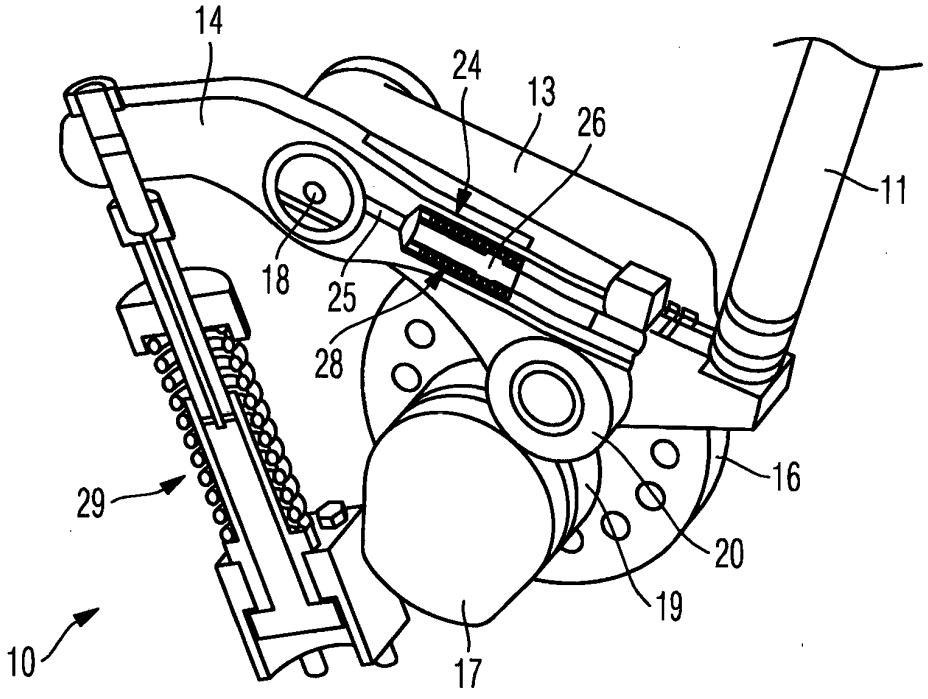

14
24
13
26
11
18
25
28
16
29
20
19
10
17

Fig. 2

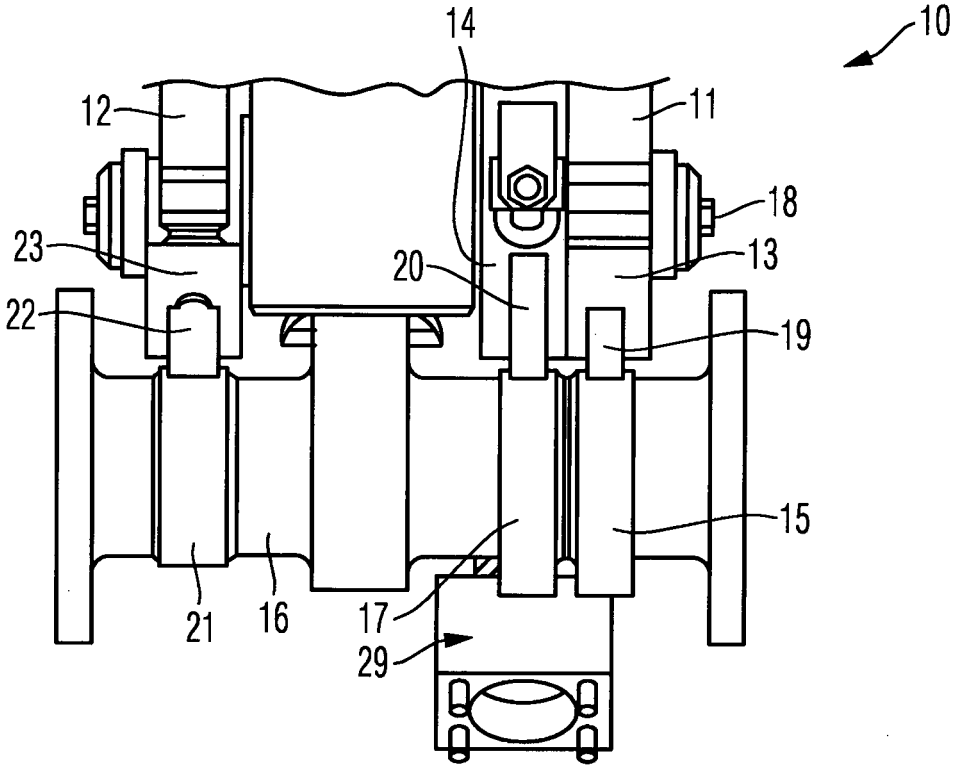

10
14
12
11
18
23
20
13
22
19
15
21
16
17
29

Fig. 3

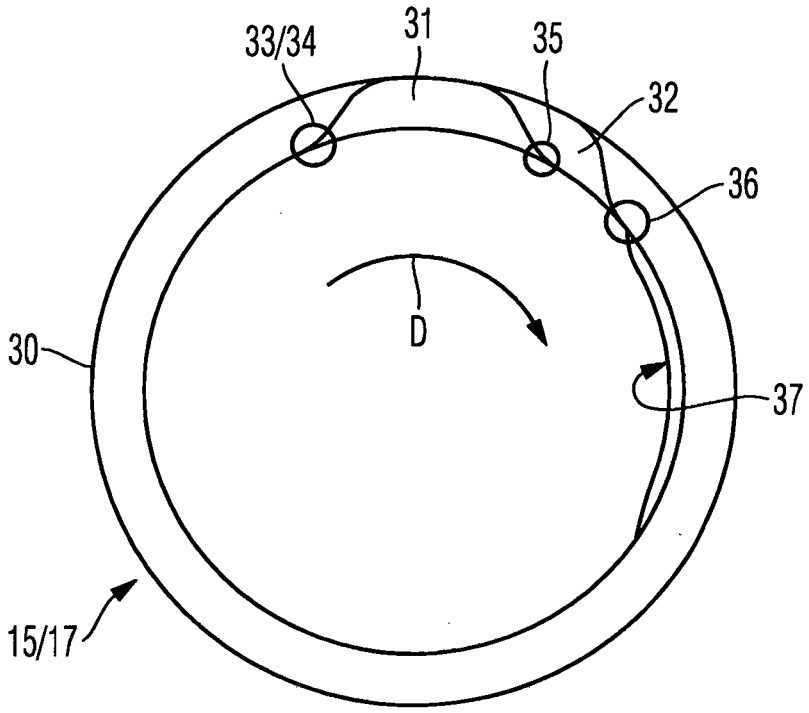

33/34
31
35
32
36
D
30
37
15/17

Fig. 4

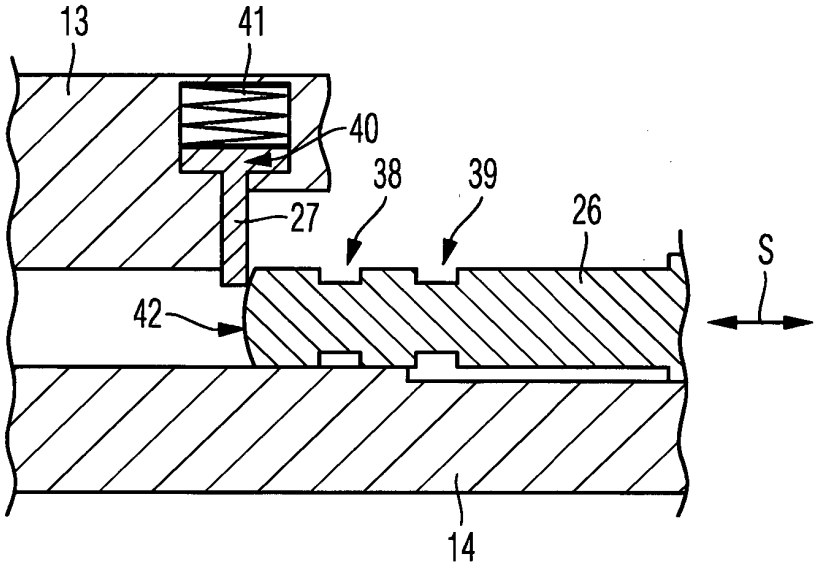


Fig. 5

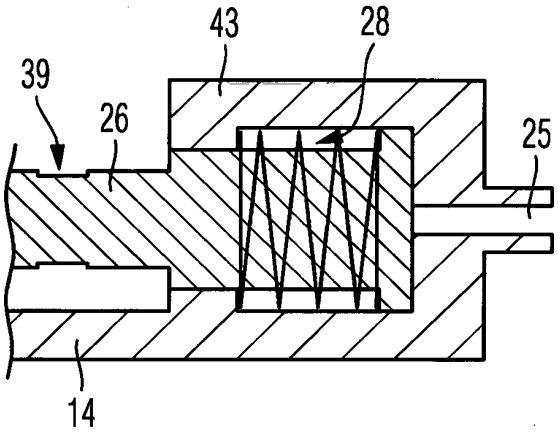


Fig. 6

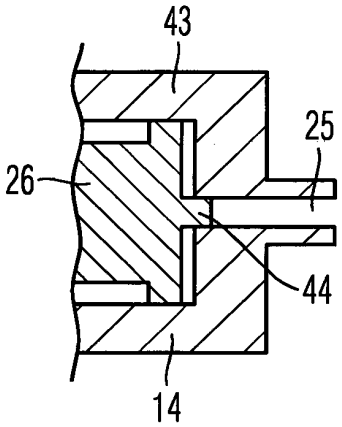


Fig. 7

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

- DE 102008027649 A1 **[0002] [0015]**