

(19)



(11)

EP 3 020 935 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
09.01.2019 Patentblatt 2019/02

(51) Int Cl.:
F01M 13/04 ^(2006.01) **F01M 13/02** ^(2006.01)
F01M 13/00 ^(2006.01) **F02M 21/00** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **15193730.7**

(22) Anmeldetag: **09.11.2015**

(54) **KURBELGEHÄUSEENTLÜFTUNGSEINRICHTUNG**

CRANKCASE VENTILATION APPARATUS

DISPOSITIF DE DÉGAZAGE DU CARTER DE VILEBREQUIN

(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: **14.11.2014 DE 102014223288**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.05.2016 Patentblatt 2016/20

(73) Patentinhaber: **Mahle International GmbH
70376 Stuttgart (DE)**

(72) Erfinder:

- **An, Dimitri
71397 Leutenbach (DE)**
- **Beez, Steve
98666 Masserberg (DE)**
- **Coelho, Armando
70597 Stuttgart (DE)**
- **Elsässer, Alfred
75210 Keltern (DE)**
- **Fallscheer, Thomas
70329 Stuttgart (DE)**

- **Gramlich, Christian
70374 Stuttgart (DE)**
- **Kirschner, Volker
75417 Mühlacker (DE)**
- **Riemay, Thomas
71404 Korb (DE)**
- **Ruppel, Stefan
69126 Heidelberg Emmertsgrund (DE)**

(74) Vertreter: **BRP Renaud & Partner mbB
Rechtsanwälte Patentanwälte
Steuerberater
Königstraße 28
70173 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 2 609 979 **WO-A1-2013/120820**
DE-A1-102012 220 800 **DE-A1-102013 106 673**
US-A1- 2011 073 082 **US-A1- 2013 213 369**

Bemerkungen:

Die Akte enthält technische Angaben, die nach dem Eingang der Anmeldung eingereicht wurden und die nicht in dieser Patentschrift enthalten sind.

EP 3 020 935 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 ein Fahrzeug mit einer Brennkraftmaschine, die ein Kurbelgehäuse und eine Aufladeeinrichtung aufweist, mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung, die eine trägheitsbasierte Ölabscheideeinrichtung mit mindestens einem trägheitsbasierten Ölabscheider, einen abgeschiedenes Öl zum Kurbelgehäuse rückführenden Ölrücklauf und eine Saugstrahlpumpe aufweist, die mit komprimierter Luft der Aufladeeinrichtung angetrieben wird und die einen Unterdruck erzeugt, um Blow-By-Gas anzutreiben. Ferner betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Steuerung einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung.

[0002] Die meisten Kraftfahrzeuge sind mit einer Brennkraftmaschine ausgestattet, die in der Regel für den Antrieb des Fahrzeugs sorgt. Eine derartige Brennkraftmaschine, vorzugsweise wenn sie als Kolbenmotor ausgestaltet ist, weist ein Kurbelgehäuse auf. Im Kurbelgehäuse befindet sich eine Kurbelwelle, die über Pleuel mit Kolben der einzelnen Zylinder der Brennkraftmaschine verbunden ist. Leckagen zwischen den Kolben und den zugehörigen Zylinderwänden führen zu einem Blow-By-Gas-Strom, durch den Blow-By-Gas von den Brennräumen in das Kurbelgehäuse gelangt. Zur Vermeidung eines unzulässigen Überdrucks im Kurbelgehäuse sind moderne Brennkraftmaschinen mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung ausgestattet, um die Blow-By-Gase aus dem Kurbelgehäuse abzuführen.

[0003] Zur Reduzierung von Schadstoffemissionen wird mit Hilfe der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung das Blow-By-Gas üblicherweise einer Frischluftanlage der Brennkraftmaschine zugeführt, welche die Brennräume der Brennkraftmaschine mit Frischluft versorgt. Im Kurbelgehäuse herrscht ein Ölnebel, so dass das Blow-By-Gas Öl mit sich führt. Dieses Öl kann als Öltröpfchen Elemente in dem Ansaugtrakt, wie beispielsweise einen Turbolader, beschädigen. Um diese Elemente zu schützen und zur Reduzierung des Ölverbrauchs besitzt die Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung üblicherweise eine Ölabscheideeinrichtung und vorzugsweise einen Ölrücklauf, der das abgeschiedene Öl zum Kurbelgehäuse zurückführt.

[0004] Bei den Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtungen lassen sich grundsätzlich passive Systeme von aktiven Systemen unterscheiden. Passive Systeme nutzen zum Antreiben des Blow-By-Gases die Druckdifferenz zwischen dem Kurbelgehäuse und dem Unterdruck in der Frischluftanlage. Aktive Systeme erzeugen zusätzlich einen Unterdruck zur Absaugung des Blow-By-Gases aus dem Kurbelgehäuse. Dadurch kann eine höhere Druckdifferenz bei der Ölabscheidung eingesetzt werden, so dass die Abscheidung verbessert ist. Bei aufgeladenen Brennkraftmaschinen, beispielsweise durch einen Kompressor oder Turbolader, ist bekannt, eine Saugstrahlpumpe zu verwenden, welche durch die komprimierte Luft der Aufladeeinrichtung angetrieben wird und somit einen Unterdruck erzeugt, mit dessen Hilfe ein

höherer Differenzdruck generiert werden kann.

[0005] Insbesondere bei Abgasturboladern kann sich dadurch das Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine, bei Teillast oder im Leerlauf erheblich verschlechtern, da in der Aufladeeinrichtung Energie entzogen wird, wenn aufgrund der geringen Leistung des Motors sowie so nur geringe Energie vorhanden ist.

[0006] Aus der WO 2013/017832 A1 und der WO 2013/120820 A1 sind beispielsweise eine Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung bekannt, bei welcher ein Unterdruck zur Entlüftung des Kurbelgehäuses mittels einer Saugstrahlpumpe erzeugt wird. Die Saugstrahlpumpe wird dabei durch komprimierte Luft aus einem Turbolader angetrieben.

[0007] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, für ein Fahrzeug der Eingangs genannten Art eine verbesserte Ausführungsform anzugeben, die sich insbesondere durch ein besseres Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine auszeichnet. Gleichzeitig soll eine hohe Effizienz hinsichtlich der Ölabscheidewirkung realisiert werden.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Gegenstände der unabhängigen Ansprüche gelöst. Vorteilhafte Ausführungsformen sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

[0009] Die Erfindung beruht auf dem allgemeinen Gedanken, die Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung nur dann zusätzlich durch die Saugstrahlpumpe anzutreiben, wenn die Brennkraftmaschine bei verhältnismäßig hoher Last betrieben wird, weil dann die Aufladeeinrichtung ausreichend große Mengen an komprimierter Luft bereitstellt, von denen ohne nennenswerte Leistungseinbußen Teile abgezweigt werden können, um die Saugstrahlpumpe zu betreiben. Dies ist insbesondere bei hohen Leistungen der Brennkraftmaschine möglich. Gerade bei hohen Leistungen ist der Volumenstrom der Blow-By-Gase besonders hoch, so dass in sehr günstiger Weise dann die Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung durch die Saugstrahlpumpe stattfindet, wenn auch die größten Fördermengen erforderlich sind. Erfindungsgemäß ist dabei, dass die Saugstrahlpumpe von einer Steuereinrichtung geregelt und/oder gesteuert wird. Dadurch kann die Leistung der Saugstrahlpumpe optimal an die gegebenen Bedingungen angepasst werden. Insbesondere kann die Saugstrahlpumpe dann betrieben werden, wenn genügend komprimierte Luft durch die Aufladeeinrichtung vorhanden ist und/oder dann betrieben werden, wenn der Druck im Kurbelgehäuse zu stark ansteigt. Durch die Unterstützung der Saugstrahlpumpe können generell größere Druckdifferenzen für die Ölabscheideeinrichtung bereitgestellt werden, so dass die Abscheiderate der Ölabscheideeinrichtung verbessert wird.

[0010] In der Beschreibung und den beigefügten Ansprüchen wird unter Unterdruck ein Druck verstanden, der unter dem atmosphärischen Umgebungsdruck liegt.

[0011] Vorteilhaft ist es, wenn die Steuereinrichtung durch ein bereits bestehendes Steuergerät gebildet ist.

Beispielsweise kann das Motorsteuergerät die Funktion der Steuereinrichtung übernehmen. Dies ist vorteilhaft, da dem Motorsteuergerät bereits die erforderlichen Informationen zur Verfügung stehen. Alternativ kann selbstverständlich auch ein separates Steuergerät für die Steuereinrichtung vorgesehen sein.

[0012] Eine günstige Lösung sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe durch ein Pumpensteuerventil regelt und/oder steuert und/oder schaltet, welches die Strömung der komprimierten Luft durch die Saugstrahlpumpe regelt und/oder steuert und/oder schaltet. Auf diese Weise können die Verluste der komprimierten Luft durch die Saugstrahlpumpe gezielt beeinflusst werden, so dass das Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine, insbesondere im Leerlauf oder bei Teillast, verbessert werden kann.

[0013] Eine weitere günstige Lösung sieht vor, dass das Pumpensteuerventil ein elektrisch steuerbares und/oder regelbares Ventil ist. Auf diese Weise kann die Steuereinrichtung einfach durch ein elektrisches Signal das Pumpensteuerventil und damit die Saugstrahlpumpe steuern. Beispielsweise kann ein elektrisch steuerbares Ventil eine Magnetspule und ein ferromagnetisches Material aufweisen, so dass das Ventil durch Strom, welcher durch die Magnetspule fließt gesteuert werden kann. Alternativ hierzu kann ein elektrisch steuerbares Ventil einen elektrischen Steller aufweisen, der das Ventil öffnet und schließt.

[0014] Eine besonders günstige Lösung sieht vor, dass das Pumpensteuerventil ein pneumatisch steuerbares und/oder regelbares Ventil ist. Dadurch können vorhandene pneumatische Systeme verwendet werden, um das Pumpensteuerventil anzusteuern.

[0015] Eine weitere besonders günstige Lösung sieht vor, dass das Pumpensteuerventil ein hydraulisch steuerbares und/oder regelbares Ventil ist. Somit können vorhandene hydraulische Systeme verwendet werden, um das Pumpensteuerventil zu steuern.

[0016] Eine vorteilhafte Möglichkeit sieht vor, dass das Pumpensteuerventil zwischen zwei Zuständen schaltbar ist, insbesondere zwischen einer Schließstellung, in der das Pumpensteuerventil geschlossen ist und einer Durchlassstellung, in der das Pumpensteuerventil komplett geöffnet ist. Auf diese Weise kann die Saugstrahlpumpe an- oder ausgeschaltet werden und somit die Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftung durch die Saugstrahlpumpe an- oder ausgeschaltet werden.

[0017] Eine weitere vorteilhafte Möglichkeit sieht vor, dass das Pumpensteuerventil ein Proportionalventil ist, wobei das Pumpensteuerventil kontinuierlich zwischen einer Schließstellung, in der das Pumpensteuerventil geschlossen ist und einer Durchlassstellung, in der das Pumpensteuerventil komplett geöffnet ist, verstellbar ist. Auf diese Weise kann die Leistung der Saugstrahlpumpe gezielt geregelt und/oder gesteuert werden, so dass die Kurbelgehäuseentlüftung gezielt gesteuert und/oder geregelt werden kann, um einen guten Kompromiss zwischen Kurbelgehäuseentlüftung und verbrauchter kom-

primierter Luft der Aufladeeinrichtung zu erreichen.

[0018] Eine erfindungsgemäße Möglichkeit sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe kennfeldbasiert steuert und/oder regelt. D.h. in der Steuereinrichtung sind für Punkte der Kennfelder der Brennkraftmaschine, Steuergrößen für die Saugstrahlpumpe hinterlegt. Die Steuereinrichtung kann dadurch anhand der hinterlegten Steuergrößen die Saugstrahlpumpe derart steuern, dass eine gute Kurbelgehäuseentlüftung bei gleichzeitig geringem Energieverlust erzielt wird.

[0019] Eine günstige Variante sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe anhand einer Drehzahl der Brennkraftmaschine steuert und/oder regelt. Die Menge an Blow-By-Gas, welche sich in dem Kurbelgehäuse ansammelt ist abhängig von der Drehzahl. Des Weiteren ist die Erzeugung von komprimierter Luft durch die Aufladeeinrichtung abhängig von der Drehzahl der Brennkraftmaschine. Folglich kann die Steuereinrichtung anhand der Drehzahl der Brennkraftmaschine bestimmen, wann die Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftung durch die Saugstrahlpumpe sinnvoll ist oder nicht.

[0020] Eine weitere günstige Variante sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe anhand des von der Brennkraftmaschine erzeugten Drehmoments steuert und/oder regelt. Das erzeugte Drehmoment steht in starker Relation zu dem Verbrennungsdruck innerhalb der Zylinder der Brennkraftmaschine. Folglich steht auch das Drehmoment in Relation zu den Blow-By-Gasen, welche aus dem Verbrennungsraum in das Kurbelgehäuse strömen. Zumindest bei einem Abgasturbolader steht auch das erzeugte Drehmoment in Relation zu der Menge an komprimierter Luft, welche der Abgasturbolader erzeugt. So kann die Steuereinrichtung eine sinnvolle Entscheidung treffen, ob die Unterstützung durch die Saugstrahlpumpe erforderlich ist oder nicht.

[0021] Eine besonders günstige Variante sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe anhand der von der Brennkraftmaschine erzeugten Leistung steuert und/oder regelt. Sowohl die erzeugten Blow-By-Gase als auch die von der Aufladeeinrichtung erzeugte komprimierte Luft sind in starker Relation zu der erzeugten Leistung der Brennkraftmaschine, so dass die Steuereinrichtung anhand der von der Brennkraftmaschine erzeugten Leistung entscheiden kann, ob die Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftung durch die Saugstrahlpumpe notwendig ist oder nicht.

[0022] Eine weitere besonders günstige Variante sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe anhand einer Drosselklappenstellung steuert und/oder regelt. Die Drosselklappenstellung der Brennkraftmaschine beeinflusst die Leistung der Brennkraftmaschine. Somit kann die Steuereinrichtung anhand der Drosselklappenstellung bestimmen, ob die Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftung durch die Saugstrahlpumpe sinnvoll ist oder nicht.

[0023] Generell ist eine Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftung durch die Saugstrahlpumpe sinnvoll,

wenn durch die Aufladeeinrichtung viel komprimierte Luft erzeugt wird und wenn der Volumenstrom an Blow-By-Gas in das Kurbelgehäuse groß ist. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn die Brennkraftmaschine eine hohe Drehzahl aufweist, ein hohes Drehmoment erzeugt, eine hohe Leistung erzeugt und/oder die Drosselklappe weit geöffnet ist.

[0024] Günstig ist es, wenn die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe nach einer gemessenen Größe regelt und/oder steuert. Auf diese Weise kann die Steuereinrichtung auf die real auftretenden Werte reagieren, und somit einen noch besseren Kompromiss zwischen einem Energieverbrauch durch die Saugstrahlpumpe und einer verbesserten Kurbelgehäuseentlüftung zu finden.

[0025] Eine vorteilhafte Lösung sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe anhand der angesaugten Luftmenge steuert und/oder regelt. Die angesaugte Luftmenge ist dabei ein gutes Maß für die von der Brennkraftmaschine erzeugte Leistung. Bei hohen Leistungen ist die Entnahme von komprimierter Luft aus der Aufladeeinrichtung eher tolerierbar und gleichzeitig ist bei einer höheren Leistung auch der auftretende Volumenstrom an Blow-By-Gas in das Kurbelgehäuse erhöht. Folglich kann somit die Steuereinrichtung genau dann die Saugstrahlpumpe aktivieren, wenn der Einsatz der Saugstrahlpumpe besonders günstig ist.

[0026] Eine weitere vorteilhafte Lösung sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe anhand eines Ladedrucks der Aufladeeinrichtung steuert und/oder regelt. Ist der Ladedruck besonders hoch, führt die zusätzliche Entnahme von komprimierter Luft aus der Aufladeeinrichtung zu weniger starken Leistungseinbußen, als wenn der Ladedruck sowieso schon niedrig ist. Auf diese Weise kann also die Steuereinrichtung dafür sorgen, dass das Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine weniger stark beeinflusst wird.

[0027] Eine besonders vorteilhafte Lösung sieht vor, dass die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe nach dem in dem Kurbelgehäuse anliegenden Druck steuert und/oder regelt. Dadurch kann die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe gerade dann zuschalten, wenn die Entlüftung gegen den Umgebungsdruck nicht ausreicht, um den ganzen Volumenstrom an Blow-By-Gasen aus dem Kurbelgehäuse abzuführen. Folglich kann somit das Überschreiten eines zulässigen Drucks innerhalb des Kurbelgehäuses vermieden werden.

[0028] Insbesondere steuert und/oder regelt die Steuereinrichtung die Saugstrahlpumpe derart, dass bei einer erhöhten angesaugten Luftmenge die Leistung der Saugstrahlpumpe erhöht wird, dass bei einem hohen Ladedruck der Aufladeeinrichtung die Leistung der Saugstrahlpumpe erhöht wird, und/oder dass bei einem erhöhten Druck im Kurbelgehäuse die Leistung der Saugstrahlpumpe erhöht wird.

[0029] Selbstverständlich ist es auch möglich, dass eine Kombination aller oder einzelner der Größen zur Regelung und/oder Steuerung der Saugstrahlpumpe herangezogen werden kann.

[0030] Eine vorteilhafte Möglichkeit sieht vor, dass die Ölabscheideeinrichtung mindestens drei Arbeitsbereiche aufweist, wobei in einem ersten Arbeitsbereich ein Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung konstant ist, wobei in einem zweiten Arbeitsbereich der Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung mit steigender Druckdifferenz zwischen Einlass und Auslass der Ölabscheideeinrichtung zunimmt und wobei in einem dritten Arbeitsbereich der Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung mit steigender Druckdifferenz weniger stark zunimmt als im zweiten Arbeitsbereich. In Betriebszuständen der Brennkraftmaschine, bei denen wenig Blow-By-Gas auftritt, sind die Volumenströme durch die Ölabscheideeinrichtung gering, so dass der Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung ebenfalls gering sein muss, um eine ausreichende Druckdifferenz für die trägheitsbasierte Ölabscheidung zur Verfügung zu haben. Bei gesteigerten Volumenströmen von Blow-By-Gasen in das Kurbelgehäuse würde die Druckdifferenz zu stark zunehmen, so dass nicht mehr ausreichend Blow-By-Gas aus dem Kurbelgehäuse gefördert werden könnte. Aus diesem Grund ist der zweite Arbeitsbereich vorgesehen, in welchem sich der Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung vergrößert, so dass auch bei gesteigertem Volumenstrom der Blow-By-Gase eine ausreichende Kurbelgehäuseentlüftung gewährleistet sein kann.

[0031] Im dritten Arbeitsbereich der Ölabscheideeinrichtung ist die Vergrößerung des Strömungsquerschnittes im Vergleich zum zweiten Arbeitsbereich gebremst, so dass die Druckdifferenz ansteigen kann. Dieser dritte Arbeitsbereich ist für Betriebszustände vorgesehen, in denen die Saugstrahlpumpe einen zusätzlichen Unterdruck zur Kurbelgehäuseentlüftung bereitstellt, so dass auch bei einer erhöhten Druckdifferenz eine ausreichende Kurbelgehäuseentlüftung gewährleistet sein kann. Die erhöhte Druckdifferenz ermöglicht eine bessere Abscheidung von Öl.

[0032] Eine weitere vorteilhafte Möglichkeit sieht vor, dass die trägheitsbasierte Ölabscheideeinrichtung mindestens zwei trägheitsbasierte Ölabscheider aufweist, und dass die Steuereinrichtung je nach Leistung der Saugstrahlpumpe zwischen den mindestens zwei Ölabscheidern umschaltet. Auf diese Weise kann einer der Ölabscheider für geringe Volumenströme und geringe Drücke ausgelegt sein, während der zweite Ölabscheider für größere Druckdifferenzen ausgelegt ist, die erzielt werden können, wenn die Saugstrahlpumpe zugeschaltet ist. Auf diese Weise können bessere Abscheideraten erzielt werden.

[0033] Eine vorteilhafte Variante sieht vor, dass der oder die Ölabscheider durch einen Impaktor gebildet ist oder sind, und/oder durch einen Zyklon gebildet ist oder sind. Ein Impaktor und ein Zyklon sind beide trägheitsbasierte Ölabscheider, welche bei einer erhöhten Druckdifferenz zwischen Einlass und Auslass eine verbesserte Abscheiderate erzielen. Somit können die Wirkungen der Saugstrahlpumpe optimal ausgenutzt werden.

[0034] Eine besonders vorteilhafte Möglichkeit sieht vor, dass die Ölabscheideeinrichtung zwei Ölabscheider aufweist, die jeweils ein federbelastetes Tellerventil aufweisen, das bei steigendem eingangsseitigen Druck öffnet, dass das Tellerventil eines der Ölabscheider ein Niederdrucktellerventil ist, und dass das Tellerventil des anderen Ölabscheiders ein Hochdrucktellerventil ist, dass das Niederdrucktellerventil bei einem geringeren Druck öffnet als das Hochdrucktellerventil. Auf diese Weise kann sowohl mit als auch ohne die Unterstützung der Saugstrahlpumpe eine gute Ölabscheiderate erzielt werden.

[0035] Eine weitere besonders vorteilhafte Möglichkeit sieht vor, dass das Hochdrucktellerventil erst bei einem Druck öffnet, bei dem das Niederdrucktellerventil bereits maximal geöffnet ist. Auf diese Weise sind die beiden Arbeitsbereiche der Ölabscheideeinrichtung besonders gut voneinander getrennt.

[0036] Vorteilhaft ist es, wenn die trägheitsbasierte Ölabscheideeinrichtung einen Ölabscheider mit einer Druck-/Volumen-Kennlinie mit mindestens drei, vorzugsweise mindestens vier, unterschiedlichen Bereichen aufweist. Die unterschiedlichen Bereiche unterscheiden sich insbesondere durch die Relation zwischen Druck und Volumen, beispielsweise korrelieren die unterschiedlichen Bereiche der Druck-/Volumen-Kennlinie mit den unterschiedlichen Arbeitsbereichen der Ölabscheideeinrichtung.

[0037] Ferner ist es vorteilhaft, wenn der Ölabscheider zwei Federn aufweist, welche das Tellerventil beaufschlagen, wobei eine erste Feder im geschlossenen Zustand des Tellerventils vorgespannt ist und eine zweite Feder erst ab einem bestimmten Öffnungsweg des Tellerventils gespannt wird. Auf diese Weise können einfach die drei Arbeitsbereiche des Ölabscheiders erzielt werden, nämlich im ersten Arbeitsbereich ist das Tellerventil geschlossen, im zweiten Arbeitsbereich ist das Tellerventil geöffnet und nur von der Kraft der ersten Feder beaufschlagt und im dritten Arbeitsbereich ist das Tellerventil sowohl von der Kraft der ersten Feder als auch von der Kraft der zweiten Feder beaufschlagt.

[0038] Ferner ist es besonders vorteilhaft, wenn der Impaktor eine progressive Feder aufweist, die das Tellerventil beaufschlagt und die eine Federkonstante aufweist, welche mit zunehmender Kompression der Feder zunimmt. Auf diese Weise kann ebenfalls das Verhalten des Ölabscheiders in der Art beeinflusst werden, dass beim Zuschalten der Saugstrahlpumpe eine größere Druckdifferenz erzielt werden kann, die eine bessere Ölabscheiderate ermöglicht.

[0039] Eine weitere vorteilhafte Variante sieht vor, dass das Tellerventil zusätzlich mit einem Referenzdruck beaufschlagt ist, der das Tellerventil in Schließrichtung beaufschlagt. Auch auf diese Weise kann erreicht werden, dass die Druckdifferenz zwischen Einlass und Auslass des Ölabscheiders erhöht wird, um eine bessere Ölabscheidung zu erreichen.

[0040] Günstig ist es, wenn dass der Ölabscheider ei-

ne Membran aufweist, an welcher der Referenzdruck anliegt und durch welche das Tellerventil des Ölabscheiders beaufschlagt ist. So kann in einfacher Weise eine durch den Referenzdruck erzeugte Kraft an das Tellerventil angelegt werden,

[0041] Vorteilhaft ist es, wenn der Referenzdruck ein Ladedruck der Aufladeeinrichtung oder ein eingangsseitiger Druck der Saugstrahlpumpe ist. Dadurch wird insbesondere bei hoher Leistung der Saugstrahlpumpe auch ein hoher Differenzdruck im Ölabscheider erzeugt, so dass die Unterstützung der Saugstrahlpumpe zur Kurbelgehäuseentlüftung insbesondere auch zur Erhöhung der Ölabscheiderate führt.

[0042] In der Beschreibung und den beigefügten Ansprüchen wird unter einem eingangsseitigen Druck der Saugstrahlpumpe der Druck der Gasströmung, die die Saugstrahlpumpe antreibt, am Einlass der Saugstrahlpumpe verstanden.

[0043] Besonders vorteilhaft ist es, wenn der Referenzdruck ein Umgebungsdruck, insbesondere ein atmosphärischer Umgebungsdruck, ist. Der Umgebungsdruck ist im Wesentlichen konstant, so dass ein von der Saugstrahlpumpe erzeugter Unterdruck, der als Gegen- druck zu dem Referenzdruck an der Membran anliegt, das Tellerventil beeinflussen kann. Insbesondere wird bei steigender Leistung der Saugstrahlpumpe der Unterdruck abgesenkt, so dass durch den Unterdruck weniger starke Öffnungskräfte auf das Tellerventil wirken. Folglich wird bei einer erhöhten Leistung der Saugstrahlpumpe der Öffnungsquerschnitt des Ölabscheiders reduziert, so dass die Druckdifferenz an dem Ölabscheider ansteigen kann und somit die Ölabscheidung verbessert wird.

[0044] Eine besonders vorteilhafte Variante sieht vor, dass die Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung ein Drosselventil aufweist, mit welchem die Blow-By-Gase gedrosselt werden können. Sollte der durch die Saugstrahlpumpe erzeugte Unterdruck zu groß werden, so dass der Druck innerhalb des Kurbelgehäuses zu weit abfällt und die Gefahr besteht, Öl aus dem Kurbelgehäuse abzusaugen, wird das Drosselventil geschlossen, so dass ein Absaugen von Öl aus dem Kurbelgehäuse verhindert werden kann.

[0045] Eine weitere besonders vorteilhafte Variante sieht vor, dass das Drosselventil in einem Strömungsweg der Blow-By-Gase zwischen dem Kurbelgehäuse und der Ölabscheideeinrichtung angeordnet ist, oder dass das Drosselventil in einem Strömungsweg der Blow-By-Gase zwischen der Ölabscheideeinrichtung und der Saugstrahlpumpe angeordnet ist. In diesen beiden Positionen kann das Drosselventil ein zu starkes Absaugen der Blow-By-Gase effektiv verhindern.

[0046] Die oben genannte Aufgabe wird ferner durch ein Verfahren zur Steuerung einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung eines Fahrzeuges gemäß der vorstehenden Beschreibung gelöst, wobei die Saugstrahlpumpe geregelt und/oder gesteuert wird. Die oben beschriebenen Vorteile der Regelung der Saugstrahlpumpe wurden bereits weiter oben ausgeführt, auf deren vorstehen-

de Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0047] Die Erfindung beruht ferner auf dem allgemeinen Gedanken, eine Flüssigkeitsabscheideeinrichtung zum Abscheiden von Flüssigkeit aus einer Gasströmung bereitzustellen, insbesondere von Öl aus Blow-By-Gas, die mindestens einen Impaktor aufweist, wobei der Impaktor Düsen aufweist, die zumindest teilweise permanent geöffnet sind und durch welche die Gasströmung strömt, der Impaktor mindestens eine gegenüber der Düsen angeordnete Prallplatte aufweist, welche die Gasströmung umlenkt und an welcher die Flüssigkeitstropfen niederschlagen, der Impaktor ein strömungstechnisch parallel zu den Düsen angeordnetes federbelastetes Tellerventil aufweist, das bei steigender Druckdifferenz zwischen Ventileingang und Ventilausgang öffnet und einen Strömungsspalt bildet, durch den ein Teil der Gasströmung strömt, und dem gegenüber eine Prallplatte angeordnet ist, welche die Gasströmung umlenkt und an welcher sich Flüssigkeitstropfen niederschlagen, wobei die Flüssigkeitsabscheideeinrichtung mindestens drei Arbeitsbereiche aufweist, wobei in einem ersten Arbeitsbereich ein Strömungsquerschnitt der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung konstant ist, wobei in einem zweiten Arbeitsbereich der Strömungsquerschnitt der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung mit steigender Druckdifferenz zwischen dem Ventileingang und dem Ventilauslass der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung zunimmt und wobei in einem dritten Arbeitsbereich der Strömungsquerschnitt der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung mit steigender Druckdifferenz weniger stark zunimmt als im zweiten Arbeitsbereich. Der Flüssigkeitsabscheider kann dadurch derart ausgebildet sein, dass er unter verschiedenen Betriebsbedingungen optimal funktioniert. So kann der Flüssigkeitsabscheider beispielsweise gewährleisten, dass bei relativ geringen Druckdifferenzen dennoch ein ausreichend hoher Volumenstrom durch die Flüssigkeitsabscheideeinrichtung strömen kann und bei einer höheren Druckdifferenz, welche beispielsweise durch eine zusätzliche Fördereinrichtung erzielt werden kann, eine bessere Abscheiderate erzielen kann.

[0048] Eine günstige Variante sieht vor, dass der Strömungsquerschnitt der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung die Summe der Querschnitte der Düsen und der Strömungsspalte der Tellerventile ist. Somit ist der Strömungsquerschnitt der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung der Querschnitt durch welche die Gasströmung strömt, um eine ausreichende Strömungsgeschwindigkeit für die trägheitsbasierte Flüssigkeitsabscheidung zu erreichen.

[0049] Eine weitere günstige Variante sieht vor, dass sich die Flüssigkeitsabscheideeinrichtung bei geringen Druckdifferenzen im ersten Arbeitsbereich, bei mittleren Druckdifferenzen im zweiten Arbeitsbereich und bei hohen Druckdifferenzen im dritten Arbeitsbereich befindet.

[0050] Eine besonders günstige Variante sieht vor, dass der Impaktor zwei Federn aufweist, welche das Tellerventil beaufschlagen, wobei eine erste Feder im geschlossenen Zustand des Tellerventils vorgespannt ist und eine zweite Feder erst ab einem bestimmten Öff-

nungsweg des Tellerventils gespannt wird. Auf diese Weise können die drei Arbeitsbereiche mit Hilfe eines einzelnen Impaktors erzielt werden.

[0051] Eine weitere besonders günstige Variante sieht vor, dass der Impaktor eine progressive Feder aufweist, die das Tellerventil beaufschlagt und die eine Federkonstante aufweist, welche mit zunehmender Kompression der Feder zunimmt. Auf diese Weise können die unterschiedlichen Arbeitsbereiche der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung mit einem einzelnen Impaktor erreicht werden, wobei der zweite und der dritte Arbeitsbereich kontinuierlich ineinander übergehen.

[0052] Eine günstige Möglichkeit sieht vor, dass das Tellerventil zusätzlich mit einem Referenzdruck beaufschlagt ist, der das Tellerventil in Schließrichtung des Tellerventils beaufschlagt. Auf diese Weise kann der Strömungsquerschnitt der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung zusätzlich beeinflusst werden, wodurch die Abscheiderate der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung weiter verbessert werden kann.

[0053] Günstig ist es, wenn dass der Ölabscheider eine Membran aufweist, an welcher der Referenzdruck anliegt und durch welche das Tellerventil des Ölabscheiders beaufschlagt ist. So kann in einfacher Weise eine durch den Referenzdruck erzeugte Kraft an das Tellerventil angelegt werden,

[0054] Eine besonders vorteilhafte Lösung sieht vor, dass als Referenzdruck ein Ladedruck einer Aufladeeinrichtung einer Brennkraftmaschine genutzt wird, und/oder ein eingangsseitiger Druck einer Saugstrahlpumpe. Diese Drücke sind abhängig vom Lastzustand einer Brennkraftmaschine, bei welcher die Flüssigkeitsabscheideeinrichtung eingesetzt werden kann. Somit kann das Abscheideverhalten der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung an die Betriebszustände der Brennkraftmaschine angepasst werden.

[0055] Besonders vorteilhaft ist es, wenn der Referenzdruck ein Umgebungsdruck, insbesondere ein atmosphärischer Umgebungsdruck, ist. Der Umgebungsdruck ist im Wesentlichen konstant, so dass ein von der Saugstrahlpumpe erzeugter Unterdruck, der als Gegen- druck zu dem Referenzdruck an der Membran anliegt, das Tellerventil beeinflussen kann. Insbesondere wird bei steigender Leistung der Saugstrahlpumpe der Unterdruck abgesenkt, so dass durch den Unterdruck weniger starke Öffnungskräfte auf das Tellerventil wirken. Folglich wird bei einer erhöhten Leistung der Saugstrahlpumpe der Öffnungsquerschnitt des Ölabscheiders reduziert, so dass die Druckdifferenz an dem Ölabscheider ansteigen kann und somit die Ölabscheidung verbessert wird.

[0056] Eine besonders vorteilhafte Lösung sieht vor, dass für die Düsen und das Tellerventil eine gemeinsame Prallplatte vorgesehen ist, welche zylinderförmig ausgebildet ist und welche die Düsen und den Strömungsspalt des Tellerventils radial umgibt. Auf diese Weise kann eine besonders kompakte Bauweise des Impaktors und damit der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung erzielt werden.

[0057] Eine besonders günstige Möglichkeit sieht vor, dass die Flüssigkeitsabscheideeinrichtung zwei Impaktoren aufweist, die jeweils ein federbelastetes Tellerventil aufweisen, das bei steigendem eingangsseitigen Druck öffnet, dass das Tellerventil eines der Impaktoren ein Niederdrucktellerventil ist und dass das Tellerventil des anderen Impaktors ein Hochdrucktellerventil ist, dass das Niederdrucktellerventil bei einem geringeren Druck öffnet, als das Hochdrucktellerventil. Auf diese Weise können in konstruktiv einfacher Art und Weise die drei unterschiedlichen Arbeitsbereiche der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung erzielt werden.

[0058] Eine weitere besonders günstige Lösung sieht vor, dass das Hochdrucktellerventil erst bei einem Druck öffnet, bei dem das Niederdrucktellerventil bereits maximal geöffnet ist. Auf diese Weise können der zweite Arbeitsbereich und der dritte Arbeitsbereich der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung sauber voneinander getrennt werden, ohne dass dabei ein Zwischenbereich entsteht, in welchem der Strömungsquerschnitt der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung mit steigender Druckdifferenz stärker zunimmt als im zweiten Arbeitsbereich.

[0059] Besonders vorteilhaft ist es, dass das Niederdrucktellerventil mit einem Referenzdruck beaufschlagt ist. Auf diese Weise kann beispielsweise das Niederdrucktellerventil wieder geschlossen werden, wenn eine besonders große Druckdifferenz an der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung zur Verfügung steht. Dies kann beispielsweise durch Unterstützung einer Fördereinrichtung, beispielsweise einer Saugstrahlpumpe, erreicht werden. Dadurch kann die Abscheiderate der Flüssigkeitsabscheideeinrichtung besonders gut verbessert werden.

[0060] Weitere wichtige Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen, aus den Zeichnungen und aus der zugehörigen Figurenbeschreibung anhand der Zeichnungen.

[0061] Es versteht sich, dass die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

[0062] Bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den Zeichnungen dargestellt und werden in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert, wobei sich gleiche Bezugszeichen auf gleiche oder ähnliche oder funktional gleiche Komponenten beziehen.

[0063] Es zeigen, jeweils schematisch

Fig. 1 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung,

Fig. 2 eine Schnittdarstellung einer Saugstrahlpumpe mit einem Pumpensteuerventil,

Fig. 3 eine Schnittdarstellung einer Ölabscheideein-

richtung mit daran angeschlossener Saugstrahlpumpe,

Fig. 4 eine Schnittdarstellung durch die Ölabscheideeinrichtung, wobei ein Tellerventil der Ölabscheideeinrichtung teilweise geöffnet ist,

Fig. 5 ein Diagramm, wobei einen Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung über einen Differenzdruck zwischen Ventileinlass und Ventilauslass des Tellerventils der Ölabscheideeinrichtung dargestellt ist,

Fig. 6 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer zweiten Ausführungsform der Erfindung,

Fig. 7 eine Schnittdarstellung durch eine Ölabscheideeinrichtung gemäß der zweiten Ausführungsform,

Fig. 8 ein Diagramm, wobei der Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung gegenüber einer Druckdifferenz zwischen Ventileingang und Ventilausgang des Tellerventils der Ölabscheideeinrichtung dargestellt ist,

Fig. 9 eine Prinzipdarstellung einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß eines dritten Ausführungsbeispiels,

Fig. 10 eine Schnittdarstellung durch eine Ölabscheideeinrichtung mit daran angeschlossener Saugstrahlpumpe gemäß der dritten Ausführungsform,

Fig. 11 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer vierten Ausführungsform,

Fig. 12 eine Schnittdarstellung durch eine Ölabscheideeinrichtung gemäß der vierten Ausführungsform,

Fig. 13 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer fünften Ausführungsform,

Fig. 14 eine Schnittdarstellung durch eine Ölabscheideeinrichtung gemäß der fünften Ausführungsform,

Fig. 15 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer sechsten Ausführungsform der Erfindung,

- Fig. 16 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer siebten Ausführungsform,
- Fig. 17 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer achten Ausführungsform,
- Fig. 18 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer neunten Ausführungsform,
- Fig. 19 eine Schnittdarstellung durch eine Ölabscheideeinrichtung gemäß der neunten Ausführungsform,
- Fig. 20 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer zehnten Ausführungsform, und
- Fig. 21 eine Prinzipskizze einer Brennkraftmaschine mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung gemäß einer elften Ausführungsform.

[0064] Eine in Figur 1 dargestellte Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 weist eine Flüssigkeitsabscheideeinrichtung 11, im Folgenden Ölabscheideeinrichtung 11 genannt, durch welche Blow-By-Gase aus einem Kurbelgehäuse 14 geleitet werden, um Ölnebel aus dem Blow-By-Gas abzuscheiden, eine Saugstrahlpumpe 16, welche einen Unterdruck erzeugt, um die Blow-By-Gase anzutreiben, und ein Pumpensteuerventil 18 auf, welches die Saugleistung der Saugstrahlpumpe 16 steuert und/oder regelt. Die Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 wird zur Entlüftung des Kurbelgehäuses 14 einer Brennkraftmaschine 20 verwendet, wie sie beispielsweise in einem Fahrzeug 22, insbesondere Kraftfahrzeug eingesetzt wird.

[0065] Bei Hubkolbenmaschinen, wie beispielsweise Otto-Motoren oder Diesel-Motoren, gelangen aufgrund des hohen Drucks während der Verbrennung Gase aus dem Brennraum in das Kurbelgehäuse 14. Die Gase strömen dabei zwischen Kolben und Zylinderwand in das Kurbelgehäuse 14. Diese Gase werden Blow-By-Gase genannt. Die Blow-By-Gase würden sich mit der Zeit in dem Kurbelgehäuse 14 ansammeln und einen erheblichen Druck aufbauen. Um dies zu verhindern, ist die Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 vorgesehen.

[0066] Da die Blow-By-Gase, welche aus dem Kurbelgehäuse 14 entlüftet werden, üblicherweise Ölnebel aufweisen, werden diese dem Ansaugtrakt 13 der Brennkraftmaschine 20 zugeführt. Um die Brennkraftmaschine 20 und ggf. im Ansaugtrakt 13 befindlicher Einheiten, wie beispielsweise Aufladeeinrichtungen 24 nicht mit dem Ölnebel zu belasten, ist die Ölabscheideeinrichtung 11 vorgesehen. Die Ölabscheideeinrichtung 11 verursacht eine Druckdifferenz, bzw. benötigt eine gewisse Druck-

differenz, um ausreichend hohe Abscheideraten zu erzielen. Aus diesem Grund wird, beispielsweise bei reinen Saugbrennkraftmaschinen der Unterdruck im Ansaugtrakt 13 der Brennkraftmaschine 20 ausgenutzt, um eine Druckdifferenz für die Ölabscheideeinrichtung 11 bereitzustellen. Bei aufgeladenen Brennkraftmaschinen, welche beispielsweise einen Kompressor oder einen Turbolader 26 aufweisen, kann die Saugstrahlpumpe 16 vorgesehen sein, welche durch von der Aufladeeinrichtung 24 erzeugte komprimierte Luft 28 angetrieben wird, und einen Unterdruck erzeugt. So kann eine größere Druckdifferenz zwischen dem Kurbelgehäuse 14 und dem Ausgang der Ölabscheideeinrichtung 11 erzeugt werden. Dadurch kann ein besserer Abscheidegrad erzielt werden. Dies ist insbesondere interessant, da ein zulässiger Maximaldruck im Kurbelgehäuse 14 nicht überschritten werden sollte.

[0067] Die Entnahme der komprimierten Luft 28 hinter der Aufladeeinrichtung 24 führt allerdings zu Leistungseinbußen der Brennkraftmaschine 20. Insbesondere bei der Verwendung eines Turboladers 26 verschlechtert sich dadurch das Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine 20 vor allem bei geringen Leistungen. So ist beispielsweise im Leerlauf oder im Teillastbereich der Turbolader 26 bei einer geringen Drehzahl, und erzeugt somit nur einen geringen Ladedruck 30. Wenn gerade in so einer Situation noch zusätzlich komprimierte Luft 28 entnommen wird, um die Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 zu unterstützen, wird die Motorleistung stark reduziert. In einem höheren Lastbereich oder bei Vollast hingegen ist der Turbolader 26 bei voller Drehzahl und kann ausreichend komprimierte Luft 28 und einem ausreichend hohen Ladedruck 30 erzeugen, so dass häufig sogar ein Waist Gate eingesetzt wird, um unzulässig hohe Drehzahlen des Turboladers zu vermeiden. In solchen Situationen ist die Entnahme von komprimierter Luft 28 unschädlich ist für die Leistung der Brennkraftmaschine 20.

[0068] Das Pumpensteuerventil 18 ist derart ausgebildet, dass die Saugstrahlpumpe 16 gerade dann betrieben wird, wenn ausreichender Ladedruck 30 also ausreichende Mengen an komprimierter Luft 28 von der Aufladeeinrichtung 24 zur Verfügung stehen. Entsprechend wird die Leistung der Saugstrahlpumpe 16 gedrosselt oder die Saugstrahlpumpe 16 ganz ausgeschaltet, wenn nicht genügend Ladedruck 30 oder komprimierte Luft 28 zur Verfügung steht, beispielsweise im Leerlauf oder in Teillastbereichen der Brennkraftmaschine 20.

[0069] Somit erfolgt die Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftung durch die Saugstrahlpumpe 16 gerade dann, wenn die Brennkraftmaschine 20 hohe Leistung abgibt. Also gerade dann, wenn auch ein Volumenstrom der Blow-By-Gase in das Kurbelgehäuse 14 besonders hoch ist. Anders herum betrachtet erfolgt die Drosselung der Saugstrahlpumpe 16 gerade in Betriebszuständen der Brennkraftmaschine 20, wenn sowieso verhältnismäßig geringe Mengen an Blow-By-Gas in das Kurbelgehäuse 14 gelangen.

[0070] Das Pumpensteuerventil 18 derart ausgebildet ist, dass das Pumpensteuerventil 18 abhängig von einer Druckdifferenz zwischen einem Ventileinlass 35 und einem Ventilauslass 37 öffnet oder schließt. Bei geringen Druckdifferenzen ist das Pumpensteuerventil 18 geschlossen. Bei Druckdifferenzen oberhalb einer Schwelldruckdifferenz öffnet das Pumpensteuerventil 18, so dass Gase das Pumpensteuerventil durchströmen können.

[0071] Eingangsseitig ist das Pumpensteuerventil 18 an der Hochdruckseite der Aufladeeinrichtung 24 verbunden, so dass der Ladedruck 30 der Aufladeeinrichtung 24 eingangsseitig am Pumpensteuerventil 18 anliegt. Das Pumpensteuerventil 18 öffnet somit dann, wenn der Ladedruck 30 der Aufladeeinrichtung 24 den ausgangsseitigen Druck des Pumpensteuerventils 18, also den Druck am Eingang der Saugstrahlpumpe 16, um mehr als die Schwelldruckdifferenz übersteigt. Somit öffnet das Pumpensteuerventil 18 dann, wenn es für die Leistung der Brennkraftmaschine 20 unschädlich ist, wenn komprimierte Luft 28 zum Antreiben der Saugstrahlpumpe 16 verwendet wird.

[0072] Alternativ oder ergänzend hierzu kann vorgesehen sein, dass das Pumpensteuerventil 18 ist derart ausgebildet, dass es abhängig vom eingangsseitigen Druck öffnet oder schließt. Bei geringen Drücken bis zu einem Schwelldruck ist das Pumpensteuerventil 18 geschlossen. Bei Drücken oberhalb des Schwelldruckes öffnet das Pumpensteuerventil 18, so dass Gase das Pumpensteuerventil 18 passieren können.

[0073] Eingangsseitig ist das Pumpensteuerventil 18 an der Hochdruckseite der Aufladeeinrichtung 24 verbunden, so dass der Ladedruck 30 der Aufladeeinrichtung 24 eingangsseitig am Pumpensteuerventil 18 anliegt. Das Pumpensteuerventil 18 öffnet somit dann, wenn der Ladedruck 30 der Aufladeeinrichtung 24 oberhalb des Schwelldrucks liegt. Somit öffnet das Pumpensteuerventil 18 dann, wenn es für die Leistung der Brennkraftmaschine 20 unschädlich ist, wenn komprimierte Luft 28 zum Antreiben der Saugstrahlpumpe 16 verwendet wird.

[0074] Das Pumpensteuerventil 18 weist einen Ventilsitz 32 und ein Verschlussstück 34 auf, welches kraftbeaufschlagt gegen den Ventilsitz 32 gedrückt ist und somit das Pumpensteuerventil 18 verschließt. An dem Ventilsitz 32 ist eine Dichtung 36 angeordnet, gegen welche das Verschlussstück 34 gedrückt wird, und somit das Pumpensteuerventil 18 schließt.

[0075] Das Verschlussstück 34 ist derart angeordnet, dass der eingangsseitige Druck eine Kraft auf das Verschlussstück 34 ausübt, welche das Verschlussstück 34 von dem Ventilsitz 32 abhebt. Die Kraft, mit welcher das Verschlussstück 34 gegen den Ventilsitz 32 beaufschlagt ist und die Druckkraft durch den Ladedruck 30 konkurrieren somit miteinander. Wenn die Druckkraft des Ladedrucks 30 die Kraft, mit welcher das Verschlussstück 34 gegen den Ventilsitz 32 beaufschlagt ist, überschreitet, hebt sich das Verschlussstück 34 aus dem Ventilsitz 32, so dass

das Pumpensteuerventil 18 öffnet. Die Druckkraft durch den Ladedruck 30 ist bei dem Schwelldruck, bei dem das Pumpensteuerventil 18 öffnet etwa gleich der Kraft, mit welcher das Verschlussstück 34 gegen den Ventilsitz 32 beaufschlagt ist.

[0076] Zur Erzeugung der Kraft, mit welcher das Verschlussstück 34 gegen den Ventilsitz 32 beaufschlagt ist, kommen mehrere Möglichkeiten in Frage. Beispielsweise kann eine Feder 38 vorgesehen sein, welche vorgespannt ist, so dass das Verschlussstück 34 durch die Federkraft der Feder 38 gegen den Ventilsitz 32 beaufschlagt ist.

[0077] Ferner ist es auch möglich, magnetisch oder pneumatisch erzeugte Kräfte auszunutzen.

[0078] Die Saugstrahlpumpe 16 basiert auf dem Ventury-Effekt. Es wird ein erstes Medium durch eine Düse geleitet und in ein größeres Rohr geleitet. Durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit des Mediums an der Düse wird das umgebende Medium mitgerissen, so dass dort ein Unterdruck entsteht, welcher hier ausgenutzt wird, um eine ausreichende Druckdifferenz an der Ölabscheideeinrichtung 11 zu erzielen.

[0079] Die Ölabscheideeinrichtung 11 weist einen Ölabscheider 12 auf, der ein trägheitsbasierter Ölabscheider ist. Ein solcher trägheitsbasierter Ölabscheider ist auch zur Abscheidung anderer Flüssigkeiten, wie beispielsweise Wasser geeignet. Der Ölabscheider 12 nutzt die unterschiedlichen Dichten der Öltröpfchen im Vergleich zu der Dichte des Blow-By-Gases aus, um die Öltröpfchen aus dem Blow-By-Gas abzuscheiden. Üblicherweise wird eine Gasströmung erzeugt, welche umgelenkt wird. Die Öltröpfchen können aufgrund der höheren Dichte der Umlenkung nicht so gut folgen, so dass sie an den Rand der Strömung getrieben werden und ggf. auf eine Platte treffen, an der sie sich anlagern. Solche trägheitsbasierten Ölabscheider 12 sind beispielsweise Impaktoren 40 oder Zyklone.

[0080] Der Ölabscheider 12 ist als Impaktor 40 ausgebildet und kann auch andere Flüssigkeiten abscheiden. Bei einem Impaktor 40 wird die zu reinigende Gasströmung, beispielsweise das Blow-By-Gas, durch mindestens eine Düse 42 geleitet, der gegenüber eine Prallplatte 44 angeordnet ist, so dass die Gasströmung unmittelbar nach der Düse umgelenkt wird. Durch die Düse 42 erhält die Gasströmung eine hohe Geschwindigkeit, so dass die Flüssigkeitströpfchen, im Folgenden Öltröpfchen genannt, der Umlenkung durch die Prallplatte nicht folgen können und auf die Prallplatte 44 treffen und dort hängen bleiben und somit aus der Gasströmung abgeschieden werden.

[0081] Des Weiteren weist der Impaktor 40 ein Tellerventil 46 auf, welches federbelastet geschlossen ist, wobei das Tellerventil 46 bei Überschreiten einer Druckdifferenz zwischen Ventileingang 48 und Ventilausgang 50 öffnet, welche einer Druckdifferenz zwischen Einlass 49 und Auslass 51 der Ölabscheideeinrichtung 11 entspricht. Dabei bildet das Tellerventil 46 einen ringförmigen Strömungsspalt 52, welcher ebenfalls wie eine Düse

fungiert, und die durch den Impaktor 40 strömende Gasströmung, beispielsweise das Blow-By-Gas, beschleunigt. Der ringförmige Strömungsspalt 52 ist von einer zylinderförmigen Prallplatte 44 umgeben, welche die Gasströmung, welche durch den ringförmigen Strömungsspalt 52 geströmt ist, umlenkt und somit auch dort eine Abscheidung von Öltröpfchen aus der Gasströmung ermöglicht. Dadurch, dass das Tellerventil 46 bei einer steigenden Druckdifferenz öffnet, wird ein Strömungsquerschnitt 56 des Impaktors 40 vergrößert und damit der Strömungsquerschnitt der Ölabscheideeinrichtung 11 vergrößert. Der Strömungsquerschnitt 56 setzt sich dabei zusammen aus dem Querschnitt aller Düsen 42 und der Strömungsfläche des ringförmigen Strömungsspalts 52.

[0082] Dadurch, dass sich der Strömungsquerschnitt 56 des Impaktors 40 ab einer bestimmten Differenzdruckschwelle vergrößert, steigt der Druckabfall innerhalb des Impaktors ab einem gewissen Druck weniger stark mit Zunahme des Volumenstroms zu. Dadurch kann erreicht werden, dass möglichst früh, also auch bei geringen Volumenströmen der Blow-By-Gase, ein für die Ölabscheidung ausreichend hoher Differenzdruck an dem Impaktor 40 anliegt und gleichzeitig der Differenzdruck nicht so stark ansteigt, dass die Entlüftung des Kurbelgehäuses 14 nicht mehr gewährleistet werden kann.

[0083] Durch die Unterstützung der Saugstrahlpumpe 16 können allerdings bei der erfindungsgemäßen Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 auch größere Druckdifferenzen am Impaktor 40 akzeptiert werden. Aus diesem Grund ist das Tellerventil 46 in derart ausgebildet, dass sich das Tellerventil 46 über einen ersten Öffnungsweg leichter öffnen lässt als über einen restlichen Öffnungsweg. Dies wird beispielsweise dadurch erreicht, dass das Tellerventil 46 zwei Federn aufweist, welche einen Verschlusssteller 58 gegen einen Ventilsitz drücken, wobei bei geschlossenem Tellerventil eine erste Feder 60 vorgespannt ist und eine zweite Feder 62 nicht vorgespannt ist. Die zweite Feder 62 wird erst beim Öffnen des Tellerventils 46 gespannt, wenn der erste Öffnungsweg des Tellerventils 46 durchlaufen ist. Auf diese Weise ist die für das Tellerventil 46 relevante Federkonstante im ersten Öffnungsweg geringer als im restlichen Öffnungsweg, da die Federkonstanten der ersten Feder 60 und der zweiten Feder 62 addiert werden.

[0084] Auf diese Weise weist der Impaktor 40 drei Arbeitsbereiche auf. In einem ersten Arbeitsbereich 64 ist das Tellerventil 46 geschlossen und die Gasströmung muss durch die Düsen 42 strömen. In einem zweiten Arbeitsbereich 66 ist das Tellerventil 46 teilweise geöffnet, wobei lediglich die erste Feder 60 gespannt ist, so dass sich das Tellerventil 46 gegen eine geringe Federkonstante öffnen kann. In einem dritten Arbeitsbereich 68 ist das Tellerventil 46 so weit geöffnet, dass sowohl die erste Feder 60 als auch die zweite Feder 62 gespannt sind, so dass ein weiteres Öffnen des Tellerventils 46 gegen eine erhöhte Federkraft erfolgen muss.

[0085] Die Arbeitsbereiche sind vorzugsweise derart ausgewählt, dass wenn die Saugstrahlpumpe 16 ausgeschaltet oder bei sehr geringer Leistung arbeitet der Impaktor 40 im ersten Arbeitsbereich oder im zweiten Arbeitsbereich 66 arbeitet und bei zugeschalteter Saugschaltpumpe 16 der Impaktor 40 im dritten Arbeitsbereich 68 arbeitet.

[0086] Der Impaktor 40 weist einen eingangsseitigen inneren Zylinder 70 auf, in welchem an einem Kopfende 72 des inneren Zylinders 70 die Düsen 42 in der Zylinderwand angeordnet sind und radial nach außen gerichtet sind. Am Kopfende 72 sind zum einen Strömungsöffnungen 74 für das Tellerventil 46 angeordnet, durch welche die Gasströmung durch das Tellerventil 46 strömen kann und zum anderen eine zentrale Bohrung 76, in der ein Führungsstift 78 des Tellerventils 46 geführt ist, so dass ein Verschlusssteller 58 axial beweglich in dem inneren Zylinder 70 gelagert ist.

[0087] Der Verschlusssteller 58 liegt von außen an dem Kopfende 72 des inneren Zylinders 70 an und verschließt somit die Strömungsöffnungen 74, wenn das Tellerventil 46 geschlossen ist. Der Verschlusssteller 58 ist von dem Kopfende 72 des inneren Zylinders 70 axial abgehoben, um die Strömungsöffnung 74 freizulegen, wenn das Tellerventil 46 geöffnet ist.

[0088] An dem Führungsstift 78 ist an dem dem Verschlusssteller 58 abgewandten Ende ein ringförmiges Plattenelement befestigt, an welchem die Federn 60, 62 angreifen kann, um den Verschlusssteller 58 gegen die Strömungsöffnungen 74 zu drücken.

[0089] Die Federn 62, 60 stützen sich dabei an einer Innenseite des inneren Zylinders 70 am Kopfende 72 des inneren Zylinders 70 ab und drücken somit das tellerförmige Verschlussstück 58 in Richtung des Ventileingangs 48. Radial außerhalb des inneren Zylinders ist die Prallplatte 44 zylinderförmig ausgebildet und angeordnet und kann somit die Gasströmung, welche durch die Düsen 42 oder durch den ringförmigen Strömungsspalt 52 strömt umlenken und somit Flüssigkeit, beispielsweise Öl, aus der Gasströmung abzuscheiden.

[0090] Ferner weist der Impaktor 40 einen Flüssigkeitssammelbereich 80 auf, in welchem die abgeschiedene Flüssigkeit, beispielsweise Öl, gesammelt wird, um sie dann über einen Ölrücklauf 81 dem Kurbelgehäuse 14 rückführen zu können.

[0091] Strömungstechnisch zwischen dem Kurbelgehäuse 14 und dem Impaktor 40 ist ein Drosselventil 15 angeordnet, welches die Strömung der Blow-By-Gase drosseln kann, falls der Druck im Kurbelgehäuse 14 zu stark absinken würde, so dass Öl aus dem Kurbelgehäuse 14 abgesaugt werden würde. Alternativ oder ergänzend hierzu kann das Drosselventil 15 auch strömungstechnisch zwischen der Ölabscheideeinrichtung der Saugstrahlpumpe 16 angeordnet sein.

[0092] Eine in den Figuren 6 bis 8 dargestellte zweite Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelge-

häuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass das Tellerventil 46 des Impaktors 40 eine progressive Feder 82 aufweist, mit welcher das tellerförmige Verschlusssteil 58 des Tellerventils 46 gegen die Strömungsöffnungen 74 kraftbeaufschlagt ist.

[0093] Auf diese Weise gehen der zweite Arbeitsbereich 66 und der dritte Arbeitsbereich 68 des Impaktors 40 kontinuierlich ineinander über, so dass mit Zuschalten der Saugstrahlpumpe 16 eine erhöhte Druckdifferenz an dem Impaktor 40 erzielt werden kann.

[0094] Im Übrigen stimmt die in den Figuren 6 bis 8 dargestellte zweite Ausführungsform hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0095] Eine in den Figuren 9 bis 10 dargestellte dritte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass die Ölabscheideeinrichtung 11 zwei Ölabscheider 12, beispielsweise zwei Impaktoren 40 aufweist, durch welche die Ölabscheideeinrichtung 11 mehrere, beispielsweise drei Arbeitsbereiche aufweist.

[0096] Die Ölabscheideeinrichtung 11 weist ein erstes Tellerventil 84 und ein zweites Tellerventil 86 auf, wobei beide Tellerventile jeweils nur eine Feder aufweisen. Wobei die Feder 88 des ersten Tellerventils 84 eine geringere Federkonstante aufweist als die Feder 90 des zweiten Tellerventils 86. Des Weiteren ist die Vorspannung der Feder 90 des zweiten Tellerventils 86 derart, dass das zweite Tellerventil 86 erst dann öffnet, wenn das erste Tellerventil 84 bereits maximal geöffnet ist. Das erste Tellerventil 84 wird auch Niedrigdrucktellerventil 84 genannt und das zweite Tellerventil 86 wird auch Hochdrucktellerventil 86 genannt.

[0097] Auf diese Weise ergibt sich der erste Arbeitsbereich 64 der Ölabscheideeinrichtung 11, bei dem sowohl das erste Tellerventil 84 als auch das zweite Tellerventil 86 geschlossen sind, und die Ölabscheideeinrichtung 11 durchströmende Gasströmung nur durch die Düsen 42 strömen kann. Des Weiteren kennzeichnet sich der zweite Arbeitsbereich 66 dadurch aus, dass das erste Tellerventil 84 teilweise geöffnet ist und das zweite Tellerventil 86 geschlossen ist. Der dritte Arbeitsbereich 68 kennzeichnet sich dadurch, dass das erste Tellerventil 84 vollständig geöffnet ist und dass das zweite Tellerventil zumindest teilweise geöffnet ist.

[0098] Dadurch kann sich die gleiche Verhaltensweise der Ölabscheideeinrichtung 11 wie in den ersten beiden Ausführungsformen erzielt werden.

[0099] Im Übrigen stimmt die in den Figuren 9 bis 10 dargestellte dritte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschrei-

bung insoweit Bezug genommen wird.

[0100] Eine in den Figuren 11 und 12 dargestellte vierte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass das Tellerventil 46 zusätzlich mit einem Referenzdruck 92 beaufschlagt wird, der das Tellerventil 46 in eine Schließstellung drückt.

[0101] Als Referenzdruck 92 kann beispielsweise der Ladedruck 30 der Aufladeeinrichtung 24 genutzt werden. Bei hohen Ladedrücken 30 ist die Saugleistung der Saugstrahlpumpe 16 besonders hoch, so dass der Ölabscheideeinrichtung 11 eine hohe Druckdifferenz für die Ölabscheidung zur Verfügung gestellt werden kann. Um dies optimal auszunutzen, darf der Strömungsquerschnitt 56 der Ölabscheideeinrichtung 11 nicht zu groß sein. Dies wird durch den Referenzdruck 92 erzielt, da bei größeren Ladedrücken 30 das Tellerventil 46 unter Umständen wieder zugeedrückt wird, so dass der Strömungsquerschnitt 56 der Ölabscheideeinrichtung 11 weniger stark zunimmt oder sogar abnimmt.

[0102] Alternativ hierzu kann vorgesehen sein, dass als Referenzdruck 92 ein eingangsseitiger Druck 93 der Saugstrahlpumpe 16 verwendet wird. Der eingangsseitige Druck der 93 Saugstrahlpumpe 16 ist auch bei Regelung der Leistung der Saugstrahlpumpe 16 durch das Pumpensteuerventil 18 ein Maß für die Leistung der Saugstrahlpumpe 16, so dass die Anpassung der Ölabscheideeinrichtung 11 besonders günstig an die tatsächlich zur Verfügung stehende Saugleistung der Saugstrahlpumpe 16 angepasst wird.

[0103] Ferner kann alternativ dazu vorgesehen sein, dass als Referenzdruck 92 ein atmosphärischer Umgebungsdruck verwendet wird. Der Umgebungsdruck ist im Wesentlichen konstant und unterliegt nur den Schwankungen aufgrund der Höhe über Null und den Wetterbedingten Schwankungen.

[0104] Der Impaktor 40 weist in einem Freiraum über dem Verschlusssteil 58 des Tellerventils 46 einen durch eine Membran 94 abgeschlossenen Druckraum auf, in welchem der Referenzdruck 92 eingeleitet wird. Die Membran 94 drückt angetrieben von dem Referenzdruck 92 auf den Verschlusssteil 58. Der Verschlusssteil 58 wird dadurch zusätzlich auf die Strömungsöffnungen 74 des Tellerventils 46 gedrückt.

[0105] Als Gegendruck zu dem Referenzdruck 92 liegt der Druck am Ventilausgang 50 an der Membran 94 an, der somit das Tellerventil 46 in Öffnungsrichtung beaufschlagt. Der Auslass 51 der Ölabscheideeinrichtung 11 und damit der Ventilauslass 51 wird durch die Saugstrahlpumpe 16 abgesaugt, so dass am Ventilausgang 51 der von der Saugstrahlpumpe 16 erzeugte Unterdruck anliegt. Bei hohen Leistungen der Saugstrahlpumpe 16 verringert sich also der Druck, der das Tellerventil 46 öffnet, so dass bei einer Steigerung der Leistung der Saugstrahlpumpe 16 das Tellerventil 46 stärker in Schließrichtung beaufschlagt wird. Dies gilt auch bei der

Verwendung eines im Wesentlichen konstanten Druck als Referenzdruck 92, wie beispielsweise dem atmosphärischen Umgebungsdruck.

[0106] Ferner wirkt der Druck am Ventileingang 48 auf das Tellerventil 46 in Öffnungsrichtung. Der Druck am Ventileingang 48 liegt insbesondere an der Unterseite des Tellers 58 und an der Spitze des Führungsstifts 78 an. Der Druck am Ventileingang entspricht dabei im Wesentlichen dem Druck im Kurbelgehäuse 14.

[0107] Es liegen demnach drei konkurrierende Drücke an dem Tellerventil 46 an, nämlich der Referenzdruck, der das Tellerventil 46 in Schließrichtung beaufschlagt, der von der Saugstrahlpumpe 16 erzeugte Unterdruck und der Druck im Kurbelgehäuse, die das Tellerventil 46 in Öffnungsrichtung beaufschlagen.

[0108] Im Übrigen stimmt die in den Figuren 11 und 12 dargestellte vierte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0109] Eine in den Figuren 13 und 14 dargestellte fünfte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 9 bis 10 dargestellten dritten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass das erste Tellerventil 84, also das Niederdrucktellerventil 84, zusätzlich mit einem Referenzdruck 92 beaufschlagt wird.

[0110] Auf diese Weise kann beispielsweise ein Umschalten der Ölabscheideeinrichtung 11 von dem ersten Tellerventil 84 zu dem zweiten Tellerventil 86 erzielt werden. Diese Umschaltung kann entsprechend der Leistung der Saugstrahlpumpe 16 erfolgen.

[0111] Als Referenzdruck 92 kann beispielsweise der Ladedruck 30 der Aufladeeinrichtung 24 verwendet werden. Bei hohen Ladedrücken 30 wird das erste Tellerventil 84, welches als Niederdrucktellerventil 84 ausgebildet ist, durch den Referenzdruck 92 zugeedrückt, so dass das Niederdrucktellerventil 84 weniger weit geöffnet wird oder sogar geschlossen wird. Die Flüssigkeitsabscheidung findet dann hauptsächlich durch das Hochdrucktellerventil 86 statt.

[0112] Auf diese Weise kann bei Zuschaltung der Saugstrahlpumpe 16 an der Ölabscheideeinrichtung 11 eine noch höhere Druckdifferenz für die Ölabscheidung zur Verfügung gestellt werden.

[0113] Das erste Tellerventil 84 weist in einem Freiraum über dem Verschlusssteller 58 des Tellerventils 84 einen durch eine Membran 94 abgeschlossenen Druckraum auf, in welchem der Referenzdruck 92 eingeleitet wird. Die Membran 94 drückt angetrieben von dem Referenzdruck 92 auf den Verschlusssteller 58. Der Verschlusssteller 58 wird dadurch zusätzlich auf die Strömungsöffnungen 74 des Tellerventils 84 gedrückt.

[0114] Im Übrigen stimmt die in den Figuren 13 und 14 dargestellte fünfte Ausführungsform der Kurbelgehäu-

seentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 9 bis 10 dargestellten dritten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0115] Eine in Figur 15 dargestellte sechste Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass das Pumpensteuerventil 18 durch eine Steuereinrichtung 96 gesteuert und/oder geregelt wird.

[0116] Das Pumpensteuerventil 18 ist entsprechend durch ein Signal von Außen steuerbar ausgebildet. Beispielsweise ist das Pumpensteuerventil 18 ein elektrisch, magnetisch, pneumatisch oder hydraulisch steuerbares Ventil. Vorzugsweise kann das Pumpensteuerventil 18 zwischen einer Schließstellung und einer Durchlassstellung hin- und her geschaltet werden. Es ist allerdings auch möglich, dass das Pumpensteuerventil 18 ein Proportionalventil ist, welches kontinuierlich zwischen der Schließstellung und der Durchlassstellung verstellbar ist.

[0117] Die Steuereinrichtung 96 steuert das Pumpensteuerventil 18 und damit die Leistung der Saugstrahlpumpe 16 derart, dass das Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine 20 möglichst wenig beeinflusst wird. D.h., dass das Pumpensteuerventil 18 insbesondere im Leerlaufbetrieb und/oder Teillastbereich geschlossen ist, so dass die Saugstrahlpumpe 16 keine komprimierte Luft 28 von der Aufladeeinrichtung 24 abzieht.

[0118] Es sind unterschiedliche Möglichkeiten denkbar, anhand welcher die Steuereinrichtung 96 entscheidet, ob die Saugstrahlpumpe 16 an- oder ausgeschaltet wird. Beispielsweise kann die Steuereinrichtung die Leistung der Saugstrahlpumpe 16 Kennfeldbasiert regeln und/oder steuern.

[0119] Die Steuereinrichtung 96 ist beispielsweise die Motorsteuerung der Brennkraftmaschine 20, so dass die Steuereinrichtung 96 über alle Daten der Motorsteuerung verfügt. Dies sind insbesondere die Drehzahl der Brennkraftmaschine 20, das erzeugte Drehmoment der Brennkraftmaschine 20, die erzeugte Leistung der Brennkraftmaschine 20 oder eine Drosselklappenstellung. Anhand dieser Werte kann die Steuereinrichtung 96 abschätzen, ob genügend Ladedruck 30 vorhanden ist, so dass die Leistung der Brennkraftmaschine 20 nicht oder nur wenig beeinflusst wird und ob überhaupt eine Unterstützung der Kurbelgehäuseentlüftung durch die Saugstrahlpumpe 16 notwendig ist.

[0120] Des Weiteren kann die Steuereinrichtung 96 die Saugstrahlpumpe 16 nach einer gemessenen Größe regeln und/oder steuern. Solche Größen können beispielsweise die angesaugte Luftmenge, der Ladedruck 30 oder der Druck im Kurbelgehäuse 14 sein. Auf diese Weise kann die Saugstrahlpumpe auf die tatsächlich auftretenden Verhältnisse im Kurbelgehäuse 14 oder hinter der Aufladeeinrichtung 24 reagieren, und entsprechend die Saugstrahlpumpe 16 steuern.

[0121] Es versteht sich, dass auch eine Kombination aus kennfeldbasierter Regelung und/oder Steuerung und anhand von gemessenen Größen möglich ist. Beispielsweise kann zunächst ein Wert für die Leistung der Saugstrahlpumpe anhand der Kennfelder bestimmt werden und ggf. anhand der gemessenen Größe nachgeregelt werden.

[0122] Im Übrigen stimmt die in der Figur 15 dargestellte sechste Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 1 bis 5 dargestellten ersten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0123] Eine in Figur 16 dargestellte siebte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 6 bis 8 dargestellten zweiten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass das Pumpensteuerventil 18 durch eine Steuereinrichtung 96 gesteuert wird. Die Regelung und/oder Steuerung des Pumpensteuerventils 18 durch die Steuereinrichtung 96 entspricht dabei der Regelung und/oder Steuerung gemäß der in Figur 15 dargestellten sechsten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0124] Im Übrigen stimmt die in Figur 16 dargestellte siebte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 6 bis 8 dargestellten zweiten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0125] Eine in Figur 17 dargestellte achte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 9 bis 10 dargestellten dritten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass das Pumpensteuerventil 18 durch eine Steuereinrichtung 96 geregelt und/oder gesteuert ist. Die Regelung und/oder Steuerung des Pumpensteuerventils 18 durch die Steuereinrichtung 96 entspricht dabei der Regelung und/oder Steuerung gemäß der in Figur 15 dargestellten sechsten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0126] Im Übrigen stimmt die in Figur 17 dargestellte achte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in Figuren 9 bis 10 dargestellten dritten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0127] Eine in den Figuren 18 und 19 dargestellte neunte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in Figur 17 dargestellten achten Ausführungsform der Kurbelge-

häuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass die Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 ein Umschaltventil 100 aufweist, welches die Blow-By-Gas-Strömung zwischen den zwei Impaktoren der Ölabscheideeinrichtung 11 umschaltet. Das Umschaltventil 100 ist durch die Steuereinrichtung 96 gesteuert. Die Steuereinrichtung 96 schaltet das Umschaltventil 100 entsprechend, dass der Impaktor 40 mit dem Niederdrucktellerventil 84 durchströmt wird, wenn die Saugstrahlpumpe 16 ausgeschaltet oder nur bei sehr geringer Leistung arbeitet, und dass das Hochdrucktellerventil 86 durchströmt wird, wenn die Saugstrahlpumpe 16 angeschaltet oder zumindest bei hoher Leistung arbeitet.

[0128] Dadurch kann gezielt genau dann, wenn die Saugstrahlpumpe 16 die Kurbelgehäuseentlüftung unterstützt und damit eine hohe Druckdifferenz zur Ölabscheidung zur Verfügung steht, das Hochdrucktellerventil 86 der Ölabscheideeinrichtung verwendet werden, das zwar einen höheren Differenzdruck benötigt, aber dann auch eine bessere Ölabscheidung bietet.

[0129] Des Weiteren steuert die Steuereinrichtung 96 ein weiteres Ventil 102, welches zwischen dem Impaktor 40 mit dem Niederdrucktellerventil 84 und dem Ansaugtrakt 13 angeordnet ist und dann geschlossen wird, wenn das Umschaltventil 100 auf den Impaktor 40 mit dem Hochdrucktellerventil 86 umgeschaltet wird. Auf diese Weise kann ein Rückströmen von Gasen durch den Impaktor 40 mit dem Niederdrucktellerventil 84 vermieden werden. In diesem Fall weist die Ölabscheideeinrichtung 11 für beide Impaktoren jeweils einen eigenen Auslass 53, 55 auf.

[0130] Im Übrigen stimmt die in den Figuren 18 und 19 dargestellte neunte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in Figur 17 dargestellten achten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0131] Eine in Figur 20 dargestellte zehnte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 11 und 12 dargestellten vierten Ausführungsform dadurch, dass das Pumpensteuerventil 18 durch eine Steuereinrichtung 96 gesteuert ist. Die Regelung und/oder Steuerung des Pumpensteuerventils 18 durch die Steuereinrichtung 96 entspricht dabei der Regelung und/oder Steuerung gemäß der in Figur 15 dargestellten sechsten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0132] Im Übrigen stimmt die in Figur 20 dargestellte zehnte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 11 und 12 dargestellten vierten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0133] Eine in Figur 21 dargestellte elfte Ausführungs-

form der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 unterscheidet sich von der in den Figuren 13 und 14 dargestellten fünften Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 dadurch, dass das Pumpensteuerventil 18 durch ein Steuereinrichtung 96 gesteuert und/oder geregelt wird. Die Regelung und/oder Steuerung des Pumpensteuerventils 18 durch die Steuereinrichtung 96 entspricht dabei der Regelung und/oder Steuerung gemäß der in Figur 15 dargestellten sechsten Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

[0134] Im Übrigen stimmt die in Figur 21 dargestellte elfte Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 hinsichtlich Aufbau und Funktion mit der in den Figuren 13 und 14 dargestellten fünften Ausführungsform der Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung 10 überein, auf deren vorstehende Beschreibung insoweit Bezug genommen wird.

Patentansprüche

1. Fahrzeug mit einer Brennkraftmaschine (20), die ein Kurbelgehäuse (14) und eine Aufladeeinrichtung (24) aufweist, mit einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung (10), die eine trägheitsbasierte Ölabscheideeinrichtung (11) mit mindestens einem trägheitsbasierten Ölabscheider (12), einen abgeschiedenes Öl zum Kurbelgehäuse (14) rückführenden Ölrücklauf (81) und eine Saugstrahlpumpe (16) aufweist, die mit komprimierter Luft (28) der Aufladeeinrichtung (24) angetrieben wird und die einen Unterdruck erzeugt, um Blow-By-Gas anzutreiben, **dadurch gekennzeichnet**,
 - **dass** die Saugstrahlpumpe (16) von einer Steuereinrichtung (96) geregelt und/oder gesteuert und/oder geschaltet wird, und
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) kennfeldbasiert steuert und/oder regelt
2. Fahrzeug nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, **dass** die Steuereinrichtung (96) durch ein bereits bestehendes Steuergerät oder ein separates Steuergerät gebildet ist.
3. Fahrzeug nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**,
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) anhand einer Drehzahl der Brennkraftmaschine (20) steuert und/oder regelt, und/oder
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) anhand des von der Brennkraftmaschine (20) erzeugten Drehmoments steuert und/oder regelt, und/oder
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) anhand der von der Brennkraftmaschine (20) erzeugten Leistung steuert und/oder regelt, und/oder
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) anhand einer Drosselklappenstellung steuert und/oder regelt.
4. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) nach einer gemessenen Größe regelt und/oder steuert.
5. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**,
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) anhand der angesaugten Luftmenge steuert und/oder regelt, und/oder
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (16) anhand eines Ladedrucks (30) der Aufladeeinrichtung (24) steuert und/oder regelt, und/oder
 - **dass** die Steuereinrichtung (96) die Saugstrahlpumpe (96) nach dem in dem Kurbelgehäuse (14) anliegenden Druck steuert und/oder regelt.
6. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**,
 - **dass** die Ölabscheideeinrichtung (11) mindestens drei Arbeitsbereiche (64, 66, 68) aufweist,
 - wobei in einem ersten Arbeitsbereich (64) ein Strömungsquerschnitt (56) der Ölabscheideeinrichtung (11) konstant ist,
 - wobei in einem zweiten Arbeitsbereich (66) der Strömungsquerschnitt (56) der Ölabscheideeinrichtung (11) mit steigender Druckdifferenz zwischen Einlass (49) und Auslass (51) der Ölabscheideeinrichtung (11) zunimmt und
 - wobei in einem dritten Arbeitsbereich (68) der Strömungsquerschnitt (56) der Ölabscheideeinrichtung (11) mit steigender Druckdifferenz weniger stark zunimmt als im zweiten Arbeitsbereich (66).
7. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, **dass** die trägheitsbasierte Ölabscheideeinrichtung (11) mindestens zwei trägheitsbasierte Ölabscheider (12) aufweist, und dass die Steuereinrichtung (96) je nach Leistung der Saugstrahlpumpe (16) zwischen den mindestens zwei Ölabscheidern (12) umschaltet.

8. Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet,

- **dass** der oder die Ölabscheider (12) durch einen Impaktor (40) gebildet ist oder sind, und
- **dass** ein Tellerventil (46) des Ölabscheiders (12) zusätzlich mit einem Referenzdruck (92) beaufschlagt ist, der das Tellerventil (46) in Schließrichtung beaufschlagt, und/oder dass der Ölabscheider eine Membran (94) aufweist, an welcher der Referenzdruck (92) anliegt und durch welche das Tellerventil (46) des Ölabscheiders (12) beaufschlagt ist.

9. Fahrzeug nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet,

- **dass** der Referenzdruck (92) ein Umgebungsdruck ist, und/oder
- **dass** der Referenzdruck (92) ein Ladedruck (30) der Aufladeeinrichtung (24) ist, und/oder
- **dass** der Referenzdruck (92) ein eingangsseitiger Druck (93) der Saugstrahlpumpe (16) ist.

10. Verfahren zur Steuerung einer Kurbelgehäuseentlüftungseinrichtung (10) eines Fahrzeugs nach einem der Ansprüche 1 bis 9 **dadurch gekennzeichnet,**

- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) geregelt und/oder gesteuert wird, und
- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) kennfeldbasiert geregelt und/oder gesteuert wird.

11. Verfahren nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet,

- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) anhand einer Drehzahl der Brennkraftmaschine (20) gesteuert und/oder geregelt wird und/oder
- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) anhand des von der Brennkraftmaschine (20) erzeugten Drehmoments gesteuert und/oder geregelt wird, und/oder
- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) anhand der von der Brennkraftmaschine (20) erzeugten Leistung gesteuert und/oder geregelt wird, und/oder
- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) anhand einer Drosselklappenstellung gesteuert und/oder geregelt wird.

12. Verfahren nach Anspruch 10 oder 11,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Saugstrahlpumpe (16) anhand einer gemessenen Größe geregelt und/oder gesteuert wird.

13. Verfahren nach einem der Ansprüche 10 bis 12,

dadurch gekennzeichnet,

- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) anhand der angesaugten Luftmenge gesteuert und/oder geregelt wird, und/oder
- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) anhand eines Ladedrucks (30) der Aufladeeinrichtung (24) gesteuert und/oder geregelt wird, und/oder
- **dass** die Saugstrahlpumpe (16) anhand des in dem Kurbelgehäuse (14) anliegenden Druck gesteuert und/oder geregelt wird.

Claims

1. Vehicle with an internal combustion engine (20), which comprises a crankcase (14) and a charging unit (24), with a crankcase ventilation device (10), which comprises an inertia-based oil separator device (11) with at least one inertia-based oil separator (12), an oil return flow (81) returning separated oil to the crankcase (14) and a suction jet pump (16) which is driven by compressed air (28) from the charging unit (24) and which generates negative pressure in order to drive blow-by gas,
characterised in that

- the suction jet pump (16) is regulated and/or controlled and/or operated by a control device (96), and
- the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (16) on the basis of engine characteristics.

2. Vehicle according to claim 1,
characterised in that
the control device (96) is formed by an already existing control device or a separate control device.

3. Vehicle according to claim 1 or 2,
characterised in that
- the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (16) by means of a speed of the internal combustion engine (20), and/or
- the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (16) by means of the torque produced by the internal combustion engine (20) and/or
- the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (16) by means of the power produced by the internal combustion engine (20) and/or
- the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (16) by means of a throttle position.

4. Vehicle according to any of claims 1 to 3,
characterised in that
the control device (96) regulates and/or controls the suction jet pump (16) according to a measured variable.
5. Vehicle according to any of claims 1 to 4,
characterised in that
- the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (16) by means of the suctioned amount of air, and/or
 - the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (16) by means of a charging pressure (30) of the charging unit (24) and/or
 - the control device (96) controls and/or regulates the suction jet pump (96) according to the pressure applied to the crankcase (14).
6. Vehicle according to any of claims 1 to 5,
characterised in that
- the oil separator device (11) comprises at least three working areas (64, 66, 68),
 - wherein in a first working area (64) a flow cross-section (56) of the oil separator device (11) is constant,
 - wherein in a second working area (66) the flow cross-section (56) of the oil separator device (11) increases with increasing pressure difference between the inlet (49) and outlet (51) of the oil separator device (11) and
 - wherein in a third working area (68) the flow cross-section (56) of the oil separator device (11) increases less with increasing pressure difference than in the second working area (66).
7. Vehicle according to any of claims 1 to 6,
characterised in that
the inertia-based oil separator device (11) comprises at least two inertia-based oil separators (12), and the control device (96) switches between the at least two oil separators (12) depending on the power of the suction jet pump (16).
8. Vehicle according to any of claims 1 to 7,
characterised in that
- the oil separator or separators (12) is or are formed by an impactor (40), and
 - a poppet valve (46) of the oil separator (12) is charged additionally with a reference pressure (92) which charges the poppet valve (46) in closing direction, and/or the oil separator comprises a membrane (94), contacted by the reference pressure (92), and by means of which the poppet valve (46) of the oil separator (12) is charged.
9. Vehicle according to claim 8,
characterised in that
- the reference pressure (92) is an ambient pressure, and/or
 - the reference pressure (92) is a charging pressure (30) of the charging unit (24), and/or
 - the reference pressure (92) is an input-side pressure (93) of the suction jet pump (16).
10. Method for controlling a crankcase ventilation device (10) of a vehicle according to any of claims 1 to 9,
characterised in that
- the suction jet pump (16) is regulated and/or controlled, and
 - the suction jet pump (16) is regulated and/or controlled on the basis of engine characteristics.
11. Method according to claim 10,
characterised in that
- the suction jet pump (16) is controlled and/or regulated by means of a speed of the internal combustion engine (20) and/or
 - the suction jet pump (16) is controlled and/or regulated by means of the torque produced by the internal combustion engine (20), and/or
 - the suction jet pump (16) is controlled and/or regulated by means of the power produced by the internal combustion engine (20), and/or
 - the suction jet pump (16) is controlled and/or regulated by means of a throttle position.
12. Method according to claim 10 or 11,
characterised in that
the suction jet pump (16) is regulated and/or controlled by a measured variable.
13. Method according to any of claims 10 to 12,
characterised in that
- the suction jet pump (16) is controlled and/or regulated by means of the suctioned amount of air, and/or
 - the suction jet pump (16) is controlled and/or regulated by means of a charging pressure (30) of the charging unit (24) and/or
 - the suction jet pump (16) is controlled and/or regulated by the pressure applied to the crankcase (14).
- Revendications**
1. Véhicule avec un moteur à combustion interne (20), qui présente un carter de vilebrequin (14) et un dispositif de charge (24), avec un dispositif de dégaza-

- ge du carter de vilebrequin (10), qui présente un dispositif de séparation d'huile basé sur l'inertie (11) avec au moins un séparateur d'huile basé sur l'inertie (12), un retour d'huile (81) ramenant l'huile séparée au carter de vilebrequin (14) et une pompe à jet aspirant (16), qui est entraînée avec de l'air comprimé (28) du dispositif de charge (24) et qui génère une dépression pour entraîner du gaz de soufflage,
- caractérisé en ce**
- **que** la pompe à jet aspirant (16) est réglée et/ou commandée et/ou commutée par un dispositif de commande (96), et
 - **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (16) sur la base d'un champ caractéristique
2. Véhicule selon la revendication 1,
caractérisé en ce
que le dispositif de commande (96) est formé par un appareil de commande déjà existant ou un appareil de commande séparé.
3. Véhicule selon la revendication 1 ou 2,
caractérisé en ce
- **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (16) à l'aide d'une vitesse de rotation du moteur à combustion interne (20), et/ou
 - **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (16) à l'aide du couple généré par le moteur à combustion interne (20), et/ou
 - **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (16) à l'aide de la puissance générée par le moteur à combustion interne (20), et/ou
 - **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (16) à l'aide d'une position de papillon.
4. Véhicule selon l'une quelconque des revendications 1 à 3,
caractérisé en ce
que le dispositif de commande (96) règle et/ou commande la pompe à jet aspirant (16) selon une grandeur mesurée.
5. Véhicule selon l'une quelconque des revendications 1 à 4,
caractérisé en ce
- **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (16) à l'aide du volume d'air aspiré, et/ou
 - **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (16) à l'aide
- d'une pression de suralimentation (30) du dispositif de charge (24), et/ou
- **que** le dispositif de commande (96) commande et/ou règle la pompe à jet aspirant (96) selon la pression appliquée dans le carter de vilebrequin (14).
6. Véhicule selon l'une quelconque des revendications 1 à 5,
caractérisé en ce
- **que** le dispositif de séparation d'huile (11) présente au moins trois zones de travail (64, 66, 68),
 - dans lequel dans une première zone de travail (64), une section transversale d'écoulement (56) du dispositif de séparation d'huile (11) est constante,
 - dans lequel dans une deuxième zone de travail (66), la section transversale d'écoulement (56) du dispositif de séparation d'huile (11) augmente avec l'augmentation de la différence de pression entre l'entrée (49) et la sortie (51) du dispositif de séparation d'huile (11) et
 - dans lequel dans une troisième zone de travail (68), la section transversale d'écoulement (56) du dispositif de séparation d'huile (11) augmente moins fortement avec l'augmentation de la différence de pression que dans la deuxième zone de travail (66).
7. Véhicule selon l'une quelconque des revendications 1 à 6,
caractérisé en ce
que le dispositif de séparation d'huile basé sur l'inertie (11) présente au moins deux séparateurs d'huile basés sur l'inertie (12), et que le dispositif de commande (96) commute en fonction de la puissance de la pompe à jet aspirant (16) entre les au moins deux séparateurs d'huile (12).
8. Véhicule selon l'une quelconque des revendications 1 à 7,
caractérisé en ce
- **que** le ou les séparateurs d'huile (12) est ou sont formés par un impacteur (40), et
 - **qu'**une soupape à disque (46) du séparateur d'huile (12) est sollicitée en outre avec une pression de référence (92), qui sollicite la soupape à disque (46) dans la direction de fermeture, et/ou que le séparateur d'huile présente une membrane (94), sur laquelle la pression de référence (92) s'applique et par laquelle la soupape à disque (46) du séparateur d'huile (12) est sollicitée.
9. Véhicule selon la revendication 8,
caractérisé en ce

- **que** la pression de référence (92) est une pression ambiante, et/ou
 - **que** la pression de référence (92) est une pression de suralimentation (30) du dispositif de charge (24), et/ou 5
 - **que** la pression de référence (92) est une pression côté entrée (93) de la pompe à jet aspirant (16).
- 10.** Procédé de commande d'un dispositif de dégazage du carter de vilebrequin (10) d'un véhicule selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce** 10
- **que** la pompe à jet aspirant (16) est réglée et/ou commandée, et 15
 - **que** la pompe à jet aspirant (16) est réglée et/ou commandée sur la base d'un champ caractéristique. 20
- 11.** Procédé selon la revendication 10, **caractérisé en ce**
- **que** la pompe à jet aspirant (16) est commandée et/ou réglée à l'aide d'une vitesse de rotation du moteur à combustion interne (20), et/ou 25
 - **que** la pompe à jet aspirant (16) est commandée et/ou réglée à l'aide du couple généré par le moteur à combustion interne (20), et/ou
 - **que** la pompe à jet aspirant (16) est commandée et/ou réglée à l'aide de la puissance générée par le moteur à combustion interne (20), et/ou 30
 - **que** la pompe à jet aspirant (16) est commandée et/ou réglée à l'aide d'une position de papillon. 35
- 12.** Procédé selon la revendication 10 ou 11, **caractérisé en ce**
- que** la pompe à jet aspirant (16) est réglée et/ou commandée à l'aide d'une grandeur mesurée. 40
- 13.** Procédé selon l'une quelconque des revendications 10 à 12, **caractérisé en ce** 45
- **que** la pompe à jet aspirant (16) est commandée et/ou réglée à l'aide du volume d'air aspiré, et/ou
 - **que** la pompe à jet aspirant (16) est commandée et/ou réglée à l'aide d'une pression de suralimentation (30) du dispositif de charge (24), et/ou 50
 - **que** la pompe à jet aspirant (16) est commandée et/ou réglée à l'aide de la pression appliquée dans le carter de vilebrequin (14). 55

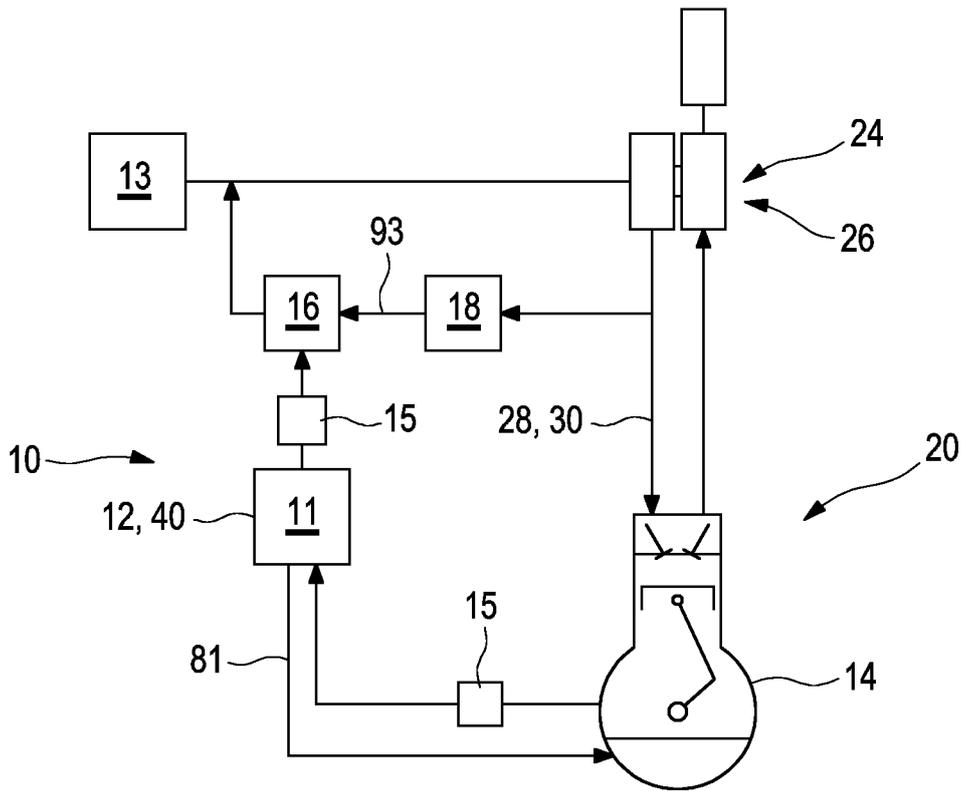


Fig. 1

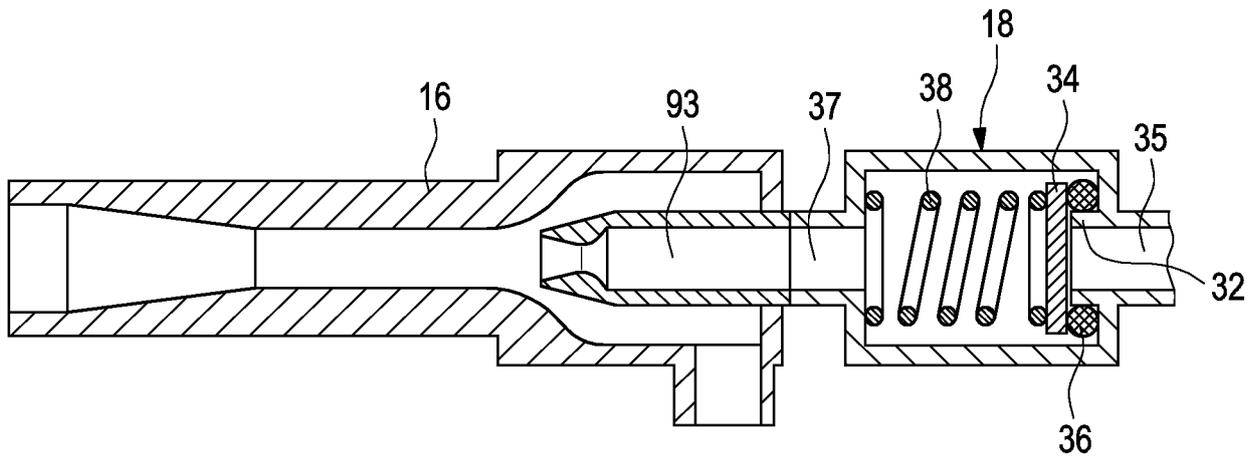


Fig. 2

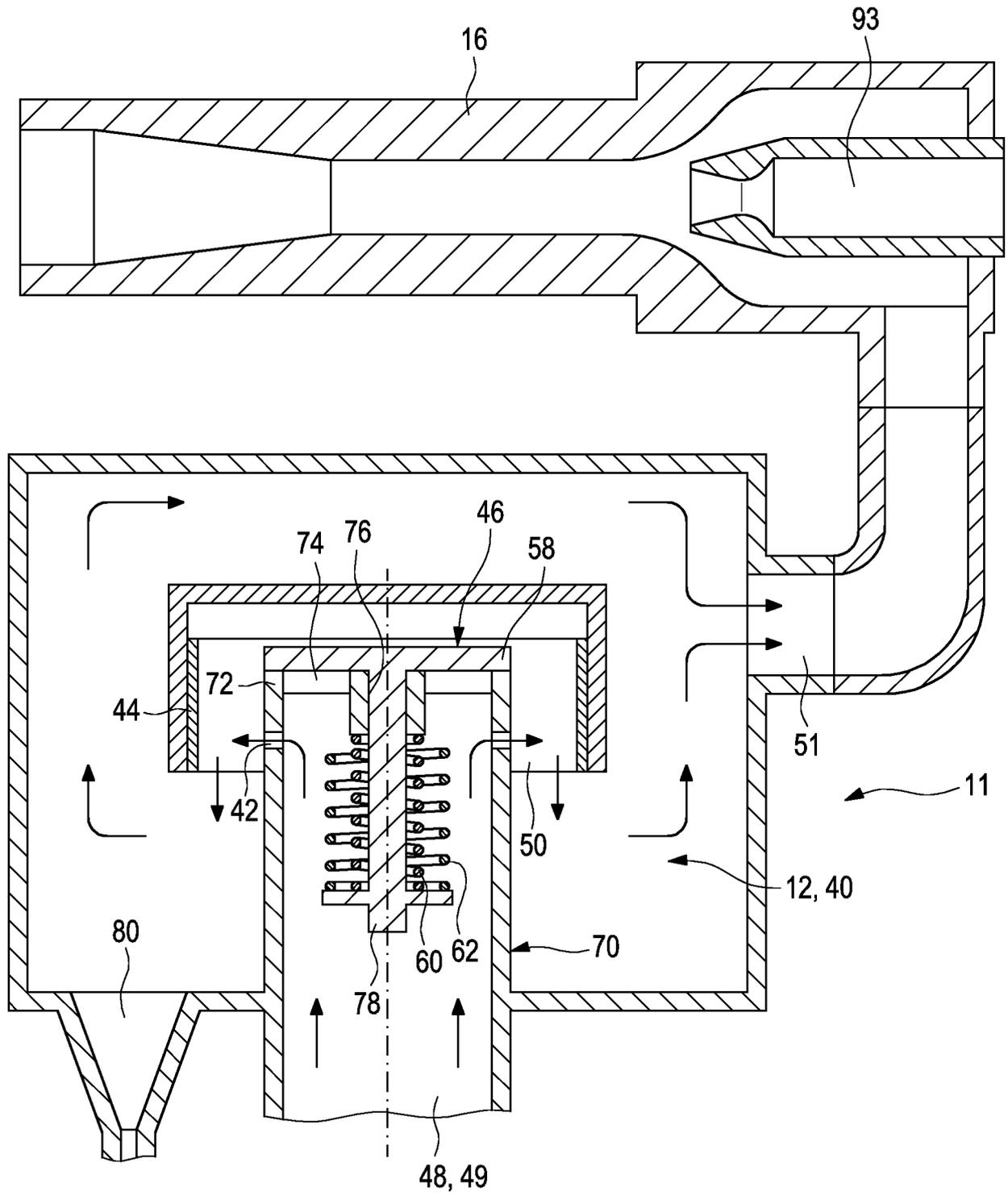


Fig. 3

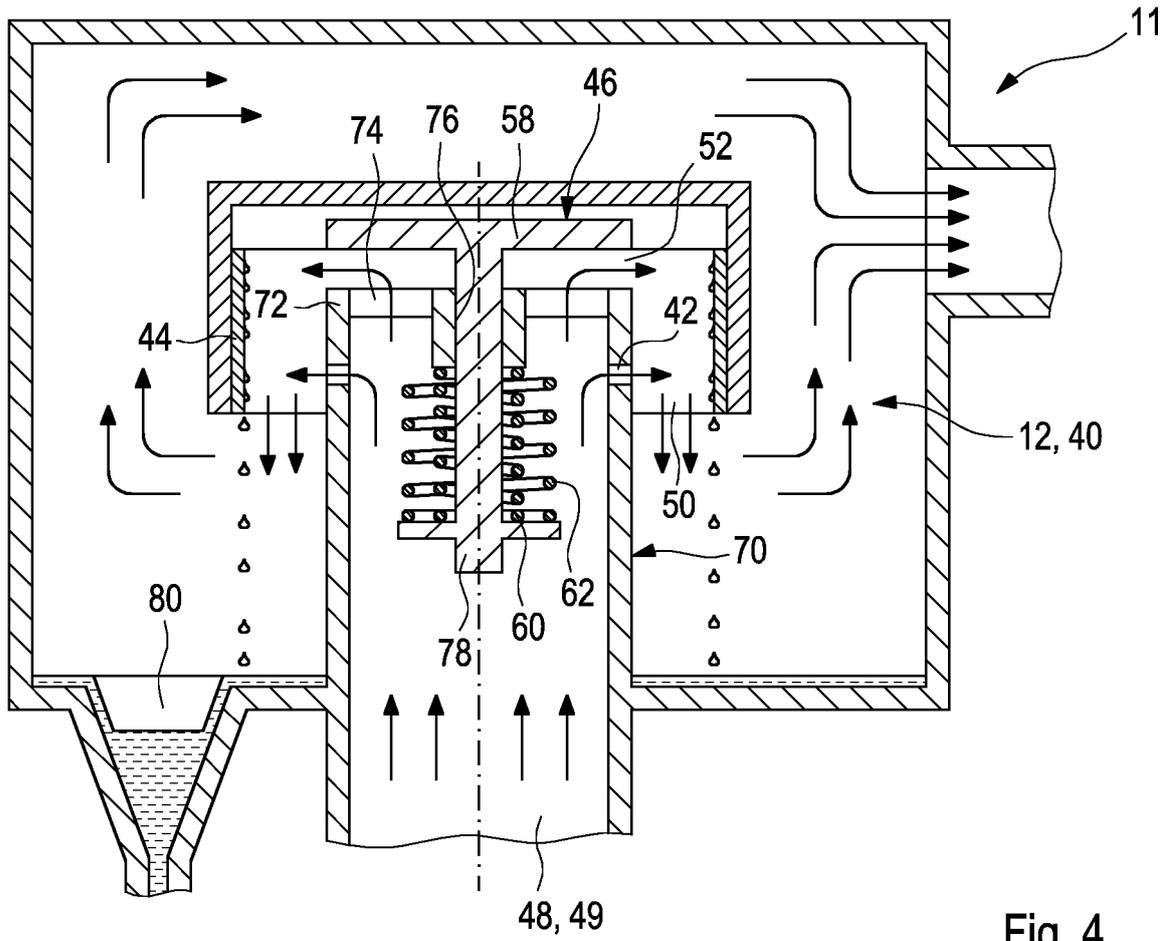


Fig. 4

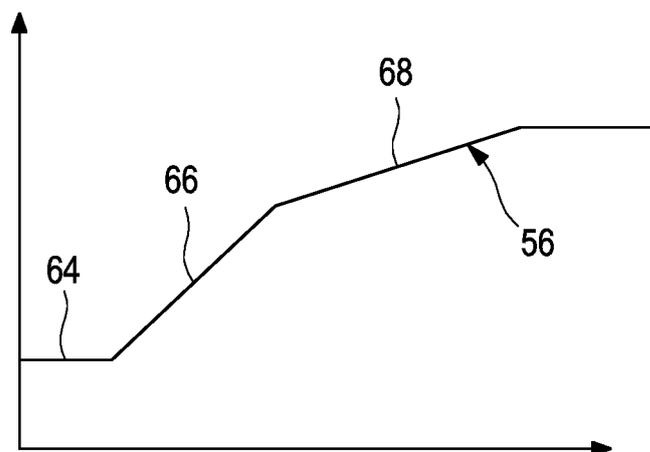


Fig. 5

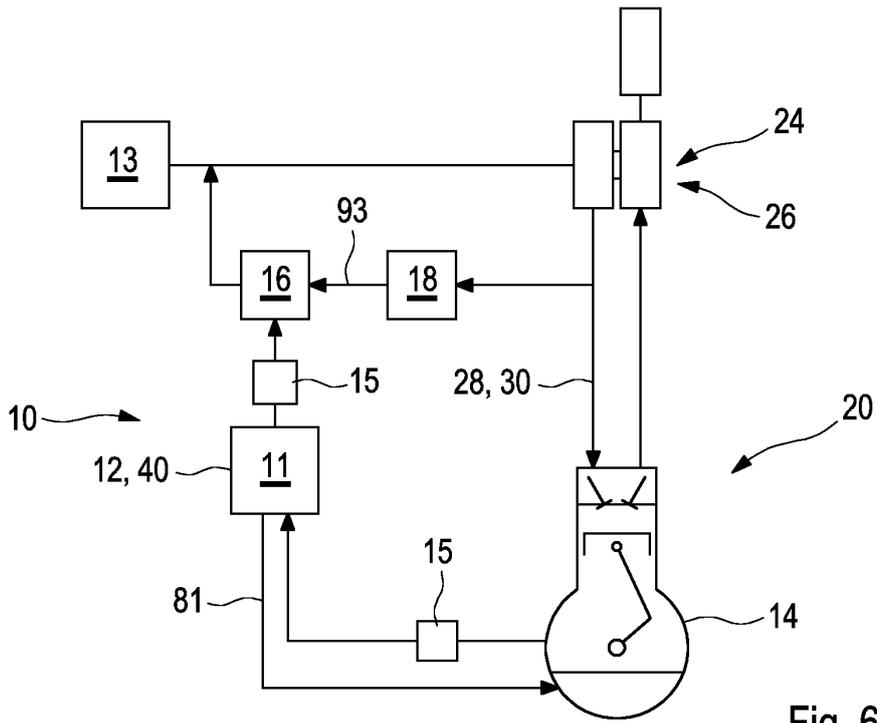


Fig. 6

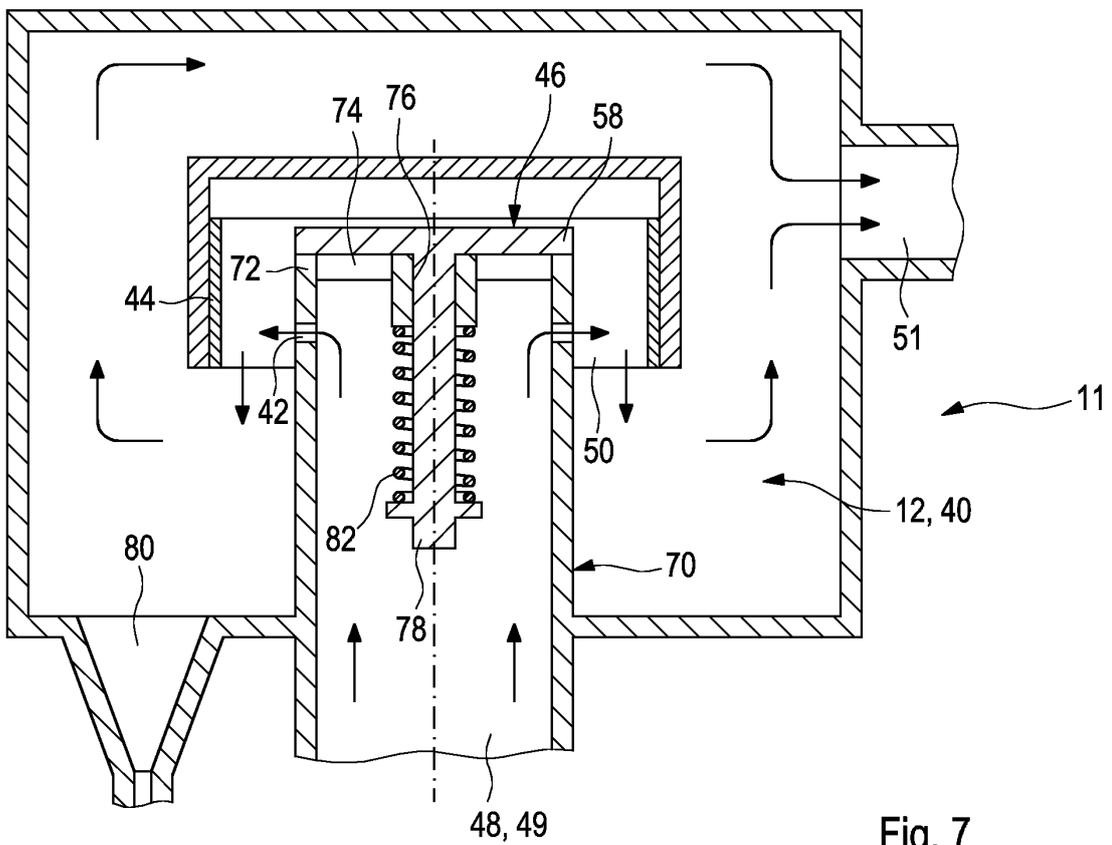


Fig. 7

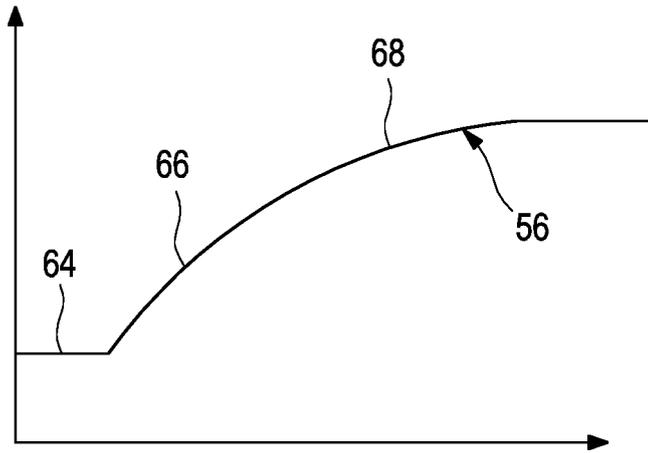


Fig. 8

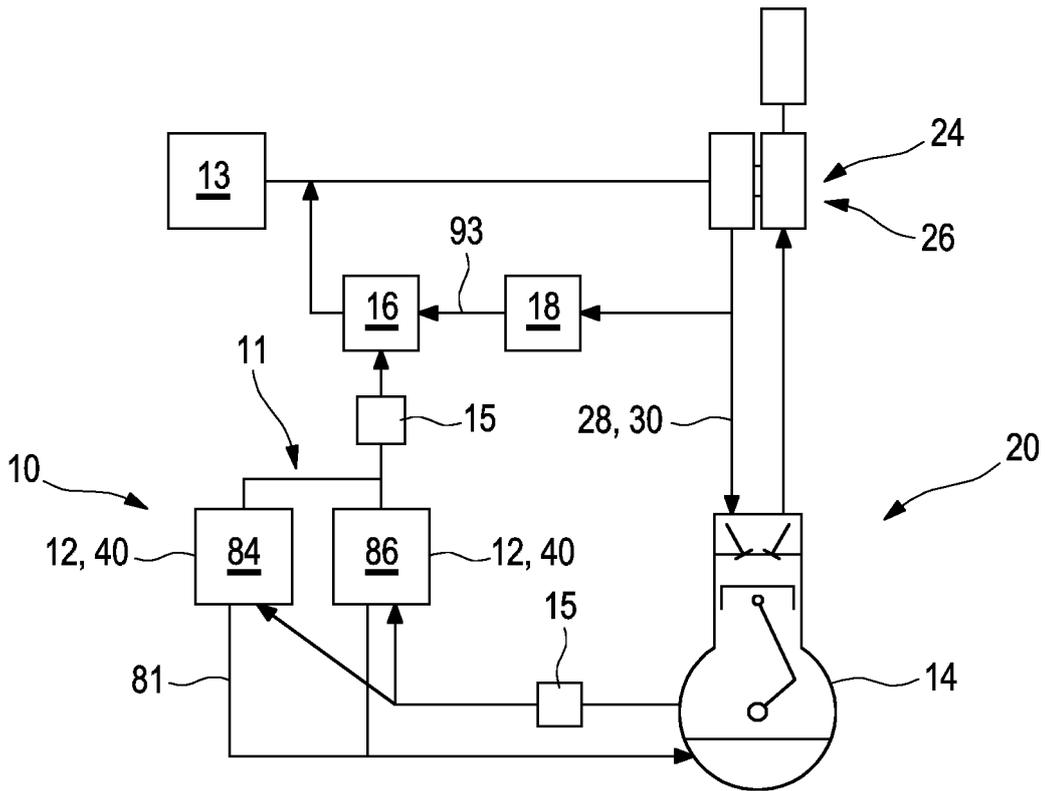


Fig. 9

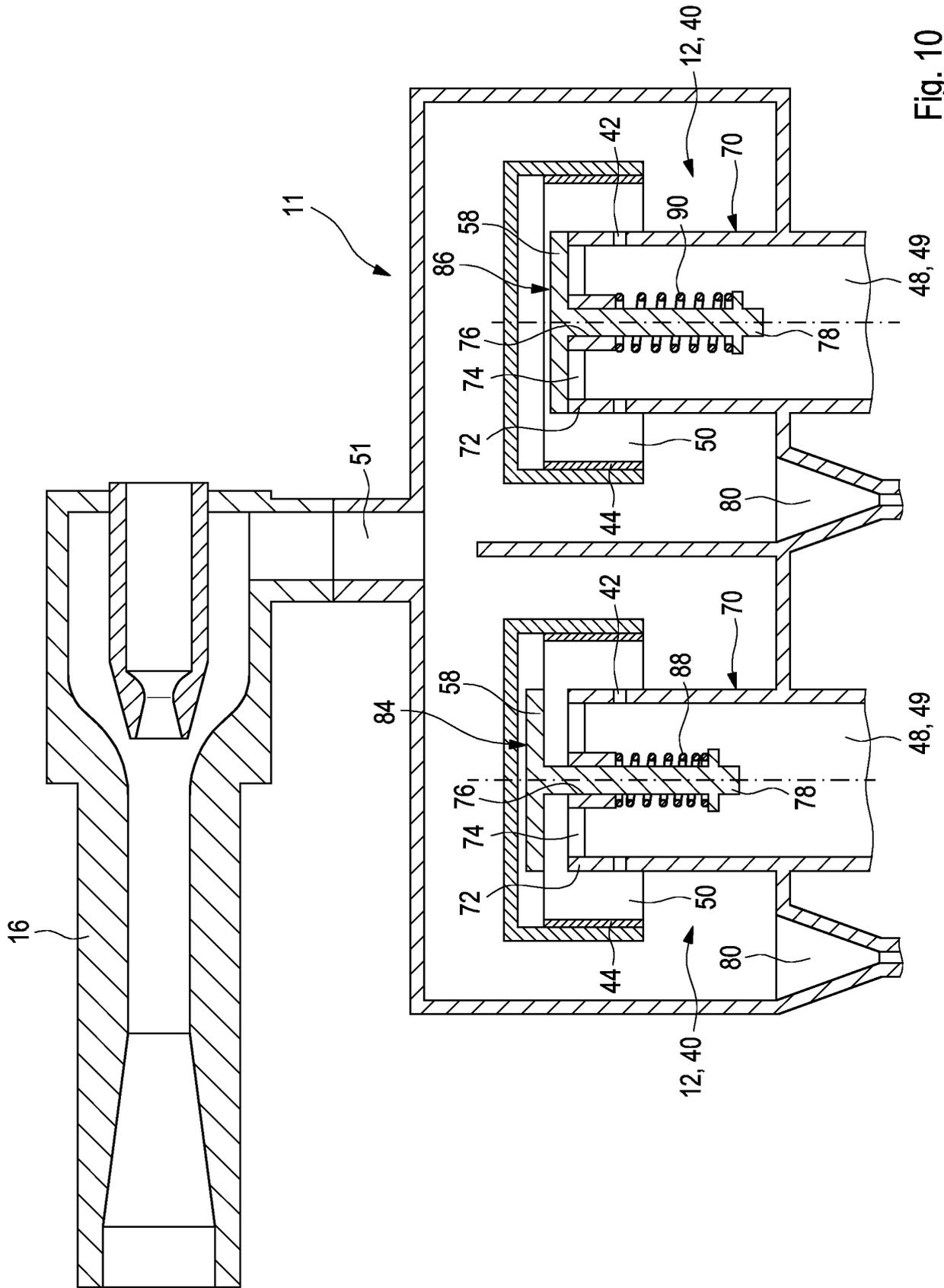


Fig. 10

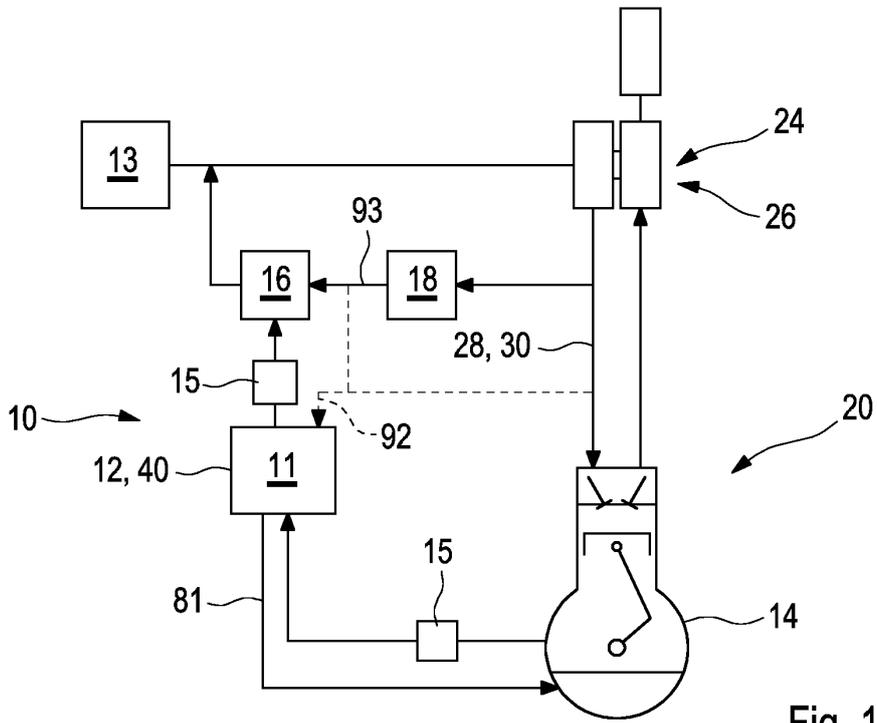


Fig. 11

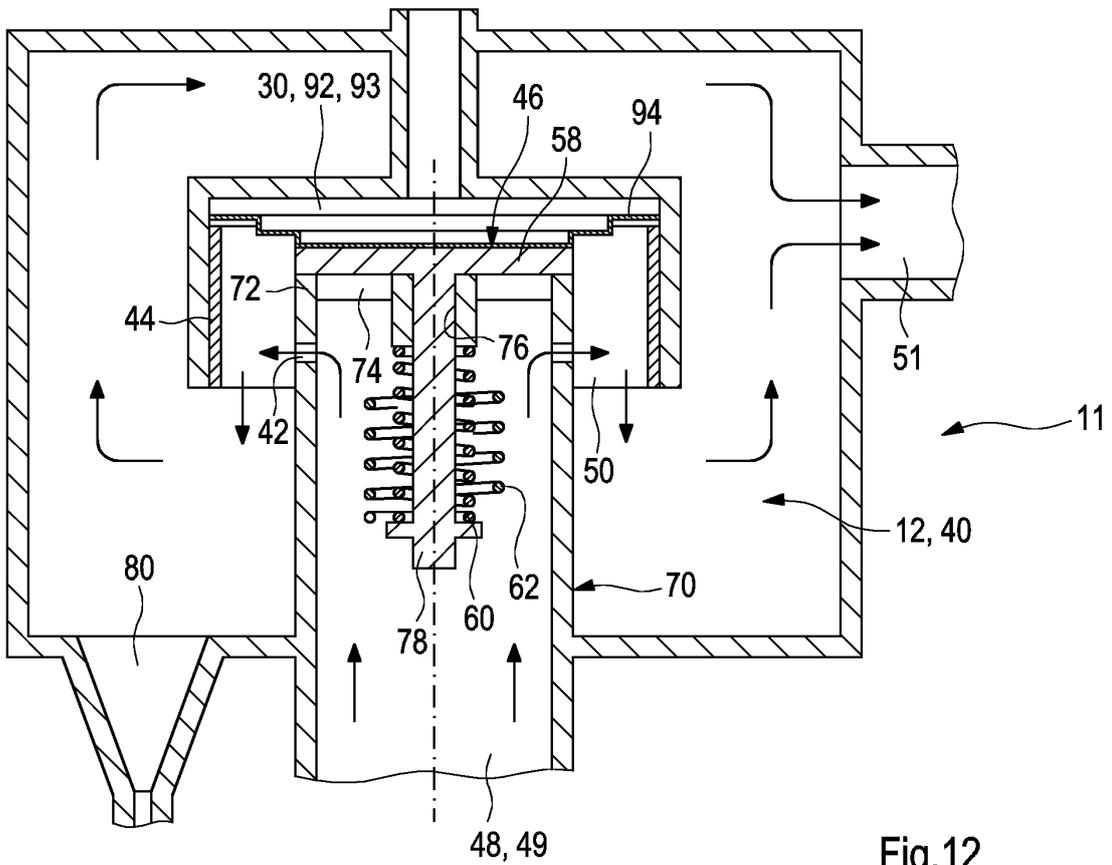


Fig.12

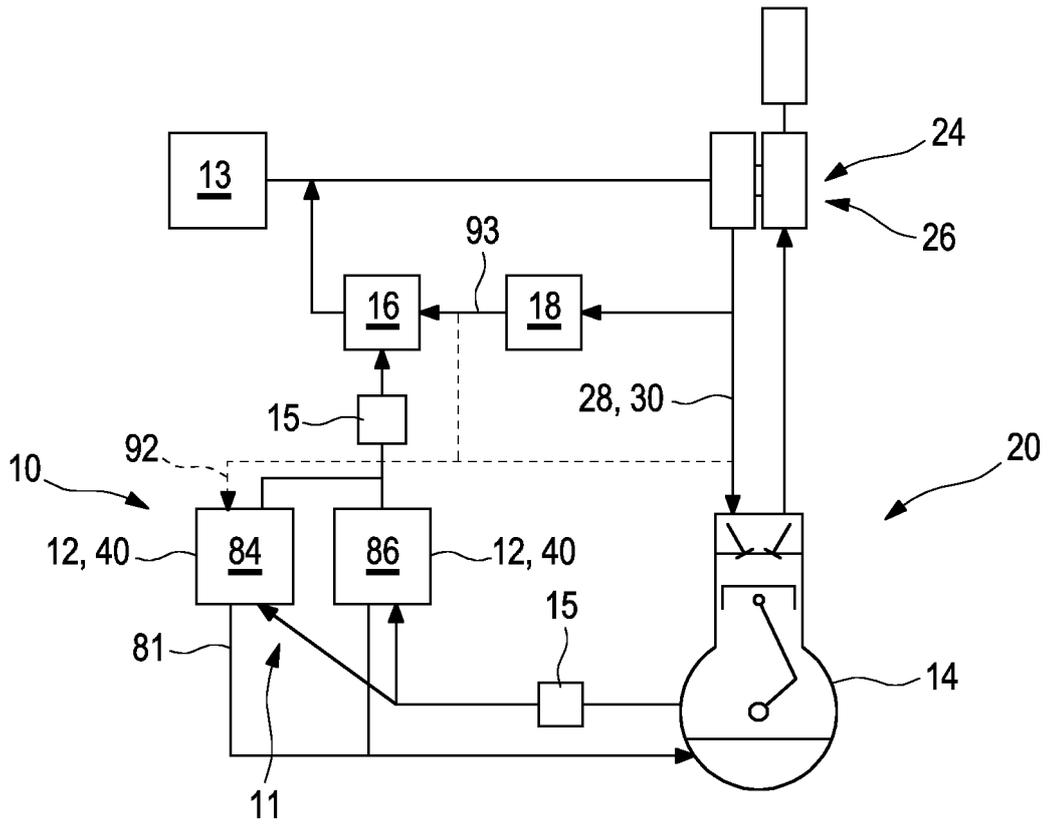


Fig. 13

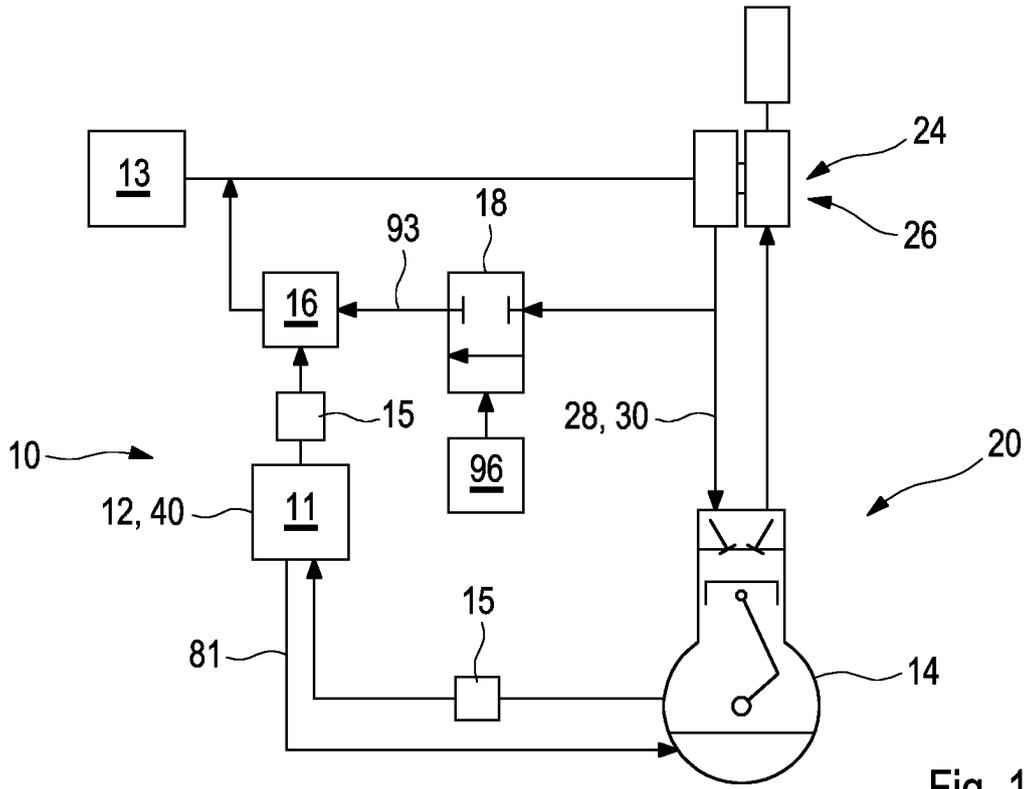


Fig. 15

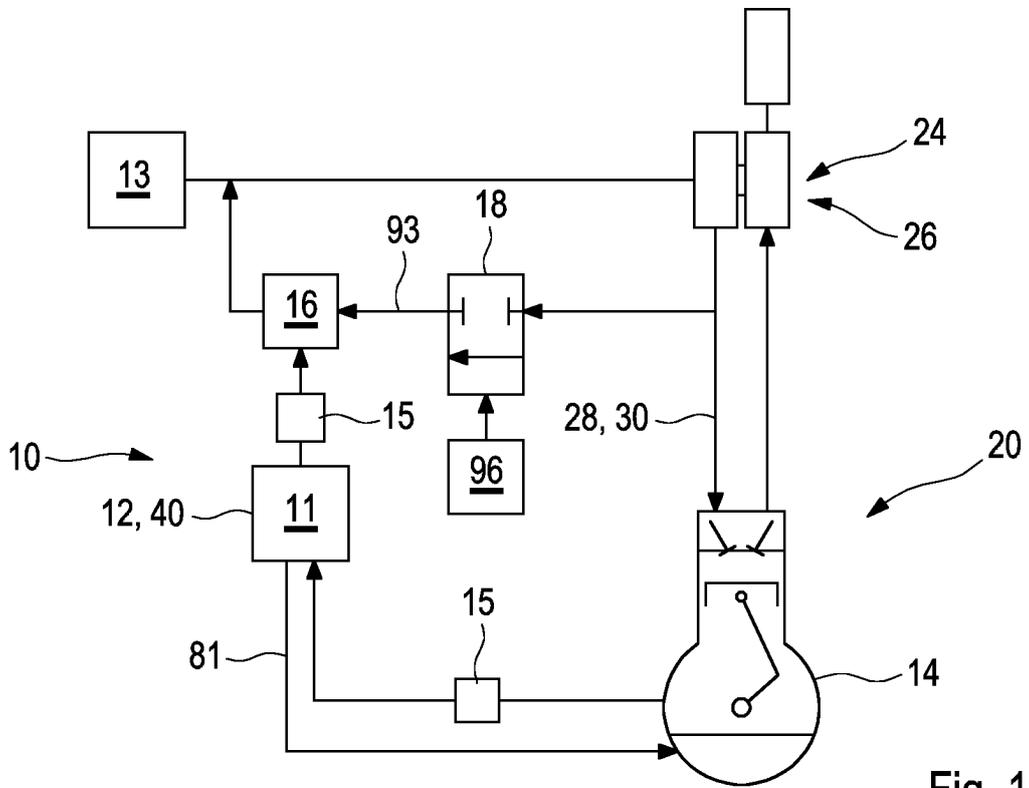


Fig. 16

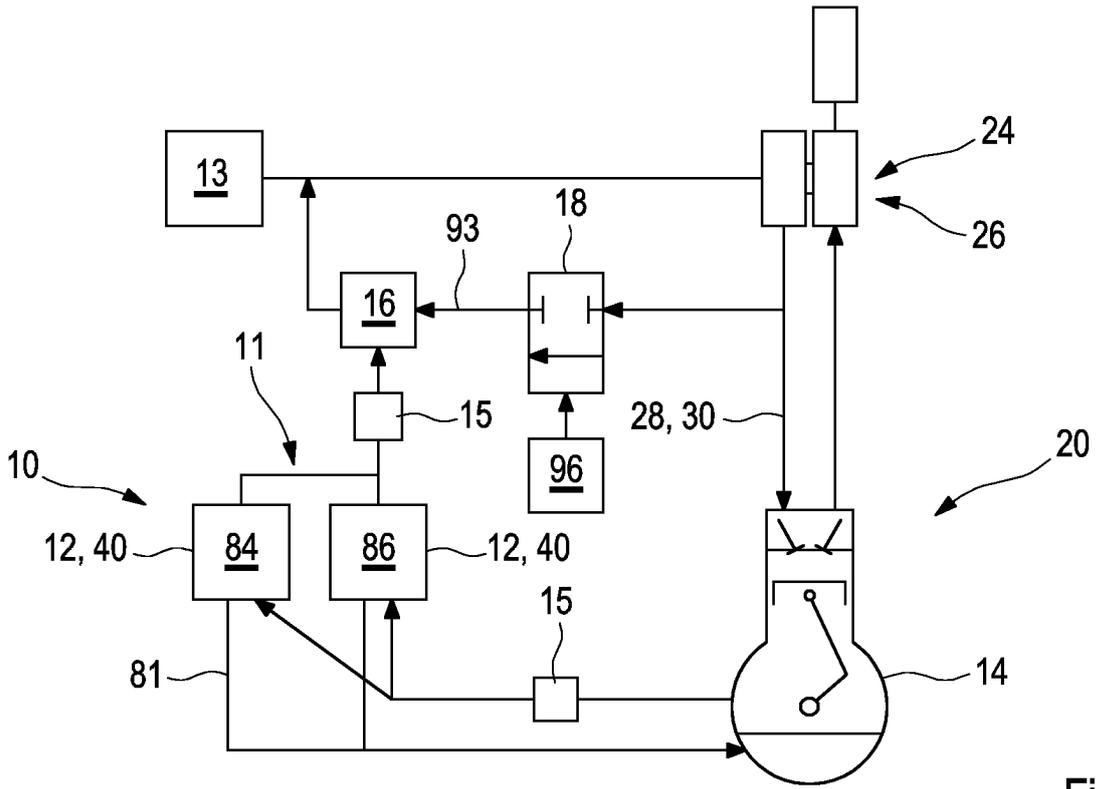


Fig. 17

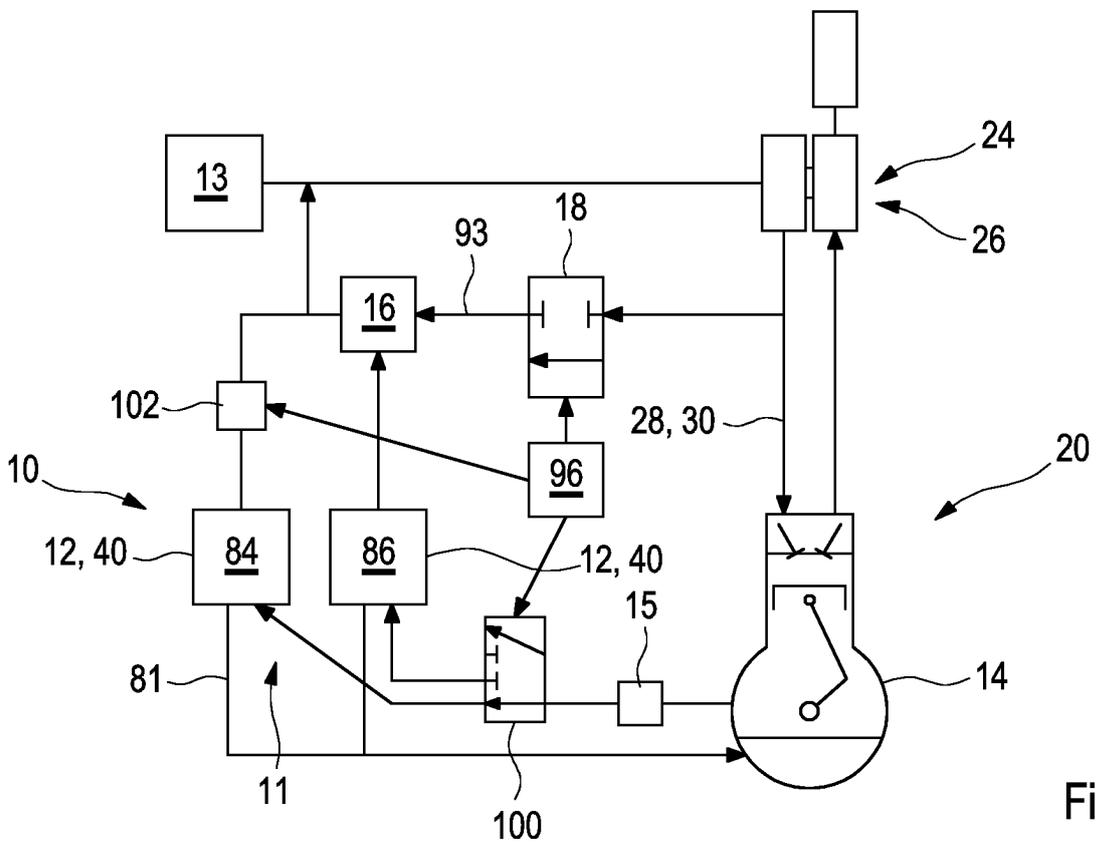


Fig. 18

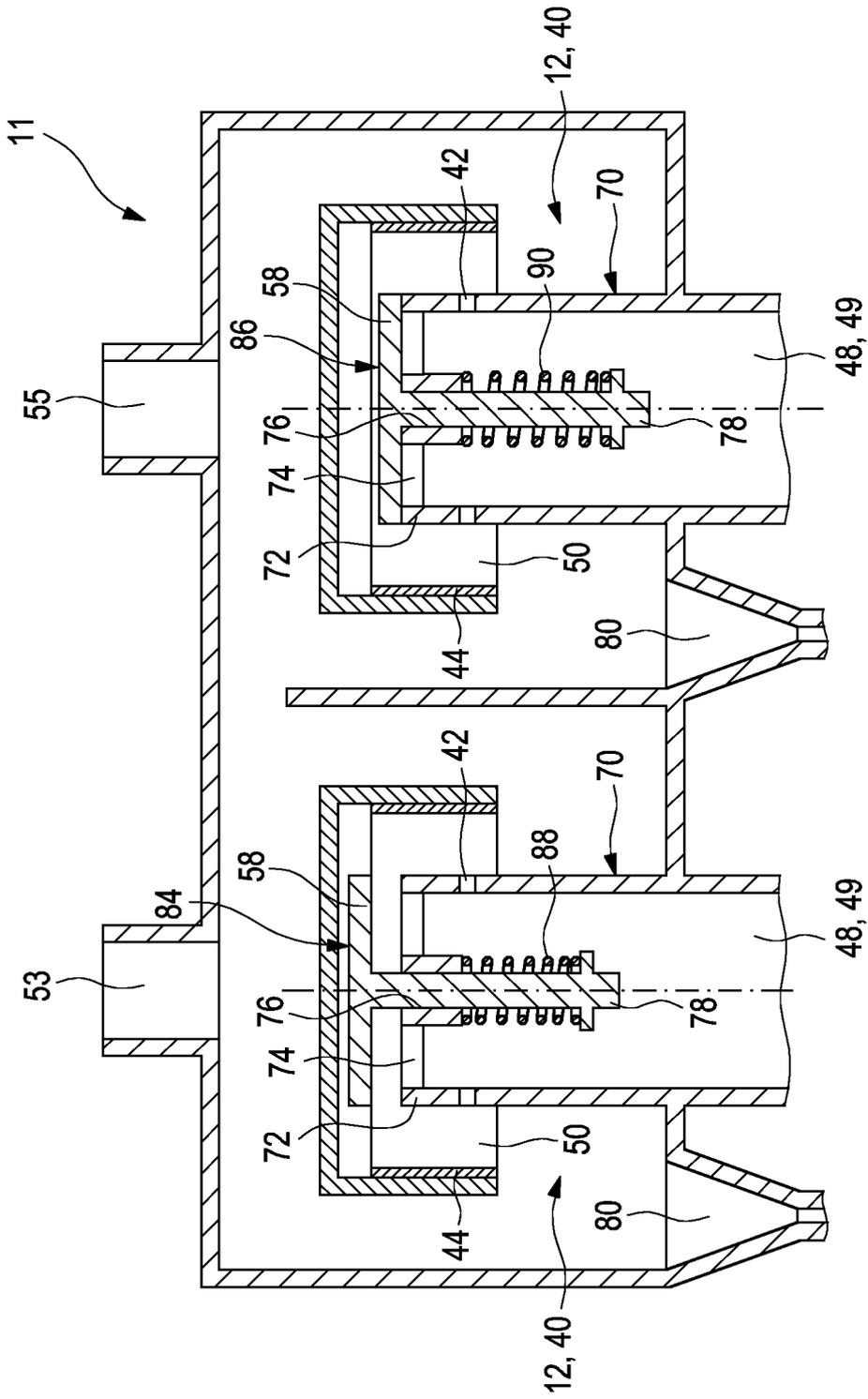


Fig. 19

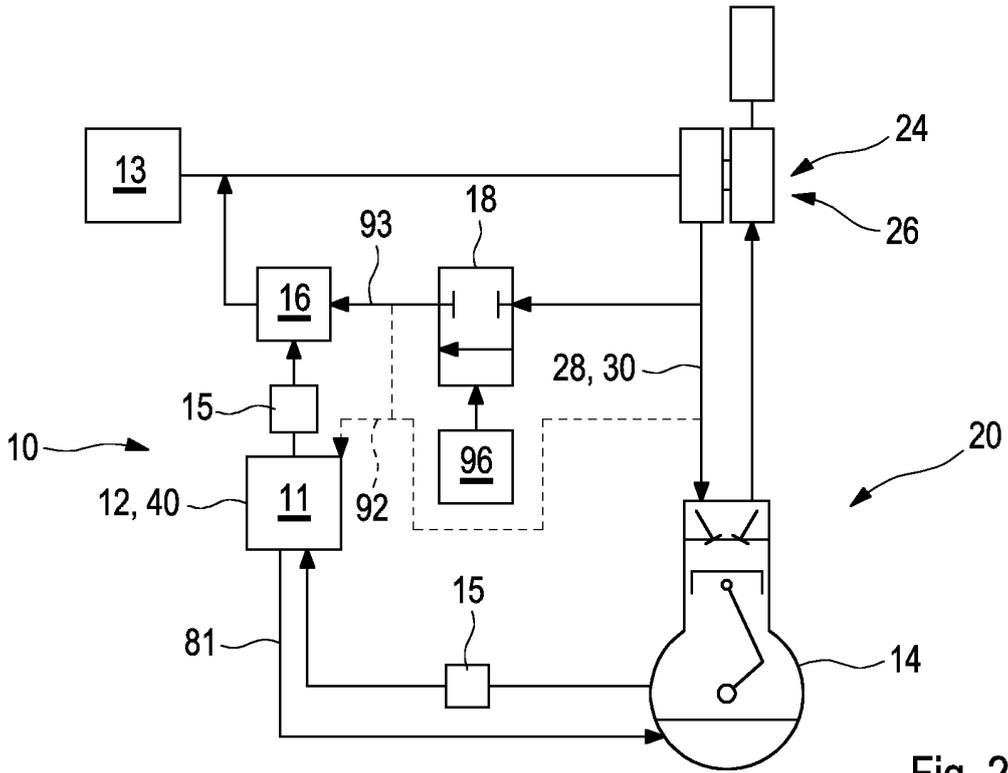


Fig. 20

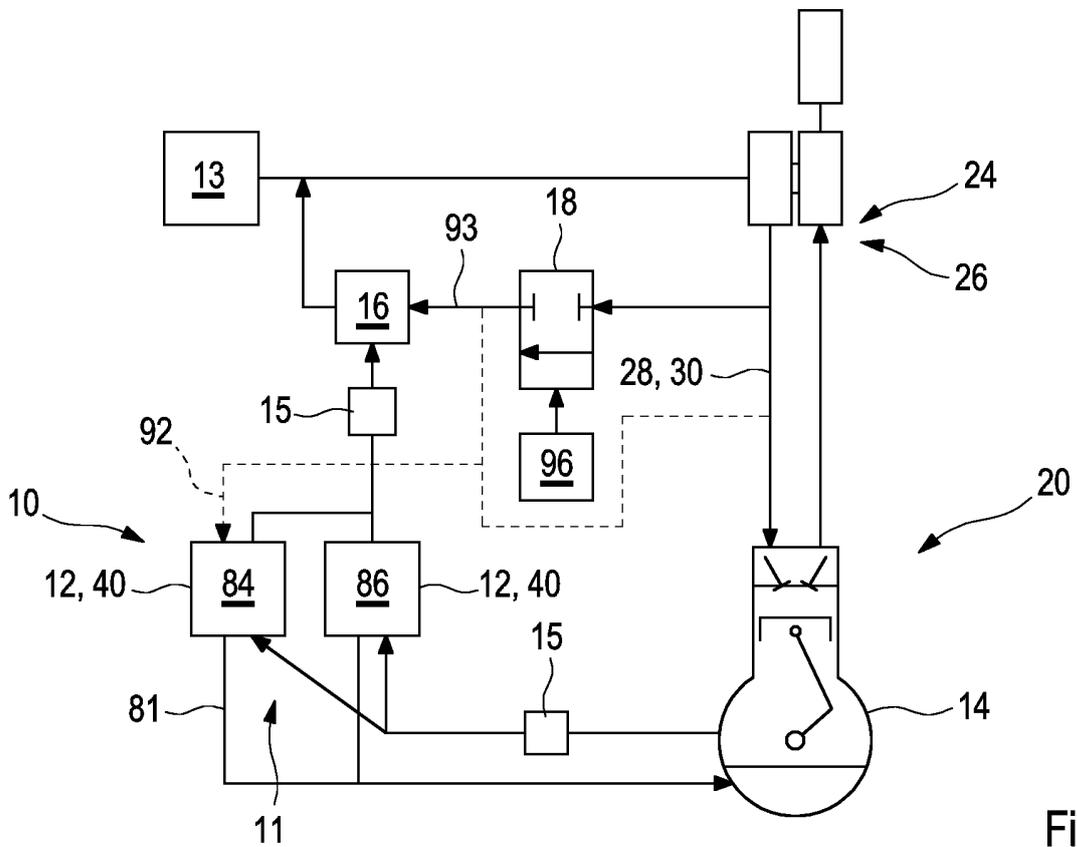


Fig. 21

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

- WO 2013017832 A1 [0006]
- WO 2013120820 A1 [0006]