



(11)

**EP 4 245 969 B1**

(12)

**EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
**17.04.2024 Patentblatt 2024/16**

(51) Internationale Patentklassifikation (IPC):  
**F01K 21/02<sup>(2006.01)</sup>**

(21) Anmeldenummer: **22162444.8**

(52) Gemeinsame Patentklassifikation (CPC):  
**F01K 21/02**

(22) Anmeldetag: **16.03.2022**

(54) **DAMPFMOTOR**

STEAM MOTOR

MOTEUR À VAPEUR

(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**  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
**BA**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**20.09.2023 Patentblatt 2023/38**

(73) Patentinhaber: **RD Estate GmbH & Co. KG**  
**94469 Deggendorf (DE)**

(72) Erfinder: **Duschl, Robert**  
**94469 Deggendorf (DE)**

(74) Vertreter: **Hoffmann Eitle**  
**Patent- und Rechtsanwälte PartmbB**  
**Arabellastraße 30**  
**81925 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**EP-A1- 3 594 459 US-A1- 2008 093 477**  
**US-A1- 2019 055 898**

**EP 4 245 969 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

### Technisches Gebiet

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft einen Dampfmotor, insbesondere die Ventilsteuerung bzw. den Ventiltrieb eines Dampfmotors.

### Hintergrund

**[0002]** Dezentrale Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK-Anlagen) haben sich bereits seit längerer Zeit als vorteilhafte Alternative zur herkömmlichen Kombination von lokaler Heizung und zentralem Stromkraftwerk etabliert. KWK-Anlagen werden zur Gewinnung von elektrischer Energie und der Gewinnung von Nutzwärme genutzt, insbesondere werden KWK-Anlagen vorzugsweise am Ort oder in der Nähe der Nutzwärmesenke betrieben. Als Antrieb für den Stromerzeuger können zum Beispiel Verbrennungsmotoren, wie Diesel- oder Ottomotoren, Stirlingmotoren, Dampfmotoren, Brennkraftturbinen oder Dampfmaschinen verwendet werden.

**[0003]** Hinsichtlich KWK-Anlagen hat in jüngster Zeit insbesondere die Verwendung von Dampfmotoren bzw. Kolbendampfmotoren an Interesse gewonnen. Dies liegt vorrangig an dem erzielbaren hohen Gesamtwirkungsgrad bei gleichzeitig geringem Schadstoffausstoß und der fast freien Wahl des flüssigen oder festen Brennstoffs, wie beispielsweise Holz, Pellets, Biogas, oder Biomasse. Der hohe Wirkungsgrad kann durch Dampfdrücke von 30 bar bis 800 bar, bevorzugt 30 bis 500 bar, besonders bevorzugt 30 bis 180 bar, und Dampftemperaturen von ca. 300 °C bis 600 °C erzielt werden. Kolbendampfmotoren finden aufgrund der genannten Vorteile auch Anwendung in kleineren Anlagen zur Biomasseverstromung, Abwärmeverstromungsanlagen, Abfallverbrennungsanlagen und thermischen Nachverbrennungsanlagen.

**[0004]** Um den Kolbendampfmotor, insbesondere den Hubkolben des Kolbendampfmotors, mit einer ausreichenden Dampfmenge, welche unter einem entsprechend hohen Druck steht, effizient betreiben zu können, ist es notwendig den unter Druck stehenden Dampf/Frischdampf in einer sehr kurzen Zeit und mit präzisiertem Timing einem Arbeitsraum des Kolbendampfmotors zuzuführen, um den Arbeitszyklus des Hubkolbens ohne Störungen (mit Rundlauf) betreiben zu können. Hierzu ist ein Einlassventil notwendig, um die Fluidströmung des Frischdampfs zu dem Arbeitsraum des Kolbendampfmotors optimal steuern bzw. regeln zu können.

**[0005]** Solche Einlassventile zur Steuerung und/oder Regelung einer Fluidströmung umfassen in der Regel einen Ventilsitz und ein axial bewegliches Ventilglied. Das Ventilglied weist üblicherweise einen Ventilschaft und an einem Ende davon einen Ventilkörper auf. Zur Betätigung des Ventils, d. h. zur axialen Bewegung des Ventilglieds, insbesondere des Ventilkörpers, ist ferner ein Ventiltrieb bzw. eine Ventilsteuerung vorgesehen,

der bzw. die unmittelbar oder mittelbar kraftübertragend mit dem Ventilschaft verbunden ist. Dadurch kann das Ventilglied, insbesondere dessen Ventilkörper, zum Öffnen des Ventils von dem Ventilsitz abgehoben und ein Durchfluss durch eine Ventilöffnung ermöglicht werden. Um das Ventil in eine geschlossene Stellung zu bringen, wird das Ventilglied bzw. der Ventilkörper wieder in Kontakt mit dem Ventilsitz gebracht und sperrt somit eine Fluidströmung durch die Ventilöffnung.

**[0006]** Die Dokumente EP3594459 A, US2019/055898 A1 und US2008/093477 A1 beziehen sich auf eine Ventilsteuerung in einem Dampfmotor.

**[0007]** Im Stand der Technik sind Ventile zur Steuerung bzw. Regelung einer Fluidströmung bekannt, bei denen mittels eines Federelements der Ventilkörper in Schließrichtung des Ventils, d. h. in Richtung des Ventilsitzes, mit einer Schließkraft beaufschlagt ist, um das Ventil im unbetätigten Zustand automatisch zu schließen (siehe z. B. WO 2016/146459 A1 oder EP 3 798 413).

**[0008]** Durch die oben beschriebenen hohen Temperaturen beim Betrieb eines Kolbendampfmotors treten thermische Veränderungen, insbesondere Materialausdehnungen, auf, welche zur Veränderung des Betriebspunkts des Ventils führen können. Dies kann insbesondere auch daran liegen, dass sich die Federkennlinie des Federelements über den hohen Temperaturbereich (Kaltstart zu Betriebstemperatur) stark verändert.

**[0009]** Ferner verschleißten derartige Federelemente unter den genannten Betriebsbedingungen schnell. Dadurch kann es beispielsweise beim Kaltstart vorkommen, dass das Ventilglied, insbesondere der Ventilkörper mit einer zu großen Kraft in den Ventilsitz gedrückt wird. Bei einer wiederholten Betätigung des Ventils hat dies jedoch einen hohen Verschleiß des Ventilkörpers und/oder des Ventilsitzes zur Folge, der zu einer Leckage des Ventils im geschlossenen Zustand führen kann.

**[0010]** Andererseits kann bei hohen Betriebstemperaturen und ersten Verschleißerscheinungen die Federkraft bzw. Spannkraft sinken und damit der Ventilkörper mit einer zu geringen Kraft in den Ventilsitz gedrückt werden. Zudem kann der Verschleiß Bypassströme im Ventil und Störungen im Gesamtsystem, in dem das Ventil zur Steuerung und/oder Regelung eines Fluidstroms eingesetzt wird, zur Folge haben.

**[0011]** In dem erwähnten Stand der Technik wird der Ventiltrieb durch ein Stößel an dem Hubkolben gebildet, der im oberen Totpunkt mit dem Ventilglied zusammenwirkt, um das Ventilglied bzw. dessen Ventilkörper vom Ventilsitz abzuheben. Obwohl hierbei bereits zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden konnten, ist das Steuern bzw. Regeln der Zeitdauer, in der das Ventil geöffnet ist, sowie der Geschwindigkeit, mit der sich das Ventil öffnet, eingeschränkt. Es besteht daher der Bedarf die Steuer- bzw. Regelbarkeit des Einlassventils zu verbessern.

**[0012]** Bekannte Magnetventile dürften im Einsatzbereich eines Dampfmotors ausfallen. Bei Öffnungszeiten des Ventils von 1 ms und weniger und einem Ventilhub

von 3 mm wären sehr große Magneten mit einem hohen Strombedarf ab 1 KW Leistung erforderlich.

### Zusammenfassung der Erfindung

**[0013]** Es bestand daher die Aufgabe einen Dampfmotor bereitzustellen bzw. eine Ventilsteuerung für einen Dampfmotor, bei dem über eine lange Betriebsdauer sowohl die Dichtigkeit des Einlassventils aufrechterhalten als auch ein präzises Timing (Öffnungszeit und/oder Öffnungsgeschwindigkeit) des Einlassventils sichergestellt werden können.

**[0014]** Diese Aufgabe wird durch einen Dampfmotor mit den Merkmalen in Patentanspruch 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung finden sich in den Unteransprüchen.

**[0015]** Der Grundgedanke der vorliegenden Erfindung liegt darin, dass Einlassventile bzw. dessen Ventilglied hydraulisch zu öffnen und pneumatische zu schließen. Dadurch wird es möglich die Öffnungsflanke (Ventilhub bzw. -öffnung sowie Geschwindigkeit) des Einlassventils über den Hydraulikdruck zu steuern bzw. zu regeln. Mit anderen Worten lässt sich die Hubkurve (Steigung, Stauchung, etc.) weitestgehend beliebig einstellen. Gleichzeitig lässt sich durch die Pneumatik in der Hubkurve eine steile Schließflanke erzielen, d. h. das Einlassventil schließt sehr schnell (insbesondere im Vergleich zu einer Feder). Dadurch kann die Expansionsphase des Dampfs im Arbeitsraum des Hubkolbens verlängert und ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden. Ferner unterliegt die Pneumatik nicht den oben erwähnten Nachteilen einer Feder, insbesondere einer Stahlfeder. Die Dichtigkeit des Einlassventils kann somit über einen sehr langen Zeitraum sichergestellt werden. Zusätzlich ermöglicht die Pneumatik vergleichsweise einfache Dichtungen gegenüber der Hydraulik, weil der Gasdruck für eine zusätzliche Abdichtung sorgt.

**[0016]** Erfindungsgemäß ist der Dampfmotor ein Kolbendampfmotor und umfasst einen Zylinder, einen in dem Zylinder zwischen einem oberen Totpunkt und einem unteren Totpunkt beweglich geführten Hubkolben und einen Arbeitsraum in dem Zylinder, der von dem Hubkolben begrenzt ist. Der Arbeitsraum ist dabei nicht zwingend als das maximale Gesamtvolumen, das vom Hubkolben begrenzt wird, zu verstehen, sondern vielmehr als der Raum, in dem der zugeführte Frischdampf expandiert wird. Ferner umfasst der Dampfmotor einen Dampfraum zur Bereitstellung von Frischdampf und ein Einlassventil mit einer Ventilöffnung, die den Dampfraum und den Arbeitsraum verbindet, einem die Ventilöffnung umgebenden Ventilsitz und einem zum Schließen und Freigeben der Ventilöffnung mit dem Ventilsitz zusammenwirkenden, beweglichen Ventilglied. Das Ventilglied kann dabei, wie später erläutert, einen Ventilschaft und einen Ventilkörper umfassen, wobei der Ventilkörper mit dem Ventilsitz zusammenwirkt. Ferner ist eine Ventilsteuerung zum Bewegen des Ventilglieds vorgesehen. Die Ventilsteuerung umfasst einen Steuerzylinder und

einen Steuerkolben, der mit dem Ventilglied zusammenwirkt. Der Steuerkolben unterteilt den Steuerzylinder in eine Pneumatikkammer (Schließkammer) und eine Hydraulikkammer (Betätigungskammer). Die Pneumatikkammer dient dem Schließen der Ventilöffnung, wobei das Ventilglied bzw. dessen Ventilkörper durch den Pneumatikdruck in der Pneumatikkammer in den Ventilsitz gedrückt wird. Die Hydraulikkammer ist zum Abheben des Ventilglieds vom Ventilsitz und Freigeben der Ventilöffnung mit Hydraulikfluid beaufschlagbar.

**[0017]** Zwar kann zur Sicherheit in der Pneumatikkammer zusätzlich eine Feder vorgesehen sein, die aber vorzugsweise beim normalen Schließvorgang des Einlassventils bzw. Ventilglieds nicht aktiv ist. Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform kommt die Ventilsteuerung ohne eine solche Feder aus. Während eine Feder die Kraft nur partiell in den Steuerkolben einleiten würde, wird die durch den Gasdruck erzeugte Kraft gleichmäßig auf die gesamte Fläche des Steuerkolbens verteilt. Das hat den Vorteil, dass der Steuerkolben dünnwandiger und damit leichter ausgestaltet werden kann.

**[0018]** Bevorzugt wird das Ventilglied bzw. dessen Ventilkörper in den Dampfraum hinein von dem Ventilsitz abgehoben. Zu diesem Zweck sind die Pneumatikkammer dem Ventilsitz abgewandt und die Hydraulikkammer dem Ventilsitz zugewandt angeordnet.

**[0019]** Bei einer Ausführungsform weist das Ventilglied einen länglichen Ventilschaft auf, der mit dem Steuerkolben verbunden, insbesondere fest verbunden ist.

**[0020]** Das Ventilglied kann linear beweglich geführt sein. Insbesondere kann der Ventilschaft des Ventilglieds linear beweglich geführt sein.

**[0021]** Gemäß einer Ausführungsform kann der Druck in der Pneumatikkammer konstant sein, wobei die Pneumatikkammer mit Gasdruck aus einer Gasdruckquelle beaufschlagt sein kann, die Gasdruck mit im Wesentlichen konstanten Druck liefert. Der Gasdruck kann einen Druck zwischen 30 bar und 100 bar haben, vorzugsweise zwischen 40 bar und 70 bar. Beispielsweise kommt Luft als Medium zum Einsatz, so dass der Gasdruck einem Luftdruck entspricht zw. Von Druckluft gesprochen werden kann. Es können aber auch andere gasförmige Medien zum Einsatz kommen wie beispielsweise Stickstoff.

**[0022]** Um auch die Schließflanke der Hubkurve beliebig einstellen zu können (Steigung, Stauchung etc.), kann es jedoch auch vorteilhaft sein den Druck in der Pneumatikkammer variabel zu gestalten. Der Druck des eingespeisten Gases (Gasdruck) kann daher auch einstellbar sein. Hierfür kann ein herkömmliches Regelventil zum Einsatz kommen. Auch ist es denkbar den Gasdruck in Abhängigkeit von der Leistung des Dampfmotors zu regeln bzw. zu steuern. Hierfür kann beispielsweise der im Arbeitsraum herrschende maximale Dampfdruck vor der Expansion als Parameter herangezogen werden.

**[0023]** Der Hub (Ventilhub) des Ventilglieds beim Abheben des Ventilglieds von dem Ventilsitz kann in einer Ausführungsform in einem Bereich zwischen 1 mm und 5 mm liegen.

**[0024]** Das Ventilglied inkl. damit verbundenem Zylinderkolben kann ein Gewicht von 100 g bis 300 g haben.

**[0025]** Damit das Hydraulikfluid nicht in die Pneumatikkammer gelangt, ist der Steuerkolben gegenüber einer Innenwand (der Zylinderwand) des Steuerzylinders abgedichtet. Es ist eine Dichtung vorgesehen, die zwischen der Innenwand (der Zylinderwand) des Steuerzylinders und dem Steuerkolben bzw. dessen Außenumfang abdichtet. Hier können herkömmliche Kolbendichtungen oder O-Ringe zum Einsatz kommen, insbesondere auch deswegen, weil der Druck in der Pneumatikkammer dem Eindringen von Hydraulikfluid aus der Hydraulikkammer entgegenwirkt.

**[0026]** Die Dichtung kann am Kolben angebracht sein. Bei einer Ausgestaltung ist die Dichtung allerdings in der Innenwand des Steuerzylinders angebracht ist. Beispielsweise kann eine sogenannte Stangendichtung verwendet werden. Dadurch ist die Dichtung statisch und die auf die Dichtung wirkenden Kräfte können reduziert werden. Folglich wird die Standfestigkeit der Dichtung erhöht und folglich das Wartungsintervall des Dampfmotors verlängert.

**[0027]** Gemäß einer Ausführungsform ist der Steuerkolben tassenförmig ausgestaltet. Der Steuerkolben kann einen Steuerkolbenboden und eine davon, in die Pneumatikkammer ragende zylindrische Steuerkolbenwand aufweisen. Ein Spiel zwischen dem Steuerzylinder bzw. der Wand des Steuerzylinders und der Steuerkolbenwand kann dabei klein, zum Beispiel im Bereich von 0,01 mm bis 0,02 mm, gewählt werden. Durch diese Ausgestaltung wird der Steuerkolben im Steuerzylinder geführt. Kräfte auf etwaige Dichtungen werden dadurch weiter reduziert, da die Dichtung keine Führungsfunktion übernehmen muss. Ferner kann, durch die Verlängerung des möglichen Durchtrittsweges von der Hydraulikkammer zur Pneumatikkammer, auch ohne Dichtung bereits eine ausreichende Abdichtung erzielt werden, wenn das Spiel nur wenige  $\mu\text{m}$  beträgt. Diese Ausgestaltung erfordert allerdings geringer Fertigungstoleranzen und kann im Betrieb aufgrund von Wärmeausdehnung zu Problemen führen. Des Weiteren kann die Steuerkolbenwand eine Länge bzw. Höhe vom Steuerkolbenboden ausgehend aufweisen, die wenigstens doppelt und höchstens viermal oder höchstens dreimal so groß ist wie der Durchmesser des Steuerkolbens bzw. Steuerkolbenbodens.

**[0028]** Damit kein Hydraulikfluid in den Dampfraum und kein Dampf in die Hydraulikkammer leckt, ist der Steuerzylinder gegenüber dem Ventilglied, insbesondere dem Ventilschaft des Ventilglieds, in entgegengesetzten Richtungen abgedichtet. Hier kommt bevorzugt eine Stangendichtung zum Einsatz, die in entgegengesetzten Richtungen abdichtet.

**[0029]** Des Weiteren kann der Steuerkolben auf der Seite der Hydraulikkammer einen Durchmesser in einem Bereich zwischen 20mm und 30mm, bevorzugt 20mm bis 25mm haben. Durch den kleinen Durchmesser kann die Öffnungsgeschwindigkeit des Ventilglieds reduziert und auf unter 1ms (z.B. 0,7ms oder 0,8ms) gebracht wer-

den. Bei einem Durchmesser unterhalb von 20mm wird der benötigte Gasdruck zum Schließen des Ventils sehr hoch, die Empfindlichkeit des Einlassventils steigt und die Regelung wird schwierig. Bei einem Durchmesser oberhalb von 30mm wird die Öffnungszeit zu lang.

**[0030]** Um den Druck in der Hydraulikkammer optimal und schnell regeln bzw. steuern zu können, kann die Hydraulikkammer für die Zufuhr und Abfuhr von Hydraulikfluid in die und aus der Hydraulikkammer eine mit einer Hydraulikleitung verbundene Hydrauliköffnung aufweisen. Für eine schnelle Druckentlastung in der Hydraulikkammer zum Schließen des Einlassventils kann ein Doppelsitzventil zum Einsatz kommen, das mit der Hydraulikleitung einerseits und einer Zufuhrleitung sowie einer Abfuhrleitung andererseits verbunden ist, die abwechselnd durch ein gemeinsames Ventilglied geöffnet und geschlossen werden.

### Kurze Beschreibung der Zeichnungen

#### [0031]

Figur 1 zeigt einen schematischen Querschnitt einer Zylinderbaugruppe eines Dampfmotors gemäß der vorliegenden Erfindung;

Figur 2 zeigt eine beispielhafte Hubkurve des Einlassventils;

Figur 3 zeigt einen Teilquerschnitt der Ventilsteuerung in einer abgewandelten Ausführungsform.

### Beschreibung von Ausführungsformen der Erfindung

**[0032]** Die in Figur 1 schematisch dargestellte Zylinderbaugruppe umfasst einen Zylinder 10. In dem Zylinder 10 ist ein Hubkolben 12 entlang der Zylinderachse 14 hin und her beweglich geführt. Um die Linearbewegung des Hubkolbens 12 zu übertragen weist der Hubkolben 12 ein Auge 16 zur Verbindung mit einem nicht dargestellten Pleuel auf, welches mit einer ebenso nicht dargestellten Abtriebswelle verbunden ist.

**[0033]** In dem Zylinder 10 ist ein Arbeitsraum 18 ausgebildet. Der Arbeitsraum 18 wird nach unten hin durch die Oberseite 20 des Hubkolbens 12 begrenzt. Auf der entgegengesetzten Seite wird der Arbeitsraum 18 durch den Zylinderkopf 22 bzw. dessen Unterseite /Boden 24 begrenzt.

**[0034]** Befindet sich der Hubkolben 12 am oberen Totpunkt, ist das Volumen des Arbeitsraums minimal. Dieses Volumen wird auch als Kompressionsvolumen oder Restvolumen bezeichnet. Befindet sich der Hubkolben 12 im unteren Totpunkt, ist das Volumen des Arbeitsraums 18 maximal. Dieses Volumen wird auch als Expansionsvolumen bezeichnet.

**[0035]** Ferner ist ein Einlassventil 26 gezeigt. Das Ein-

lassventil umfasst eine Ventilöffnung 28, die bei der dargestellten Ausführungsform im Boden 24 des Ventilkopfs 22 ausgebildet ist.

**[0036]** Ferner umfasst das Einlassventil 26 einen die Ventilöffnung 28 umgebenden Ventilsitz 30 und ein mit dem Ventilsitz 30 zusammenwirkendes Ventilielglied 32.

**[0037]** Das Ventilielglied 32 umfasst einen Ventilkörper 34 und einen Ventilschaft 36. Der Ventilkörper 34 umfasst eine Fläche 38, die mit dem Ventilsitz 30 zusammenwirkt bzw. in dichtenden Kontakt kommt. Die Fläche 38 ist bei der dargestellten Ausführungsform konisch gestaltet. Gleichmaßen ist der Ventilsitz 30 komplementär zu der Fläche 38 gestaltet.

**[0038]** Der Ventilschaft 36 ist länglich und zylindrisch ausgestaltet. Die Grundfläche des konischen Ventilkörpers 34 ist im Durchmesser nicht größer als der Durchmesser des zylindrischen Ventilschafts 36. Das Ventilielglied 32 des Einlassventils 26 ist damit in Form eines Nadelventils ausgestaltet.

**[0039]** Ferner ist das Ventilielglied 32 axial beweglich. Zu diesem Zweck ist das Ventilielglied 32 in einer Führung 40 geführt. Insbesondere ist der Ventilschaft 36 in der Führung 40 aufgenommen und linear beweglich geführt.

**[0040]** Der Zylinderkopf 22 umfasst ferner einen Dampfraum 76, dem über eine Dampfzuführöffnung 78 Frischdampf zuführbar ist. Der Frischdampf kann einen Druck von 30 bar bis 800 bar, bevorzugt 30 bis 500 bar, besonders bevorzugt 30 bis 180 bar, sowie eine Temperatur von 300 °C bis 600 °C haben.

**[0041]** Ferner ist eine Ventilsteuerung 42 vorgesehen, um das Ventilielglied 32 axial zu bewegen und zum Schließen und Freigeben der Ventilöffnung 28 von dem Ventilsitz 30 abzuheben bzw. damit in Kontakt zu bringen.

**[0042]** Die Ventilsteuerung 42 umfasst einen Steuerzylinder 44 und einen Steuerkolben 46. Der Steuerkolben 46 ist mit einem dem Ventilkörper 34 abgewandten Ende des Ventilschafts 36 fest verbunden. Hierzu ist eine integrale Ausgestaltung, d. h. eine einstückige, materialeinheitliche Ausführung denkbar. Ebenso ist es aber möglich den Steuerkolben 46 über Befestigungsmittel (z. B. Schrauben) form- und/oder kraftschlüssig mit dem Ventilschaft 36 zu verbinden. Ferner ist auch eine stoffschlüssige Verbindung (z. B. durch Verschweißen) denkbar.

**[0043]** Der Steuerkolben 46 unterteilt den Steuerzylinder 44 in eine Pneumatikkammer 48 und eine Hydraulikkammer 50. Der Steuerkolben 50 weist ferner einen Kolbenring 52 (O-Ring) auf, der eine Außenumfangsfläche 54 des Steuerkolbens 46 gegenüber einer Innenwand 56 des Steuerzylinders 44 abdichtet.

**[0044]** Die Pneumatikkammer 48 wird einerseits durch eine Oberfläche 58 des Steuerkolbens 46 und andererseits durch ein oberes Ende 60 (eine Oberseite) des Steuerzylinders 44 begrenzt.

**[0045]** Die Hydraulikkammer 50 wiederum wird durch eine Unterseite 62 des Steuerkolbens 46 und ein unteres Ende 64 (eine Unterseite) des Steuerzylinders 44 begrenzt.

**[0046]** Der Steuerkolben hat, insbesondere auf seiner Unterseite 62, einen Durchmesser in einem Bereich zwischen 20mm und 30mm, bevorzugt 20mm bis 25mm.

**[0047]** Ferner befindet sich in der Unterseite 64 des Steuerzylinders 44 eine Stangendichtung 66, die in entgegengesetzten Richtungen (wie durch die Pfeile dargestellt) gegen den Ventilschaft 36 des Ventilielglieds 32 abdichtet.

**[0048]** In dem Steuerzylinder 44 ist darüber hinaus eine Gasdrucköffnung 68 vorgesehen, an der eine Gasdruckleitung 70 angeschlossen ist. Über die Gasdruckleitung 70 und die Gasdrucköffnung 68 ist der Pneumatikkammer 48 Gas zuführbar. In der Gasdruckleitung 70 kann ein nicht dargestelltes Regelventil vorgesehen sein, dass den Druck in der Pneumatikkammer 48 regelt bzw. steuert. Dies kann in Abhängigkeit der Leistung des Dampfmotors zum Beispiel des im Arbeitsraum 18 herrschenden maximalen Drucks vor der Expansion erfolgen.

**[0049]** Gleichmaßen ist in dem Steuerzylinder 44 eine Hydrauliköffnung 72 vorgesehen, an der eine Hydraulikleitung 74 angeschlossen ist. Über die Hydraulikleitung 74 und die Hydrauliköffnung 72 ist der Hydraulikkammer 50 Hydraulikfluid, insbesondere Hydrauliköl, zuführbar und abführbar.

**[0050]** Um den Druck in der Hydraulikkammer optimal und schnell regeln bzw. steuern zu können, kann ein Doppelsitzventil 88 zum Einsatz kommen. Die die Hydraulikleitung 74 ist mit dem Doppelsitzventil 88 verbunden. Die Hydraulikleitung 74 mündet in eine Ventilkammer 94.

**[0051]** In der Ventilkammer 94 ist ein bewegliches Ventilielglied 96 angeordnet. Das Ventilielglied 96 weist einen Ventilkörper 98 auf. Der Ventilkörper 98 hat an gegenüberliegenden axialen Enden eine erste Schließfläche 100 und eine zweite Schließfläche 102.

**[0052]** Die Ventilkammer 94 weist ferner eine Zufuhröffnung 104 auf, die in eine Zufuhrkammer 112 mündet. Die Zufuhröffnung 104 ist von einem ersten Ventilsitz 108 umgeben und dadurch definiert. Eine Zufuhrleitung 90 mündet in die Zufuhrkammer 112 und stellt den erforderlichen Hydraulikdruck zur Verfügung.

**[0053]** Die Ventilkammer 94 weist ferner eine Abfuhröffnung 106 auf, die in eine Abfuhrkammer 114 mündet. Die Abfuhröffnung 106 ist von einem zweiten Ventilsitz 110 umgeben und dadurch definiert. Eine Abfuhrleitung 91 mündet in die Abfuhrkammer 114, um für eine schnelle Druckentlastung sorgen zu können. Zum aktiven Bewegen des Ventilielglieds 96 ist ein Elektromagnet 116 vorgesehen. In der zum Elektromagneten 116 entgegengesetzten Richtung wirkt eine Feder 118.

**[0054]** In Figur 3 ist eine Abwandlung des Steuerkolbens 46 und des Kolbenrings 52 dargestellt. Die übrige Ausgestaltung ist identisch wie sie in Bezug auf Figur 1 beschrieben wurde.

**[0055]** In Figur 3 ist der Steuerkolben 46 tassenförmig ausgestaltet. Der Steuerkolben weist einen Steuerkolbenboden 86 und eine davon in die Pneumatikkammer

48 ragende zylindrische Steuerkolbenwand 84 auf. Ein Spiel zwischen dem Steuerzylinder 44 bzw. der Wand 56 des Steuerzylinders 44 und der Steuerkolbenwand 84 kann dabei klein, zum Beispiel im Bereich von 0,02 mm bis 0,03 mm, gewählt werden. Durch diese Ausgestaltung wird der Steuerkolben im Steuerzylinder geführt. Die Steuerkolbenwand 84 kann eine Länge bzw. Höhe vom Steuerkolbenboden 86 ausgehend aufweisen, die wenigstens doppelt und höchstens viermal oder höchstens dreimal so groß ist wie der Durchmesser des Steuerkolbens 46 bzw. Steuerkolbenbodens 86 (es sei darauf hingewiesen, dass Figur 3 diesbezüglich nur schematisch ist und nicht maßstabsgetreu).

**[0056]** Der Steuerkolben 46 bzw. der Steuerkolbenboden 86 ist mit einem dem Ventilkörper 34 abgewandten Ende des Ventilschafts 36 fest verbunden. Hierzu ist eine integrale Ausgestaltung, d. h. eine einstückige, material einheitliche Ausführung denkbar. Ebenso ist es aber möglich den Steuerkolbenboden 86 über Befestigungsmittel (z. B. Schrauben) form- und/oder kraftschlüssig mit dem Ventilschaft 36 zu verbinden. Ferner ist auch eine stoffschlüssige Verbindung (z. B. durch Verschweißen) denkbar.

**[0057]** Die Zylinderwand 56 des Steuerzylinders 44 weist einen Einstich 80 auf in den ein O-Ring 82 zur Abdichtung gegenüber der Steuerkolbenwand 84 eingebracht ist. Dadurch ist die Dichtung (hier der O-Ring) statisch und die auf die Dichtung wirkenden Kräfte können reduziert werden. Folglich wird die Standfestigkeit der Dichtung erhöht. Da die Dichtung aufgrund der Tassenform keine Führungsfunktion übernehmen muss, werden die Kräfte auf die Dichtung weiter reduziert. Es können auch mehrere der Dichtungen 82 vorgesehen sein.

**[0058]** Im Folgenden wird die Funktionsweise des Dampfmotors und seiner Bauteile näher erläutert.

**[0059]** Im Betrieb des Dampfes wird über die Dampfzuführleitung 78 dem Dampfraum 76 kontinuierlich Frischdampf zugeführt. Im Dampfraum 76 herrschen folglich Drücke in einem Bereich zwischen 30 bar und 800 bar, bevorzugt 30 bis 500 bar, besonders bevorzugt 30 bis 180 bar, und Temperaturen in einem Bereich zwischen 300 °C und 600 °C.

**[0060]** Zum Einspritzen des Frischdampfs in den Arbeitsraum 18 wird das Einlassventil 26 geöffnet. Hierfür wird der Elektromagnet 116 des Doppelsitzventils 88 aktiviert. Das Ventilielglied 96 wird gegen die Federkraft der Feder 118 angezogen bzw. angehoben. Dadurch gelangt die zweite Schließfläche 102 des Ventilielglieds 96 in Kontakt mit dem zweiten Ventilsitz 110 und verschließt die Abfuhröffnung 106. Gleichzeitig hebt sich die erste Schließfläche 100 des Ventilielglieds 96 vom ersten Ventilsitz 108 ab und gibt die Zufuhröffnung 104 frei. Dadurch kann das Hydraulikfluid in die Ventilkammer und über die Hydraulikleitung 74 in die Hydraulikkammer 50 einströmen. Der Druck in der Hydraulikkammer 50 durch Zuführen von Hydraulikfluid über die Hydraulikleitung 74 und die Hydrauliköffnung 72 wird somit erhöht. Zum Öffnen des Einlassventils 26 muss der Druck in der Hydraulikkammer 50 den Druck in der Pneumatikkammer 48

unter Berücksichtigung der Reibungskräfte übersteigen. Der Steuerkolben 46 bewegt sich dadurch im Steuerzylinder 44 gegen den in der Pneumatikkammer 48 herrschenden Druck nach oben, wodurch sich der Ventilschaft 36 zusammen mit dem Ventilkörper 34 ebenfalls nach oben bewegt. Während dieser Bewegung ist der Ventilschaft 36 in der Führung 40 linear geführt. Dabei hebt sich der Ventilkörper 34 bzw. dessen Fläche 38 vom Ventilsitz 30 ab und die Ventilöffnung 28 wird freigegeben. Frischdampf strömt folglich aus dem Dampfraum 76 durch die Ventilöffnung 28 in den Arbeitsraum 18 ein. Dieser Zustand ist in Figur 1 dargestellt. Im Arbeitsraum 18 wird der Dampf expandiert und bewegt den Hubkolben 12 in Richtung des unteren Totpunkts.

**[0061]** Nach dem Einspritzen des Dampfes in den Arbeitsraum 18 wird der Druck in der Hydraulikkammer 50 durch Abführen von Hydraulikfluid aus der Hydraulikkammer 50 über die Hydrauliköffnung 72 und die Hydraulikleitung 74 wiederum reduziert. Hierfür wird der Elektromagnet 116 des Doppelsitzventils 88 deaktiviert. Das Ventilielglied 96 wird durch die Federkraft der Feder 118 zurückgeführt bzw. nach unten bewegt. Dadurch gelangt die erste Schließfläche 100 des Ventilielglieds 96 in Kontakt mit dem ersten Ventilsitz 108 und verschließt die Zufuhröffnung 104. Gleichzeitig hebt sich die zweite Schließfläche 102 des Ventilielglieds 96 vom zweiten Ventilsitz 110 ab und gibt die Abfuhröffnung 106 frei. Dadurch kann das Hydraulikfluid aus der Hydraulikkammer 50, über die Hydraulikleitung 74 und die Ventilkammer 94 ausströmen. Der in der Pneumatikkammer 48 herrschende Druck wirkt auf die Oberseite 58 des Steuerkolbens 46, sodass sich dieser nach unten bewegt. Dadurch wird der Ventilkörper 34 bzw. dessen Fläche 38 in den Ventilsitz 30 gedrückt und die Ventilöffnung 28 verschlossen.

**[0062]** Die Hubkurve beim Öffnen und Schließen des Einlassventils 26 ist in Figur 2 dargestellt. In der beispielhaften Ausführungsform beträgt der Ventilhub 3 mm. Das Öffnen und Schließen des Einlassventils 26 dauert etwa 3 ms. Hierbei beträgt die Zeit zum Erreichen des Zustands "Ventil geöffnet" etwa 0,7 ms bis 0,8 ms. Das Ventil bleibt etwa 1,6 ms geöffnet, wobei in diesem Bereich der maximale Ventilhub erreicht wird.

**[0063]** Die Zeit zum vollständigen Schließen des Ventils beträgt wiederum etwa 0,7 ms bis 0,8 ms.

**[0064]** Die Öffnungsflanke (Steigung und Stauchung) lässt sich über den Druck in der Hydraulikkammer 50 nahezu beliebig einstellen. Aufgrund dessen, dass die Hydraulikkammer 50 lediglich gegen den Luftdruck in der Pneumatikkammer 48 arbeitet, ist darüber hinaus ein sehr schnelles Öffnen (steile Öffnungsflanke) realisierbar.

**[0065]** In der Pneumatikkammer 48 kann ein konstanter Luftdruck anliegen, sodass die Schließflanke nur über die Hydraulikkammer 50 eingestellt werden kann. Der Luftdruck kann in einer beispielhaften Ausführungsform 50 bar betragen, hängt aber in der Regel von dem maximalen Druck im Arbeitsraum 18 (Volldruck) ab. Um ein

zuverlässiges Schließen zu gewährleisten, wird der Luftdruck stets über dem Volldruck eingestellt.

**[0066]** Der Luftdruck in der Pneumatikkammer 48 ersetzt bei dieser Ausgestaltung im Wesentlichen die Funktion einer herkömmlichen Feder. Durch die Verwendung von Gas ist, im Vergleich zu einer Feder bedingt durch die träge Masse der Feder, jedoch ein erheblich schnelleres Öffnen des Einlassventils 26 möglich. Auch wäre bei den erforderlichen Schließdrücken eine Vorspannung der Feder von ca. 300 kg notwendig, die zu erheblichem Aufwand bei der Montage führt.

**[0067]** Alternativ ist es auch denkbar den Luftdruck in der Pneumatikkammer 48 variabel zu steuern. So kann der Luftdruck über Zufuhr von Gasdruck über die Luftdruckleitung 70 und die Luftdrucköffnung 68 gesteuert werden. Dies ermöglicht es auch die Schließflanke (Steigung und Stauchung) nahezu beliebig einzustellen.

**[0068]** Die Verwendung von Gasdruck in der Pneumatikkammer 48 hat darüber hinaus den erheblichen Vorteil, dass der Gasdruck auch zur Abdichtung des Steuerkolbens 46 gegenüber der Hydraulikkammer 50 wirkt. Der Gasdruck wirkt dem Einströmen von Hydraulikfluid aus der Hydraulikkammer 50 durch den Zwischenraum zwischen der Außenumfangsfläche 54 des Steuerkolbens 46 und der Innenwand 56 des Steuerzylinders 44 entgegen. Folglich ist, trotz der relativ hohen Drücke, eine relativ einfache Dichtung in Form eines Kolbenrings 52 bzw. eines O-Rings möglich.

**[0069]** Ähnliches gilt für den Frischdampf im Dampfraum 76, der ebenfalls die Abdichtung der Hydraulikkammer 50 unterstützt. Um einer Entartung des Hydraulikfluids und/oder einer Vermischung des Hydraulikfluids mit dem Frischdampf entgegenzuwirken ist jedoch um den Außenumfang des Ventilschafts 36 eine Stangendichtung 66 vorgesehen, die sowohl gegen ein Eindringen von Frischdampf in die Hydraulikkammer 50 als auch ein Austreten von Hydraulikfluid aus der Hydraulikkammer 50 abdichtet.

**[0070]** Wie es oben beschrieben wurde, bietet die Kombination aus pneumatischer und hydraulischer Steuerung des Einlassventils 26 erhebliche Vorteile, was die Montage, den Betrieb und die Einstellbarkeit der Hubkurve des Einlassventils betrifft.

#### Bezugszeichenliste

#### [0071]

10	Zylinder
12	Hubkolben
14	Zylinderachse
16	Auge
18	Arbeitsraum
20	Oberseite des Hubkolbens
22	Zylinderkopf
24	Unterseite des Zylinderkopfes
26	Einlassventil
28	Ventilöffnung

30	Ventilsitz
32	Ventilglied
34	Ventilkörper
36	Ventilschaft
5 38	Fläche des Ventilkörpers
40	Führung
42	Ventilsteuerung
44	Steuerzylinder
46	Steuerkolben
10 48	Pneumatikkammer
50	Hydraulikkammer
52	Kolbenring
54	Außenumfangsfläche des Steuerkolbens
56	Innenwand des Steuerzylinders
15 58	Oberfläche des Steuerkolbens
60	oberes Ende des Steuerzylinders
62	Unterseite des Steuerkolbens
64	unteres Ende des Steuerzylinders
66	Stangendichtung
20 68	Gasdrucköffnung
70	Gasdruckleitung
72	Hydrauliköffnung
74	Hydraulikleitung
76	Dampfraum
25 78	Dampfzuführöffnung
80	Einstich
82	O-Ring
84	Steuerkolbenwand
86	Steuerkolbenboden
30 88	Doppelsitzventil
90	Zufuhrleitung
91	Abfuhrleitung
94	Ventilkammer
96	Ventilglied
35 98	Ventilkörper
100	erste Schließfläche
102	zweite Schließfläche
104	Zufuhröffnung
106	Abfuhröffnung
40 108	erster Ventilsitz
110	zweiter Ventilsitz
112	Zufuhrkammer
114	Abfuhrkammer
116	Elektromagnet
45 118	Feder

#### Patentansprüche

#### 50 1. Dampfmotor umfassend

55

einen Zylinder (10),  
einen in dem Zylinder (10) zwischen einem oberen Totpunkt und einem unteren Totpunkt beweglich geführten Hubkolben (12),  
einen Arbeitsraum (18) in dem Zylinder (10), der von dem Hubkolben (12) begrenzt ist,  
einen Dampfraum (76) zur Bereitstellung von

Frischdampf,  
ein Einlassventil (26) mit einer Ventilöffnung  
(28), die den Dampfraum (76) und den Arbeits-  
raum (18) verbindet, einen die Ventilöffnung  
(28) umgebenden Ventilsitz (30) und ein zum  
Schließen und Freigeben der Ventilöffnung (28)  
mit dem Ventilsitz (30) zusammenwirkendes,  
bewegliches Ventiliel (32),  
eine Ventilsteuerung (42) zum Bewegen des  
Ventilglieds (32),  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
die Ventilsteuerung (42) aufweist:

einen Steuerzylinder (44) und  
einen Steuerkolben (46), der mit dem Ven-  
tilglied (32) zusammenwirkt und den Steuer-  
zylinder (44) in eine Pneumatikkammer  
(48) und eine Hydraulikkammer (50) unter-  
teilt, wobei die Hydraulikkammer (50) zum  
Abheben des Ventilglieds (32) vom Ventil-  
sitz (30) und Freigeben der Ventilöffnung  
(28) mit Hydraulikfluid beaufschlagbar ist.

2. Dampfmotor nach Anspruch 1, bei dem zum Abhe-  
ben des Ventilglieds (32) vom Ventilsitz (30) in den  
Dampfraum (76) die Pneumatikkammer (48) dem  
Ventilsitz (30) abgewandt ist und die Hydraulikkam-  
mer (50) dem Ventilsitz (30) zugewandt ist.
3. Dampfmotor nach Anspruch 1 oder 2, bei dem das  
Ventilglied (32) einen länglichen Ventilschaft (36)  
aufweist und der Steuerkolben (46) mit dem Ventil-  
schaft (36) verbunden, insbesondere fest verbunden  
ist.
4. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem das Ventilglied (32) linear beweglich  
geführt ist.
5. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem die Pneumatikkammer (48) mit Gas-  
druck mit im Wesentlichen konstantem Druck beauf-  
schlagt ist.
6. Dampfmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 4, bei  
dem die Pneumatikkammer (48) mit Gasdruck mit  
variablen Druck beaufschlagbar ist.
7. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem der Hub des Ventilglieds (32) beim Ab-  
heben des Ventilglieds (32) von dem Ventilsitz (30)  
in einem Bereich zwischen 1 mm und 5 mm liegt.
8. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem das Ventilglied (32) ein Gewicht von  
100 g bis 300 g aufweist.
9. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-

che, bei dem der Steuerkolben (46) gegenüber einer  
Innenwand (56) des Steuerzylinders (44) abgedich-  
tet ist.

10. Dampfmotor nach Anspruch 9, bei dem eine Dich-  
tung (82) in der Innenwand (56) des Steuerzylinders  
(44) angebracht ist.
11. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem der Steuerkolben (46) tassenförmig  
ausgestaltet ist.
12. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem der Steuerzylinder (44) gegenüber dem  
Ventilglied (32), insbesondere dem Ventilschaft (36)  
des Ventilglieds (32), abgedichtet ist.
13. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem der Steuerkolben (46) einen Durch-  
messer in einem Bereich zwischen 20 und 30 mm,  
bevorzugt 20 bis 25 mm hat.
14. Dampfmotor nach einem der vorstehenden Ansprü-  
che, bei dem die Hydraulikkammer (50) für die Zu-  
fuhr und Abfuhr von Hydraulikfluid in die und aus der  
Hydraulikkammer eine mit einer Hydraulikleitung  
(74) verbundene Hydrauliköffnung (72) aufweist, die  
mit einem Doppelsitzventil (88) verbunden ist, wobei  
das Doppelsitzventil (88) mit einer Zufuhrleitung (90)  
und einer Abfuhrleitung (91) verbunden ist, die durch  
ein gemeinsames Ventilglied (96) abwechselnd ge-  
öffnet und geschlossen werden.

## 35 Claims

### 1. Steam motor comprising

a cylinder (10),  
a piston (12) guided moveably in the cylinder  
(10) between a top dead centre and a bottom  
dead centre,  
a working chamber (18) in the cylinder (10)  
which is limited by the piston (12),  
a steam chamber (76) for the provision of live  
steam,  
an inlet valve (26) with a valve opening (28) con-  
necting the steam chamber (76) and the working  
chamber (18), a valve seat (30) surrounding the  
valve opening (28) and a moveable valve mem-  
ber (32) interacting with the valve seat (30) to  
close and release the valve opening (28),  
a valve control (42) for moving the valve member  
(32),  
**characterised in that**  
the valve control (42) has:

a control cylinder (44) and

- a control piston (46) which interacts with the valve member (32) and divides the control cylinder (44) into a pneumatic chamber (48) and a hydraulic chamber (50), wherein the hydraulic chamber (50) can be pressurised with hydraulic fluid to lift the valve member (32) from the valve seat (30) and release the valve opening (28).
2. Steam motor according to claim 1, wherein, in order to lift the valve member (32) from the valve seat (30) into the steam chamber (76), the pneumatic chamber (48) faces away from the valve seat (30) and the hydraulic chamber (50) faces the valve seat (30).
  3. Steam motor according to claim 1 or 2, wherein the valve member (32) has an elongated valve stem (36) and the control piston (46) is connected, in particular firmly connected, to the valve stem (36).
  4. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the valve member (32) is guided so as to be moveable in a linear direction.
  5. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the pneumatic chamber (48) is pressurised with gas pressure at substantially constant pressure.
  6. Steam motor according to one of the claims 1 to 4, wherein the pneumatic chamber (48) is pressurised with gas pressure at variable pressure.
  7. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the stroke of the valve member (32) when lifting the valve member (32) from the valve seat (30) lies in a range between 1 mm and 5 mm.
  8. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the valve member (32) has a weight of 100 g to 300 g.
  9. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the control piston (46) is sealed against an inner wall (56) of the control cylinder (44).
  10. Steam motor according to claim 9, wherein a seal (82) is mounted in the inner wall (56) of the control cylinder (44).
  11. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the control piston (46) is cup-formed in design.
  12. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the control cylinder (44) is sealed against the valve member (32), in particular the valve stem (36) of the valve member (32).

13. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein the control piston (46) has a diameter in a range between 20 and 30 mm, preferably 20 to 25 mm.
14. Steam motor according to one of the preceding claims, wherein, in order to supply and discharge hydraulic fluid into and out of the hydraulic chamber, the hydraulic chamber (50) has a hydraulic opening (72), connected to a hydraulic line (74), which is connected to a double-seat valve (88), wherein the double-seat valve (88) is connected to a supply line (90) and a discharge line (91) which are opened and closed alternately by a common valve member (96).

## Revendications

### 1. Moteur à vapeur comprenant

un cylindre (10),  
 un piston alternatif (12) guidé de manière mobile entre un point mort supérieur et un point mort inférieur dans le cylindre (10),  
 un espace de travail (18) dans le cylindre (10), qui est délimité par le piston alternatif (12),  
 un espace à vapeur (76) destiné à fournir de la vapeur vive,  
 une soupape d'entrée (26) avec une ouverture (28) de soupape, qui relie l'espace à vapeur (76) et l'espace de travail (18), un siège (30) de soupape entourant l'ouverture (28) de soupape et un organe (32) de soupape mobile coopérant avec le siège (30) de soupape pour fermer et dégager l'ouverture (28) de soupape,  
 une commande (42) de soupape destinée à déplacer l'organe (32) de soupape,  
**caractérisé en ce que**  
 la commande (42) de soupape présente :

- un cylindre de commande (44) et  
 un piston de commande (46), qui coopère avec l'organe (32) de soupape et divise le cylindre de commande (44) en une chambre pneumatique (48) et une chambre hydraulique (50), la chambre hydraulique (50) étant apte à être soumise à une action de fluide hydraulique pour retirer l'organe (32) de soupape du siège (30) de soupape et pour dégager l'ouverture (28) de soupape.
2. Moteur à vapeur selon la revendication 1, dans lequel, pour retirer l'organe (32) de soupape du siège (30) de soupape dans l'espace à vapeur (76), la chambre pneumatique (48) est opposée au siège (30) de soupape et la chambre hydraulique (50) est tournée vers le siège (30) de soupape.

3. Moteur à vapeur selon la revendication 1 ou la revendication 2, dans lequel l'organe (32) de soupape présente une tige (36) de soupape allongée et le piston de commande (46) est relié, en particulier est relié de manière solidaire, à la tige (36) de soupape. 5
4. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel l'organe (32) de soupape est guidé de manière mobile linéairement. 10
5. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel la chambre pneumatique (48) est soumise à l'action d'une pression de gaz avec une pression sensiblement constante. 15
6. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, dans lequel la chambre pneumatique (48) peut être soumise à l'action d'une pression de gaz avec une pression variable. 20
7. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel la course de l'organe (32) de soupape se situe, lors du retrait de l'organe (32) de soupape du siège (30) de soupape, dans une plage entre 1 mm et 5 mm. 25
8. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel l'organe (32) de soupape présente un poids de 100 g à 300 g. 30
9. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel le piston de commande (46) est étanchéifié par rapport à une paroi intérieure (56) du cylindre de commande (44). 35
10. Moteur à vapeur selon la revendication 9, dans lequel un joint d'étanchéité (82) est installé dans la paroi intérieure (56) du cylindre de commande (44). 40
11. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel le piston de commande (46) est configuré en forme de coupelle. 45
12. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel le cylindre de commande (44) est étanchéifié par rapport à l'organe (32) de soupape, en particulier à la tige (36) de soupape de l'organe (32) de soupape. 50
13. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel le piston de commande (46) a un diamètre dans une plage entre 20 et 30 mm, de manière préférée de 20 à 25 mm. 55
14. Moteur à vapeur selon l'une quelconque des revendications précédentes, dans lequel la chambre hydraulique (50) présente une ouverture hydraulique

(72) reliée à une conduite hydraulique (74) pour l'amenée de fluide hydraulique dans la chambre hydraulique et pour son évacuation hors de celle-ci, laquelle est reliée à une soupape à double siège (88), dans lequel la soupape à double siège (88) est reliée à une conduite d'amenée (90) et à une conduite d'évacuation (91), qui sont ouvertes et fermées en alternance par un organe (96) de soupape commun.

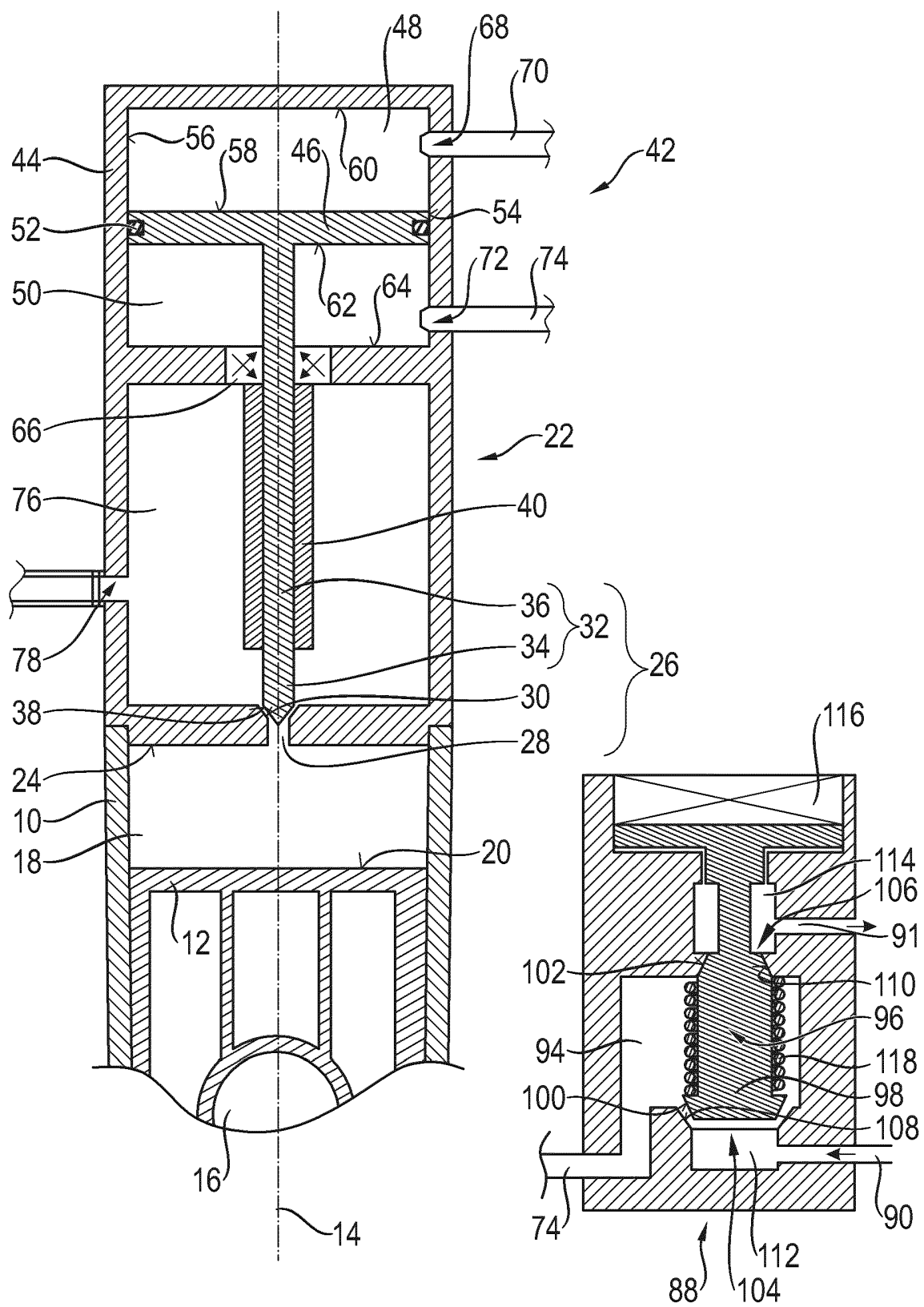
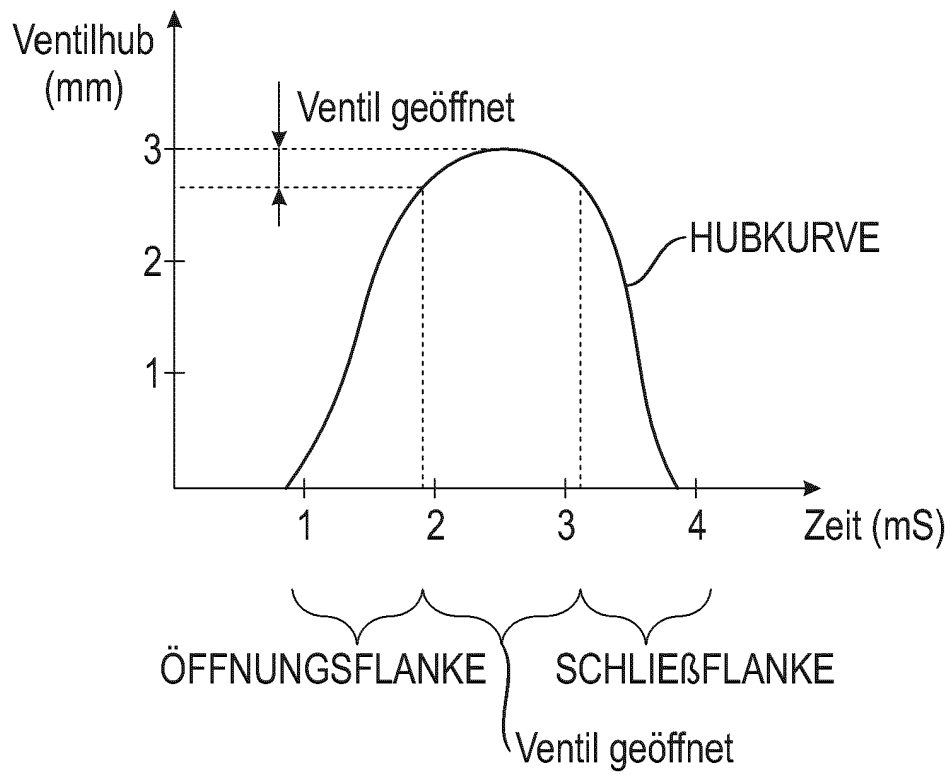
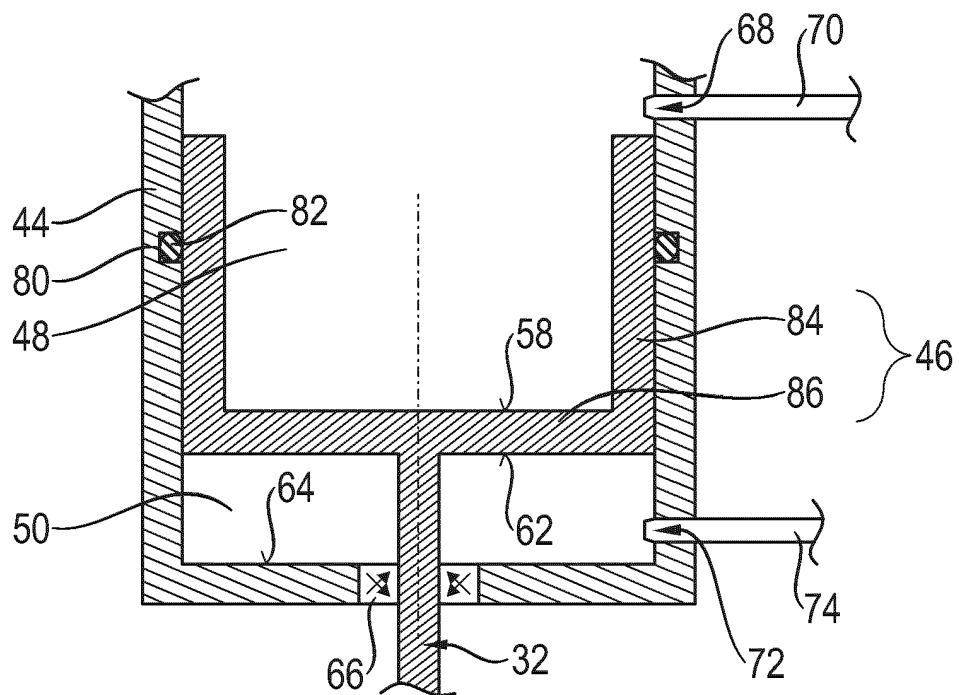


Fig. 1



**Fig. 2**



**Fig. 3**

**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**

- EP 3594459 A [0006]
- US 2019055898 A1 [0006]
- US 2008093477 A1 [0006]
- WO 2016146459 A1 [0007]
- EP 3798413 A [0007]