



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 0 920 573 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
06.06.2001 Patentblatt 2001/23

(51) Int Cl.7: **F01B 29/12**, F01B 25/00,
F01L 25/08, F01K 11/00

(21) Anmeldenummer: **98934864.4**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE98/01541

(22) Anmeldetag: **08.06.1998**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 98/55734 (10.12.1998 Gazette 1998/49)

(54) **HOCHDRUCKDAMPFMOTOR**
HIGH-PRESSURE STEAM ENGINE
MOTEUR A VAPEUR HAUTE PRESSION

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU MC
NL PT SE**

(72) Erfinder: **KRIEGLER, Franz**
D-22885 Barsbüttel (DE)

(30) Priorität: **06.06.1997 DE 19723748**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 179 427 WO-A-85/02232
WO-A-87/00244 DE-A- 2 617 360
DE-A- 2 747 594 DE-A- 3 412 922
DE-A- 3 635 047 US-A- 4 176 586

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.06.1999 Patentblatt 1999/23

(73) Patentinhaber:
• **Sobolewski, Walter**
22047 Hamburg (DE)
• **Kriegler, Franz**
22885 Barsbüttel (DE)

EP 0 920 573 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Hochdruckdampf-motor gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Es ist bekannt, daß für den Antrieb von Kraft-fahrzeugen überwiegend mit Benzin oder Dieselkraft-stoff betriebene Motoren verwendet werden. Außer die-sen Motoren werden in geringer Zahl Elektroantriebe verwendet.

Die Nachteile des Elektroantriebs sind: Die geringe Ka-pazität der Akkubatterie, das hohe, durch die Batterie verursachte Leistungsgewicht und die lange Aufladezeit der Batterie.

[0003] In den mit Benzin oder Dieselkraftstoff betrie-benen Motoren, kann wegen des vor jedem Arbeitshub neu zu entzündenden Kraftstoff-Luftgemisches, in der kurzen Brennzeit eine vollständige Verbrennung, die als Verbrennungsprodukt unschädliches Kohlendioxid CO₂, und Wasser liefert, nicht erreicht werden.

[0004] Wegen der unvollständigen Verbrennung ver-lassen viele die Umwelt belastende Nebenprodukte der Verbrennung den Auspuff.

[0005] In den mit innerer Verbrennung arbeitenden Hubkolbenmotoren, wird die im Kraftstoff enthaltene Wärmeenergie nur zu einem geringen Teil ausgenutzt. In Verbrennungsmotoren läßt man ein Arbeitsmittel ein-en Kreisprozeß durchlaufen, daß heißt, eine Reihe von Änderungen ihres Volumen-, Temperatur- und Druckzu-standes, der immer wieder zum Anfangszustand bei fri-scher Ladung bei Brennkraftmaschinen - oder frischer Füllung bei Dampfmaschinen, zurückkehrt.

[0006] Der größte Nutzeffekt bei der Umwandlung von Wärme in mechanische Arbeit wird mit einem um-kehrbaren Prozeß erzielt. Dann ist: Thermischer Wirk-ungsgrad, (Carnot-Kreisprozeß)

$$\eta_t = (Q_1 - Q_2) / Q_1 = (T_1 - T_2) / T_1$$

Arbeit bei einem Umlauf $W = Q_1 (T_1 - T_2) / T_1$

[0007] Im folgenden wird anhand von Rechnungsbei-spielen aufgezeigt, wieviel von dem theoretisch mögli-chen Wärmegefälle in nutzbringende Arbeit umgewan-delt werden kann.

Das Verhältnis der im Zylinder geleisteten Arbeit, zu der durch die Verbrennung zugeführten Wärmemenge, nennt man den thermischen Wirkungsgrad, der mit η_t (eta) bezeichnet wird. Man findet den thermischen Wir-kungsgrad, da $101,9 \text{ kp}\cdot\text{m}/\text{S} = 1 \text{ KW}$ sind, in dem man das 101,9 fache der indizierten Leistung N_i durch die zugeführte Wärmemenge Q in kcal/sek und das mecha-nische Wärmeäquivalent E teilt. $\eta_t = \frac{101,9 N_i}{Q \cdot E}$

[0008] Verbraucht ein Kraftwagen für 100 km Fahrt 8 Liter Vergaserkraftstoff mit dem Einheitsgewicht (Ge-wicht von 1 dcm³ eines Stoffes in kg oder von 1 cm³ in Gramm), $EG = 0,88$ und einer Wärmeenergie von 10 000 kcal/kg, und fährt der Wagen mit einer Geschwin-digkeit von 65 km/h, so ist die zugeführte Wärmemenge

$$Q = \frac{8 \cdot 0,88 \cdot 10\,000 \cdot 65}{100} = 45760 \text{ kcal/h oder } \frac{8 \cdot 0,88 \cdot 10\,000 \cdot 65}{100 \cdot 3600} = 12,7 \text{ kcal/sek.}$$

[0009] Ist zum Beispiel die Anzahl der indizierten KW $N_i = 14,19 \text{ KW}$, so ist der thermische Wirkungsgrad $\eta_t = \frac{101,9 N_i}{Q \cdot E} = \frac{101,9 \cdot 14,19}{12,7 \cdot 427} = 0,27$ oder 27 %.

[0010] Das Verhältnis der effektiven KW N_e , das sind die am Schwungrad durch eine Bremse (Bremsdyna-mometer) gemessenen KW, zu den indizierten KW N_i , nennt man den mechanischen Wirkungsgrad und man bezeichnet ihn mit η_m . $\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$.

[0011] Da innerhalb des Motors durch Reibung Arbeit verloren geht, ist der Wirkungsgrad stets kleiner als 1.

[0012] Ist die indizierte Leistung eines Motors $N_i = 14,19 \text{ KW}$, die effektive Leistung $N_e = 11,76 \text{ Kw}$, so ist der mechanische Wirkungsgrad $\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{11,76}{14,19} = 0,83$ oder 83 %.

[0013] Der wirtschaftliche Gesamtwirkungsgrad ist $\eta = \eta_t \cdot \eta_m = \frac{101,9 \cdot N_i}{Q \cdot E} \cdot \frac{N_e}{N_i}$ oder $= \frac{101,9 \cdot N_e}{Q \cdot E}$

[0014] Für den als Beispiel vorgestellten Motor ist da-nach $\eta = 0,83 \cdot 0,27 = 0,224$ oder 22,4 %.

Von der dem Motor zugeführten Wärmemenge, werden nur 22,4 % an der Kupplung als Arbeit abgegeben.

Durch das Kühlwasser gehen etwa 34 %, durch die Aus-puffgase und durch Strahlung etwa 37 %, durch die Aus-puffleitung und den Auspufftopf etwa 2,1 % und durch mechanische Verluste innerhalb des Motors etwa 4,5 % verloren.

Für die Nutzleistung des Wagens verbleiben, da weitere Verluste durch Reibung der Triebwerksteile im Getriebe und im Ausgleichsgetriebe entstehen und die Räder et-was gleiten, wodurch sich Energie in Wärme umsetzt, etwa 14 %.

[0015] Da ein KW = $101,9 \text{ kp}\cdot\text{m}/\text{sek}$ ist, so ist eine KW/h = $101,9 \cdot 3600 \text{ kp}\cdot\text{m}$; da andererseits $427 \text{ kp}\cdot\text{m} = 1 \text{ kcal}$ ist, so ist eine KW/h = $\frac{101,9 \cdot 36000}{427} = 859,11 \text{ kcal}$.

[0016] Verbraucht der Motor stündlich 4,5 kg Kraft-stoff mit 10 000 kcal/kg, so leistet er theoretisch $\frac{4,5 \cdot 10\,000}{859,11} = 52,38 \text{ KW}$.

[0017] Da aber nur 22,4 % der im Kraftstoff enthalte-nen Energie zur Ausnutzung gelangen, so ist die effek-tive Leistung des Motors $N_e = \frac{4,5 \cdot 10\,000 \cdot 22,4}{859,11 \cdot 100} = 11,73 \text{ KWe}$.

[0018] Bei einer Dampfmaschine, die eine Kennung aufweist, die ein Anfahren ohne Kennungswandler er-möglicht, kommt dieser Vorteil wegen der langen An-heizzeit bis zur Inbetriebnahme nicht zur Geltung. Im Sankey-Diagramm ist für eine Verbund-Dampfmaschi-ne mit guter Steilrohrkesselanlage, die Nutzleistung mit 14 %, die Abdampfwärme mit 62 %, die Kesselverluste mit 21 % und die Restverluste mit 3 % angegeben.

Der Wirkungsgrad einer Dampfmaschine kann am ein-fachsten unter Einschätzung des Gütegrades η_i an Hand der h,s-Tafel, mit dem in einer verlustlosen, wär-medichten Maschine ohne schädlichen Raum und ohne Drosselung verglichen und ermittelt werden.

[0019] Das adiabatische im h,s-Diagramm dargestell-te Wärmegefälle $h_1 - h_2$, stellt hierbei die größtmögliche in mechanische Arbeit umsetzbare Wärmemenge dar.

In der wirklichen Maschine wird nur der Enthalpieunterschied $h-h_2$ ausgenutzt.

Der Unterschied h_2-h ist demnach, wenn man von den mechanischen Verlusten absieht, der Wärmewert aller in der wirklichen Maschine auftretenden nachstehend aufgeführten Verluste:

- a) Wärmetausch mit den Zylinderwänden (Wandungsverlust).
- b) Strömungsverluste in den Steuerorganen (Drosselverluste).
- c) Verluste die bei Betrieb mit schwach überhitztem oder Satttdampf entstehen (Eintrittskondensation).
- d) Verlust durch unvollständige Dehnung. Dieser Verlust wird größer, je mehr die wirtschaftliche Füllung überschritten wird.
- e) Verlust bei kleinen Füllungen, bei denen durch die Dehnung die Gegendrucklinie überschritten wird. Bei diesem Verlust muß die Wärmeenergie des in den Zylinder zurückströmenden Gegendruckdampfes, durch die Verdichtungsarbeit dem Arbeitsprozeß wieder zugeführt werden. Durch die tiefer reichende Dehnung wird die Zylinderwandtemperatur erniedrigt und der Wärmeaustauschverlust erhöht.

[0020] Bei Betrieb mit schwach überhitztem oder Satttdampf, bei dem die Zylinderwände beschlagen, erhöht sich die Reibung des Kolbens im Zylinder. Bei großer Überhitzung, bei hohem Gegendruck und hoher mittlerer Zylinderwandtemperatur und hoher mittlerer Kolbengeschwindigkeit, ist die Reibung wegen der schlechten Schmierungsverhältnisse besonders groß. Wegen der geringen Dampfdruckhöhe, die bei Dampfkesselbetrieb anwendbar ist, kann nur ein kleines Wärmegefälle ausgenutzt werden, von dem nach Abzug der Verluste nur etwa 75 % in Arbeit umgewandelt werden kann. Die einzige Möglichkeit ein größeres Wärmegefälle auszunutzen, bietet nur eine Bauart bei Landdampfkesseln, der Zwangsdurchlaufkessel (Bensonkessel), bei dem ein Wärmegefälle mit überkritischer Temperatur ab 374° und überkritischem Druck ab 225 ata ausgenutzt werden kann.

[0021] Aus der Offenlegungsschrift DT 26 17 360 ist ein Verbundwechselstrom-Dampfmotor bekannt, bei dem der auf eine maximale Temperatur und Druckhöhe in den überkritischen Bereich gebrachte Dampf, zwischen zwei gegenläufige Kolben, in einen Zylinder eingelassen wird, bei der Dehnung des Dampfes Arbeit leistet und dann zumindest in eine Gegendruckstufe derselben Zylinderanordnung eingelassen und in einen Kondensator eingepumpt wird, so daß im oberen Dampf-Flüssigkeitsbereich eine Kondensation erfolgt.

[0022] Bei diesem Motor kühlt sich der einströmende Frischdampf durch Wärmetausch mit den Zylinderwänden ab. Sobald der Dampf bei seiner Entspannung kälter als die Zylinderwände geworden ist, geht Wärme aus der Wandfläche in den Dampf über, hauptsächlich wäh-

rend des Ausströmens des Dampfes aus dem Zylinder, wenn der Dampf keine Arbeit mehr leistet.

Durch den Wechsel von der ersten in die zweite Entspannungsstufe werden die Wandungsverluste durch die größer werdende Zylinderwandfläche größer.

Sehr groß ist der Verlust durch den Wärmeaustausch, verursacht durch den Übertritt von Wärme von hoher Temperatur aus dem einströmenden Frischdampf, über die Zylinderwände, in den austretenden Abdampf.

Durch die größere Anzahl der Ventile: Einlaßventile, Überströmventile und Auslaßventile, werden Strömungs- und Drosselverluste verursacht. Durch den freistehenden Verdampfer und durch die zum ersten Zylinder führende Rohrleitung, werden Strömungsverluste verursacht. Die Pumparbeit beim Einschleiben des Dampfes in den Gegendruckkondensator ist nicht adiabatisch und reversibel, sondern ein Energieverlust. Beim Übertritt des Dampfes aus dem HD in den ND-Zylinder, treten Druckverluste auf. Weitere Verluste treten an Stopfbuchsen (nach außen) und an Steuerorganen auf.

[0023] Aus der Patentschrift 19 91 10 ist eine Einrichtung bekannt, um Ventile elektrisch zu steuern. Die elektrische Steuerung kann so erfolgen, daß sie ein Aufsetzen des Hauptventiles erzielt, oder so, daß unabhängig davon noch ein besonderes Dampfabsperrentil betätigt wird.

[0024] Diese Vorrichtung hat nur eine Hilfsfunktion für die Hauptsteuerungseinrichtung einer Dampfmaschine. Das elektrische Relais beeinflußt nur einen Teil des Hauptsteuerorgans, das gegen den von der Maschine beeinflußten Teil beweglich ist. Durch diese Vorrichtung kann kein Dampfmotor durch Steuerbefehle des Fahrers, vom Stillstand zum Anlaufen und auf verschiedenen großen Drehzahlen eingestellt werden. Durch die Schleifstücke k und die Bürsten 1 (Kollektor) wird das Relais m und m_1 (Schaltmagnete) lediglich für ein teilweise oder vollständiges Schließen des Haupt- oder Hilfsventiles Fig.5 eingeschaltet.

In der Fig.5 ist zu erkennen, daß das Hilfsabschlußventil von der Druckfeder p auf seinen Ventilsitz gezogen wird. Es kann durch die Feder p nicht geöffnet werden, wie in der Schrift Zeile 70 beschrieben.

[0025] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen mit überkritischem Druck und überkritischer Temperatur betriebenen Dampfmotor zu schaffen, mit dem ein großer thermischer Wirkungsgrad und ein großer mechanischer Wirkungsgrad erreicht werden kann.

[0026] Bei dem die Wandungsverluste, der Verlust durch unvollständige Dehnung, der Verlust bei kleinen Füllungen, beim Rückströmen von Gegendruckdampf in den Zylinder, Strömungsverluste in den Steuerorganen und Dampfkanälen, Drosselverluste in den Steuerorganen beim Dampfeintritt in den Zylinder, Undichtigkeiten nach außen an Steuerorganen, Abdampfwärme und Strahlungsverluste, auf ein Minimum reduziert werden können, bei dem eine Energierückgewinnung möglich ist, der ein kleines Leistungsgewicht aufweist, und

der eine große Betriebssicherheit bietet.

[0027] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 sowie vorzugsweise der Unteransprüche gelöst.

[0028] Die Erfindung wird im folgenden im Näheren unter Bezugnahme auf die Zeichnungen erläutert. Darin zeigen:

- | | | | | |
|-----------|--|---------------------------|--|---|
| Fig. 1 | einen Zylinder 4, des Hochdruckdampf-
motors im Schnitt, der von einem Zuluft-
mantelraum 15 umschlossen ist, der über
den Zylinderdeckel 173 geführt wird, und
in einer Verengung den Ventilführungs-
schaft 166 umschließt und zum Wärme-
austauscher 231 führt. Der Zuluftmantel-
raum 15 wird von einem Feuerungsraum
228 umschlossen. Dieser ist über einen
Verdichter 230 mit dem Zuluftmantelraum
15 verbunden. Im Feuerungsraum 228
sind die Brennerdüsen 298 und der Ver-
dampfer 2 mit dem Überhitzer 3 angeord-
net. Der Feuerungsraum 228 ist durch ein
Stauventil 229 abgeschlossen. Der Ab-
gasweg führt über das Stauventil 229 zum
Wärmetauscher 231 und über Auslaßroh-
re, die rechtwinklig zu den Einlaßrohren
des Zuluftmantelraumes 15 ins Freie füh-
ren. | 5
10
15
20
25 | Fig.7-11
Fig. 9
Fig.12-13
Fig.14
Fig.15
Fig.16
Fig.17-18
Fig.19-22
Fig.23-26 | das Kolben-Dampfeinlaßventil 5 mit den
Ventilmitnehmern 166 und mit dem Öff-
nungshebel 163 und den Schließhebel
158, am Ventilgehäuse 333.
den Kondensatausschubregler in Verbin-
dung mit dem Hauptschalter 233.
die Kolbenkühl- und Schmiereinrichtung.
ein Gegendampf-Bremsauslaßventil 199.
einen Arbeitszylinder 4 mit einer Keramik-
Zylinder= laufbuchse.
eine Kurbelwellen- und Pleuellagerung
mit Wälzlagern.
zwei Zwillingszylinder, die auf einer Kur-
belwelle um 45 Winkelgrade voneinander
versetzt sind.
eine Speisewasserpumpe 1 mit Außen-
Verstellexzenter 197 und Innen-Verstel-
lexzenter für eine Speisewasserregelung.
einen Kolbendruckregler 148 in Verbin-
dung mit der Speisewasserpumpe 1. |
| Fig. 2u.3 | ein Ventilhub-Begrenzungsgetriebe 226
in Verbindung mit einem Steuermagneten
9, der über einen Ventilöffnungshebel 163
mit dem Dampfeinlaßventil 5 verbunden
ist. | 30 | Fig.27-33
Fig.34-40 | eine Kollektor-Steuereinrichtung, in Ver-
bindung mit dem Dampfmotor.
eine Hallgeber-Steuereinrichtung, in Ver-
bindung mit dem Dampfmotor. |
| Fig. 4 | ein Zylinderauslaßschlitz-Steuergtriebe
316, das mit dem Ventilhub-Begren-
zungsgetriebe 226 und über eine Schie-
berolle 99 und über einen Übertragungs-
hebel 22, mit dem Zylinderauslaßschlitz-
Steuerventil 285 und über den Übertra-
gungshebel 227 mit dem Indikatorschal-
ter 318 verbunden ist, welcher durch eine
Rohrleitung 221 mit einem Überhitzer 3
verbunden ist. | 35
40
45 | Fig.41-42
Fig.43-46
Fig.47-53 | ein Anlaufgetriebe 306, für ein Anlaufen
des Motors bei einer größten Füllungs-
gradeinstellung des Steuergetriebes.
eine Gegendampf-Bremseinrichtung, die
selbsttätig bei Gefällefahrten eine Gegen-
dampf-Bremse durch die Einstellung
der Steuerungseinrichtung für eine
Dampfgabe vor dem OT einstellen kann.
einen Wärmespeicher 334, der über
DrehschieberSchalter mit dem Zwang-
durchlaufverdampfer 2 und mit der Spei-
sewasserpumpe 1 verbunden ist. |
| Fig. 5 | eine Draufsicht auf einen Zylinder 4, mit
einem Ventilgehäuse 333, mit Ventilhe-
bel-Wellenabdichtung 54, Überhitzer 3,
Verdampfer 2, Zuluftmantelraum 15,
Feuerungsraum 228, den Wärmeaustau-
scher 231 mit Steuerventil 229, den Steu-
ermagneten 9, mit einem Ventilhub-Be-
grenzungsgetriebe 226 und ein Zylinder=
auslaßschlitz-Steuerventil 285. | 50
55 | Fig. 54 | einen liniaren Selbsthemmer 241, bei
dem Einstellungen von Steuerwerten nur
von der Einstellungsseite erfolgen kön-
nen, so daß eine Zurückstellung der Wer-
te, entgegen der Einstellrichtung nicht
möglich ist. |
| Fig. 6 | den Motorblock 12 mit dem Zylinder 4 in
einer Draufsicht. | | [0029] | Beim Anfahren des Motors, nach dem durch |

Wärmezufuhr das Arbeitsmittel auf eine maximale Temperatur und Druckhöhe gebracht wurde, und der Wasserpumpen, der sich bei kaltem stillstehenden Motor gebildet hatte, ausgeschoben wurde, kann der Motor durch einen Steuerbefehl des Fahrers in Betrieb gesetzt werden.

Durch eine zweckmäßige elektromagnetische Steuerungseinrichtung (Kollektor- oder Hallgeber-Steuerapparat), wird der Steuermagnet 9, für einen Dampfeinlaß in den Zylinder 4 geöffnet.

Das Dampfeinlaßventil 5, das von der Schließfeder 157 über eine Schließgabel 164 über den Ventilmittnehmer 166 auf den Ventilsitz 162 gehalten wird, wird vom Anker 167 des Steuermagneten 9, der durch die schwache Feder 211 über den Öffnungshebel 163 und die Öffnungsgabel des Öffnungshebels 163 mit dem Ventilmittnehmer 166 in einem spielfreien Kontakt gehalten wird, gegen den Druck der stärkeren Schließfeder 157 geöffnet.

Das Dampfeinlaßventil 5 wird für verschiedene große Ventilhubstellungen durch das Ventilhub-Begrenzungsgetriebe 226 gesteuert. Bei einer kleinen Dampfgabe wird der Schiebekeil 301 für einen kleinen Ventilhub gegen den Ankerstößel 167 gezogen. Für einen großen Ventilhub wird er in die andere Richtung für eine Hubspaltvergrößerung zwischen dem Schiebekeil und dem Ankerstößel verschoben. Die Steuerung erfolgt vom Fahrfußhebel über das Steuergestänge 300 und über die Zahnstangen 312 u. 313.

[0030] Durch den einströmenden Dampf, wird der Kolben 6 bis über die Zylinderauslaßschlitze 10 geschoben, so daß das Zylinderauslaßschlitz-Steuerventil 285, das durch die Feder 318 des Indikatorschalters 218 auf den Ventilsitz gehalten wird, durch den vom Zylinder 4 einströmenden Auslaßdampf geöffnet wird, wenn der Restdampfdruck größer als der Ventilschließdruck ist. Durch Verschieben der Schieberolle 99 oder des Übertragungshebels 227 kann das Zylinderauslaßschlitz-Steuergetriebe 316 auf die dafür erforderliche Übersetzung eingestellt werden. Bei Druckschwankungen des Verdampfers, werden diese vom Indikatorschalter 218 auf das Zylinderauslaßschlitz-Steuergetriebe 316 übertragen und das Getriebe nach den Schwankungen über Zahnstangen und Ritzel und über die Schieberolle 99, für eine Übersetzung eingestellt, durch die eine Verdichtung des Restdampfes bis auf den Verdampfdruck ermöglicht wird.

[0031] Die Vorteile des Hochdruckdampfmotores sind:

1. Die Ausnutzung eines Wärmegefälles mit überkritischer Temperatur ab 374°C und überkritischem Druck ab 225 ata.
2. Die mögliche Energierückgewinnung durch einen Wärmepumpeneffekt, bei dem die in den Verdampfer-Brennraum eingepumpte Luft, die beim durchströmen des Zuluftmantels von der Strahlungswärme des Zylinders aufgeheizt wird und für die Beheizung des Verdampfers mit hohem Druck in den

Brennraum eingepumpt wird.

3. Die Energierückgewinnung die durch eine Gegendampfbremung gewonnen wird, bei der der in den Zylinder eingelassene Dampf in den Verdampfer zurückgepumpt wird.

4. Der Dampfeinlaß durch schadraumfreie Einlaßventile, die den Dampfeinlaß mit sehr kleinen Drosselverlusten ermöglichen.

5. Der Betrieb mit überkritischem Dampf, bei dem keine Eintrittskondensation erfolgt.

6. Kein Verlust durch unvollständige Dehnung. Der Restdampf wird bis auf die Höhe des Verdampfdruckes verdichtet.

7. Kein Verlust bei kleinen Füllungen. Die Gegendrucklinie wird nicht überschritten. Das Zylinderschlitz-Auslaßventil bleibt bei zu kleinen Füllungen geschlossen.

8. Die Führung der durch ein Doppeljoch miteinander verbundenen Zwillingskolben, die durch ein Pleuel mit der Pleuelwelle verbunden sind und ohne Kippen, in den Totpunkten nahezu berührungsfrei, mit kleinen Seitenkräften in den Zylindern geführt werden.

9. Die Schmiermöglichkeit mit Glykol angereicherter Speisewasser das in einem Kühlkreislauf gekühlt wird.

10. Der stoßfreie Lauf des Motors, bei dem für die Pleuel- und die Pleuelwellenlagerung die Verwendung von Wälzlagern vorteilhaft ist (es tritt kein Eisenbahneffekt auf).

11. Ein kleines Leistungsgewicht.

12. Eine große Betriebssicherheit des Motors. Bei einem Bruch der Verdampferrohre erfolgt ein Ausströmen des Dampfes in das Brennraumgehäuse (keine Explosion).

13. Eine elektromagnetische Steuerungseinrichtung, durch die ein Lauf mit hohen Drehzahlen möglich ist.

14. Ein umweltfreundlicher Betrieb. Durch die Beheizung des Verdampfers mit äußerer, kontinuierlicher Verbrennung wird eine vollständige Verbrennung erreicht, die als Verbrennungsprodukt unschädliches Kohlendioxid CO₂, und Wasser liefert.

Patentansprüche

1. Hochdruckdampfmotor, insbesondere für den Antrieb von Kraftfahrzeugen, dadurch gekennzeichnet,

daß mehrere, von einer kontinuierlich arbeitenden Speisewasserpumpe (1) mit einem Arbeitsmittel gespeiste Zwangsdurchlaufverdampfer (2) und an diesen angeschlossene Überhitzer (3), die in ringförmigen, abgeschlossenen Feuerungsräumen (228) angeordnet sind, je einen Zuluftmantelraum (15) und einen

am Motorblock (12) angeordneten Gegenzylinder (4) umschließen,

wobei in den Zylinderlaufbuchsen des Gegenzylinders je ein Kolben eines Zwillingskolbens (6) geführt wird, der durch ein Rohr-Doppeljoch (7) mit dem gegenüberliegenden Kolben verbunden ist, und die zu einer Arbeitseinheit zusammengefaßt sind,

und daß von einem Verdichter (230) über einen Wärmetauscher (231) in den Zuluftmantelraum (15) Luft eingesaugt- und in den Feuerungsraum (228) eingepumpt wird, und nach Inbetriebsetzung einer Beheizung, die Abgase über ein Stauventil (229) und über den Wärmetauscher (231) ausgelassen werden,

und daß das Arbeitsmittel, in einem Latentwärmespeicher auf eine überkritische Temperatur aufgeheizt und auf eine maximale Temperatur und Druckhöhe in dampfförmigen Zustand gebracht und, für einen kurzfristigen Start des Motors durch vollentlastete Einlaßventile (5) in den Gegenzylinder (4) eingelassen wird, und nach der Dehnung durch Auslaßschlitze (10) und über Auslaßschlitzventile (285), in einen Kondensator eingelassen wird,

wobei die Auslaßschlitzventile (285) von einem Zylinderauslaßschlitz-Steuergetriebe (316) für eine Auslaßdampfmenge gesteuert werden, die so groß ist, wie die während des Betriebes in den Zylinder eingelassene Dampfmenge, so daß die Restdampfmenge durch eine adiabatische, reversible Verdichtungsarbeit bis auf die Höhe des Verdampferdruckes verdichtet werden kann,

und daß für eine Energierückgewinnung, die Einlaßventile (5) vom Fahrer über ein Bremspedal, oder für eine Langzeitbremsung durch eine selbsttätig arbeitende Bremsvorrichtung, für einen Dampf einlaß vor dem OT eingestellt werden können, so daß der eingelassene Dampf über ein Gegendampf-Bremsventil (199) in den Verdampfer zurückgepumpt wird.

2. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlaßventile in einem nach außen abgeschlossenen Ventilgehäuse (333) angeordnet sind, so daß bei undichten Ventilverführungsbuchsen, kein Dampf ins Freie austreten kann.
3. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die durch den Verdichter (230), über den Wärmetauscher (231) und durch

den Zuluftmantelraum (15) angesaugte Luft, im Wärmetauscher (231) von der Abgaswärme, und beim durchströmen des Zuluftmantelraumes (15) von der Strahlungswärme des Feuerungsraumes (228) aufgeheizt wird.

4. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die erhitzte Luft in den von einem Stauventil (229) abgeschlossenen Feuerungsraum (228) von dem Verdichter (230) auf einen hohen Druck verdichtet wird.
5. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die im Wärmetauscher (231) und die im Zuluftmantelraum (15) erwärmte Luft, die Wärme auf den Zylinder überträgt.
6. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die symmetrisch an einem Motorblock (12) angeordneten Gegenzylinder (4), für eine Verschraubung mit dem Motorblock (12), mit einem Außengewinde (172) und für die Verschraubung der Zylinderkopfdeckel (173) mit den Zylindern, mit einem Innengewinde versehen sind.
7. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwillingskolben für eine feste Verschraubung mit dem aus zwei Teilen zusammengesetzten Rohrdoppeljoch (7) mit einem Innengewinde (200) versehen sind.
8. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Zwillingskolben mit ihrer glatten oberen Kolbenhälfte am Kolbenboden, zur Abdichtung gegen die untere Kolbenhälfte, die für eine Kühlung und Schmierung der Zylinderlaufbuchse und für den Durchfluß eines Schmier- und Kühlmittels, mit kleinerem Kolbendurchmesser und mit Kühl- und Schmiermittel-Durchflußrohre und Rippen (201) versehen sind, mit Kolbendichtringe (202) am Kolbenboden und in Richtung zum Triebwerk, mit Kolbendichtringe (204) versehen sind, und daß das Schmier- und Kühlmittel ein Gemisch aus Speisewasser und Glykol und/oder ein mit gleitaktiven Additiven angereichertes Speisewasser sein kann, das in einem Kühler (205) gekühlt wird, so daß die Pleuelwelle und die Pleuel in eingekapselten, dauergeschmierten Wälzlagern (175) gelagert werden können, welches durch die auseinandernehmbare Bauweise des Motorblocks (12), der Zwillingskolben (6) und der Pleuelwelle (176), und durch die stoßfreie Arbeitsweise des Motors, bei geringem Schmiermittelbedarf, ermöglicht wird.
9. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß für eine kontinuierliche Speisewasserzufuhr, eine Mehrkolben-Speisewas-

serpumpe (1) in Sternkolbenanordnung, deren Pumpenkolben von einem Kolbendruckregler (148), über eine hydraulische Steuereinrichtung (177) auf eine Speisewasserzufuhr bei einem gleichbleibend hohem Druck, durch verstellen von zwei übereinander auf der Steuerwelle (149) gelagerte Exzenter (197u.198) eingestellt werden kann, vorgesehen ist.

10. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß für ein kurzfristiges Anfahren des Dampfmotors mit überkritischem Druck, vor der ersten Inbetriebnahme und vor der Auffüllung des Kondensator-Sammlers (180) mit Speisewasser, die Regelfedern (178u.179) des Kolbendruckreglers (148), durch eine Spannschraube (181) zusammengeschoben werden, bis die Sperrklinke (182) in die Ringraste (189) der Reglerfederspindel (183) einrasten kann, und daß nach Rückdrehung der Spannschraube (181), die Reglerfeder (178) von der Sperrklinke (182) über die Reglerfederspindel (183) und den Reglerkolben (187) festgehalten wird, bis für eine Inbetriebsetzung des Motors durch eine Drehbewegung des Hauptschalters (233), der Stromkreis für die Verdampferbeheizung, der über die Leitung (235) führt, und der über die Leitung (235) führende Stromkreis, der zu der Kollektor- oder zu der Hall-Steuereinrichtung, über den Schalter (214) führt, eingeschaltet wird, und daß durch den mit dem Hauptschalter über die Welle (236) verbundenen Exzenter (185), die Sperrklinke (182) ausgerastet wird, und die Reglerfederspindel (183), die den Druck der Federn (178u.179) über den Reglerkolben (187) auf das Speisewasser des Verdampfers (2) überträgt, freigegeben wird, und durch die Spannung der Reglerfedern der Verdampferdruck auf eine Höhe gebracht wird, die kurz vor dem Betriebsdruck liegt, so daß bei Anstieg der Speisewassertemperatur auf die Betriebstemperatur und der Dampfdruck auf den Betriebsdruck, die Reglerfedern (178u.179) durch den Reglerkolben (87) soweit zusammengeschoben werden, daß die Reglerspindel kurz vor dem Übersetzungsgelenk (232) steht, und der Speisewasserdruck über die Leitung (191) zur Hydraulischen Steuereinrichtung (177) auf die Steuernut (265) des Hydrosteuerschiebers (188) geführt wird, der in einer Steuerstellung für einen vollen Hub der Exzenter (197u.198) der Speisewasserpumpe (1) steht, so daß das Druckwasser über die Leitung (266) in den Hydrozylinder (267) auf den Kolben (268) gelangt und diesen für einen 0 Hub verschiebt, so daß über eine mit dem Kolben des Hydrosteuerschiebers (188) verbundene Schiebegabel (195) ein Zahnstangenschieber (196) auf der Pumpenwelle (149) verschoben wird, und über Ritzel (296) und Kegelräder (297) ein auf einer Hohlwelle (139) angeordneter Exzenter (198) von einer

Anschlagstellung (271) für einen vollen Pumpenhub, auf die Anschlagstellung (270) für einen 0 Pumpenhub verschoben wird, und daß der auf dem Innenexzenter gelagerte Außenexzenter (197) durch einen Drehbolzen (273) in einer Nut (274) verschiebbar gelagert ist, ebenfalls für einen 0 Pumpenhub verschoben wird, so daß durch den während des Betriebes schwankenden Verdampferdruck, über den Reglerkolben (187) und über die Reglerspindel (183) und über ein Übersetzungsgelenk (232), über das geringe Verdampferdruckschwankungen (275) in größere Steuerbewegungen (276) des Steuerschiebers (188) übersetzt werden, durch den Steuerschieber, bei kleinen Verdampferdruckabweichungen, für eine Druckhöhe gesteuert werden können, die nur geringfügig schwankt.

11. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß bei stillstehendem abgekühlten Dampfmotor, die Verbindung des Verdampfers zum Kondensator über den Wasserabscheideregler (206) durch das Düsenventil (207) und durch das Öffnungsventil (212) abgesperrt wird, und daß am Anfang des Betriebes wenn der Verdampferdruck den Betriebsdruck erreicht hat, das während des Stillstandes im Einlaßventilraum (208) angesammelte Kondenswasser in den Wasserabscheideregler (206) geschoben wird, und gegen den Druck der Düsenfeder (222) das Düsenventil (207) aufgestoßen wird, so daß das Kondenswasser durch die Düsenventilbohrung (223) in den Ausschubzylinder (209), auf den Ausschubkolben (210) und zur Öffnung des Öffnungsventiles (212) unter den Öffnungskolben (215) des Ventils- und durch die Ausschubkolbenbohrung (211)- und über das geöffnete Ausschubventil (213)- und über die Ventildüse (269) in den Kondensator gelangt, wobei durch die Ausschubkolbenbohrung (211) und durch die Ventildüse (269) der Durchfluß des Wassers gedrosselt wird und durch die Druckerhöhung im Ausschubzylinder (209), das Öffnungsventil (212) aufgestoßen wird, so daß das Kondenswasser mit hohem Druck in den Kondensator geschoben- und das Ausschubventil (213) geschlossen wird, und der Schalter (214) durch den Schaltstift (295) den Steuerstrom über die Leitung (235) für die Steuertriebe einschaltet.

12. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß das von der Speisewasserpumpe (1) geförderte Speisewasser, nach Temperatur- und Druckhöhe des Verdampfers (2) und der Temperatur und dem Ladezustand der Wärmespeicher (8), beim Anfahren des Dampfmotors, und während des Betriebes, durch die Umschaltbefehle vom Thermoelementschalter (216), für die Temperatureinstellung der Feuerungseinrichtung,-

- Bimetallschalter (217) und Magnetschalter (219), für eine selbsttätige Umschaltung der Einspeisung des Speisewassers in den Verdampfer (2) oder in den Wärmespeicher (8), und von diesem in den Überhitzer (3), umgeschaltet werden kann.
- 5
13. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß für eine Inbetriebnahme des Dampfmotors am Anfang des Anheizens durch einen Bimetallschalter (217) ein Magnetschalter (219) eingeschaltet wird, der Drehschieberschalter (220) für einen Durchfluß des Förderstroms der Speisewasserpumpe (1), von der Verdampferinspeisung, auf eine Einspeisung in den, auf die Betriebstemperatur aufgeladenen Wärmespeicher (8) umschaltet, so daß der überhitzte Dampf durch die Rohrleitung (258) in den Verteilerrohring (293) und von diesem in den Überhitzer (3) eingeleitet wird.
- 10
14. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß für eine Umschaltung des Förderstroms der Speisewasserpumpe (1) von einer Verdampfer, auf eine Wärmespeichereinspeisung, der Steuerstrom vom Bimetallschalter (217) über die Leitung (252) zum Magnetschalter (219) geführt wird, so daß der Anker (253) des Magnetschalters, über ein Schaltgelenk (254) die Drehschieberschalter (220) von einer Verdampferinspeisung durch die Rohrleitung (256) auf eine Einspeisung durch den auf die Betriebstemperatur aufgeladenen Wärmespeicher (8), über die Rohrleitungen (257u.258) umschaltet.
- 15
15. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Feuerungsraum (228) des Zwangdurchlaufverdampfers (2), für einen gedrosselten Austritt der Abgase, durch ein Stauventil (229) abgeschlossen ist, so daß die von einem Verdichter (230), über einen Wärmetauscher (231), durch einen Zuluftmantel (15) angesaugte Luft, in den Feuerungsraum (228) eingepumpt- und auf einen hohen Druck verdichtet wird, so daß durch den Wärmepumpeneffekt, die Temperatur im Feuerungsraum (228) erhöht wird.
- 20
16. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben-Einlaßventile (5), durch die während des Öffnens vom Dampfdruck beaufschlagte Ventilfläche (162) und der dieser gegenüberliegenden gleichgroßen Ventilfläche (224) über eine Entlastungsbohrung (237) entlastet werden.
- 25
17. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilöffnungsraum (168), für eine Kühlung, in einem Bypass (225), vom Förderstrom der Speisewasserpumpe (1) durch-
- 30
- flossen wird, und die Schließhebelwelle (159) und die Öffnungshebelwelle (164) mit ihren Dichtungsflanschen (169), vom Verdampferdruck und zusätzlich von der Dichtungsfeder (170) für eine wartungsfreie Abdichtung des Ventil-Öffnungsraumes (168), gegen den Dichtring (171) der Öffnungshebelwelle (164) und der Schließhebelwelle (159) geschoben wird.
- 35
18. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Kolben-Einlaßventile (5) durch starke Schließfedern (157), über einen Schließhebel (158), über eine Schließhebelwelle (159), über eine Schließgabel (160), über Ventilmittnehmer-Schließflächen (161) auf ihren Ventilsitz (162) gehalten werden, und daß über schwache Öffnungsfedern (211), durch den Anker (167) des Ventil-Öffnungsmagneten (9), über den Öffnungshebel (163), über die Öffnungswelle (164), über die Öffnungsgabel (165) und über die Mitnehmer - Ventil-Öffnungsflächen (166), eine spielfreie Verbindung des Magnetankers (167) zu dem Kolben-Ventil (5) hergestellt ist.
- 40
19. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilsteuerung für einen genau dosierten Dampfeinlaß, bei Verdampferdruckschwankungen, durch einen Indikatorschalter (218), über Zahnstangen-Ritzelgetriebe (316), über ein Schraubenge triebe (317) und über ein Schiebekeilgetriebe (226), bei einer Einstellung einer kleinen Füllung durch den Fahrfußhebel, für einen kleinen Öffnungshub des Dampfeinlaßventiles, und bei Einstellung einer großen Füllung, für einen großen Öffnungshub des Dampfeinlaßventiles gesteuert wird.
- 45
20. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Dampfauslaßsteuerung des Zylinder-Auslaßschlitzventiles (10), durch einen Indikatorschalter (218), nach den Verdampferdruckschwankungen, über ein Zahnstangen-Stirnrad-Hebelüberlagerungsgetriebe (227), für den Auslaß einer Dampfmenge gesteuert wird, die so groß ist, daß die im Zylinder verbleibende Restdampfmenge auf den Betriebsdruck verdichtet werden kann.
- 50
21. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß für ein sicheres Anlaufen des Dampfmotors durch die Steuerung des kontaktgesteuerten Steuergetriebes, und des kontaktlos gesteuerten Getriebes, bei denen ein Einlaß-Kolbenventil von 2 Kollektoren (307u. 98) oder von 2 Rotoren (34u.36) gesteuert wird, von einem Fliehkraftschalter (70) im Stillstand des Motors, auf die größte Füllungseinstellung, bei der die Kollektor-Isoliersegmente (305u.309)- oder die Hall-Magnet-
- 55

blenden (20) für den größten Stromdurchfluß auf die Steuermagnete (9) eingestellt sind, so daß bei Dampfgabe durch den Fahrfußhebel (17), nach dem Anlaufen des Dampfmotors, bei gleichzeitigem Anlaufen des Fliehkraftschalters (70), durch das Ausschwenken der Fliehgewichte, über die Wirtel-
 5
 10
 15
 20
 25
 30
 35
 40
 45
 50
 55

22. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, daß bei Einstellung des Anlaufgetriebes (306) für einen Rückwärtzlauf des Motors, durch den Umsteuerschalthebel (62), über die Schaltstange (93) der Führungsnuten-Umschalter (308) umgeschaltet wird, wobei die Zahn-
 25
 30
 35
 40
 45
 50
 55

23. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß für eine kontaktgesteuerte elektromagnetische Steuerung der Dampfeinlaßventile (5), ein Kollektor-Steuergetriebe vorgesehen ist, bei dem die Dampfeinlaß- und Füllungs-
 40
 45
 50
 55

des Schleifringsegmentes (79) mit der Schleifbürste (118), über die Leitung (119), und über die Schleifbürste (108), auf den geschlossenen Schleifring (120), und innerhalb des Kollektors (98), auf das Schleifringsegment (81) geleitet wird, bei
 5
 10
 15
 20
 25
 30
 35
 40
 45
 50
 55

24. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Steuerung des Kollektor-Steuergetriebes, durch ein Segment-
 45
 50
 55

gradeinstellung, eingestellt wird, und daß durch die Verstellung des Schiebepindel-Exzentrers (141), durch die der Mitnehmerschlitten (142), mit einer seiner zwei Mitnehmer (144) vor die Schalt Nase des Schaltgelenkes (146) geschoben wird, bei Dampf-
 5 gabe durch den Fahrfußhebel (17), durch den Mitnehmer (144), über das Schaltgelenk (146), gegen den Druck der Schaltfeder (147), ein Zahnradsegment (106) verschwenkt wird, und über einen Zahnstangenschlitten (31), und über eine Schiebegabel (56), ein Schiebering (57), auf der Füllungs-Steuerhohlwelle (19), axial, für eine Füllungsgradveränderung verschoben wird, und daß durch die Verschiebung der Zahnstange (136), eine Steuer trommel-Bürstenbrücke (68), auf eine Voraus- oder Rückwärtzfahrt- oder Früh- oder Spätdampfgabe eingestellt werden kann, wobei über die Schalterspindel (93) des Umsteuerschalthebels (62), die Umsteuerschalter (114u.115) mit den Ventil-Öffnungsmagneten (9), für ein Anfahren in der vom Umsteuerschalthebel eingestellten Fahrtrichtung eingestellt werden, und daß bei Dampf gabe durch den Fahr-
 10 fußhebel (17), über den Schleif ringschalter (116), der Steuerstrom über die Leitung (77) eingeschaltet wird.

25. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß für eine kontaktlose elektromagnetische Steuerung der Dampf einlaßventile (5), ein Hallgeber-Steuergetriebe vorgesehen ist, bei dem der Dampf einlaß durch Blendenrotore (34), die den Zeitpunkt des Einlasses bestimmen, und durch Blendenrotore (36), durch die die Füllungsgröße eingestellt werden kann, gesteuert wird, deren IC (22) durch Leiter (95) verbunden sind, und die in einen Kreis segmentabschnitt mit Blende (20) und in einen Kreis segmentabschnitt mit Blendenfenster aufgeteilt sind, der für die Blendenfenster nicht über die Kreishälfte reicht, und in einem Kreisabschnitt beide IC abdecken kann, so daß nur ein IC freigegeben werden kann, und daß bei Dehnung der Steuerwelle (25), bei der die Blenden berührungslos durch den Luftspalt (26) zwischen den IC und den weichmagnetischen Leitstücken (27) laufen, der Magnetfluß für ein IC gesperrt und die Spannung UH ausgeschaltet ist, und erst beim Freiwerden des Luftspaltes, bei dem die Hallschichten der IC der Einlaß-Steuerrotore (34) vom Magnetfeld durchsetzt sind, die Hallspannung die in diesen IC indiziert wird, durch Leiter (95), für die Erregung der IC der Füllung-Steuerrotore (36) fließen kann, so daß der in den IC dieser Rotore indizierte, durch die Verstärker (51) verstärkte Hallstrom, zur Öffnung der Dampf einlaßventile (5), solange durch die Leiter (38,39,40,41) zu den Ventil-Öffnungsmagneten (9) fließen kann, bis die Blenden (20), der Füllung-Steuerrotore (36) in den Luftspalt (26) der IC eingetaucht sind, und den Magnet-

fluß durch die Hallschicht unterbrechen, der dann zum größten Teil im Blendenbereich verläuft, so daß die Spannung UH ein Minimum erreicht, und die Steuer magnetete (9) die Dampf einlaßventile schließen.

26. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, daß die radial verstellbaren Blendenrotore (36), zur Änderung der Füllungsgradgröße, entgegen oder mit der Drehrichtung der Steuerwelle verstellt werden können, so daß die Blendenfenster (21) der Rotore (36) bei einer Verstellung ihrer Blendenfenster (21) entgegen der Drehrichtung der Steuerwelle (25), auf den Kreis sektor verstellt werden können, der mit der Kreis sektorstellung der Rotore (34) übereinstimmt, so daß die größte Blendenfensterbreite für die größte Dampf gabe freigegeben wird, und bei einer Verstellung in Drehrichtung der Steuerwelle, eine Freigabe des Magnet durchflusses für eine kleine Dampf gabe eingestellt werden kann.
27. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 26, dadurch gekennzeichnet, daß bei der Steuerung des Hallgeber-Steuergetriebes, durch ein Umsteuergetriebe, durch einen Umsteuerschalthebel (62), von der 0 Stellung aus, für eine Einstellung auf Vorwärtzfahrt, die Schiebeklaue (46), die auf der Schiebeklaunenwelle (33) des Umsteuergetriebes, verschiebbar gelagert ist, in die Klauennuten des Kupplungsstirnrades (52) eingerastet wird, so daß bei Dampf gabe, durch die Steuerbewegung des Fahrfußhebels (17), ein Zahnstangenschieber (31) verschoben wird, wobei die Zahnstangen-Hallblende (23) den Magnetfluß auf die Hallschicht eines Hall IC (24) freigibt und der Hallstrom durch den Leiter (77) über den Verstärker (51) auf die IC der Einlaß-Steuerrotore (34) übertragen wird, und das durch den Zahnstangenschieber (31), die Steuerbewegung des Fahrfußhebels (17), über das Kupplungsstirnrad (37), auf die Schiebeklaunenwelle (33), auf die Schiebeklaue (46), über das Stirn-Kegelrad (52), über das Stirn-Kegelrad (63), über das Kegelrad (54), über das Stirn-Kegelrad (72), und über die Stirnräder (53u.65) und über den Zahnstangenschlitten (55, Fig.36), auf die Schiebegabel (56) und auf einen Schiebering (57) übertragen wird, der mit seinem Schaltstift (58), durch die Längsgewindekulissenut (61) hindurch, in die Steuerwellen-Führungs nut (59) hineinragt, für eine Vorwärtz - oder Rückwärtzfahrt in axialer Richtung verschoben wird, und dabei die Füllungsgrad-Steuerrotore (36) durch den Lauf in der Kulissen-Gewindenut (61), der Steuer-Hohlwelle (19) und in der Steuerwellen-Führungs nut (59), gegeneinander, radial, mit- oder entgegen der Laufrichtung der Rotore, für die Einstellung einer Füllungsgradveränderung verschoben wird.

28. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 27, dadurch gekennzeichnet, daß für die Einstellung der Steuerrotore für eine Rückwärtsfahrt, durch den Umsteuerschalthebel (62), über die Schaltspindel (93), die Umsteuerschalter (115) und der Fliehkraftschalter (70) für eine Rückwärtsfahrt umgeschaltet werden, wobei über eine Zahnstange (66), und über einen Winkelhebel (67), die Schaltklaue (46), in das Kupplungszahnrad (49, Fig.38) eingerastet wird, so daß bei Dampfgabe, durch die Steuerbewegung des Fahrfußhebels (17), ein Zahnstangenschieber (31) verschoben wird, und die Bewegung über das Kupplungsstirnrad (37), auf die Schiebeklaunenwelle (33), auf das Stirn-Kupplungsrad (49), auf das Stirn-Kegelrad (72) und über die Stirnräder (53u. 65), auf den Zahnstangenschlitten (55), und über die Schiebegabel (56), auf die Steuerwelle (25), zur Steuerung einer Rückwärtsfahrt übertragen wird.
29. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß durch eine Fremdkraft-Bremseinrichtung, die aus einer auf dem Triebstrang gelagerten Schwingungsdämpfer -Meßkupplung (151), aus einem elektrodynamischen Generatorretarder (221), und aus einem Gegendampf-Bremskolbenventil (199), zu einer unabhängigen Dauerbremseinrichtung zusammengefaßt ist, für eine Bergabfahrt, bei der der Motor vom schiebenden Wagen geschleppt wird, wobei das auf der Abtriebsseite des Triebstranges gelagerte Öldämpfer-Federgehäuse (242) schneller dreht als die Motorwelle, zwei auf der Abtriebsseite des Triebstranges (100), auf einer Trennflügelscheibe (246) befestigte Trennflügel (244), und ein Zahnrad (245), die im Öldämpfer-Federgehäuse (151) auf der Abtriebsseite mit dem Triebstrang verbunden sind, verschwenkt werden, so daß das Zahnrad die Rückholefeder spannt, und eine Schnecke (249), die in einer Führungsnut (247), auf dem Triebstrang geführt wird, verdreht wird, und dabei in die Schneckenmutter (259) geschraubt, und axial verschoben wird, und über einen Schalthebel (278), und über einen Folgekontakt-Drehsteller (156), und über ein Gegendampf-Bremsgestänge (150), über einen linearen Selbsthemmer (241), der eine Einstellung nur in eine Richtung ermöglicht, über ein Schrauben-Überlagerungsgetriebe (239), und über ein Zahnstangen-Segment (145), die Kollektor-Steuerrommel-Bürstenbrücke (68)- oder die Hall-IC-Steuerrommel (76), für eine Dampf einlaßzeit vor den OT einstellt, so daß der Motorkolben über das Gegendampf-Bremskolbenventil (199), Dampf bei einem Druck der über den Verdampferdruck hinausgeht, in den Verdampfer zurückschiebt, und dadurch die negativen Arbeitsflächen im P-V-Diagramm des Motors vergrößert werden.
30. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 29, da-

durch gekennzeichnet, daß durch den Generator-Retarder (221), durch den der Wärmespeicher (8) während der Fahrt aufgeladen werden kann, über eine Leistungsdiode (287) Strom vom Kraftfahrzeugnetz durch die Feldspulen des Generator-Retarders geleitet wird, dessen Spannung für eine ausreichende Fremderregung, durch einen Leistungsschalter (Potentiometer) (281) begrenzt wird, und daß durch eine Kurzschlußschaltung über eine Leistungsdiode (286), der Generator-Retarder über die Leitungen (282u.283) mit dem Wärmespeicher (8) verbunden ist, und bei einer Bergabfahrt, durch die Schiebeklaue (263), über ein ins schnelle übersetzende Stirnrad-Übersetzungsgetriebe (262) mit dem Triebstrang verbunden wird, so daß der Wärmespeicher mit großer Stromstärke aufgeladen werden kann, wobei während der Aufladung, das von der Gegen-EMK-dem Aufladedrehmoment entgegengerichtete Moment, zu einem Bremsmoment führt.

31. Hochdruckdampfmotor nach Anspruch 1 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß für eine Daueraufladung des Wärmespeichers auf ebenen Fahrbahnstrecken, die Schiebeklaue (263) von den sich entspannenden Rückholefedern (248), über die Schneckenmutter (259), und die Schaltstange (303), für einen Leerlauf des Übersetzungsgetriebes, und für einen Langsamlauf des Generator-Retarders, in die Schaltklauen (280) eingerastet wird, und vom Generator-Retarder mit einer kleinen Stromstärke aufgeladen wird, die von dem Leistungsschalter (281) nach dem Ladezustand des Wärmespeichers begrenzt- oder abgeschaltet werden kann.

Claims

1. High pressure steam engine, especially for the engine of automobiles, characterized by the fact that many, of a continuously working water pump (1), compulsive throughput evaporator (2) that is fed with a lubricant, and super-heaters that are connected to it and that are aligned in ring-shaped, closed heating chambers (228), enclose each one ventilation jacket (15) and one opposed-cylinder that is aligned at the engine block, whereas in the cylinder sleeve of the opposed -cylinder one piston is conducted of each twin piston, which is connected by a tubular double yoke (7) with the opposite piston, and that are combined into a work unit, and that of a compressor (230) through a heat exchanger (231) in the ventilation jacket (15) fresh air is sucked in and pumped into the heating chamber (228), and after the start of a heating, the exhausts are exhausted by a stop valve (229) and through the heat exchanger (231), and that the lubricant is

- heated up in a latent heat storage up to a hypercritical temperature and brought to a maximum temperature and pressure height in steam-form condition, and for a short-term start of the engine are put through completely relieved input valves (5) into the anti-cylinder (4), and after the extension through the exhaust slots (10) and the exhaust slot valves (285), into a condenser, whereas the exhaust slot valves (285) are controlled by a cylinder exhaust slot control gear (316) for an exhaust steam volume, that is as great as the steam amount that has been let into the cylinder during the operation, so that the remaining steam volume can be compressed up to the level of the evaporator pressure by an adiabatic, reversible compression process, and that for an energy recycling the input valves (5) of the driver through a brake pedal, or for a long-term braking through an independently working brake aperture can be adjusted or regulated, for a steam input before the OT, so that the steam that has been let in, can be pumped back into the evaporator through an anti-steam brake valve (199).
2. High pressure steam engine according to claim 1, characterized by the fact that the inlet valves are arranged in a valve casing (333) that is closed to the outside, so that in case of a leaking valve guide bushing, no steam will escape to the outside.
 3. High pressure steam engine according to claim 1 and 2, characterized by the fact that the air that is sucked up through the compressor (230), then through the heat exchanger (231) and at last through the casing air space (15) is heated in the heat exchanger (231) by the exhaust heat and during its flowing through the casing air space (15) by the heat radiation of the combustion chamber (228).
 4. High pressure steam engine according to claim 1 through 3, characterized by the fact that the heated air is compressed up to a high pressure by the compressor (230) in a combustion chamber that has been sealed by a stop valve.
 5. High pressure steam engine according to claim 1 through 4, characterized by the fact that the air that is heated in the heat exchanger (231) and in the casing air space (15) transfers its heat to the cylinder.
 6. High pressure steam engine according to claim 1 through 5, characterized by the fact that the counter-cylinders (4) that have been arranged symmetrically on an engine block (12) are provided with an outside threading (172) for a threaded joint to the engine block (12) and with an inside threading (200) for the threaded joint of the cylinder head covers (173) to the cylinders.
 7. High pressure steam engine according to claim 1 through 6, characterized by the fact that the twin pistons are provided with an inside threading (200) for a tight threaded connection of the two piece composite tubular double yoke (7).
 8. High pressure steam engine according to claim 1 through 7, characterized by the fact that the twin pistons with their smooth upper piston half are fastened to the piston base for a sealing against the bottom piston half, which is made with a smaller piston diameter and with borings and ribs (201) for the coolant and lubricant circulation for cooling and lubrication of the cylinder sleeve and for the throughput of a lubricant and coolant, and also provided with piston sealing rings (202) at the piston base and with piston sealing rings (204) toward the engine, and that the lubricant and coolant consists of a mixture of feed water and glycol and/or feed water that is enriched with anti-friction additives and which is cooled in a radiator (205) so that the crankshaft and the connecting rod can be totally covered, continuously lubricated anti-friction bearings (175), which is enabled by the split construction of the engine block (12), and by the twin pistons (6) and the crankshaft (176) and by the impact-free functioning of the engine, if there is a reduced need of lubricant.
 9. High pressure steam engine according to claim 1 through 8, characterized by the fact that a continuous feed water supply is provided for by a feed water pump with multiple pistons (1) that are arranged in a star piston arrangement and the pump ram of which can be regulated with a feed water supply for constant high-pressure by a piston pressure regulator (148) and with the help of a hydraulic control device (177), by the adjustment of two cams (197 and 198) located one above the other (149).
 10. High pressure steam engine according to claim 1 through 9, characterized by the fact that for a short-term utilization of the steam engine with hypercritical pressure, before the first start-up and before filling the condenser collector (180) with feed water, the regulator springs (178 and 179) of the piston pressure regulators (148) are pressed together by a tension screw (181) until the detent pawl (182) can engage (189) the ring louver of the regulator spring plate spindle (183) and that after the rotation of the tension screw (181) the regulator spring (178) is held tightly by the detent pawl (182) engaging the regulator spring plate spindle (183) and the regulator piston (187), until the circuit that conducts current through the line for the evaporator heating (235) and which conducts current through the switch (214) to the collector or the Hall-control device for start-up of the engine by a rotation of the main switch (233), is switched on and that the de-

tent pawl (182) that connects by the cam (182) that is connected to the main switch through the shaft (236) and the regulator spring plate spindle (183) that conducts the pressure of the springs (178 and 179) to the feed water of the evaporator (2) through the regulator pistons (187) is released and that the tension of the regulator springs brings the evaporator pressure up to a level that is just below the operation pressure, so that in case of an increase of the feed water temperature up to the operation temperature and of the steam pressure up to the operation pressure, the regulator springs (178 and 179) are pressed sufficiently far back by the regulator piston (87) that the regulator spindle is just below the transmission joint (232) and the feed water pressure is conducted through the line (191) to the hydraulic control device (177), to the control channel (265) of the hydro control valve (188), which is in a control position for a complete lifting of the cams (197 and 198) of the feed water pump (1), so that the pressured water arrives through the line (266) into the hydro cylinder (267) to the piston (268) and moves this piston to 0 lift, so that the rack slide valve (196) is moved on the pump shaft (149) through a sliding fork (195) that is connected with the piston of the hydro control valve (188), and that through pinion (296) and bevel gear wheels (297), a cam (198) that has been located in a hollow shaft (139), is moved from a start position (271) for a complete pump lift to the start position (270) for a 0 pump lift, and that the outer cam (97) that has been located above the inner cam has been fitted in a keyway (274) so that it can be slid by a pintail (273), is also moved to a 0 pump lift, so that by the evaporator pressure changes during the operation, through the regulator piston (187) and through the regulator spindle (183) and through a transmission joint (232), that transmits the low evaporator pressure changes (275) in greater control action (276) of the control valve (188), through the control valve for smaller steam pressure changes can be controlled for a pressure level that changes only slightly.

11. High pressure steam engine according to claim 1 through 10, characterized by the fact that in case of an inactive and cool steam engine the connection of the steam to the condenser through the water exhaust regulator (206) is closed by the jet valve (267) and by the opening valve (212), and that at the beginning of the operation, when the steam pressure has reached the operation pressure, that the condensate water, that has been collected at the input valve area (208) during the inaction, is pushed into the water exhaust regulator (208), and the jet valve (207) is pushed open against the pressure of the jet spring (222), so that the condensate water arrives through the jet valve bore (223) into the exhaust cylinder (209), to the exhaust piston (230) and to the

opening of the opening valve (212) below the opening piston (215) of the valve, and through the exhaust piston bore (211), and through the opened exhaust valve (213), and through the valve nozzle (269) at the condenser, whereas the throughput of the water is throttled through the exhaust piston bore (211) and through the valve nozzle (269) and the opening valve (212) is pushed open through the increase of the pressure in the exhaust cylinder (209), so that the condensate water is pushed with high pressure into the condenser and the exhaust valve (213) is closed, and the switch (214) switches on the control circuit through the line (295) for the control gears through the operating pin (285).

12. High pressure steam engine according to claim 1 through 11, characterized by the fact that the feed water that is supplied by the feed water pump (19) can be switched according to temperature and pressure level of the evaporator (2) and the temperature and the load status of the heat storage (8), at the start-up of the steam engine and during the operation, through the switching commands of the thermo element switch (216) for the temperature regulation of the heating device, bimetal switch (217) and magnet switch (219), for an automatic switching of the input of the feed water into the evaporator (2) or into the heat storage (8) and from this into the super-heater (3).

13. High pressure steam engine according to claim 1 through 12, characterized by the fact that a magnet switch (218) is switched on by a bimetal switch (217) for the start-up of the steam engine at the beginning of the heating, the rotating valve switch (220) switches for a throughput of the blower output of the feed water pump (1) from the steam input to an input into the heat storage (8) that is loaded at the operation temperature, so that the super-heated steam is sent through the pipe conduit (258) into the distribution duct ring (293) and from this into the super-heater (3).

14. High pressure steam engine according to claim 1 through 13, characterized by the fact that in order to switch the blower output of the feed water pump (1) from the steam to a heat storage input, the control current of the bimetal switch (217) is conducted through the line (252) to the magnet switch (219), so that the anchor (253) of the magnet switch switches the rotary valve switch (220) through a switching joint (254) from a steam input through the duct line (256) to an input through the heat storage (8) that has been loaded at the operation temperature, through the duct lines (257 and 258).

15. High pressure steam engine according to claim 1 through 14, characterized by the fact that the com-

bustion chamber (228) of the force through evaporator (2) is closed by a stop valve in order to enable a throttled exhaust of the exhaust fumes, so that the air that is sucked in by the compressor (230) through the heat exchanger (231) and then through the air jacket (15), is pumped into the combustion chamber (228) and compressed up to a higher pressure, so that the temperature in the combustion chamber (228) is increased through the effect of the heat pump.

16. High pressure steam engine according to claim 1 through 15, characterized by the fact that the piston input valves (5) are relieved through a relief bore (237) through the valve area (182) that is impinged during the opening of the steam pressure and the opposite valve area (224) that is equal in size.
17. High pressure steam engine according to claim 1 through 16, characterized by the fact that the valve opening area (168) is traversed by the blower output of the feed water pump (1) for a cooling, in a bypass (225), and the sealing flanges (169) of the closing lever shaft (159) and the opening lever shaft (164), by the steam pressure and additionally by the sealing spring (170) for a maintenance-free sealing of the valve opening area (168) are pushed against the sealing ring (171) of the opening lever shaft (164) and the closing lever shaft (159).
18. High pressure steam engine according to claim 1 through 17, characterized by the fact that the input valves of the pistons (5) are controlled by strong closing springs (157) through a closing lever (158), through a closing lever shaft (159), through a closing fork (160), through valve seats (161) on the valve fittings (162), and that through weak opening springs (211), through the anchor (167) of the valve opening magnets (9), through the opening lever (163), through the opening shaft (164), through the opening fork (163) and through the carrier valve opening area (166), a free connection of the magnet core is made (167) to the piston valve (5).
19. High pressure steam engine according to claim 1 through 18, characterized by the fact that the valve control for an exactly dosed evaporator inlet or input for steam pressure changes and is regulated, through an indicator switch (218), through a rack and pinion mechanism (316), through a screw drive (317) and through a spline gear (226), for the regulation of a small filling through the drive pedal, for a small opening lift of the steam inlet or input valve, and for the regulation of a big filling, for a big opening lift of the steam inlet or input valve.
20. High pressure steam engine according to claim 1 through 19, characterized by the fact that the steam

exhaust control of the cylinder exhaust valve (10), is made through an indicator switch, (218), according to the steam pressure changes, through a rack and pinion drive (227), for the exhaust of a steam amount of a volume so that the remaining steam amount in the cylinder can be compressed up to the operation pressure.

21. High pressure steam engine according to claim 1 through 20, characterized by the fact that for a secure start of the steam engine through the control of the control gear that is directed by contacts and the control of the control gear that is directed without contacts, for which an input piston valve is controlled by 2 collectors (307 and 98) or rotors (34 and 36), of a centrifugal force switch (70) with the engine at a standstill, at the greatest filling adjustment for which the collector isolation amount (305 and 309) or the Hall magnet apertures (20) is adjusted for the greatest current flow on the control magnets (9) so that in case of steam exhaust by the drive pedal (17), after the starting of the steam engine and at the simultaneous start of the centrifugal switch (70) through the adjustment of the centrifugal weights by the spinning of the spindle (83), two swivel-mounted gear drives (84 and 85) one of which meshes with the gears of the gear pinion (86) are lifted, so that the gear pinion is turned and two screw parts (88 and 89) that are connected with the gear pinion through a strut (92) are turned as well whereas one screw part (88) is screwed into the thread bolt (50) of the sliding fork carrier (91) and the other screw part is screwed into the thread bolt of the gear rack carrier (90), so that the sliding fork carrier (31) is pushed against the gear rack carrier (91), and are adjusted again to the steam input that has been adjusted through the sliding fork (56) and through the tubular control shaft (19), the insulation segment (305 and 309) the magnet apertures (20) on the drive pedal.
22. High pressure steam engine according to claim 1 through 21, characterized by the fact that in the adjustment of the starting gear (306) for a reversed run of the engine, the guiding groove reverse switch (308) is changed through the adjustment switch lever (62), through the switch rod (93) where the gear rack (85) loosens the gear pinion (86) and the opposite gear rack (84) is set on the gear pinion, so that for the starting of the engine for a backward run, the collectors or the aperture rotors are put back on the steam input that is adjusted by the drive pedal.
23. High pressure steam engine according to claim 1 through 22, characterized by the fact that for a contact-driven electromagnetic steering of the steam input valves (5), a collector control gear is designed for which the steam input and filling level control,

through a collector (307) that runs closely around, with the control shaft (25), and that determines the steam input time, and the filling level adjustment that is controlled by a collector (98) that can be turned on the control shaft and in each crank circle position of the pistons, through a drive pedal (17) a starting of the engine can be initiated, whereas the control current for the opening of the steam input valves (5), through the valve opening magnets (9), for the steam exhaust that is transferred through the drive pedal (17), through the ring switch (116), for a control in clockwise through the conductor (77), on the carbon brush (117) and on the closed slip ring (105) of the input collector (307) and within the collector on the leading ring elements (79 and 80) and in case of the contact of the slip ring segment (79) being transferred with the carbon brush (118), through the conductor (119) and through the carbon brush (108), on the closed slip ring (120) and within the collector (98), on the slip ring segment (81), in case of a twisting of the steering shaft and a contacting of the slip ring segment (81) with the carbon brush (121), through the conductor (122) and the adjustment switch (115) that is directed to the valve opening magnet (9), to the opening of the input valve (5), for a steam input into the cylinder of the piston (124) standing in the OT, and that in a second conductor branch, the current is directed from the ring segment (89) through the carbon brush (121), through the conductor (109) to the closed slip ring (118) and within the collector, to the slip ring segment (82), and through the carbon brush (111) and through the conductor (112) and the adjustment switch (115) to the valve opening magnet (9) to the opening of the input valve (5) for the steam input into the cylinder (127), where the piston is standing in a crank rotation position of 45 °, so that by the steering of the input segments (78 and 80) in each position of a piston in OT, the steam input valves are directed in clockwise turn in the sequence of the OT position of the pistons (124, 125, 126) and in case of a anti-clockwise turn, in a sequence of the OT position of the pistons (124, 125, 126, 127), for a steam input into the cylinder the volume of which is determined by the control time that is given by the duration of the simultaneous contacts of the directing ring segments with the carbon brushes that are connected with conductors, through which the steering current on the valve opening magnet (9) is released, so that for a simultaneous overlap of the input control segments (79 and 80) with the filling control segments (81 and 82) at the largest degree, the greatest filling is made and through a small overlap, through a radial shift of the filling collector (98) a small filling can be made.

24. High pressure steam engine according to claim 1 through 23, characterized by the fact that for the

steering of the collector control gear through a segment switching joint (146) for a starting of the steam engine starting from the D position, through the switch lever (62), for an adjustment to a forward or reverse drive, a steering rack (136) is offset, and a pinion (137) that runs in a keyway (140) of the sliding spindle (135), is turned, whereas through a joint connection (93), the centrifugal force gear rack switch (70) is changed and the input control collector (98) is regulated on the overlap of the same crank circle sector for a starting with the greatest torque and the greatest filling grade adjustment, and that through the adjustment of the sliding pinion gear cam (141), by which the driver carrier with the two drivers (144) is pushed in front of the switching nose of the switching joint (145), for the steam exhaust through the drive pedal (17), through the carrier (144), through the switching joint (146) against the pressure of the switch spring (147) a gearwheel segment (106) is changed, and through a gear rack carrier (31) and through a sliding fork (56), a sliding ring (57) on the filling control hollow shaft (19), is moved axially for a filling grade adjustment, and that through the moving of the gear rack (136) a steering drum brush bridge (68) can be regulated on a forward or backward drive or early or late steam exhaust, whereas through the cover gear pinion (93) of the adjustment switch lever (62) the changing switches (114 and 115) are adjusted with the valve opening magnets (9) for a starting in the driving direction that has been adjusted by the drive pedal (17), and the control current is switched on by the conductor (77) through the slip ring switch (116).

25. High pressure steam engine according to claim 1 through 24, characterized by the fact that for a contact-driven electromagnetic steering of the steam input valves (5), a Hall-giver control gear is designed for which the steam input is controlled through aperture rotors (34) that determine the duration of the input and through aperture rotors (36) by which can regulate the filling size the IC (22) of which are connected by the conductor (95) and that are divided in a ring segment part with the aperture window which does not reach the aperture windows through the ring half and cannot cover in one ring sector both IC's, so that only one IC can be opened and that in case of a rotation of the steering shaft (25) for which the apertures run through the ventilation slot (26) between the IC and the soft magnetic conducting particles (27) without touching anything, the magnet flow is locked for an IC and the voltage UH is switched off, and only at the opening of the ventilation slot, for which the Hall-levels of the IC of the input steering rotors (34) have a magnetic field, the Hall-voltage that is indicated in this IC by the conductor (95), can flow for the moving of the IC of the filling steering rotors (36), so that the Hall current

that has been indicated in the IC's of these rotors and amplified by the amplifiers (51) can flow to the opening of the steam input valves (5) through the conductors (38, 39, 40, 41) to the valve opening magnet (9) until the apertures (20), the filling steering rotors (36) are lowered into the ventilation slot (26) of the IC, and interrupt the magnetic flow through the Hall-level which then runs to the most part in the aperture area, so that the voltage or tension UH reaches a minimum, and the control magnets (9) close the steam input valves.

26. High pressure steam engine according to claim 1 through 25, characterized by the fact that the radial, adjustable aperture rotors (36) can be regulated or adjusted for a adjustment of the filling grade size, against or with the turning direction of the steering shaft, so that the aperture windows (21) of the rotor (36) can be regulated or adjusted for a adjustment of their aperture windows (21) against the turning direction of the steering shaft (25), on the circle sector which corresponds with the circle sector position of the rotor (34), so that the greatest aperture window width is opened for the greatest steam exhaust, and in case of an adjustment of the turning direction of the steering shaft a release of the magnet throughput can be regulated or adjusted for a small steam exhaust.

27. High pressure steam engine according to claim 1 through 26, characterized by the fact that for the steering of the Hall-giver control gear, through a changing gear, through a changing switch lever (62), starting from the O position, for an adjustment to forward drive, the sliding claw (46), that is stored on the sliding claw shaft (33) of the changing control gear so that it can slide, is set on the claw grooves of the clutch control wheel (52), so that in case of steam output, through the steering motion of the drive pedal (17), a gear rack valve (31) is pushed, whereas the gear rack Hall-aperture (23) releases the magnetic flow on the Hall-level of a Hall IC (24) and the Hall current is transferred through the conductor (77) through the amplifier (51) to the IC of the input steering rotor (34), and that through the gear rack valve (31), the steering motion of the drive pedal (17), through the clutch control wheel (37), on the sliding claw shaft (33), on the sliding claw (46), through the end bevel gear (52), through the end bevel gear (63), through the end bevel gear (54), through the end bevel gear (72), and through the end gears (53 and 65), and through the gear pinion carrier (55, picture 36), on the sliding fork (56) and on the sliding ring (57) it will be transmitted, which with its switching pin (58), through the length thread wing slot (61), rising up into the steering shaft conductor slot (58), is moved for a forward or backward drive in axial direction and at the same time, the fill-

ing grade steering rotors (36) through the course in the wing thread slot (61), the steering hollow shaft (19) and in the steering shaft direction slot (59), against each other, radial parallel or opposite to the course direction of the rotors, for the regulation of a filling grade adjustment will be moved.

28. High pressure steam engine according to claim 1 through 27, characterized by the fact that for the adjustment of the steering rotors for a backward drive, through the changing switching lever (62) through the switch gear pinion (93), the changing switch (115) and the centrifugal force switch (70) are switched for a backward drive, whereas through a gear pinion (66), and through an angle lever (67), the switch claw (45) is set into the clutch gear (49, picture 38), so that in case of steam output through the steering motions of the drive pedal (17), a gear pinion valve (31) is moved, and the movement is transmitted through the clutch end wheel (37), on the sliding claw shaft (33), on the end clutch wheel (49), on the end bevel wheel (72) and through the end wheels (53 and 65), on the gear pinion carrier (55), and through the sliding fork (56), on the steering shaft (25), for the steering of a backward drive.

29. High pressure steam engine according to claim 1 through 28, characterized by the fact that through a external force brake aperture, that consists of a vibration absorber clutch (151) that has been fitted on the drive train, and is closed by an electro-dynamic generator-retarding device (221), and of an anti-steam brake piston valve (199), to an independent continuous brake aperture, for a downhill drive whereas the engine is pushed by the wagon, whereas the oil absorber spring casing (242) that is fitted on the lower side of the drive train turns faster than the engine shaft, two on the lower side of the drive train (100), separating wings (244) that are fastened on one partition wing plate (246), and a gear pinion (245) that is connected on the lower part with the drive train in the oil absorber spring casing (151), so that the gear pinion extends to the snapping back springs, and one worm (249) that is conducted on the drive train in a conduction slot (247) and is turned and is screwed into the worm bolt (259) and moved axially, and through a switch lever (278), and through a following contact rotator (156), and through an anti-steam brake aperture (150), through a linear self hammer (241), that allow adjustment only into one direction, through a screw overlap gear (239), and through a gear pinion segment (145), the collector steering drum brush bridge (68) or the all-IC steering drum (76), for a steam input time before the OT is adjusted, so that the engine piston reaches beyond the anti-steam brake piston valve (199), steam in a pressure that extends the steam pressure, pushes back into the evapora-

tor, and therefore the negative work areas in the PV diagrams of the engine are increased.

30. High pressure steam engine according to claim 1 through 29, characterized by the fact that through the generator retarding device (221) through the heat storage (8) can be charged during the drive, through a performance diode (287), current is conducted from the automobile network through the field coils of the generator retarding device the voltage of which is limited for sufficient external vibration by a performance switch (potentiometer) (281), and that through a short-circuit switch through a performance diode (286), the generator retarding device is connected through the conductors (282 and 283) with the heat storage (8), and in case of a downhill drive it is connected through the sliding claw (263) through a fast, transmitting end wheel transmitting gear (282) with the drive train, so that the heat storage can be charged with a greater voltage, whereas during the charging process, the opposite momentum that is directed to the charging rotation momentum by the anti-EMK can result in a braking momentum.
31. High pressure steam engine according to claim 1 through 30, characterized by the fact that for a continuous charging of the heat storage on flat driving routes, the sliding claw (263) from the backward spring (248) that is relaxed by the worm bolt (258), and the switch rod (303), for an idle gear of the transmitting gear, and for a slow run of the generator retarding device, is set into the switch claws (280), and is charged from the generator retarding device with a smaller voltage, that can be limited or switched off by the performance switch (281) according to the charge status of the heat storage.

Revendications

1. Moteur à vapeur haute pression, particulièrement pour l'entraînement de véhicules automoteurs, se distinguant par :

Le fait que plusieurs évaporateurs à passage forcé (2) sont alimentés par une pompe à alimentation en eau (1) travaillant de façon continue, et des surchauffeurs (3) y raccordés, qui sont disposés dans les chambres de combustion (228) à disposition en étoile et fermés, renferment à chaque fois une chambre de prise d'air (15) et un contre-cylindre (4) disposé sur le bloc moteur (12).

Où dans les douilles de course des contre-cylindres passe à chaque fois un piston d'un piston jumelé (6) qui est relié par un pontage de

tuyauterie (7) à un piston opposé et que ceux-ci sont regroupés dans une unité de travail

Et que depuis un compresseur (230) par le biais d'un échangeur thermique (231) dans la chambre d'arrivée d'air (15) de l'air et absorbé et pompé dans la chambre de combustion (228) et après mise en route d'un chauffage, les gaz d'échappements sont évacués par une soupape de retenue (229) et par le biais de l'échangeur thermique (231).

Et que la substance active, dans un accumulateur thermique latent, est chauffée à une température sur-critique et amené à une température maximale et une pression maximale sous forme de vapeur, et, pour un démarrage de courte durée du moteur par des soupapes d'arrivée (5) entièrement déchargées est transmise par le contre-cylindre (4) et après dilatation entre par les fentes d'échappement (10) et par les soupapes à fente d'échappement (285) dans un condensateur.

Alors que les soupapes de fente d'échappement (285) sont commandées par un entraînement des fentes d'échappement du cylindre (316) par une quantité de vapeur de sortie qui doit être de la même importance que la quantité de vapeur entrée durant le service dans les cylindres, de sorte que la quantité résiduelle de vapeur est comprimée par un travail de compression adiabatique réversible jusqu'à la valeur de la pression d'évaporation.

Et que pour une récupération de l'énergie, les soupapes d'entrée (5) pont l'entrée de vapeur dans le OT peuvent être réglées de telle sorte par le conducteur par le biais d'une pédale de freins ou par un freinage de longue durée par un dispositif de freinage travaillant de façon indépendante, que la vapeur d'entrée peut être repompée dans l'évaporateur par une soupape de freinage de contre-vapeur (199).

2. Moteur à vapeur haute pression suivant revendication 1, se distinguant par le fait que les soupapes d'entrée sont disposées dans un boîtier de soupapes extérieur (333) de sorte qu'en cas de douilles de conduite des soupapes non étanches, aucune vapeur ne puisse jaillir vers l'extérieur.

3. Moteur à vapeur haute pression suivant revendications 1 et 2, se distinguant par le fait que l'air aspiré par le condensateur (230), par le biais des échangeurs thermiques (231) et par la chambre d'arrivée d'air (15) se réchauffe dans l'échangeur thermique (231) par les gaz d'échappement et lors du passage

- dans la chambre d'arrivée d'air (15) par la chaleur de rayonnement de la chambre de combustion (228).
4. Moteur à vapeur haute pression suivant revendications 1 à 3, se distinguant par le fait que l'air réchauffé est comprimé dans la chambre de combustion (228) fermée par une soupape de retenue (229) à l'aide du compresseur (230).
5. Moteur à vapeur haute pression suivant revendications 1 à 4, se distinguant par le fait que l'air réchauffé dans l'échangeur thermique (231) et la chambre d'arrivée d'air (15) transmet la chaleur au cylindre.
6. Moteur à vapeur haute pression suivant revendications 1 à 5, se distinguant par le fait que les contrecylindres (4) disposés de façon asymétrique sur un bloc moteur, sont pourvus d'un alésage extérieur (172) pour un verrouillage avec le bloc moteur (12) et d'un alésage intérieur pour le boulonnage des couvercles supérieurs des cylindres (173) avec les cylindres.
7. Moteur à vapeur haute pression suivant revendications 1 à 6, se distinguant par le fait que les pistons jumelés sont pourvus pour un boulonnage (7) sur la travée de tuyaux d'un filet intérieur (200).
8. Moteur à vapeur haute pression suivant revendications 1 à 7, se distinguant par le fait que les pistons jumelés avec leur partie supérieure lisse sont pourvus dans le fond du piston, pour l'étanchéité de la moitié inférieure des pistons, prévus pour le refroidissement et le graissage des douilles de conduite des cylindres et pour le passage d'un liquide de graissage et de refroidissement, avec un diamètre de piston inférieur et avec les conduites de passage pour les liquides de graissage et de refroidissement et des nervures (201), avec des bagues d'étanchéité des pistons (202) dans le fond des pistons (204) et en direction du mécanisme d'entraînement, sont munis de bagues d'étanchéité des pistons, et que le liquide de graissage et de refroidissement est un mélange d'eau d'alimentation et de Glycol et/ou une eau d'alimentation enrichie en additifs graisseurs, qui est refroidi dans un refroidisseur (205) de sorte que l'arbre à came et les bielles sont logés dans des roulements (175) encapsulés et graissés de façon constante, qui est rendu possible par la construction modulaire du bloc moteur (12), des pistons jumelés (6) et de l'arbre à came (176) et par le mode de travail sans paliers du moteur avec une utilisation faible en médium de graissage.
9. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 8, se distinguant par le fait que pour une alimentation continue en eau d'alimentation, une pompe d'alimentation en eau à plusieurs pistons (1) est disposée en étoile, dont les pistons de pompe peuvent être réglés par le biais d'un régulateur de pression de piston (148) par une unité de commande hydraulique (177) sur une alimentation en eau à une pression élevée constante par le réglage de deux excentriques (197 et 198) logés l'un au-dessus de l'autre sur l'arbre de commande (149).
10. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 9, se distinguant par le fait que pour un démarrage de courte durée du moteur à vapeur en pression sur-critique, avant la première mise en service et le remplissage du collecteur de condensation (180) en eau d'alimentation, les ressorts de réglage (178 et 179) du régulateur de pression du piston (148), par une vis de tension (181) sont réunis, jusqu'à ce que le cliquet d'arrêt (182) s'arrête dans la bague d'arrêt (189) de la broche de ressort de réglage (183) et qu'après dévissage de la vis de tension (181), le ressort de réglage (178) devant le cliquet d'arrêt (182) par l'intermédiaire de la broche de ressort de réglage (183) et le piston de réglage (187) soit retenu jusqu'à ce qu'une mise en route du moteur par actionnement de l'interrupteur principal (223) soit actionné, qui alimente le circuit électrique pour le réchauffement de l'évaporateur qui passe par la conduite (235) et que le circuit électrique passant par la conduite (235), qui mène par l'interrupteur (214) à l'unité de commande du collecteur ou de l'installation de Hall, soit enclenché, et que par l'interrupteur d'excentrique (185) relié au disjoncteur principal par l'intermédiaire de l'arbre (236), le taquet d'arrêt (182) soit libéré et que la broche de ressort de réglage (183), qui transmet la pression des ressorts (178 et 179) sur le piston de réglage (187) sur l'eau d'alimentation de l'évaporateur (2) soit libérée et que par la tension des ressorts de réglage la pression soit amenée à un niveau qui se trouve juste avant la pression de service, de sorte qu'en cas d'augmentation de la température de l'eau d'alimentation à la température de service et la pression de vapeur sur la tension de service, les ressorts de réglage (178 et 179) soient rapprochés par le piston de réglage (87) de telle sorte que la broche de réglage se trouve juste avant l'articulation de transmission (232) et que la pression en eau d'alimentation soit amenée par les conduites (191) vers l'unité de commande hydraulique (177) et la rainure de commande (265) de la vanne de commande hydraulique (188), qui se trouve en position de commande pour une course complète des excentriques (197 et 198) de la pompe d'alimentation en eau (1), de sorte que l'eau sous pression arrive dans le piston (268) par la conduite (266) du cylindre hydraulique (267) et pousse celui vers une course O de sorte que par une fourche de reprise (195) reliée au piston de la vanne de commande

de hydraulique (188) soit poussée par une vanne à crémaillère (196) sur l'arbre de la pompe (149) et que par des pignons (296) et des roues coniques (297) un excentrique (198) disposé sur un arbre creux (139), depuis une position de butée (271) pour une course complète de la pompe, soit poussé sur la position de butée (270) pour une course de pompe O, et que l'excentrique extérieur (197) logé sur l'excentrique intérieur, soit logé de façon à pouvoir être décalé par un boulon d'articulation (273) dans une rainure (274) soit également poussé vers une position de course O, de sorte que par la pression se modifiant durant le service dans l'évaporateur, par le piston de réglage (187) et par la broche de réglage (183) et par une articulation de transmission (232), par des variations de pression faibles de l'évaporateur (275) en cas de mouvements de commande plus importants (276) de la vanne de commande (188) soit transmis par la vanne de commande (188) soit transmis par la vanne de commande, avec de légères déviations de pression de vapeur, vers un niveau de pression qui ne variera que faiblement.

11. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 10, se distinguant par le fait qu'un cas de moteur à vapeur à l'arrêt et refroidi, la liaison de l'évaporateur vers le condensateur sera fermé à l'aide d'une vanne d'arrêt d'eau (206) par l'obturateur de buse (207) et par la soupape d'ouverture (212) et qu'au début de la mise en service, lorsque la pression de l'évaporateur atteint la pression de service, l'eau de condensation qui s'est accumulée dans la chambre de la soupape d'entrée (208) est poussée vers la vanne d'arrêt d'eau (206) et est forcée contre la pression du ressort à buse (222) vers la soupape à buse (207), de sorte que l'eau de condensation rejoint le condensateur par l'alésage de la soupape à buse (223) dans le cylindre d'évacuation (209, vers le piston d'évacuation (210) et pour l'ouverture de la soupape d'entrée (212) sous l'ouverture du piston (215) de la soupape — et par l'alésage d'évacuation (211) - par la soupape ouverture (213) et la soupape à buse (269), alors que par l'alésage d'évacuation (211) et par la soupape à buse (269), le flux d'eau est réduit et que la soupape d'évacuation (212) s'ouvre par l'augmentation de pression dans le cylindre d'évacuation (209) et que l'eau de condensation est poussée à haute pression dans le condensateur et que la soupape d'évacuation (213) est fermée et que le disjoncteur (214) avec la tige de commande (295) envoie le courant d'alimentation par la conduite (235) pour les entraînements de commande.
12. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 11, se distinguant par le fait que l'eau d'alimentation alimentée par la pompe d'alimentation en eau (1), puisse être commutée, suivant le

niveau de température et de pression de l'évaporateur (2) et la température et l'état de charge de l'accumulateur thermique (8), lors de la mise en route du moteur à vapeur et durant le service, par les commandes de renversement du disjoncteur pour thermocouples (216), pour le réglage de la température de la chambre de combustion, interrupteur bimétallique (217) et commutateur magnétique (219) pour une commutation automatique de l'alimentation de l'eau d'alimentation dans l'évaporateur (2) ou dans l'accumulateur thermique (8) et depuis celui-ci vers le surchauffeur (3).

13. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 12, se distinguant par le fait que pour une mise en service du moteur à vapeur au début de la chauffe par un commutateur bimétallique (217), un commutateur magnétique (219) soit enclenché, le disjoncteur à tiroirs rotatifs (220) soit commuté pour un passage du flux d'alimentation de la pompe d'alimentation en eau (1), depuis l'arrivée à l'évaporateur, vers une alimentation dans l'accumulateur de chaleur (8) amené à la température de service, de sorte que la vapeur surchauffée puisse être alimentée par les tuyauteries (258) dans la bague du tuyau d'alimentation (293) et de celle-ci vers le surchauffeur (3).
14. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 13, se distinguant par le fait que pour une commutation du débit de la pompe d'alimentation en eau (1) depuis un surchauffeur, vers une alimentation de l'accumulateur thermique, le courant de commande du disjoncteur bimétallique (217) passe par la conduite (252) vers le commutateur magnétique (219), de sorte que l'ancre (253) du commutateur magnétique, par une articulation de commande (254) commute les disjoncteurs à tiroirs rotatifs (220) d'une alimentation de l'évaporateur par la conduite (256) à une alimentation de l'accumulateur thermique (8) chargé à la température de service, par les tuyauteries (257 et 258).
15. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 14, se distinguant par le fait que la chambre de chauffe (228) de l'évaporateur à passage forcé (2), pour une sortie réduite des gaz d'échappement, soit fermé par une soupape de retenue (229), de sorte que l'air aspiré par un compresseur (230) par un échangeur thermique (231) depuis la chambre d'alimentation (15) soit pompé vers la chambre de chauffe (228) et comprimée à une pression élevée, de sorte que par l'effet des pompes à chaleur, la température dans la chambre de chauffe (228) soit augmentée.
16. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 15, se distinguant par le fait que les sou-

papes d'entrée des pistons (5), par lesquelles durant l'ouverture de la surface de soupape (162) et de la surface de soupape opposée (224) par les alésages de décharge (237), sont déchargées.

17. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 16, se distinguant par le fait que la chambre d'ouverture des soupapes (168) pour un refroidissement, dans un by-pass (225) est traversé par le courant de débit de la pompe à alimentation en eau (1) et que l'arbre du levier de fermeture (159) et l'arbre de levier d'ouverture (164) avec leurs brides d'étanchéité (169) sont poussés additionnellement par la pression de l'évaporateur et par le ressort d'étanchéité (170) pour une étanchéité de la chambre d'ouverture de la soupape (168) de sorte à ne nécessiter aucun entretien contre la bague d'étanchéité (171) de l'arbre à levier d'ouverture (164) et de l'arbre à levier de fermeture (159).
18. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 17, se distinguant par le fait que les soupapes d'entrée des pistons (5) sont maintenus sur leur logement (162) par des ressorts de fermeture puissants (157), un levier de fermeture (158) un arbre de levier de fermeture (159), par une fourche de fermeture (160), par des surfaces de verrouillage d'entraînement de soupape (161) et que par des ressorts d'ouverture plus faibles (211), par l'ancre (167) de l'aimant d'ouverture de la soupape (9), par le levier d'ouverture (163), par l'arbre d'ouverture (164), par la fourche d'ouverture (165) et par les ouvertures d'entraînement des soupapes (166), un raccordement sans jeu de l'ancre magnétique (167) vers les soupapes des pistons (5) soit réalisé.
19. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 18, se distinguant par le fait que la commande des soupapes pour une alimentation de vapeur parfaitement dosée, en cas de variations de pression dans l'évaporateur, par un commutateur à indicateurs (218), par une commande de pignon à crémaillère (316), par un mouvement à vis (317) et par un embrayage de reprise (226) lors d'un réglage d'une faible charge par la pédale de commande au pied, pour une course inférieure à la soupape d'entrée de vapeur, et en cas de réglage pour une charge plus importante, par une plus grande course de la soupape d'alimentation.
20. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 19, se distinguant par le fait que la commande de l'évacuation de vapeur de la soupape d'évacuation à fente (10) par un commutateur indicatif (218), après les variations de pression dans l'évaporateur, par une commande du pignon à crémaillère (227), est commandée pour l'évacuation d'une quantité de vapeur, qui est de telle taille que

la quantité de vapeur résiduelle dans le cylindre est compressée au niveau de la pression de service.

21. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 20, se distinguant par le fait que pour un démarrage sécurisé du moteur à vapeur par la commande de l'entraînement et de l'entraînement à commande sans contact, où une soupape d'entrée à piston est commandée par deux collecteurs (307 et 98) ou par deux rotors (34 et 36), depuis un interrupteur à force centrifuge (70) lors de l'arrêt du moteur, sur le réglage de la quantité maximale, alors que les segments d'isolation des collecteurs (305 et 309) - ou les caches magnétiques de Hall (20) sont réglées pour le débit le plus important en courant sur les aimants de commande (9), de sorte que la commande d'arrivée de vapeur par la pédale au pied (17), après le démarrage du moteur à vapeur, en démarrage simultané de l'interrupteur à force centrifuge (70), par le basculement des masselottes, par la broche (83), deux crémaillères basculantes (84 et 85), dont l'une s'emboîte dans les crans du pignon, est tirée vers le haut de sorte que le pignon est basculé et que par l'intermédiaire d'une broche (92) des maillons (88 et 89) soient également basculées, alors qu'un maillon (88) est vissé dans l'écrou fileté du traîneau à crémaillère (50), de sorte que le traîneau de reprise (31) est poussé contre le traîneau de crémaillère (91) et que par l'intermédiaire de la fourche de reprise (56) et l'arbre creux de commande (19), les éléments d'isolation (305 et 309) ou les caches magnétiques (20) sont ramenés sur l'alimentation en vapeur réglée par la pédale au pied.
22. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 21, se distinguant par le fait que pour le réglage de l'embrayage de démarrage (306) pour une course arrière du moteur, par le levier de commande de commutation (62), par le levier de commande (93), le commutateur à rainure (308) est commuté, alors que la crémaillère (85) libère le pignon (86) et que la crémaillère opposée (84) s'emboîte dans le pignon, de sorte qu'en cas de démarrage du moteur pour une marche arrière, les collecteurs ou les rotors de cache sont ramenés à l'alimentation en vapeur réglée par la pédale au pied.
23. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 22, se distinguant par le fait que pour une commande à contact électromagnétique des soupapes d'alimentation de vapeur (5), une commande des collecteurs est prévue avec laquelle la commande d'alimentation en vapeur et le degré de remplissage par un collecteur (307) relié de façon rigide avec l'arbre de commande (25), et la variation du degré de remplissage est commandée par un collecteur (98) fixé de façon mobile sur l'arbre de

commande, et qu'à chaque position de rotation de manivelle des pistons, par une pédale au pied (17), un démarrage du moteur est actionné, alors que le courant de commande pour l'ouverture des soupapes d'alimentation en vapeur (5) par les aimants d'ouverture des soupapes (9), à l'alimentation en vapeur par la pédale au pied (17), par l'interrupteur de ceinture (116), pour une commande Mdul par le biais de la conduite (77), est transmise sur le frotteur (117) et sur la bague collectrice (105) du collecteur d'alimentation (307), et à l'intérieur du collecteur sur les segments circulaires conducteurs (79 et 80), et qu'en cas de contact du segment de la bague collectrice (79) avec le frotteur (118), par la conduite (119) et par le frotteur (108), sur la bague collectrice fermée (120), et dans le collecteur (98), est conduite sur le segment de bague collectrice (81), en rotation de l'arbre de commande et prise de contact du segment de bague collectrice (81) avec le frotteur (121) par la conduite (122) et le commutateur (115), est conduit vers les aimants d'ouverture des soupapes (9), à l'ouverture de la soupape d'alimentation (5) pour une alimentation en vapeur dans les cylindres du OT (124) et que par un deuxième faisceau de conduites, le courant est conduit du segment circulaire (80) par le frotteur (121), par la conduite (109) vers la bague collectrice fermée (110), et dans le collecteur, vers le segment de bague collectrice (82), par le frotteur (111) et la conduite (112) et le commutateur (115) vers l'aimant d'ouverture de soupape (9) à l'ouverture de la soupape d'alimentation (5) pour l'alimentation en vapeur dans le cylindre (127) dans lequel le piston (6) se trouve dans une position circulaire de manivelle de 45°, de sorte que par la commande des segments d'alimentation (79 et 80) dans chaque position du piston dans le OT, les soupapes d'alimentation en vapeur en mdul sont en rotation, dans la chronologie des positions OT des pistons (124, 125, 126) et que lors d'une rotation edul (contrairement au sens des aiguilles d'une montre), dans une chronologie des positions OT des pistons (124, 125, 126, 127), pour une alimentation en vapeur dans les cylindres est commandée, dont l'ampleur pour le temps de commande, qui par la durée du contact simultané des segments circulaires conducteurs, avec les frotteurs reliés par des conducteurs, par lesquels est dégagé le courant de commande sur les aimants d'ouverture des soupapes (9) est libéré, est défini, de sorte que lors d'un recouvrement simultané des segments de commande d'alimentation (79 et 80) avec les segments de commande de remplissage (81 et 82) dans le plus grand angle, le remplissage le plus important est réglé, et que par un léger recouvrement, par un décalage radial du collecteur de remplissage (98), un remplissage moins important peut être réglé.

24. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 23, se distinguant par le fait que, lors de commande de l'embrayage de commande du collecteur par une articulation de segment de commande (146) pour un démarrage du moteur à vapeur depuis la position O, par le levier de commande (62), pour un réglage en course avant ou arrière, une crémaillère (136) est déboîtée, et qu'un pignon (137) qui est logé dans une rainure (140) de la broche de reprise (135), est tourné, et par une articulation (93) le disjoncteur de crémaillère à force centrifuge (70) est commuté, et que le collecteur de commande d'alimentation (307) et le collecteur de commande de remplissage (98), par le recouvrement de ce secteur circulaire de manivelle, pour un démarrage avec le moment de couple le plus important et un réglage de remplissage maximal, est réglé et que le dérèglement de l'excentrique de la broche de vanne (141), par laquelle est poussé le traîneau d'entraînement (142) avec un de ses deux entraînements (144) devant le nez de commande de l'articulation de commande (146), lors de l'alimentation en vapeur par la pédale au pied (17), par l'entraînement (144), par l'articulation de commande (146), contre la pression du ressort de commande (147) un segment de roulement (106) est décalé et par un traîneau de bielle de commande (31) et par une fourche de reprise (56), une bague de reprise (57) sur l'arbre creux de commande de remplissage (19), de manière axiale, est décalé pour une modification du degré de remplissage et que par le décalage de la bielle (136), une traverse de frotteurs du tambour de commande (68), est réglée sur une course avant ou arrière, ou alimentation en vapeur tardive ou avancée, alors que par la broche du commutateur (93) du levier de commande de commutation (62), les commutateurs (114 et 115) sont réglés sur l'aimant d'ouverture des soupapes (9) pour un démarrage de la course réglée par le levier de commande de commutation, et qu'en cas d'alimentation en vapeur par la pédale au pied (17), par un interrupteur à bague collectrice (116), le courant d'alimentation est enclenché par la conduite (77).

25. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 24, se distinguant par le fait que pour une commande sans contact électromagnétique des soupapes d'alimentation de vapeur (5), une distribution génératrice de Hall est prévue, par laquelle est commandée l'alimentation en vapeur par des rotors de cache (34), qui déterminent le moment de l'alimentation, et par des rotors de cache (36), qui définissent l'ampleur du remplissage, dont les IC (22) sont reliés par des conducteurs (95) et qui sont subdivisés en un segment circulaire avec cache (20) et en segment circulaire avec cadre de cache, qui ne dépasse pas la moitié du cercle pour les cadres de cache, et peut recouvrir dans un segment

du cercle les deux IC, de sorte qu'un seul IC soit libéré, et qu'en cas de rotation de l'arbre de commande (25), au cours de laquelle les caches passent sans toucher la fente d'aération (26) entre le IC et les pièces conductrices à aimants à coercition faible (27), le flux magnétique étant fermé pour un IC et la tension UH étant déconnectée, et que seulement à la libération de la fente d'aération, lorsque les couches de Hall des IC des rotors de commande d'alimentation (34) sont traversés par le champ magnétique, la tension de Hall qui est induite dans ces IC, par des conducteurs (95) puisse passer pour l'excitation des IC dans les rotors de commande de remplissage (36), de sorte que le courant de Hall, induit dans les IC de ces rotors, par des renforceurs (51), pour l'ouverture des soupapes d'alimentation de vapeur (5), puisse passer aussi longtemps par les conducteurs (38, 39, 40, 41) vers les aimants d'ouverture des soupapes (9), jusqu'à ce que les caches (20) du rotor de commandes de remplissage (36) ait pénétré dans la fente d'aération (26) des IC et que le flux magnétique soit interrompu par la couche de Hall, qui passe en majeure partie dans le domaine des caches, de sorte que la tension UH est réduite à un minimum, et que les aimants de commande (9) ferment les soupapes d'alimentation en vapeur.

26. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 25, se distinguant par le fait que les rotors de cache réglables de façon radiale (36), pour modification du degré de remplissage, peuvent être décalés dans le sens ou contre le sens de l'arbre de commande, pour que les fenêtres de cache (21) des rotors (36), lors d'un décalage de leurs fenêtres de cache (21) dans le sens opposé de l'arbre de commande (25) sur le secteur de cercle, qui correspond à la position de secteur de cercle des rotors (34), de sorte que l'écartement maximal des fenêtres de cache pour l'alimentation maximale en vapeur puisse être libérée, et que lors d'un décalage dans le sens de l'arbre de commande, une libération du flux magnétique pour une alimentation en vapeur inférieure puisse être réglée.

27. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 26, se distinguant par le fait qu'à la commande de la distribution génératrice de Hall, par un commutateur, par un levier de commutation (62), depuis la position O, pour un réglage en course avant, la pince de reprise (46), qui est logée de façon à pouvoir être glissée sur l'arbre de pince de reprise (33) du dispositif de commutation, s'enclenche dans les rainures de pince du pignon d'embrayage (52), de sorte qu'en cas d'alimentation en vapeur, par le mouvement de commande de la pédale de pied (17), une vanne de crémaillère (31) est décalée, alors qu'un cache de crémaillère de Hall

(23) libère le flux magnétique sur la couche de Hall d'un Hall IC (24) et que le courant de Hall est transmis par le conducteur (77) par le biais de l'amplificateur (51) sur les rotors de commande d'alimentation (34) et que par la vanne de crémaillère (31), le mouvement de commande de la pédale de pied (17), par pignon d'embrayage de commande (37), est transmis sur l'arbre de la pince de reprise (33), sur la pince de reprise (46), par le pignon (52) conique (63), par le pignon (54) sur le pignon conique (72), et par les pignons (53 et 65) et par le traîneau de crémaillère (55) sur la fourche de reprise (56) et par une bague de reprise (57), qui par sa tige de commande (58), par l'articulation de rainure longitudinale (61), dépasse dans la rainure de commande de l'arbre de commande (59), pour une course avant ou arrière en sens axial, et que les rotors de commande du degré de remplissage (36), par le passage dans la rainure fileté coulissante (61), l'arbre creux de commande (19) et la rainure de commande de l'arbre de commande (59), est décalée l'un vers l'autre, de façon radiale, dans le sens de course des rotors ou dans le sens opposé à la course des rotors.

28. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 27, se distinguant par le fait que pour le réglage des rotors de commande pour une course arrière, par le levier de commande de commutation (62), par la broche de commande (93), le commutateur (115) et par l'interrupteur à force centrifuge (70) est commuté pour une course arrière, alors qu'une crémaillère (66) et par un levier d'angle (67), la fourche de commande (46) est emboîtée dans le roulement d'embrayage (49), de sorte qu'en cas d'alimentation en vapeur, par le mouvement de commande de la pédale de pied (17), une vanne à crémaillère (31) est déplacée et que le mouvement par le pignon d'embrayage (37) sur l'arbre des pinces de reprise (33), sur le pignon de commande d'embrayage (49), sur le pignon conique (72) et les pignons (53 et 65), sur le traîneau de crémaillère (55) et par la fourche de reprise (56), sur l'arbre de commande (25), est transmis pour la commande d'une course arrière.

29. Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 28, se distinguant par le fait que par le frein actionné par une force extérieure, reliés par d'amortisseurs logés sur le faisceau de commande - embrayage (151) - d'un retarder générateur électrodynamique (221) et d'une soupape de frein à contre-vapeur (199) en un dispositif de freinage continu, pour une course en aval, durant laquelle le moteur est tiré par les wagonnets poussant, alors que le boîtier ressort à amortissement hydraulique (242) logé sur le faisceau de traction, tourne plus rapidement que l'arbre moteur, et que deux volets

séparateurs (244) fixés sur le côté aval du faisceau de traction (100) sur un disque ailé de séparation (246) et un pignon (245), qui sont reliés au boîtier ressort à amortissement hydraulique (151) du côté aval avec le faisceau de commande, sont basculés, de sorte que le pignon tend le ressort de reprise, et qu'une vis sans fin (249), qui est positionnée dans une rainure de conduite (247) guidée sur le faisceau de traction, est basculée, et vissé l'écrou de lavis sans fin (259), et décalée de façon axiale, et par un levier de commande (278) et par un disque tournant de contact consécutif (156) et par une tige de frein à contre-vapeur (150), par un frein automatique (241) linéaire, qui ne permet un réglage que dans un seul sens, par un boîtier de superposition à vis (239) et par un segment de crémaillère (145), règle le jeu de frotteurs du collecteur du tambour de commande (68) ou le tambour de commande IC de Hall (76), pour une durée d'alimentation en vapeur avant l'OT, de sorte que le piston moteur est repoussé par la soupape de frein à contre-vapeur (199), pour la vapeur à une pression dépassant la pression de l'évaporateur, et que la surface de travail négative dans le diagramme P-V du moteur s'agrandit.

5

10

15

20

25

- 30.** Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 29, se distinguant par le fait que par le retarder générateur (221), par lequel l'accumulateur thermique (8) est chargé durant la course, par une diode de puissance (287), le courant est conduit depuis le circuit du véhicule vers les bobines de champ du générateur-retarder, dont la tension pour une excitation externe suffisante, est limitée par un disjoncteur de puissance (Potentiomètre) (281) et que par une commutation court-circuit par le biais d'une diode de puissance (286), le générateur-retarder est relié par les conduites (282 et 283) à l'accumulateur thermique (8), et qu'en cas de course en aval, par la pince de reprise (263), est reliée par une transmission par pignon très rapide (262) au faisceau de traction, de sorte que l'accumulateur thermique peut être chargé avec une force de courant plus importante, tandis que lors de la charge, le moment opposé au moment de charge du contre-EMK, mène à un moment de freinage.

30

35

40

45

- 31.** Moteur à vapeur à haute pression suivant revendications 1 à 30, se distinguant par le fait que pour une charge continue de l'accumulateur thermique en cas de course à plat, la pince de reprise (263) s'enclenche par les ressorts de reprise se détendant (248), par le biais de l'écrou de la vis sans fin (259) et la tige de commande (303), pour une course à vide du boîtier de transmission et pour une course à faible allure du générateur-retarder, dans les pinces de reprise (280), et est chargé par le générateur-retarder d'une faible puissance en courant, qui est limitée ou coupée par le relais de puis-

50

55

sance (281) en fonction de l'état de charge de l'accumulateur thermique.

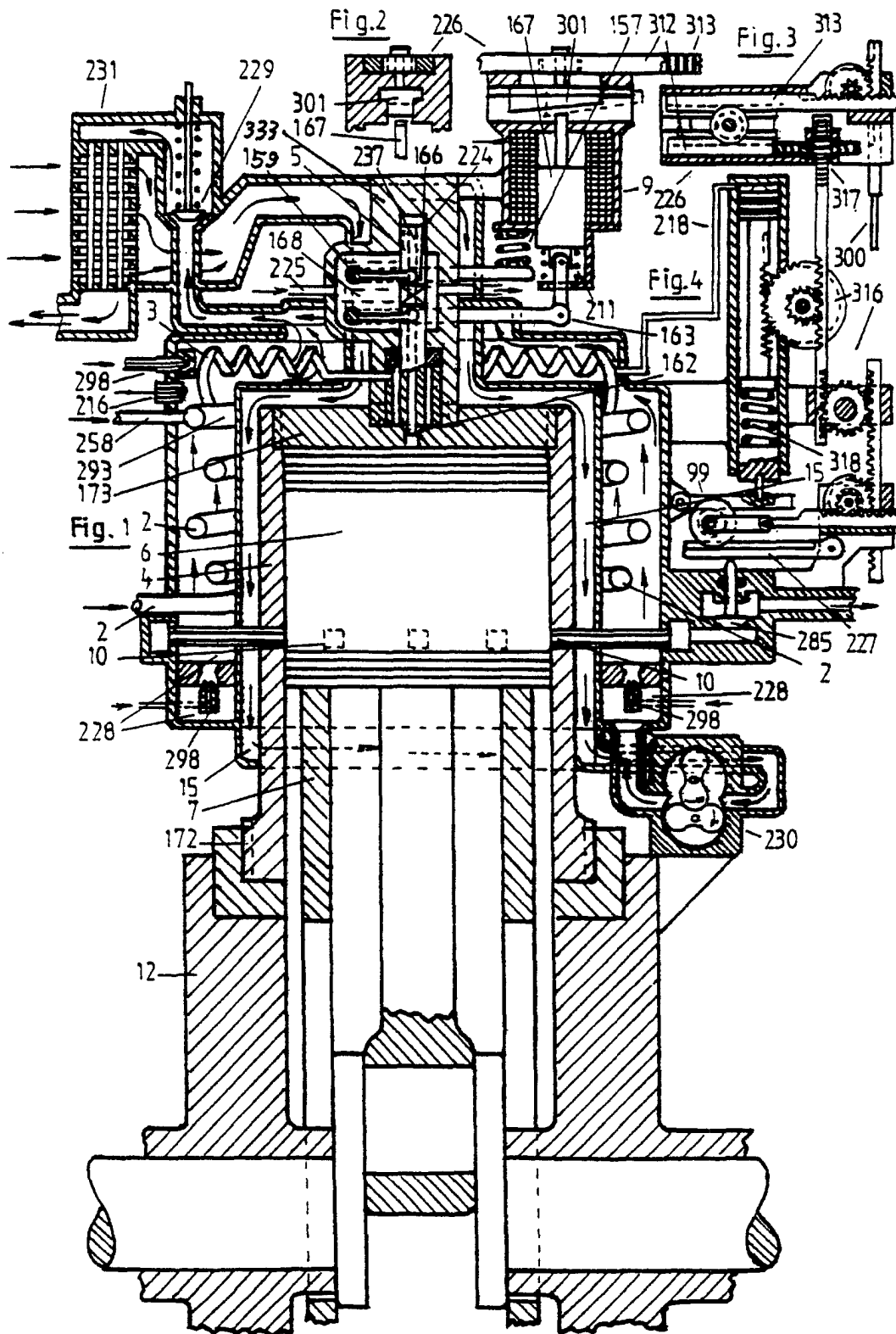


Fig.5

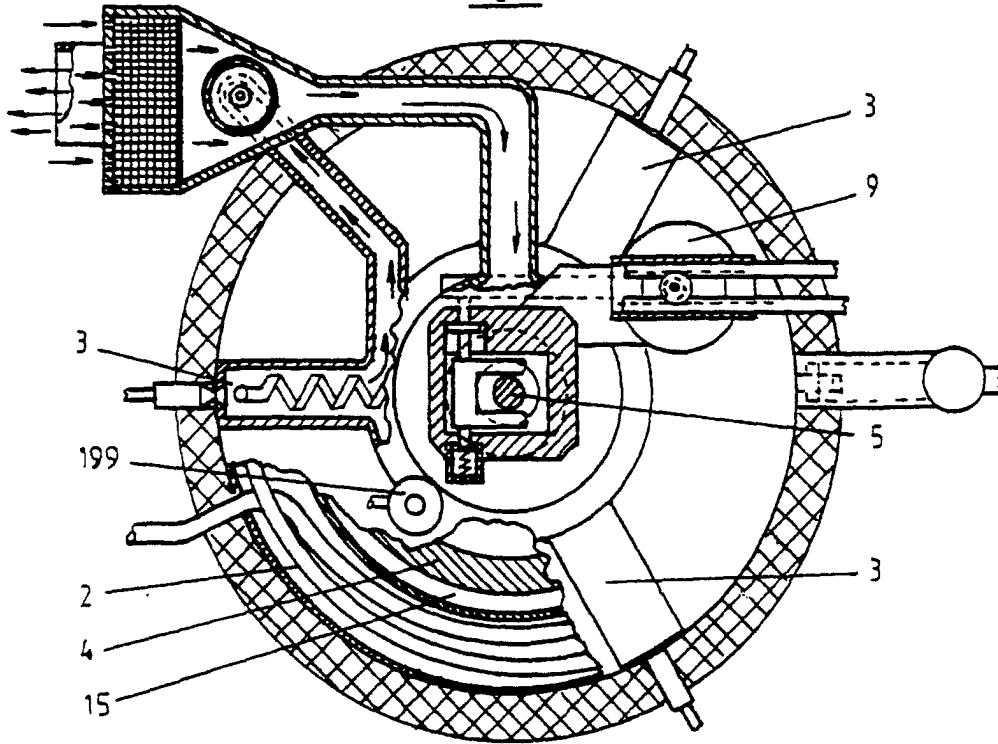
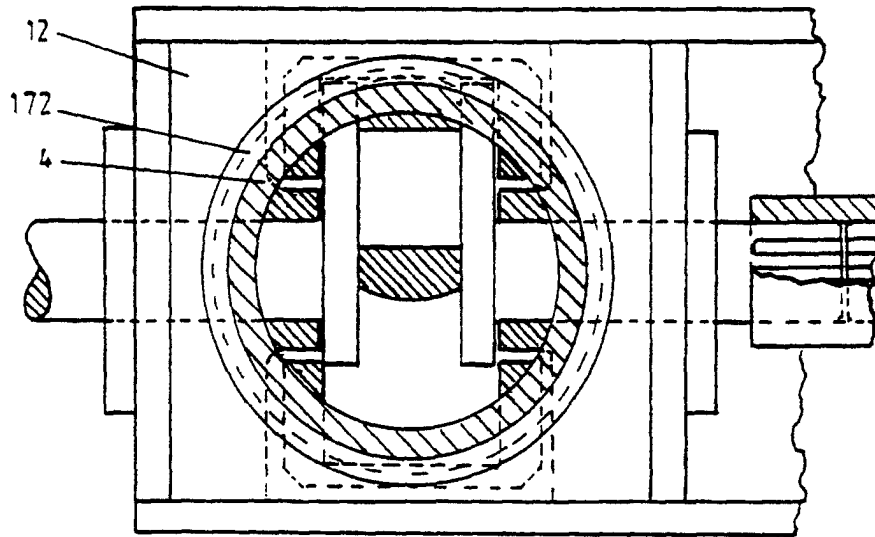
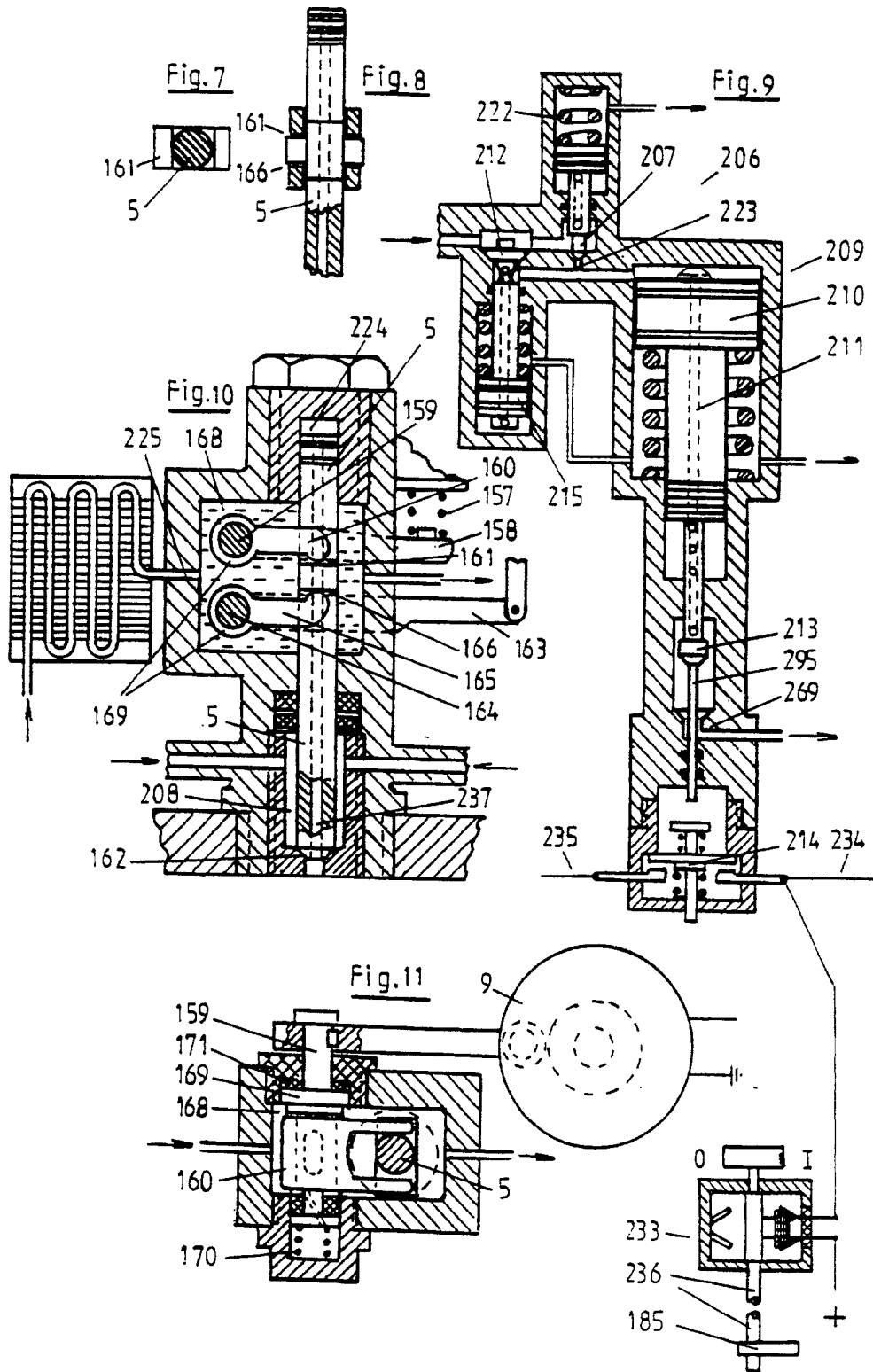
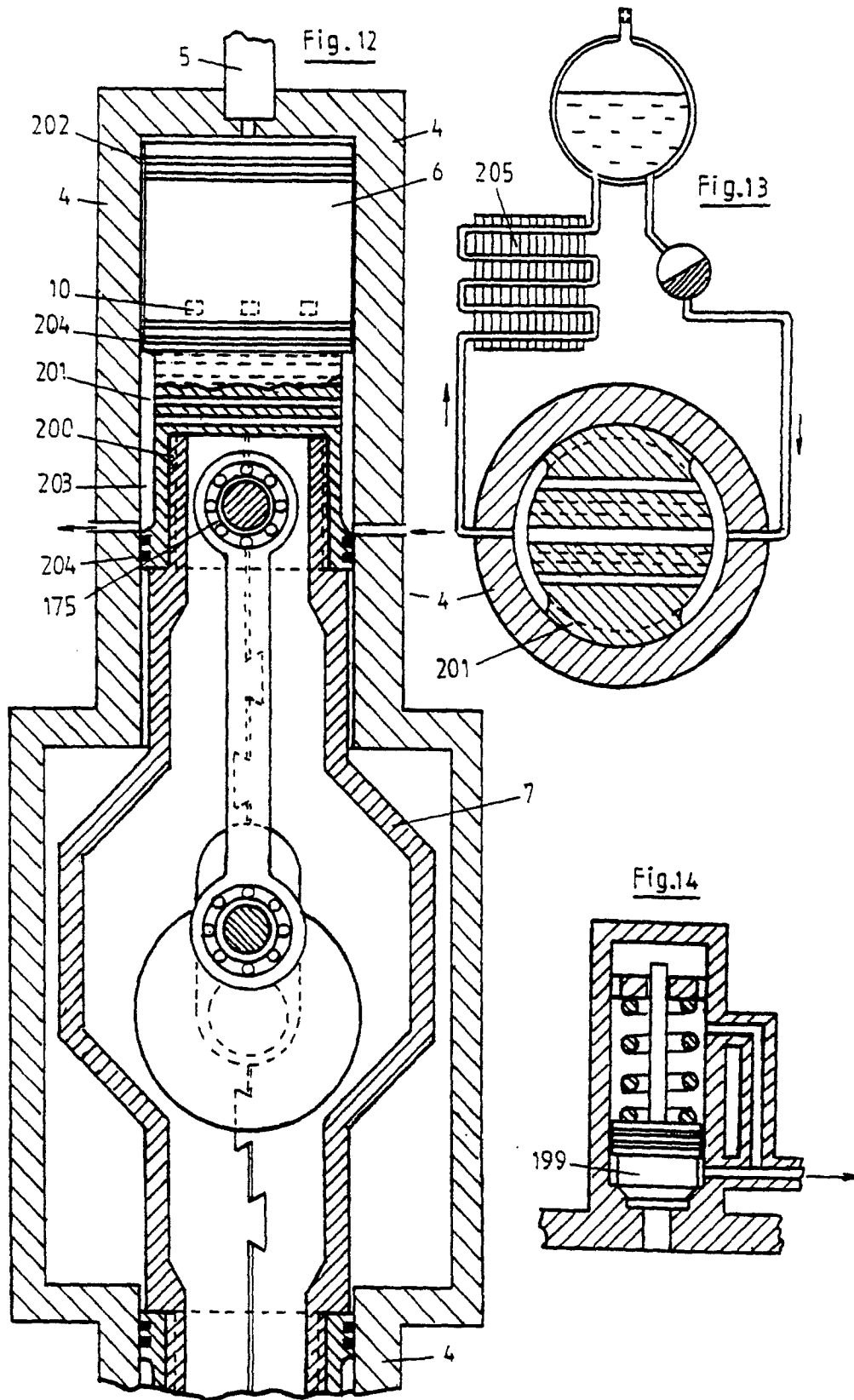


Fig.6







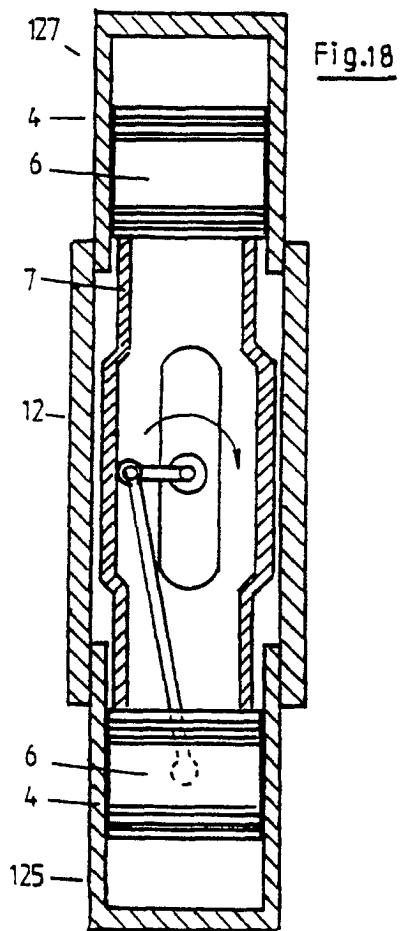
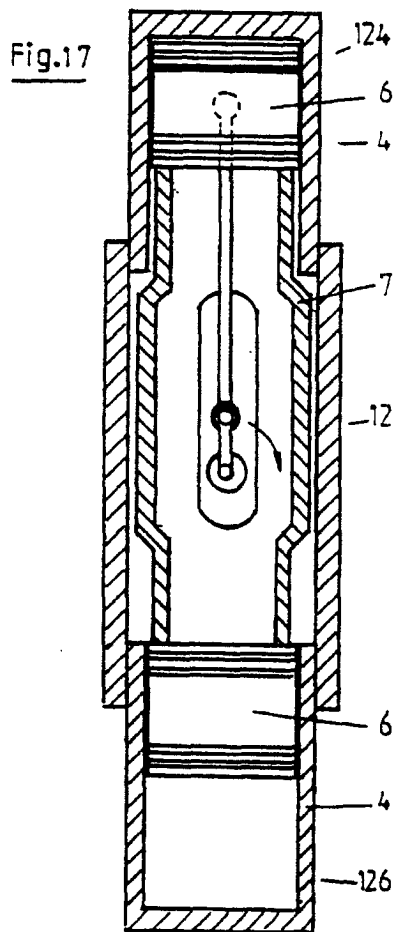
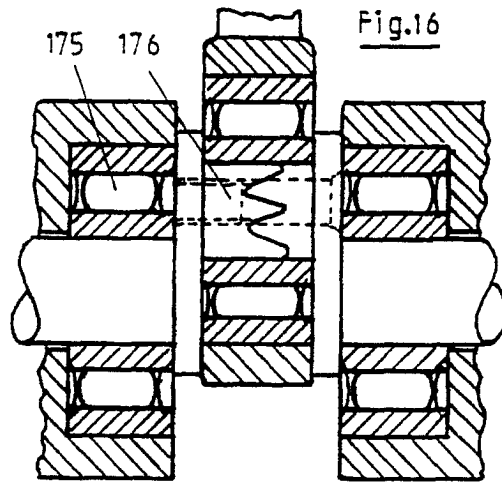
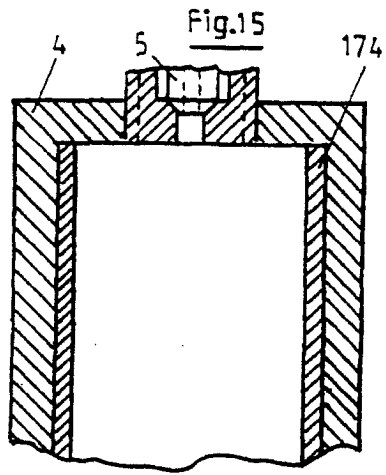


Fig.19

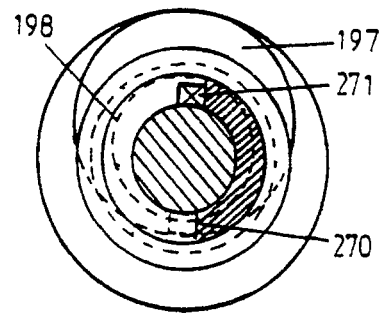
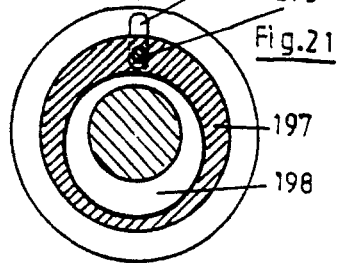
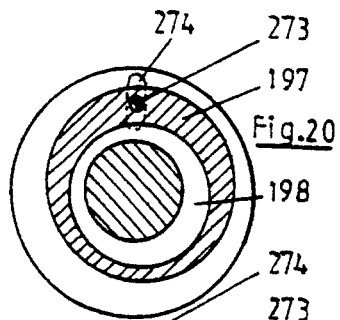
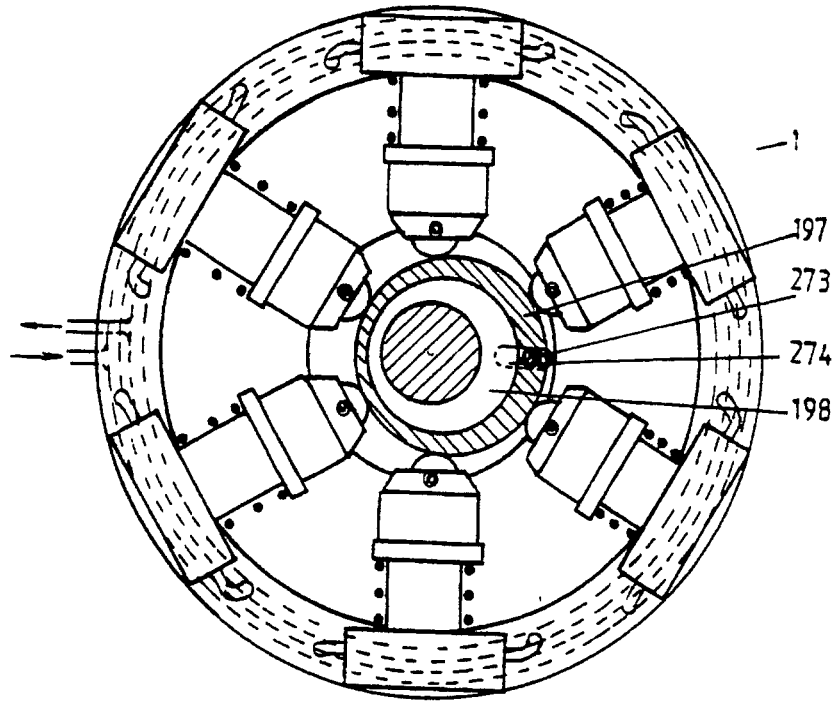


Fig. 22

