



(11)

EP 1 529 948 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
27.07.2011 Patentblatt 2011/30

(51) Int Cl.:
F02D 41/38 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **04021981.8**

(22) Anmeldetag: **16.09.2004**

(54) **Verfahren zum Vorsteuern einer Hub Kolben Kraftstoffpumpe einer Brennkraftmaschine**

Pre-controlling process of a variable lift fuel pump in an Internal combustion engine

Procédé de prérégulation de la pompe à carburante à course de piston variable d'un moteur à combustion

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IT LI LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR**

(30) Priorität: **07.11.2003 DE 10351914**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
11.05.2005 Patentblatt 2005/19

(73) Patentinhaber: **Volkswagen Aktiengesellschaft
38436 Wolfsburg (DE)**

(72) Erfinder:
• **Wachtendorf, Axel**
38321 Klein Denkte (DE)
• **Lang, Leonhard**
38102 Braunschweig (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 936 352 DE-A1- 10 158 950
DE-A1- 10 236 654 US-B1- 6 446 610

EP 1 529 948 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Vorsteuern einer Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe einer Brennkraftmaschine, insbesondere eines Kraftfahrzeugs, wobei die Brennkraftmaschine ein Hochdruckrail und damit verbundene Einspritzventile aufweist, gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Ein Mengenstellwerk einer Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe für eine Kraftstoffversorgung einer Brennkraftmaschine legt eine Kraftstoffmenge fest, die in der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe komprimiert und in ein Hochdruckrail geschoben wird. In einem Motorsfeuergerät ist ein Regelalgorithmus implementiert, der die Öffnungs- und Schließzeiten bzw. -winkel des Mengenstellwerkes der Pumpe berechnet. Diese Öffnungs- und Schließzeiten werden in Form eines elektrischen Signals an das Mengenstellwerk ausgegeben. Für eine abgas- und verbrauchsoptimale Gemischbildung in einem Brennraum der Brennkraftmaschine muss der Kraftstoffdruck und die zur Einspritzung zur Verfügung stehende Kraftstoffmenge im Hochdruckrail so genau wie möglich bereitgestellt werden.

[0003] Bei einem bekannten Algorithmus für die Ansteuerung des Mengenstellwerkes sind eine Vorsteuerung und ein Regler vorgesehen.

[0004] So zeigt die DE 102 36 654 A1 eine Möglichkeit Druckregelungsprobleme, wie sie durch eine Abweichung eines Rückkoppelungsregelungsbetrags hervorgerufen werden, zu verhindern. Der Sollkraftstoffdruck wird berechnet und das Pumpenausströmvolumen wird als ein Optimalwert berechnet, bei dem die Druckabweichung zwischen dem tatsächlichen Kraftstoffdruck und dem Sollkraftstoffdruck berücksichtigt ist. Die US 644 66 10 B1 beschreibt darüber hinaus die Regelung des Treibstoffdrucks in der Form, dass die geförderte Treibstoffmenge gleich der algebraischen Summe aus einer in den Verbrennungsraum einzuspritzenden Treibstoffmenge und einer notwendigen Treibstoffmenge, um die Druckabweichung zwischen dem gemessenen Treibstoffdruck und einem gewünschten Treibstoffdruck zu korrigieren, wobei auch die Betriebsparameter des Elektroventils berücksichtigt werden.

[0005] In der Vorsteuerung wird die Zeitdauer für die Ansteuerung mit eingeschränkter Genauigkeit ermittelt. Eingangssignale der Vorsteuerung sind die Sollwerte für Kraftstoffdruck und -menge. Auf Basis dieser Sollwerte werden Kennfelder adressiert, in denen ein Ansteuerwinkel abgelegt ist. Diese Kennfelder bilden nicht die physikalischen Gegebenheiten in der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe nach, sondern sind empirisch an exemplarisch ausgewählten Pumpen ermittelt. Durch die Verwendung eines Reglers besteht die Möglichkeit, die in der Vorsteuerung ermittelte Ansteuerdauer des Mengenstellwerkes zu korrigieren. Der Regler arbeitet auf Basis einer Istdruck-Erfassung mit einem Sensor im Hochdruckrail. Dieser Regler ist als PI-Regler ausgelegt. Diese Korrektur ist notwendig, da von den Vorsteuerkennfeldern folgende Zusammenhänge nicht berücksichtigt werden können:

- Die Toleranzlagenstreuung der Pumpe in der Serie.
- Fehler in den Vorsteuerkennfeldern.
- Physikalische Abhängigkeiten, wie beispielsweise Temperaturabhängigkeiten.

[0006] Je genauer die Vorsteuerkennfelder den realen Bedingungen entsprechen, desto kleiner fallen die Eingriffe des Reglers aus.

[0007] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren der obengenannten Art bzgl. Ansteuerung des Mengenstellwerkes der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zum Erzielen einer hohen Genauigkeit bzgl. der Bereitstellung der Kraftstoffeinspritzmenge und des Kraftstoffeinspritzdruckes im Hochdruckrail zu verbessern und gegen Störungen robuster zu machen.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch ein Verfahren der o.g. Art mit den in Anspruch 1 gekennzeichneten Merkmalen gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

[0009] Dazu ist es erfindungsgemäß vorgesehen, dass aus den Eingangswerten Kraftstoffvolumenentnahme v_{evphh} aus dem Hochdruckrail durch die Einspritzventile pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe, Kraftstoffvolumen v_{daavst} , welches für eine Änderung des Solldruckes Δp_{soll_rail} im Hochdruckrail pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe benötigt wird, Hubvolumen v_{kdavst} , welches der Kolben der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zur Verdichtung des Kraftstoffes von Niederdruck auf Druck im Hochdruckrail pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe benötigt, sowie Volumenverlust $v_{vlfghdp}$ durch nicht optimalen Liefergrad aufgrund von Dampfblasenbildung im Kraftstoff pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe Schließ- und Öffnungszeitpunkte für ein Mengenstellwerk der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe bestimmt werden.

[0010] Dies hat den Vorteil, dass eine höhere Genauigkeit bei geringerem Applikationsaufwand und besserer Diagnosefähigkeit erzielt wird, wobei unterschiedliche Pumpenkonzepte realisierbar sind.

Weitere Merkmale, Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen, sowie aus der nachstehenden Beschreibung der Erfindung anhand der beigefügten Zeichnungen. Diese zeigen in

Fig. 1 ein schematisches Schaltbild eines bekannten, rücklauffreien Kraftstoffsystems,

Fig. 2 ein schematisches Schaltbild der Funktionsweise einer Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zur Veranschaulichung des erfindungsgemäßen Verfahrens und

Fig. 3 ein Kennfeld für die Kompressibilität des Kraftstoffs in Abhängigkeit von Druck und Temperatur.

Fig. 4 eine schematische Darstellung der Ansteuerung eines Mengenstellwerkes einer Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe,

[0011] Fig. 1 veranschaulicht ein rücklauffreies Kraftstoffsystem mit einem Kraftstofftank 10, einer elektrischen Kraftstoffpumpe 12, einem Kraftstoff-Filter 14, einer Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe bzw. Hochdruckpumpe (HDP) 16 mit Mengenstellwerk, einem Hochdruckrail 18, mehreren Hochdruckeinspritzventilen (HDEV) 20, einer Rücklaufleitung 22, einem Druckbegrenzungsventil (DBV) 24, einem Motorsteuergerät (ECU) 26, einem Niederdrucksensor 28, einem Hochdrucksensor 30 und einer Leistungsstufe 32 zum Ansteuern der Kraftstoffpumpe 12. Linie 34 trennt das Kraftstoffsystem in eine Hochdruckseite 36 und eine Niederdruckseite 36. Die elektrische Kraftstoffpumpe (EKP) 12 dient als Vorförderpumpe für die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe (HDP) 16. Die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe (HDP) 16 stellt den Kraftstoffdruck in der Verteilerleiste bzw. Hochdruckrail 18 ein. Die Hochdruckeinspritzventile 20 werden aus der Hochdruckrail 20 mit Kraftstoff versorgt. Über die Rücklaufleitung 22 fließt Kraftstoff zurück, wenn der Druck in der Hochdruckrail einen sicherheitskritischen Grenzwert überschreitet. Dies kann nur im Fehlerfall eintreten. Eine nicht dargestellte Leckageleitung der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe (HDP) 16 führt Kraftstoff ab, der in der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe (HDP) 16 zwischen Kolben und Zylinder entweicht. Diese Menge ist jedoch relativ klein.

[0012] Die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 umfaßt, wie aus Fig. 2 ersichtlich, einen Kolben 40 in einem Zylinder 42, der eine Hubbewegung ausführt. Diese Hubbewegung unterteilt sich in eine Ab- und Aufwärtsbewegung. In der Aufwärtsbewegung wird ein Hubraum mit Kraftstoff aus dem Kraftstofftank 10 des Niederdrucksystems 38 mit Kraftstoff befüllt. In der Aufwärtsbewegung erfolgt die Kompression des Kraftstoffes. Ein Mengenstellwerk in Form eines Mengensteuerventils 44 trennt während eines vorbestimmten Teils des Aufwärtshubes den Kompressionsraum von der Versorgungsseite bzw. Niederdruckseite 38. Während desjenigen Abschnittes der Aufwärtsbewegung des Kolbens 40, der zur Kompression des Kraftstoffes genutzt werden soll, trennt das Mengenstellwerk 44 die Verbindung zwischen Hubraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 und Versorgungsleitung 46. Während desjenigen Abschnittes der Aufwärtsbewegung des Kolbens 40, der nicht zur Kompression des Kraftstoffes genutzt werden soll, öffnet das Mengenstellwerk 44 die Verbindung zwischen dem Hubraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 und der Versorgungsleitung 46. Es entsteht ein Schließintervall, das im Kompressionstakt der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 liegt.

[0013] Die Lage des Intervalls im Kompressionstakt ist prinzipiell frei wählbar. Üblicherweise wird entweder der Schließ- oder der Öffnungszeitpunkt auf einen der Totpunkte der Bewegung des Kolbens 40 gelegt. Mit beiden Konzepten ist es möglich, den effektiven Kompressionshub einzustellen. Der Hubraum ist mit dem Hochdruckrail 18 des Hochdrucksystems 36 über ein Rückschlagventil 48 verbunden. Sobald der Druck im Hubraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 größer wird als der Druck im Hochdruckrail 18, strömt der komprimierte Kraftstoff aus dem Hubraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 in das Hochdruckrail 18. Die Motorsteuerung 26 (Fig. 1) gibt den Schaltimpuls an das Mengensteuerventil (44) des Mengenstellwerkes aus. Die Zeitdauer dieses Schaltimpulses legt unter Berücksichtigung der Kolbengeschwindigkeit und Kolbenposition den effektiven Hub fest.

[0014] Fig. 4 veranschaulicht die Ansteuerung des Mengenstellwerkes 44 mit den zwei unterschiedlichen Konzepten. Hierzu veranschaulicht ein Graph 50 die Bewegung des Kolbens 40 zwischen einem oberen Totpunkt 52 und einem unteren Totpunkt 54, wobei sich eine Befüllung 56 und eine Kompression 58 zyklisch abwechseln. Gemäß einem ersten Konzept mit Schließintervall am Beginn des Kompressionshubes 58, wie mit Pfeilen 60 (Kompressionsphase gemäß Konzept I) angedeutet, zeigt Graph 62 ein Ansteuersignal für das Mengensteuerventil 44 zwischen 0V und 12V, ein Graph 64 einen Zustand des Mengensteuerventils 44 zwischen "offen" 66 und "geschlossen" 68 und ein Graph 70 einen Druck im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 zwischen einem Niederdruck $p_{\text{niederdruck}}$ 72 im Niederdrucksystem 38 und einem Hochdruck $p_{\text{HD-rail}}$ 74 im Hochdrucksystem 36 bzw. Hochdruckrail 18. Gemäß einem zweiten Konzept mit Schließintervall am Ende des Kompressionshubes 58, wie mit Pfeilen 76 (Kompressionsphase gemäß Konzept II) angedeutet, zeigt Graph 78 ein Ansteuersignal für das Mengensteuerventil 44 zwischen 0V und 12V, ein Graph 80 einen Zustand des Mengensteuerventils 44 zwischen "offen" 82 und "geschlossen" 84 und ein Graph 86 einen Druck im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 zwischen einem Niederdruck $p_{\text{niederdruck}}$ 88 im Niederdrucksystem 38 und einem Hochdruck $p_{\text{HD-rail}}$ 90 im Hochdrucksystem 36 bzw. Hochdruckrail 18.

[0015] Das Schließintervall 60 bzw. 76 des Mengenstellwerkes 44 liegt zwischen dem unteren Totpunkt 54 und dem oberen Totpunkt 52 des Kolbens 40 der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 bezogen auf einen sich im Zylinder 42 aufwärts bewegendem Kolben 40. Prinzipiell ist es egal, ob das Schließintervall direkt nach durchschreiten des unteren Totpunktes 54 beginnt (Konzept I, Pfeil 60) oder mit Erreichen des oberen Totpunktes 52 endet (Konzept II, Pfeil 76). Beide Konzepte führen zum Druckaufbau. Aus energetischen Gründen ist aber das zweite Konzept (Pfeil 76) zu bevorzugen. Der Kompressionsvorgang 60 bzw. 76 wird durch Verschließen des Mengenstellwerkes 44 bei sich aufwärts bewegendem Kolben 40 ausgelöst. Das sich in diesem Moment im Kompressionsraum befindliche Kraftstoffvolumen hat annähernd Niederdruckniveau. Durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens 40 erhöht sich der Druck. Steigt der Druck im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 über den im Hochdruckrail 18 herrschenden Druck $p_{\text{HD-rail}}$, dann öffnet sich das Rückschlagventil 48 und der Kraftstoff strömt aus dem Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 in das Hochdruckrail 18. Dies erfolgt so lange, wie der Druck im Kompressionsraum über dem Druck $p_{\text{HD-rail}}$ im Hochdruckrail

18 gehalten wird. Beendet wird der effektive Kompressionshub durch Öffnen des Mengenstellwerkes 44 bzw. sobald der Kolben 40 seinen oberen Totpunkt 52 erreicht. Je nach Pumpenkonstruktion und -Konzept kann ein Restvolumen am Ende des Kompressionsvorgangs 58 im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 verbleiben.

[0016] Der Kraftstoff, beispielsweise Ottokraftstoff, ändert unter Druck sein Volumen. Diese Volumenänderung ergibt sich aus

$$\Delta V = V_0 * \Delta p * \chi$$

wobei V_0 ein Ausgangsvolumen [mm³]; Δp eine Druckänderung [bar], χ eine Kompressibilitätszahl [1/bar] und ΔV eine Volumenänderung [mm³] ist. Die eine Kompressibilitätszahl χ [1/bar] für das zu komprimierende Fluid ergibt sich in Abhängigkeit von Temperatur und Druck aus einer Kennlinienschar gemäß Fig. 3. Die Fig. 3 zeigt auf einer horizontalen Achse 92 einen Druck in [bar] und auf einer vertikalen Achse 94 die Kompressibilität in [E-4/bar]. Die Kennlinien entsprechen von oben nach unten einer Temperatur von 413K, 393K, 373K, 353K, 333K, 313K, 293K, 273K, 253K und 233K. Die Kompressibilität ist empirisch ermittelt und bezieht sich bei dem dargestellten Beispiel auf Superbenzin, das bei 15°C und 1 bar die Dichte $\rho = 0,7647$ g/cm³ aufweist.

[0017] Erfindungsgemäß werden zur Berechnung der Volumenänderung bei der Kompression von Kraftstoff die Größen Druckänderung, Temperaturänderung, Ausgangsvolumen, Ausgangsdruck und Ausgangstemperatur sowie ein Kompressibilitätskennfeld der verwendeten Kraftstoffsorte verwendet.

[0018] Für die Berechnung der Dichteänderung durch Kompression wird zunächst die Dichte des Kraftstoffes für den jeweiligen Betriebspunkt berechnet. Die Dichte ist gemäß folgender Formel abhängig von der Kompressibilität und dem Druck:

$$\rho_{Kraftstoff} = \frac{\rho_{norm}}{(1 - (p_{rail} - p_{norm}) * \chi_{Krail})}$$

wobei $\rho_{Kraftstoff}$ eine Dichte des Kraftstoffes in [g/mm³], ρ_{norm} eine Dichte des Kraftstoffes unter Normbedingungen in [g/mm³], $p_{Kraftstoff}$ ein Druck des Kraftstoffes [bar], p_{norm} ein Normdruck in [bar] und $\chi_{Kraftstoff}$ eine Kompressibilität des Kraftstoffes ist. Dieser Zusammenhang ist gültig für Kraftstoff in flüssiger Form.

[0019] Größen, die nicht direkt gemessen werden können, müssen mit Hilfe von Modellen nachgebildet werden. Dies betrifft in dem vorliegenden Anwendungsfall die Temperatur. Für die Kompressibilitätsbestimmung ist es notwendig, an zwei Stellen des Kraftstoffsystems die Temperatur des Kraftstoffes zu modellieren, nämlich die Temperatur des Kraftstoffes beim Einstromen in den Kompressionsraum $t_{flvrhdp}$ und die Temperatur des Kraftstoffes im Hochdruckrail t_{krail} . Für $t_{flvrhdp}$ wird ein Kennfeld adressiert, welches im Versuch empirisch ermittelt wird. Die Temperatur t_{krail} des Kraftstoffes im Hochdruckrail 18 hängt von verschiedenen Einflußgrößen ab. Ausgangspunkt ist die Eintrittstemperatur $t_{flvrhdp}$ des Kraftstoffes in die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16. Der Kraftstoff durchfließt zunächst die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16, die Kraftstoffleitung und dann das Hochdruckrail 18. Es findet ein Wärmeübergang aufgrund der Berührung des Kraftstoffes mit den Innenflächen der kraftstoffdurchflossenen Bauteile statt. Die Quelle der Wärme sind der Motorblock bzw. die Umgebungsluft im Motorraum sowie die Verdichtungsarbeit in der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16. Diese Wärmeeinträge tragen im folgenden die Namen t_{emotr} , t_{eulr} und $t_{krailnp}$. Der Kraftstoff strömt über das geöffnete Mengenstellwerk 44 mit der Temperatur $t_{flvrhdp}$ in den Kompressionsraum ein. Dort wird der Kraftstoff verdichtet und strömt über das Rückschlagventil 48 in das Hochdruckrail 18. Durch diesen thermodynamischen Prozeß erfolgt ein Temperatureintrag $t_{krailnp}$ in den Kraftstoff. Für t_{krail} gilt:

$$t_{krail} = t_{flvrhdp} + t_{emotr} + t_{eulr} + t_{krailnp}$$

$$t_{emotr} = f((t_{mol} - t_{krailnp}); Q_{Kraftstoff})$$

$$t_{\text{kraillnp}} = f((p_{\text{rail}} - p_{\text{Niederdruckseite}}))$$

5

$$t_{\text{eulr}} = f(t_{\text{Umgebung}}; v_{\text{Fahrzeug}})$$

[0020] Die Abhängigkeiten von t_{emotr} , t_{eulr} und t_{kraillnp} werden empirisch ermittelt und in Kennlinien und Kennfeldern abgelegt.

10 **[0021]** Mittels einer Tiefpaßfilterung wird das dynamische Verhalten der Temperatur t_{kraill} im Hochdruckrail 18 erfaßt. Das Zeitverhalten des Filters wird in Abhängigkeit vom Kraftstoffmassenfluß $Q_{\text{Kraftstoff}}$ sowie von der Differenz aus t_{mot} und t_{kraillnp} festgelegt.

15 **[0022]** Erfindungsgemäß basiert die Vorsteuerung der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 auf der Berechnung des Hubvolumens des Kolbens 40, das für die Kompression des Kraftstoffes genutzt werden soll. Festgelegt wird dieses Hubvolumen durch Schließ- und Öffnungszeitpunkte des Mengenstellwerkes 44 unter Berücksichtigung der Pumpengeometrie. Das zu komprimierende Kraftstoffvolumen ergibt sich aus den Anforderungen der Motorsteuerung 26 hinsichtlich Soll-Kraftstoffdruck im Hochdruckrail 18 und Kraftstoffmenge sowie den aktuellen Betriebsparametern, wie Temperatur und Ist-Drücke.

20 **[0023]** Das von den Hochdruckeinspritzventilen 20 aus dem Hochdruckrail entnommene Kraftstoffvolumen muß von der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 wieder dem Hochdruckrail 18 zugeführt werden. Das aus dem Hochdruckrail 18 entnommene Volumen v_{evphh} 96 (Fig. 2) ergibt sich aus:

25

$$v_{\text{evphh}} = \frac{kmphvst}{\rho_{\text{kraivst}}}$$

30

$$kmphvst = \frac{dmkrhdev}{ishdpvst}$$

35

$$ishdpvst = nnw * nahdpanz$$

40

$$\rho_{\text{kraivst}} = \frac{\rho_{\text{rohnvst}}}{1 - ((p_{\text{rail}} - p_{\text{norm}}) * \chi_{\text{Kraill}})}$$

wobei

45

v_{evphh} = Kraftstoffvolumenentnahme aus dem Hochdruckrail durch die Einspritzventile in [mm³/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

$kmphvst$ = Kraftstoffmassenentnahme durch die Einspritzventile aus dem Hochdruckrail pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in [g/Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

ρ_{kraivst} = Dichte des Kraftstoffes bei Ausströmen aus dem Hochdruckrail 18 in [g/mm³].

50

ρ_{rohnvst} = Normdichte des Kraftstoffes (sortenabhängig) in [g/mm³].

p_{rail} = Druck im Hochdruckrail 18 in [bar].

p_{norm} = Normdruck in [bar].

χ_{Kraill} = Kompressibilität des Kraftstoffes im Hochdruckrail in [1/bar].

$dmkrhdev$ = Kraftstoffmenge durch die Hochdruckeinspritzventile (HDEV) 20 berechnet aus Ventilöffnungszeiten in [g/min].

55

$ishdpvst$ = Anzahl der Lastspiele der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe pro min in [1/min].

nnw = Nockenwellendrehzahl in [1/min].

$nahdpanz$ = Anzahl der Nocken auf der Nockenwelle für den Antrieb der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [dimensions-

los].

[0024] Eine Erhöhung des Drucks im Hochdruckrail 18 läßt sich nur über ein zusätzliches Kraftstoffvolumen v_{daavst} 98 (Fig. 2)d erreichen. Bei positivem Solldruckgradienten muß daher eine zusätzliche Kraftstoffmenge in das Hochdruckrail 18 gepumpt werden. Weil diese Zusatzmenge nicht von dem Hochdruckrail 18 entnommen wird, kommt es zu einer Druckerhöhung im Hochdruckrail 18. Soll sich der Druck im Hochdruckrail 18 dagegen verringern, dann muß dem Hochdruckrail 18 ein kleineres Kraftstoffvolumen zugeführt werden, wie diesem durch die Hochdruckeinspritzventile 20 entnommen worden ist. Dieses Mindervolumen ergibt sich bei einem negativen Solldruckgradienten. In diesem Fall erhält das berechnete Volumen ein negatives Vorzeichen. Formeltechnisch läßt sich dieser Zusammenhang folgendermaßen erfassen:

$$v_{daavst} = \Delta p_{soll_rail} * V_{HDRL} * \chi_{Krail}$$

wobei

v_{daavst} = Volumen Kraftstoff für Druckauf- und -abbau pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [mm^3/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

Δp_{soll_rail} = Solldruckveränderung pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [bar/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
 V_{HDRL} = Volumen des gesamten Hochdruckbereiches bestehend aus Hochdruckrail und Hochdruckleitungen in [mm^3].

χ_{Krail} = Kompressibilität des Kraftstoffes im Hochdruckrail in [$1/\text{bar}$].

[0025] Hierbei ist Δp_{soll_rail} folgendermaßen definiert: $\Delta p_{soll_rail} > 0$ bedeutete, daß der Solldruckgradient positiv ist und $\Delta p_{soll_rail} < 0$ bedeutete, daß der Solldruckgradient negativ ist.

[0026] Als nächstes wird eine Volumenänderung v_{kdavst} 100 (Fig. 2) durch Kompression berücksichtigt. Wenn der Kompressionsvorgang beginnt, befindet sich der Kraftstoff zunächst noch auf Niederdruckniveau. Durch den sich nach oben bewegendenden Kolben 40 kommt es zu einem Druckanstieg. Erst wenn Druckausgleich zwischen dem Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 und dem Hochdruckrail 18 besteht, öffnet sich das dazwischen befindliche Rückschlagventil 48. Das Hubvolumen, das der Kolben für die Verdichtung von Niederdruck- auf Raildruckniveau benötigt, ist zurückzuführen auf die Kompressibilität des Kraftstoffes. Dieses Hubvolumen wird erfindungsgemäß bei der Berechnung der Ansteuerung des Mengenstellwerkes 44 berücksichtigt und wird zu den zuvor berechneten Volumina v_{evphh} (Kraftstoffvolumenentnahme aus dem Hochdruckrail durch die Einspritzventile) und v_{daavst} (Volumen Kraftstoff für Druckauf- und -abbau im Hochdruckrail 18) hinzu addiert. Dieses Zusatzvolumen berechnet sich wie folgt:

$$v_{kdavst} = \frac{\chi_{Khdp} * \Delta p * V_{komp}}{1 - \Delta p * \chi_{Khdp}}$$

$$V_{komp} = v_{evphh} + v_{daavst} + v_{totraum}$$

wobei

v_{kdavst} = Volumen für Kompression bis Druckausgleich zwischen Kompressionsraum in der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 und dem Hochdruckrail 18 in [mm^3/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

χ_{Khdp} = Kompressibilität des Kraftstoffs bei Einströmen in den Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in [$1/\text{bar}$].

V_{komp} = Kraftstoffvolumen das sich bei Druckausgleich im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe befindet in [mm^3/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

v_{daavst} = Volumen Kraftstoff für Druckauf- und -abbau pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [mm^3/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

v_{evphh} = Kraftstoffvolumenentnahme aus dem Hochdruckrail durch die Einspritzventile in [mm^3/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

$v_{totraum}$ = Kraftstoffvolumen im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 bei Ende des Kompressi-

onsvorganges in [mm³/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

[0027] Wenn das Mengenstellwerk 44 im unteren Totpunkt des Kolbens 40 der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 schließt (vgl. Pfeil 60 in Fig. 4 gemäß Konzept I) und der Druckaufbau beginnt, muß stets der gesamte sich im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 befindliche Kraftstoff von Niederdruck- auf Raildruckniveau gebracht werden. Für Pumpenkonzepte, die prinzipbedingt immer um unteren Totpunkt des Kolbens 40 der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 das Mengenstellwerk 44 schließen und mit einem variablen Öffnungszeitpunkt des Mengenstellwerks 44 ihre Förderleistung einstellen, läßt sich vk_{davst} (Volumen für Kompression bis Druckausgleich zwischen Kompressionsraum in der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 und dem Hochdruckrail 18) alternativ etwas einfacher darstellen:

$$vk_{davst} = \chi_{KhdP} * \Delta p * V_{Kompressionsraum}$$

wobei

$V_{Kompressionsraum}$ = Volumen des Kompressionsraumes der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 in [mm³].

[0028] Die Befüllung des Kompressionsraumes der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 erfolgt während sich der Kolben 40 abwärts bewegt. Es muß soviel Kraftstoff in den Kompressionsraum nachgefüllt werden, wie im Kompressionstakt zuvor in das Hochdruckrail 18 abgegeben worden ist. Dynamische Strömungseffekte können jedoch dazu führen, daß die Befüllung nicht gleichmäßig erfolgt. Durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten und nicht optimale Einstromkanäle entstehen punktuell Zonen mit niedrigem Druckniveau. In diesen Zonen kann es dazu kommen, dass der Kraftstoff unter Temperatureinwirkung von der flüssigen in die gasförmige Phase übergeht. Dies beinhaltet eine Volumenvergrößerung. Die so entstandenen Dampfblasen befinden sich entweder bereits im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 oder werden vom Kraftstoffstrom mitgerissen und gelangen so in den Kompressionsraum. Unter Druckerhöhung durch den beginnenden Kompressionsvorgang bilden sich diese Blasen zurück. Es kommt zu einer Volumenverringern. Das Hubvolumen, das der Kolben 40 der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 bei geschlossenem Mengenstellwerk 44 benötigt, um diese Volumenänderung zu kompensieren wird im folgenden $vvlfghdp$ genannt. Dieses Volumen $vvlfghdp$ 102 (Fig. 2) wird erfindungsgemäß bei der Festlegung des zu komprimierenden Gesamtvolumens berücksichtigt.

$vvlfghdp$ = Volumenverlust durch nicht optimalen Liefergrad aufgrund von Dampfblasenbildung im Kraftstoff pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [mm³].

$lfgrhdp$ = Liefergrad bei der Befüllung des Kompressionsraumes der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [dimensionslos]. Definition:

$$0 < lfgrhdp < 1$$

0 = keine Füllung
1 = 100% Führung

$$lfgrhdp = f(kmeshdp, tflvrhdp) * f(nmot; p_{niederdruck})$$

$kmeshdp$ = Kraftstoffmasse, die durch das Mengenstellwerk in das Hochdruckrail pro Hub einströmt in [g/hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].

$tflvrhdp$ = Temperatur des Kraftstoffes beim Einstromen in den Kompressionsraum in [°C].

$nmot$ = Motordrehzahl in [1/min].

$p_{niederdruck}$ = Kraftstoffdruck auf einer Niederdruckseite in [kPa].

[0029] Mit $kmeshdp$, $tflvrhdp$, $nmot$ und $p_{niederdruck}$ werden Kennfelder adressiert, die im Versuch empirisch ermittelt werden.

[0030] Das zu komprimierende Gesamtvolumen ergibt sich aus der Addition der voranstehend ermittelten Volumina gemäß:

$$vkhdpvst = vevphh + vkdavst + vdaavst + vvlfgdhp$$

5 wobei

$vkhdpvst$ = Pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zu komprimierendes Gesamtvolumen [mm³].

10 **[0031]** In vielen Anwendungsfällen wird die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe über einen Nocken auf einer Nockenwelle der Brennkraftmaschine angetrieben. Die Welle ist dabei winkelsynchron mit der antreibenden Kurbelwelle verbunden. Die Hubbewegungen des Kolbens der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe erfolgen in einem solchen Fall winkelsynchron zur Kurbelwelle. Die Ansteuerung des Mengenstellwerkes erfolgt dann in vorteilhafter Weise abhängig von dem Kurbelwinkel. Hierbei wird der Schließ- und Öffnungswinkel des Mengenstellwerkes bezogen auf den Kurbelwinkel bestimmt. Zum Umsetzen des zu komprimierende Gesamtvolumens in ein kurbelwellensynchrones Ansteuern des Mengenstellwerkes wird die Anbindung der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe formeltechnisch erfaßt. Dazu ist das Übersetzungsverhältnis und die Anzahl der Nocken auf der Nockenwelle, die der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zugeordnet sind, zu beachten. Die eigentliche Hubbewegung wird durch die geometrische Form des Nockens festgelegt. Der zurückgelegte Hub ergibt in Verbindung mit dem Durchmesser des Kolbens das Hubvolumen der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe. Es ergibt sich folgende Formel:

20

$$skhdp = \frac{vkhdpvst}{\pi * r_{Kolben}^2}$$

25

wobei

$skhdp$ = Kompressionshub des Kolbens der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe, der für das zu komprimierende Gesamtvolumen $vkhdpvst$ erforderlicher ist [mm].

30 $vkhdpvst$ = Pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zu komprimierendes Gesamtvolumen [mm³].

r_{Kolben} = Radius des Kolbens der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [mm].

mit

35

$$dwmsvsvg = \text{Erhebungskurve_Nocken}(skhdp)$$

40 wobei die Funktion *Erhebungskurve_Nocken*($skhdp$) die Geometrie der steigenden Flanke der Antriebsnockens für die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in Form einer Kennlinie beschreibt. Adressiert wird diese Kennlinie mit dem erforderlichen Kompressionshub $skhdp$ in [mm]. Über die Geometrie ergibt sich mit $dwmsvsvg$ der notwendige Kurbelwinkel, den das Mengenstellwerk geschlossen sein muß, damit der Kolben der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe den erforderlichen Kompressionshub $skhdp$ ausführen kann, mit

45 $dwmsvsvg$ = Deltakurbelwinkel, den das Mengenstellwerk geschlossen bleibt in [°KW].

[0032] Der Deltakurbelwinkel $dwmsvsvg$ bezieht sich auf den Teil der steigenden Flanke des Antriebsnockens für die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe, der konzeptbedingt für das Kompressionsintervall genutzt wird.

50 Bezugszeichenliste

[0033]

10	Kraftstofftank
55 12	Kraftstoffpumpe
14	Kraftstoff-Filter
16	Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe bzw. Hochdruckpumpe (HDP)
18	Hochdruckrail

20	Hochdruckeinspritzventile (HDEV)
22	Rücklaufleitung
24	Druckbegrenzungsventil (DBV)
26	Motorsteuergerät /ECU)
5 28	Niederdrucksensor
30	Hochdrucksensor
32	Leistungsstufe
34	Linie
36	Hochdruckseite
10 38	Niederdruckseite
40	Kolben
42	Zylinder
44	Mengenstellwerk / Mengensteuerventil
46	Versorgungsleitung
15 48	Rückschlagventil
50	Graph: die Bewegung des Kolbens 40
52	oberer Totpunkt
54	unterer Totpunkt
56	Befüllung
20 58	Kompression
60	Pfeil: Kompressionsphase gemäß Konzept I
62	Graph: Ansteuersignal für Mengensteuerventil 44 (Konzept I)
64	Graph: Zustand des Mengensteuerventils 44 (Konzept I)
66	Zustand: "offen" (Konzept I)
25 68	Zustand: "geschlossen" (Konzept I)
70	Graph: Druck im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 (Konzept I)
72	Niederdruck $p_{\text{niederdruck}}$ (Konzept I)
74	Hochdruck $p_{\text{HD-rail}}$ (Konzept I)
76	Pfeil: Kompressionsphase gemäß Konzept II
30 78	Graph: Ansteuersignal für Mengensteuerventil 44 (Konzept II)
80	Graph: Zustand des Mengensteuerventils 44 (Konzept II)
82	Zustand: "offen" (Konzept II)
84	Zustand: "geschlossen" (Konzept II)
86	Graph: Druck im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 (Konzept II).
35 88	Niederdruck $p_{\text{niederdruck}}$ (Konzept II)
90	Hochdruck $p_{\text{HD-rail}}$ (Konzept II)
92	horizontale Achse
94	vertikale Achse
96	$vevphh$
40 98	$vdaavst$
100	$vkdavst$
102	$vvlfghdp$
$dmkrhdev$	Durch die Einspritzventile strömende Kraftstoffmenge in [g/min] berechnet aus Ventilöffnungszeiten.
$dwmsvsvg$	Deltakurbelwinkel, den das Mengenstellwerk geschlossen bleibt in [°KW]. <i>Erhebungskurve_Nocken</i>
45	($skhdp$) Kennlinie, die eine Geometrie einer steigenden Flanke eines Antriebsnockens der Nockenwelle für die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe für den erforderlichen Kompressionshub $skhdp$ beschreibt.
$ishdpvst$	Anzahl der Lastspiele der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe pro min in [1/min].
$kmeshdp$	Kraftstoffmasse, die durch das Mengenstellwerk in das Hochdruckrail pro Hub einströmt in [g/Hub
50	Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
$kmphvst$	Kraftstoffmassenentnahme durch die Einspritzventile aus dem Hochdruckrail pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in [g/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
$lfgrhdp$	Liefergrad bei der Befüllung des Kompressionsraumes der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [dimensionslos].
55	$nahdpanz$ Anzahl der Nocken auf der Nockenwelle für den Antrieb der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [dimensionslos].
$nmot$	Motordrehzahl in [1/min].
nnw	Nockenwellendrehzahl in [1/min].

	$p_{\text{niederdruck}}$	Kraftstoffdruck auf einer Niederdruckseite in [kPa].
	p_{norm}	Normdruck in [bar].
	p_{rail}	Druck im Hochdruckrail in [bar].
	Δp	Druckänderung in [bar].
5	$\Delta p_{\text{soll_rail}}$	Änderung des Solldruckes im Hochdruckrail [bar/Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
	$Q_{\text{Kraftstoff}}$	Kraftstoffmassenfluß
	r_{Kolben}	Radius des Kolbens der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [mm].
	$\rho_{\text{Kraftstoff}}$	Dichte des Kraftstoffes bei Ausströmen aus dem Hochdruckrail in [g/mm ³].
	ρ_{rohmst}	Normdichte des Kraftstoffes (sortenabhängig) in [g/mm ³].
10	$skhdp$	Kompressionshub, der für das zu komprimierende Gesamtvolumen $vkhdpvst$ erforderlicher ist [mm].
	t_{motor}	Temperatur Motorblock [°C].
	t_{eulr}	Temperatur Umgebungsluft im Motorraum [°C].
	t_{fvrhdp}	Temperatur des Kraftstoffes beim Einstromen in den Kompressionsraum in [°C].
	$t_{\text{k rail}}$	Temperatur im Hochdruckrail 18 [°C].
15	$t_{\text{k railnp}}$	Temperatur durch Verdichtungsarbeit in Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe 16 [°C].
	V_{HDRL}	Volumen des gesamten Hochdruckbereiches bestehend aus Hochdruckrail und Hochdruckleitungen in [mm ³].
	V_{komp}	Kraftstoffvolumen das sich bei Druckausgleich im Kompressionsraum befindet in [mm ³ /Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
20	$V_{\text{Kompressionsraum}}$	Volumen des Kompressionsraumes der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in [mm ³].
	$vdaavst$	Kraftstoffvolumen, welches für eine Änderung des Solldruckes $\Delta p_{\text{soll_rail}}$ im Hochdruckrail benötigt wird, in [mm ³ /Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
	$vevphh$	Kraftstoffvolumenentnahme aus dem Hochdruckrail durch die Einspritzventile in [mm ³ /Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
25	$vkdavst$	Hubvolumen, welches der Kolben der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zur Verdichtung des Kraftstoffes von Niederdruck auf Druck im Hochdruckrail benötigt in [mm ³ /Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
	$vkhdpvst$	Pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zu komprimierendes Gesamtvolumen [mm ³].
	$vtotraum$	Kraftstoffvolumen im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe bei Ende des Kompressionsvorganges in [mm ³ /Hub Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe].
30	$vvlfg hdp$	Volumenverlust durch nicht optimalen Liefergrad aufgrund von Dampfblasenbildung im Kraftstoff pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe [mm ³].
	χ_{Khdp}	Kompressibilität des Kraftstoffes bei Einstromen in den Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in [1/bar].
35	$\chi_{\text{K rail}}$	Kompressibilität des Kraftstoffes im Hochdruckrail in [1/bar].

Patentansprüche

1. Verfahren zum Vorsteuern einer Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe einer Brennkraftmaschine, insbesondere eines Kraftfahrzeugs, wobei die Brennkraftmaschine ein Hochdruckrail und damit verbundene Einspritzventile aufweist, **dadurch gekennzeichnet, dass** aus den Eingangswerten Kraftstoffvolumenentnahme $vevphh$ aus dem Hochdruckrail durch die Einspritzventile pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe, Kraftstoffvolumen $vdaavst$, welches für eine Änderung des Solldruckes $\Delta p_{\text{soll_rail}}$ im Hochdruckrail pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe benötigt wird, Hubvolumen $vkdavst$, welches der Kolben der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zur Verdichtung des Kraftstoffes von Niederdruck auf Druck im Hochdruckrail pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe benötigt, sowie Volumenverlust $vvlfg hdp$ durch nicht optimalen Liefergrad aufgrund von Dampfblasenbildung im Kraftstoff pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe Schließ- und Öffnungszeitpunkte für ein Mengenstellwerk der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe bestimmt werden.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe zu komprimierendes Gesamtvolumen $vkhdpvst$ gemäß der Summe:

$$vkhdpvst = vevphh + vkdavst + vdaavst + vvlfg hdp$$

berechnet wird.

3. Verfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** aus dem zu komprimierenden Gesamtvolumen vk_{hdpvst} ein dafür erforderlicher Kompressionshub $skhdp$ des Kolbens der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe gemäß

$$skhdp = \frac{vk_{hdpvst}}{\pi * r_{Kolben}^2}$$

berechnet wird, wobei r_{Kolben} ein Radius des Kolbens der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe ist.

4. Verfahren nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe von einer Nockenwelle der Brennkraftmaschine angetrieben wird, wobei Schließ- und Öffnungszeitpunkte als Deltakurbelwinkel $dwmsvsvg$, den das Mengenstellwerk geschlossen bleibt, gemäß

$$dwmsvsvg = Erhebungskurve_Nocken(skhdp)$$

bestimmt wird, wobei die Funktion $Erhebungskurve_Nocken(skhdp)$ eine Geometrie einer steigenden Flanke eines Antriebsnockens der Nockenwelle für die Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in Form einer Kennlinie für den erforderlichen Kompressionshub $skhdp$ beschreibt.

5. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Kraftstoffvolumenentnahme $vevphh$ gemäß

$$vevphh = \frac{kmphvst}{\rho_{kravst}}$$

berechnet wird, wobei $kmphvst$ eine Kraftstoffmassenentnahme durch die Einspritzventile aus dem Hochdruckrail pro Hub der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe in und ρ_{kravst} eine Dichte des Kraftstoffes bei Ausströmen aus dem Hochdruckrail ist.

6. Verfahren nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Kraftstoffvolumenentnahme $kmphvst$ gemäß

$$kmphvst = \frac{dmkrhdev}{ishdpvst}$$

berechnet wird, wobei $dmkrhdev$ eine durch die Einspritzventile strömende Kraftstoffmenge berechnet aus Ventilöffnungszeiten und $ishdpvst$ eine Anzahl der Lastspiele der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe pro min ist.

7. Verfahren nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die eine Anzahl der Lastspiele der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe $ishdpvst$ gemäß

$$ishdpvst = nnw * nahdpanz$$

berechnet wird, wobei nnw eine Nockenwellendrehzahl und $nahdpanz$ eine Anzahl der Nocken auf der Nockenwelle für den Antrieb der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe ist.

8. Verfahren nach wenigstens einem der Ansprüche 5 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** ρ_{kravst} gemäß

$$\rho_{kravst} = \frac{\rho_{rohnvst}}{1 - ((p_{rail} - p_{norm}) * \chi_{Krail})}$$

berechnet wird, wobei $\rho_{rohnvst}$ eine Normdichte des Kraftstoffes, p_{rail} ein Druck im Hochdruckrail in, p_{norm} ein Normdruck und χ_{Krail} eine Kompressibilität des Kraftstoffes im Hochdruckrail ist.

9. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kraftstoffvolumen $vdaavst$ gemäß

$$vdaavst = \Delta p_{soll_rail} * \bar{V}_{HDRL} * \chi_{Krail}$$

berechnet wird, wobei Δp_{soll_rail} eine Änderung des Solldruckes im Hochdruckrail, $\bar{V}_{HDRL}$ ein Volumen des gesamten Hochdruckbereiches bestehend aus Hochdruckrail und Hochdruckleitungen und χ_{Krail} eine Kompressibilität des Kraftstoffes im Hochdruckrail ist.

10. Verfahren nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** Δp_{soll_rail} größer 0 ist, wenn ein Solldruckgradient positiv ist, und dass Δp_{soll_rail} kleiner 0 ist, wenn ein Solldruckgradient negativ ist.

11. Verfahren nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Hubvolumen $vkdavst$ gemäß

$$vkdavst = \frac{\chi_{Khdp} * \Delta p * V_{komp}}{1 - \Delta p * \chi_{Khdp}}$$

berechnet wird, wobei χ_{Khdp} eine Kompressibilität des Kraftstoffs bei Einströmen in den Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe, Δp eine Druckänderung und V_{komp} ein Kraftstoffvolumen das sich bei Druckausgleich im Kompressionsraum befindet ist.

12. Verfahren nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kraftstoffvolumen V_{komp} gemäß

$$V_{komp} = vevphh + vdaavst + vtotraum$$

berechnet wird, wobei $vtotraum$ ein Kraftstoffvolumen im Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe bei Ende des Kompressionsvorganges ist:

13. Verfahren nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Mengenstellwerk an einem unteren Totpunkt des Kolbens der Huki-Kolben-Kraftstoffpumpe geschlossen wird, wobei das Hubvolumen

$vkdavst$ gemäß

$$vkdavst = \chi_{Khdp} * \Delta p * V_{Kompressionsraum}$$

berechnet wird, wobei $V_{Kompressionsraum}$ ein Volumen des Kompressionsraumes der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe, Δp eine Druckänderung und χ_{Khdp} eine Kompressibilität des Kraftstoffs bei Einströmen in den Kompressionsraum der Hub-Kolben-Kraftstoffpumpe ist.

Claims

1. Method for the pilot control of a reciprocating piston fuel pump of an internal combustion engine, particularly of a motor vehicle, the internal combustion engine comprising a high-pressure rail and injection valves connected thereto, **characterized in that** closing and opening times for a fuel feed control mechanism of the reciprocating piston fuel pump are determined from the input values for the fuel volumetric withdrawal for, a fuel volume $vdaavst$, which is needed for a variation of the set-point pressure Δp_{soll_rail} in the high-pressure rail per stroke of the reciprocating piston fuel pump, for a swept volume $vkdavst$, which the piston of the reciprocating piston fuel pump needs for compression of the fuel from low pressure to the pressure in the high-pressure rail per stroke of the reciprocating piston fuel pump, and the volumetric loss $vvlfghdp$ through non-optimal volumetric efficiency due to vapour bubble formation in the fuel per stroke of the reciprocating piston fuel pump, closing and opening times are determined for a fuel feed control mechanism of the reciprocating piston fuel pump.
2. Method according to Claim 1, **characterized in that** a total volume $vkhdpvst$ to be compressed per stroke of the reciprocating piston fuel pump is calculated as the sum of:

$$vkhdpvst = vevphh + vkdavst + vdaavst + vvlfghdp.$$

3. Method according to Claim 2, **characterized in that** from the total volume $vkhdpvst$ to be compressed a compression stroke $skhdp$ of the piston of the reciprocating piston fuel pump required for this is calculated according to

$$skhdp = \frac{vkhdpvst}{\pi * r_{Kolben}^2}$$

where r_{Kolben} is a radius of the piston of the reciprocating piston fuel pump.

4. Method according to Claim 3, **characterized in that** the reciprocating piston fuel pump is driven by a camshaft of the internal combustion engine, closing and opening times being determined as a delta crank angle $dwmvsvg$, for which the fuel feed control mechanism remains closed, according to

$$dwmvsvg = Erhebungskurve_Nocken(skhd),$$

the function $Erhebungskurve_Nocken(skhd)$ describing a geometry of a rising flank of a drive cam of the camshaft for the reciprocating piston fuel pump in the form of a characteristic curve for the required compression stroke $skhd$.

5. Method according to at least one of the preceding claims, **characterized in that** the fuel volumetric withdrawal $vevphh$ is calculated according to

$$v_{evphh} = \frac{kmphvst}{\rho_{kravst}}$$

where $kmphvst$ is a fuel mass withdrawal by the injection valves from the high-pressure rail per stroke of the reciprocating piston fuel pump and ρ_{kravst} is a density of the fuel as it flows out of the high-pressure rail.

6. Method according to Claim 5, **characterized in that** the fuel volumetric withdrawal $kmphvst$ is calculated according to

$$kmphvst = \frac{dmkrhdev}{ishdpvst},$$

where $dmkrhdev$ is a quantity of fuel flowing through the injection valves calculated from valve opening times and $ishdpvst$ is a number of load cycles of the reciprocating piston fuel pump per min.

7. Method according to Claim 6, **characterized in that** the number of load cycles of the reciprocating piston fuel pump $ishdpvst$ is calculated according to

$$ishdpvst = nnw * nahdpanz$$

where nnw is a camshaft speed and $nahdpanz$ is a number of cams on the camshaft for driving the reciprocating piston fuel pump.

8. Method according to at least one of Claims 5 to 7, **characterized in that** ρ_{kravst} is calculated according to

$$\rho_{kravst} = \frac{\rho_{rohnvst}}{1 - ((p_{rail} - p_{norm}) * \chi_{Krail})},$$

where $\rho_{rohnvst}$ is a standard density of the fuel, p_{rail} is a pressure in the high-pressure rail, p_{norm} is a standard pressure and χ_{Krail} is a compressibility of the fuel in the high-pressure rail.

9. Method according to at least one of the preceding claims, **characterized in that** the fuel volume $vdaavst$ is calculated according to

$$vdaavst = \Delta p_{soll_rail} * V_{HDRL} * \chi_{Krail},$$

where Δp_{soll_rail} is a variation of the set-point pressure in the high-pressure rail, V_{HDRL} is a volume of the total high-pressure area comprising the high-pressure rail and the high-pressure lines and χ_{Krail} is a compressibility of the fuel in the high-pressure rail.

10. Method according to Claim 9, **characterized in that** Δp_{soll_rail} is greater than 0 when a set-point pressure gradient is positive, and **in that** Δp_{soll_rail} is less than 0 when a set-point pressure gradient is negative.

11. Method according to at least one of the preceding claims, **characterized in that** the swept volume $vkdavst$ is

calculated according to

$$vkdavst = \frac{\chi_{KhdP} * \Delta p * V_{komp}}{1 - \Delta p * \chi_{KhdP}},$$

where χ_{KhdP} is a compressibility of the fuel as it flows into the compression chamber of the reciprocating piston fuel pump, Δp is a pressure variation and V_{komp} is a fuel volume, which is present during pressure equalization in the compression chamber.

12. Method according to Claim 11, **characterized in that** the fuel volume V_{komp} is calculated according to

$$V_{komp} = vevphh + vdaavst + vtotraum,$$

where $vtotraum$ is a fuel volume in the compression chamber of the reciprocating piston fuel pump at the end of the compression process.

13. Method according to at least one of Claims 1 to 10, **characterized in that** the fuel feed control mechanism is closed at a bottom dead centre of the piston of the reciprocating piston fuel pump, the swept volume $vkdavst$ being calculated according to

$$vkdavst = \chi_{KhdP} * \Delta p * V_{Kompressionsraum},$$

where $V_{Kompressionsraum}$ is a volume of the compression chamber of the reciprocating piston fuel pump, Δp is a pressure variation and χ_{KhdP} is a compressibility of the fuel as it flows into the compression chamber of the reciprocating piston fuel pump.

Revendications

1. Procédé pour le pré-réglage d'une pompe à carburant à piston alternatif d'un moteur à combustion interne, en particulier d'un véhicule automobile, dans lequel le moteur à combustion interne présente une rampe haute pression, et des soupapes d'injection associées, **caractérisé en ce qu'**à partir des valeurs d'entrée suivantes : prélèvement de volume de carburant $vevphh$ hors de la rampe haute pression par les soupapes d'injection pour chaque course de la pompe à carburant à piston alternatif, volume de carburant $vdaavst$, qui est nécessaire pour une variation de la pression de consigne Δp_{soll_rail} dans la rampe haute pression pour chaque course de la pompe à carburant à piston alternatif, cylindrée $vkdavst$, que le piston de la pompe à carburant à piston alternatif requiert pour comprimer le carburant de la basse pression à la pression dans la rampe haute pression pour chaque course de la pompe à carburant à piston alternatif, ainsi que perte de volume $vvlfgmdp$ par un coefficient de rendement non optimal du fait de la formation de bulles de vapeur dans le carburant pour chaque course de la pompe à carburant à piston alternatif, on détermine des instants de fermeture et d'ouverture pour un mécanisme de réglage de quantité de la pompe à carburant à piston alternatif.
2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce qu'**un volume total à comprimer $vkhdpvst$ pour chaque course de la pompe à carburant à piston alternatif est calculé conformément à la somme :

$$vkhdpvst = vevphh + vkdavst + vdaavst + vvlfgmdp$$

3. Procédé selon la revendication 2, **caractérisé en ce qu'à** partir du volume total à comprimer $vkhdpvst$, on calcule une course de compression $skhdp$ requise à cet effet du piston de la pompe à carburant à piston alternatif selon la formule suivante :

$$skhdp = \frac{vkhdpvst}{\pi * r_{Kolben}^2}$$

r_{Kolben} étant un rayon du piston de la pompe à carburant à piston alternatif.

4. Procédé selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** la pompe à carburant à piston alternatif est entraînée par un arbre à came du moteur à combustion interne, des instants de fermeture et d'ouverture étant déterminés en tant qu'angle de vilebrequin delta $dwmsvsvg$, auquel le mécanisme de réglage de quantité reste fermé, conformément à la formule suivante :

$$dwmsvsvg = Erhebungskurve_Nocken(skhdp)$$

la fonction $Erhebungskurve_Nocken(skhdp)$ décrivant une géométrie d'un flanc montant d'une came de commande de l'arbre à came pour la pompe à carburant à piston alternatif sous la forme d'une courbe caractéristique pour la course de compression requise $skhdp$.

5. Procédé selon au moins l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le prélèvement de volume de carburant $vevphh$ est calculé conformément à la formule suivante :

$$vevphh = \frac{kmphvst}{\rho_{krarvst}}$$

$kmphvst$ étant un prélèvement d'un volume de carburant par les soupapes d'injection hors de la rampe haute pression pour chaque course de la pompe à carburant à piston alternatif et $\rho_{krarvst}$ étant une densité de carburant lors de l'écoulement hors de la rampe haute pression.

6. Procédé selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** le prélèvement de volume de carburant $kmphvst$ est calculé conformément à la formule suivants :

$$kmphvst = \frac{dmkrhdev}{ishdpvst}$$

$dmkrhdev$ étant une quantité de carburant s'écoulant à travers les soupapes d'injection, calculée à partir des temps d'ouverture de soupape et $ishdpvst$ étant un nombre des courses de charge de la pompe à carburant à piston alternatif par minute.

7. Procédé selon la revendication 6, **caractérisé en ce que** ledit nombre des courses de charge de la pompe à carburant à piston alternatif $ishdpvst$ est calculé conformément à la formule suivante :

$$ishdpvst = nnw * nahdpanz$$

n_{nw} étant une vitesse de rotation de l'arbre à came et $n_{ahdpanz}$ étant un nombre de cames sur l'arbre à came pour l'entraînement de la pompe à carburant à piston alternatif.

8. Procédé selon au moins l'une quelconque des revendications 5 à 7, **caractérisé en ce que** ρ_{kravst} est calculé conformément à la formule suivants :

$$\rho_{kravst} = \frac{\rho_{rohnvst}}{1 - ((p_{rail} - p_{norm}) * \chi_{Krail})}$$

$\rho_{rohnvst}$ étant une densité normalisée de carburant, p_{rail} étant une pression dans la rampe haute pression, p_{norm} étant une pression normalisée et χ_{Krail} étant une compressibilité du carburant dans la rampe haute pression.

9. Procédé selon au moins l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le volume de carburant v_{daavst} est calculé conformément à la formule suivante :

$$v_{daavst} = \Delta p_{soll_rail} * V_{HDRL} * \chi_{Krail}$$

Δp_{soll_rail} étant une variation de la pression de consigne dans la rampe haute pression, V_{HDRL} étant un volume de la plage de haute pression totale constituée de la rampe haute pression et des conduites haute pression et χ_{Krail} étant une compressibilité du carburant dans la rampe haute pression.

10. Procédé selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** Δp_{soll_rail} est supérieure à 0 si un gradient de pression de consigne est positif, et **en ce que** Δp_{soll_rail} est inférieure à 0 si un gradient de pression de consigne est négatif.

11. Procédé selon au moins l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la cylindrée v_{kdavst} est calculée conformément à la formule suivante :

$$v_{kdavst} = \frac{\chi_{Khdp} * \Delta p * V_{komp}}{1 - \Delta p * \chi_{Khdp}}$$

χ_{Khdp} étant une compressibilité du carburant lors de l'afflux dans l'espace de compression de la pompe à carburant à piston alternatif, Δp étant une variation de pression et V_{komp} étant un volume de carburant qui se trouve dans l'espace de compression en cas d'équilibre de la pression.

12. Procédé selon la revendication 11, **caractérisé en ce que** le volume de carburant V_{komp} est calculé conformément à la formule suivante :

$$V_{komp} = v_{evphh} + v_{daavst} + v_{totraum}$$

$v_{totraum}$ étant un volume de carburant dans l'espace de compression de la pompe à carburant à piston alternatif à la fin de l'opération de compression.

13. Procédé selon au moins l'une quelconque des revendications 1 à 10, **caractérisé en ce que** le mécanisme de réglage de quantité est fermé à un point mort inférieur du piston de la pompe à carburant à piston alternatif, la cylindrée v_{kdavst} étant calculée conformément à la formule suivante :

$$v_{kdavst} = \chi_{khdP} * \Delta p * V_{Kompressionsraum}$$

5 $V_{Kompressionsraum}$ étant un volume de l'espace de compression de la pompe à carburant à piston alternatif, Δp étant une variation de pression et χ_{Knap} étant une compressibilité du carburant lors de l'afflux dans l'espace de compression de la pompe à carburant à piston alternatif.

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

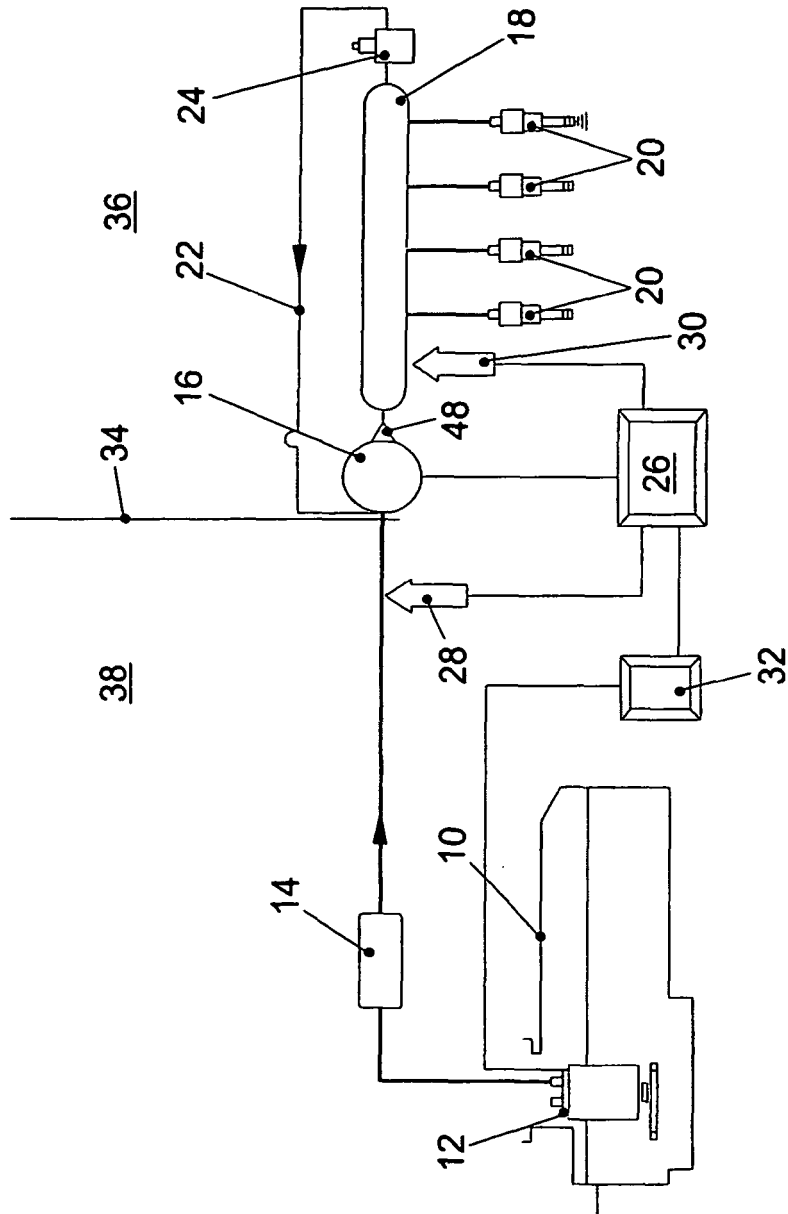


FIG. 1

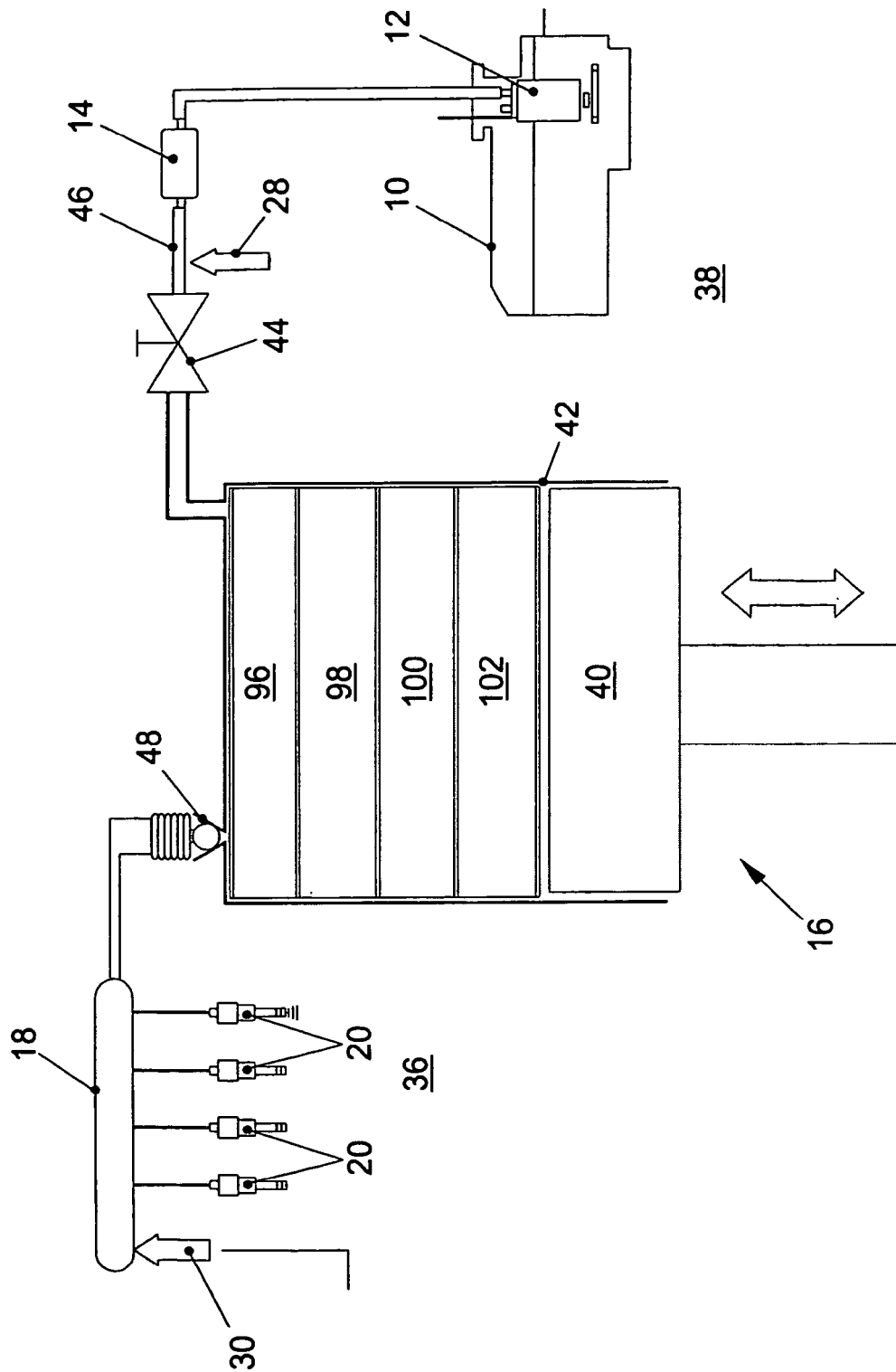


FIG. 2

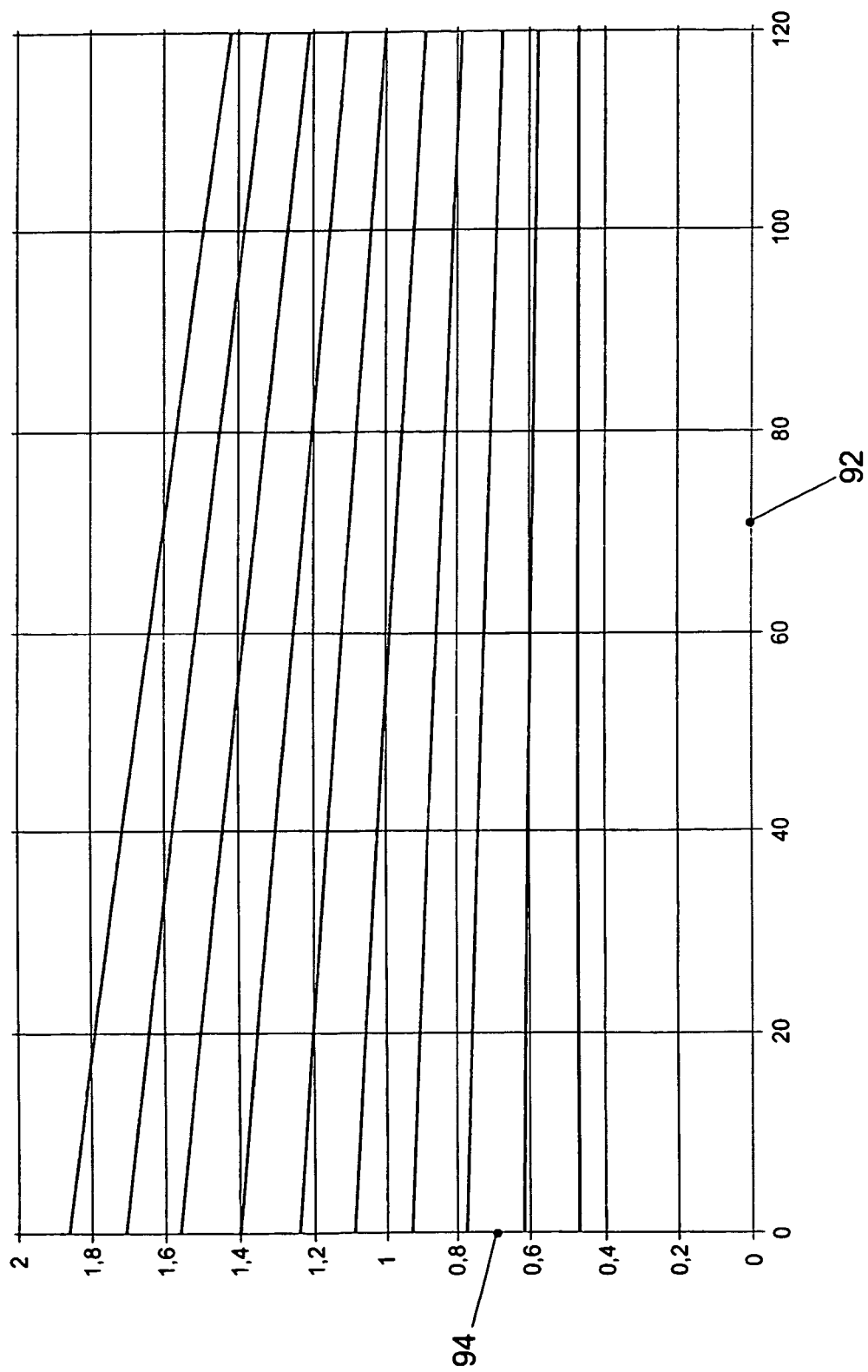


FIG. 3

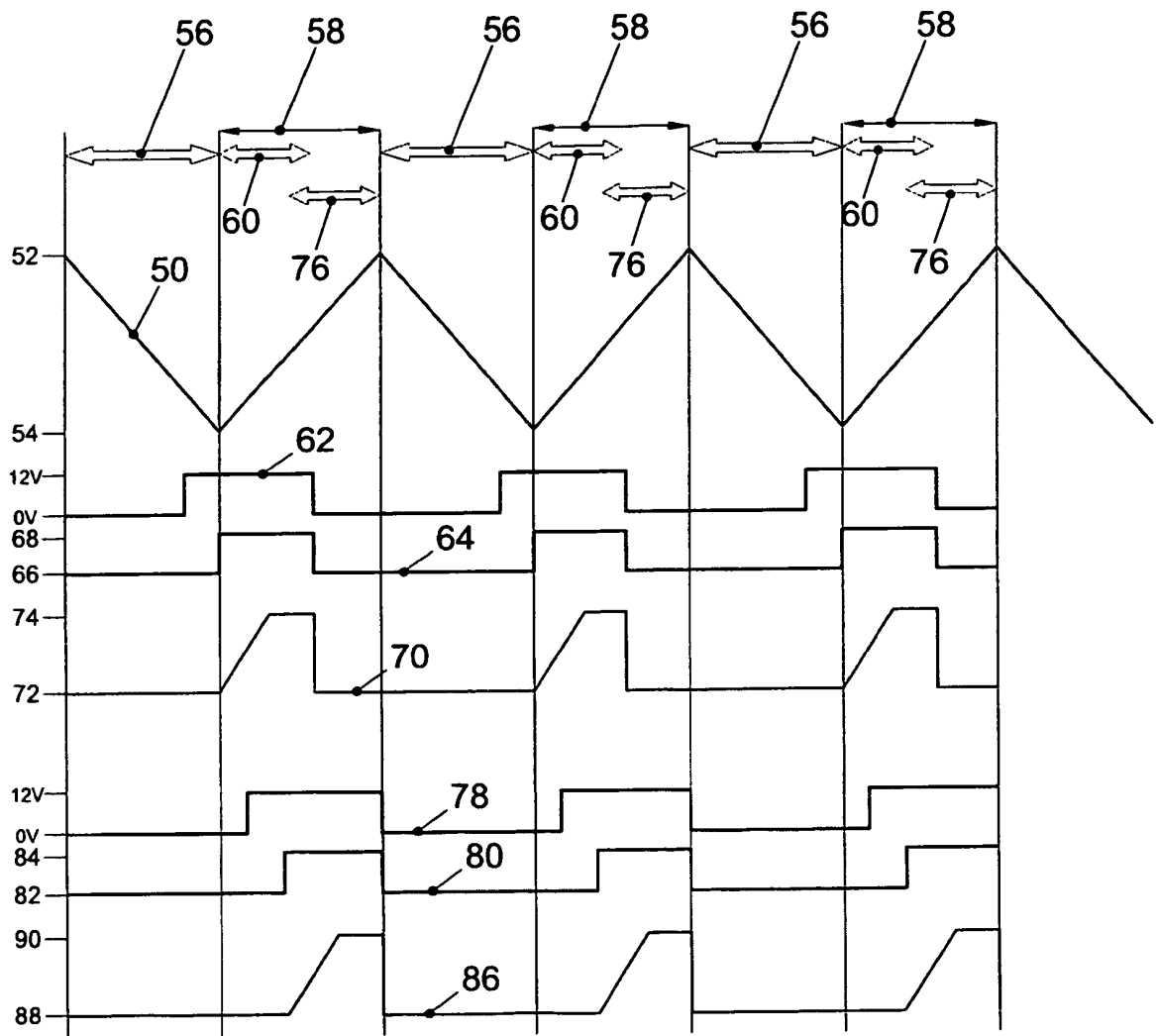


FIG. 4

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

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

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 10236654 A1 **[0004]**
- US 6446610 B1 **[0004]**