



(19)  
**Bundesrepublik Deutschland**  
**Deutsches Patent- und Markenamt**

(10) **DE 10 2004 010 519 B4 2007.10.04**

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 010 519.7**

(22) Anmeldetag: **04.03.2004**

(43) Offenlegungstag: **22.09.2005**

(45) Veröffentlichungstag  
 der Patenterteilung: **04.10.2007**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F02D 43/00 (2006.01)**

**F02D 41/04 (2006.01)**

**F02D 41/30 (2006.01)**

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 2 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:

**Mehnert, Jens, Dr. Ing., 08468 Heinsdorfergrund,  
 DE**

(72) Erfinder:

**gleich Patentinhaber**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
 gezogene Druckschriften:

**DE 199 53 933 C1**

**DE 197 34 227 C2**

**DE 195 02 669 C2**

**DE 199 06 707 A1**

**DE 198 10 466 A1**

**DE 39 40 752 A1**

**DE 37 20 097 A1**

**DE 34 01 362 A1**

**DE 697 04 595 T2**

(54) Bezeichnung: **Verfahren zum Steuern des Luftmengenstromes von Verbrennungskraftmaschinen**

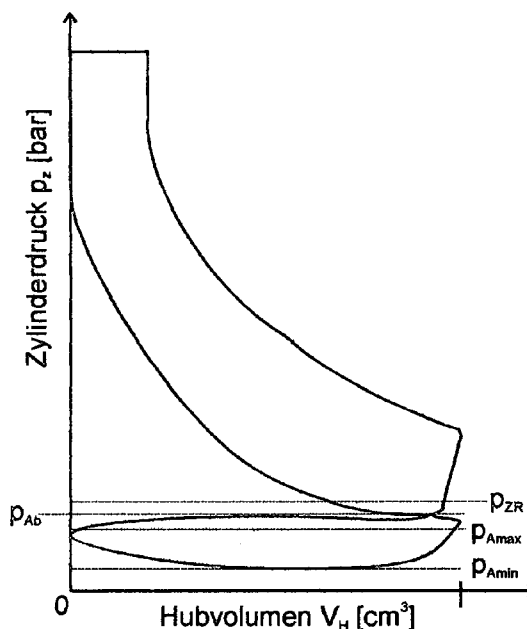
(57) Hauptanspruch: Verfahren zum Steuern des Luftmengenstromes einer Verbrennungskraftmaschine mit direkter Kraftstoffeinspritzung und mindestens einem Einlass- und Auslassorgan, wobei mit Hilfe einer steuerbaren Gasaustrittsöffnung, welche sich in jedem Kompressionsraum der Verbrennungskraftmaschine befindet und die zugeführte Luftmenge in jedem Zylinder einstellt, dadurch gekennzeichnet, dass

– ein Fahrpedalsignal ( $\gamma$ ) erfasst wird, dessen Wert von der Fahrpedalstellung abhängt,

– ein Drehzahlsignal ( $n$ ) erfasst wird, dessen Wert von der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine abhängt und aus  $\gamma$  und  $n$  Lastkollektive gebildet werden,

– sowohl die lastkollektivabhängige Öffnungsdauer ( $t_{Lj}$ ) einer Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine während des Verdichtungstaktes als auch die lastkollektivabhängige Kraftstoffeinspritzmenge ( $\sim t_{Lj}$ ) je Arbeitsspiel und Zylinder bestimmt werden sowie

– die Zündwinkel (ZW) lastkollektivabhängig bestimmt werden.



**Beschreibung**

## Gebiet der Erfindung

**[0001]** Die Erfindung betrifft ein Verfahren für eine Verbrennungskraftmaschine mit Direkteinspritzung.

## Hintergrund der Erfindung

**[0002]** Der Entwicklungsstand und die anzutreffenden Ausführungen von Verbrennungskraftmaschinen mit Direkteinspritzung, insbesondere nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1, sind dadurch gekennzeichnet, daß die Steuerung der im Verdichtungsstakt zu komprimierenden Luftmenge entweder durch eine Absenkung des Ausgangsdruckes während des Ansaugtaktes (Ausführungsart I) oder durch frühzeitiges Schließen des Einlaßventils/der Einlaßventile entsprechend dem gewünschten Lastbereich, ebenfalls während des Ansaugtaktes (Ausführungsart II), erfolgen.

**[0003]** Bei der Ausführungsart I wird die Absenkung des Ausgangsdruckes im Kompressionsraum zu Beginn jedes Verdichtungsstaktes durch die Drosselung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes vor dem Einlaßventil/den Einlaßventilen erreicht. Ausführungsbeispiele für eine derartige Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes sind Drosselklappen, Schieberegler oder Steuerschieber (vgl. DE 3720097 A1; DE 19734227 C2, DE 69704595 T2, DE 19502669 C2, DE 19928523 A1, DE 19501150 C2 oder DE 10058200 A1). Die Ermittlung des aktuellen Lastzustandes der Verbrennungskraftmaschine erfolgt dabei entweder durch Messen des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes oder durch Ermittlung des Unterdruckes des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes nach dem jeweils eingesetzten Drosselelement. Auf Grund der Ausführungsart dieser Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes treten Drosselverluste (vgl. Pöhls, Axel; Untersuchung eines Verfahrens zur gesteuerten Abgasrückführung bei Ottomotoren; VDI Verlag GmbH Düsseldorf; Dissertation 2001; ISBN 3-18-345812-8; S. 1; oder Homburg, Arno; Optische Untersuchungen zur Strahlausbreitung und Gemischbildung bei DI-Benzin-Brennverfahren; Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der TU Braunschweig; Dissertation 2002; S. 12) im Ergebnis der erforderlichen Druckabsenkung zur Lastregelung während des Ansaugtaktes für jeden Zylinder auf, welche speziell im Teillastbereich der Verbrennungskraftmaschine zu Wirkungsgradeinbußen führen (vgl. Weirich, Marko; NOx-Reduzierung mit Hilfe des SCR-Verfahrens am Ottomotor mit Direkteinspritzung; Universität Kaiserslautern, Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik; Dissertation 2001; S. 3). Ausführungsbeispiele der Ausführungsart II in Bezug auf eine drosselfreie Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine je Arbeitsspiel zugeführten Luftmengenstromes werden in den Patentschriften DE 19810466 C2; DE 10111991 A1; DE 4341945 A1; DE 19706750 A1, DE 69720356 T2 oder DE 3940752 A1 beschrieben, wobei der jeweils zugeführte Luftmengenstrom durch Variation der Öffnungsdauer des (der) Einlaßventils(e) gesteuert wird. Die Patentschrift DE 199 06 707 A1 beschreibt ein Verfahren zur Bestimmung der Zylinderfüllung bei ungedrosselten Verbrennungsmotoren. Dabei wird von einer einlassventilgesteuerten Luftmengen-zufuhr ausgegangen und insbesondere ein Verfahren beschrieben, welches bei abweichender Einlassspreizung von der Normspreizung die Frischluft-Zylinderfüllung mit Hilfe einer Funktion berücksichtigt und entsprechend korrigiert. Ein weiteres Verfahren zum drosselfreien Betrieb von Viertakt-Kolbenbrennkraftmaschinen wird in der Offenlegungsschrift DE 34 01 362 A1 beschrieben. Dabei „wird die Frischgemischmenge über voneinander unabhängige Ein- und Auslassvorrichtungen bei außerhalb der Ein- und Auslassvorrichtungen konstantem Strömungsquerschnitt im Ansaug- und Abgassystem ausschließlich durch aufeinander abgestimmte Öffnungs- und Schließzeiten der Ein- und Auslassvorrichtungen derart gesteuert, dass eine bestimmte Abgasmenge nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder vorhanden ist und dadurch das verbleibende Zylindervolumen für die Aufnahme von Frischgemisch zum Zweck der Laststeuerung reduziert wird, wobei die Anteile an Abgas und Frischgemisch sich im Zylinder während des Füll- und Verdichtungsvorgangs vermischen“. Im Ergebnis erfolgt die Steuerung der zugeführten Frischluftmenge über den jeweils im Brennraum verbliebenen Anteil an Abgasen. In der Patentschrift DE 199 53 933 C1 wird ein Verfahren und Vorrichtung zur Einstellung einer Brennkraftmaschine mit variabler Ventilsteuerung beschrieben. Dabei „wird der aktuellen Gaspedalstellung eine Soll-Luftmasse und ein Solldruck zugeordnet, der Solldruck mit einem Referenzdruck verglichen, bei Unterschreitung des Referenzdruckes die Steuerung der Soll-Luftmasse über die Drosseleinrichtung im Ansaugrohr und bei Überschreitung des Referenzdruckes die Steuerung der Soll-Luftmasse über die Gaswechselventile durchgeführt“. Dieses Verfahren beschreibt einen hybriden Steuerungsansatz, welcher auf eine gedrosselte Steuerung der Brennkraftmaschine unterhalb eines Referenzdruckes und mit Überschreiten dieses Referenzdruckes auf eines einlassventilgesteuerte Luftmassenzufuhr zurückgreift.

## Aufgabe der Erfindung

**[0004]** Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, für eine Verbrennungskraftmaschine mit Direkteinspritzung, insbesondere nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1, eine Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes zu schaffen, welche einerseits keine Drosselverluste, speziell im Teillastbereich, hervorruft, wobei als Benchmark die Ausführungsart I gilt. Andererseits besteht im Unterschied zur im Stand der Technik beschriebenen Ausführungsart II der Anspruch, mit geringem baulichem Aufwand die Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes zu gewährleisten, wobei der zugeführte Luftmengenstrom über alle Drehzahl- und Lastbereiche hinweg annähernd konstant bleibt. Dadurch verbessert sich das Ansprechverhalten bei Lastwechseln im instationären Betrieb der Verbrennungskraftmaschine, wobei sich der Steuerungsaufwand für dynamische Parameter, wie beispielsweise die jeweilige Abgasrückführungsrate oder die Menge des einzuspritzenden Kraftstoffes, verringert. Im Ergebnis ist ein quasi "stetiger" Ladungswechselprozeß in bezug auf die während eines Arbeitsspiels umzusetzenden Luftmengen abzubilden, welcher besser erfaßt und gesteuert werden kann, wodurch sich der Schadgasausstoß verringert und der Fahrkomfort steigt. Ebenfalls ist zu erwarten, dass aufgrund des annähernd konstanten Luftmengenstromes eine verbesserte Abstimmung mit einem Abgasturbolader im Vergleich zum derzeitigen Stand der Technik möglich wird, weshalb die Effizienz der Verbrennungskraftmaschine steigt.

## Darstellung der Erfindung

**[0005]** Die Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

**[0006]** Die Grundlage für die Erfindung bildet der Seiligerprozess nach Fig. 1, speziell der im Rahmen des p-V-Diagramms grau dargestellte Niederdruckbereich während des Ansaugtaktes (relevant bezüglich Ausführungsart I und II) sowie der Druckanstiegsbereich als Folge der Volumenreduktion während des Verdichtungsaktes (relevant bezüglich Erfindungsdarstellung). Im Gegensatz zu den existierenden Steuerungsmechanismen des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes, erfolgt im Rahmen der Erfindung keine derartige Steuerung des Zylinderdruckes ( $p_z$ ) durch Drosselung (Ausführungsart I) oder frühzeitiges Schließen des/der Einlaßventils(e) (Ausführungsart II) während des Ansaugtaktes zur Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes je Arbeitsspiel entsprechend der einzustellenden Betriebspunkte zwischen Vollast und Teillast auf der Basis von Lastkollektiven. Lastkollektive sind in diesem Zusammenhang durch jeweils ein Fahrpedalsignal ( $\gamma$ ), dessen Wert von der Fahrpedalstellung abhängt und ein Drehzahlsignal ( $n$ ), dessen Wert von der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine abhängt, definiert. Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren wird die lastabhängige Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes je Arbeitsspiel durch das Öffnen einer Gasaustrittsöffnung bei jedem Zylinder der Verbrennungskraftmaschine während des Verdichtungsaktes sichergestellt, wobei sich ein gleich bleibendes Druckniveau ( $p_{zR}$ ) vom Öffnungs- bis zum Schließzeitpunkt der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine einstellt. Die grau dargestellte Fläche im p-V-Diagramm (Ladungswechselschleife) in Fig. 1 zwischen den Zylinderdrücken  $p_{Amin}$  und  $p_{Amax}$  entfällt, da erfindungsgemäß über alle Lastbereiche (insbesondere bei Teillast) der Verbrennungskraftmaschine ausschließlich der Zylinderdruck  $p_{Amax}$  vorliegt, weshalb für alle Lastkollektive  $p_{Amin} = p_{Amax}$  gilt. Im Ergebnis der erfindungsgemäßen Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes sinkt der Anteil der Ladungswechselschleife im Niederdruckbereich des Seiligerprozesses entsprechend Fig. 1. Das Druckniveau des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes bleibt während des Ansaugtaktes auf Grund der Entdrosselung sowie des weitestgehend gleichbleibenden Öffnungsintervalls der/des Einlaßventile(s) der Verbrennungskraftmaschine über alle Lastkollektive annähernd konstant beim Druck  $p_{Amax}$ . Gleiches gilt für den der Verbrennungskraftmaschine je Arbeitsspiel zugeführten Luftmengenstrom, da im Gegensatz zu den beschriebenen Ausführungsarten I und II erfindungsgemäß keine Begrenzung als Ergebnis einer Steuerung dieses Parameters während des Ansaugtaktes erfolgt.

**[0007]** Der Zeitpunkt zur Öffnung der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine ( $\alpha_{HLIG0}$ ) ist vom Schließzeitpunkt des/der vorhandenen Einlaßventils(e) (ES) sowie des anliegenden Abgasgedruckes ( $p_{Ab}$ ) am Auslaßventil (an den Auslaßventilen) abhängig. Dabei gilt prinzipiell, dass erstens das (die) Einlaßventil(e) geschlossen sein muss (müssen). Der Zeitpunkt ES ergibt sich aus dem Steuerdiagramm der jeweils betrachteten Verbrennungskraftmaschine entsprechend des Kurbelwinkels  $\alpha_{HLIS}$  bei ES. Zweitens ist das Druckniveau ( $p_{zR}$ ) so zu wählen, daß es geringfügig über dem des Abgasgedruckes ( $p_{Ab}$ ) am Auslaßventil (an den Auslaßventilen) zum Zeitpunkt der Öffnung der Gassaustrittsöffnung im Kompressionsraum der Verbrennungskraftmaschine liegt, wobei in diesem Fall keine interne Abgasrückführung angestrebt wird. Durch das Druckgefälle  $p_{zR} > p_{Ab}$  mit

$$p_{ZR} \approx 1,02 \cdot p_{Ab}$$

Gleichung 1

wird einem eventuell möglichen Einströmen von Abgasen in den Kompressionsraum während des Verdichtungstaktes im Rahmen der Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes durch Öffnen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine, welche an die Abgasleitung der Verbrennungskraftmaschine nahe dem Auslaßventil (den Auslaßventilen) angeschlossen ist, entgegengewirkt (Gleichung 1). Wird eine interne Abgasrückführung angestrebt, so ist der Zeitpunkt der Öffnung der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum der Verbrennungskraftmaschine so zu wählen, daß ein Druckgefälle eintritt, bei welchem  $p_{ZR} < p_{Ab}$  gilt. Der Zeitpunkt zum Öffnen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine ist in diesem Zusammenhang entsprechend den existierenden Druckverhältnissen früher, daß heißt bezogen auf den Verdichtungstakt näher am unteren Totpunkt, zu wählen. Dabei richtet sich der Zeitpunkt zum Öffnen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine nach dem gewünschten Grad der intern zu realisierenden Abgasrückführrate und ist mit Hilfe von Indiziermessungen verbrennungskraftmaschinenspezifisch zu bestimmen, indem das jeweils einzustellende Druckgefälle ( $p_{ZR}:p_{Ab}$ ) lastkollektivabhängig als Funktion des Kurbelwinkels ( $\alpha_{HLIGÖ}$ ) definiert wird.

**[0008]** Die Öffnungsdauer und somit der Schließzeitpunkt ( $\alpha_{HLIGS}$ ) der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine ( $t_{Li}$ ) ist, in Äquivalenz zur Stellung des Drosselementes oder der Öffnungsdauer der Einlaßventile bei derzeitigen Ausführungsarten (vgl. I oder II) des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes, vom jeweiligen gewünschten Lastbereich ( $p_{mSoll}$ ) der Verbrennungskraftmaschine abhängig, welcher durch Lastkollektive charakterisiert wird. Für die Auslegung von  $t_{Li}$  gilt es zu beachten, daß sich  $t_{Li}$  umgekehrt proportional zu  $p_{mSoll}$  verhält, weshalb für die beiden Lastextrema der Verbrennungskraftmaschine gilt:

$$P_{mSoll,V} \rightarrow \text{Max} \dots t_{Li} = 0$$

Gleichung 2

$$P_{mSoll,L} \rightarrow 0 \dots t_{Li} = \text{Max}$$

Gleichung 3

**[0009]** Vollast (maximaler Mitteldruck ( $p_{mSoll,V}$ ) Gleichung 2) sowie Teillast Leerlauf (minimaler Mitteldruck ( $p_{mSoll,L}$ ) Gleichung 3).

**[0010]** Entsprechend diesen formulierten Abhängigkeiten bezüglich der Öffnungsdauer ( $t_{Li}$ ) der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine kann durch Indiziermessungen an der jeweiligen Verbrennungskraftmaschine in Abhängigkeit von Lastkollektiven der Druck  $p_{ZR}$  im Kompressionsraum der Verbrennungskraftmaschine ermittelt und in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel dargestellt werden. Die Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes erfolgt bei diesen Indiziermessungen zum Zweck der Ausgangsdatenerfassung auf Basis der vorhandenen Steuerungsart entsprechend der jeweils vorhandenen Ausführungsart I oder II. Auf Grundlage dieser Indiziermessungen können lastkollektiv- und verbrennungskraftmaschinenspezifisch Zeitpunkte zum Schließen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine ( $t_{LiS}$ ) als Funktion des Kurbelwinkels bestimmt werden. Dabei ergibt sich dieser Schließzeitpunkt ( $t_{LiS}$ ) aus dem Schnittpunkt von  $p_{ZR}$  mit dem entsprechend indizierten Zylinderdruck  $p_{Zi}$  während des Verdichtungstaktes. Dies erfolgt, indem im p-V-Diagramm der lastkollektivspezifisch indizierte Druckverlauf entsprechend **Fig. 1** dargestellt und anschließend der parallel zur Ordinatenachse (Zylinderdruck) gemessene Abstand des Schnittpunktes ( $p_{ZR}:p_{Zi}$ ) zur Abszissenachse (Hubvolumen) bestimmt wird. Somit kann das lastkollektivspezifische Hubvolumen ( $V_{HLi}$ ) ermittelt werden, bei welchem  $p_{ZR} = p_{Zi}$  gilt. Aus dem in dieser Art ermittelten lastkollektivspezifischen Hubvolumen ( $V_{HLi}$ ) läßt sich der Zeitpunkt zum Schließen ( $t_{LiS}$ ) der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine berechnen. Dazu ist es jedoch zuvor notwendig, die jeweiligen Kurbelwinkel zum Öffnen und Schließen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine zu bestimmen. Da der lastkollektivspezifische Öffnungszeitpunkt ( $\alpha_{HLIGÖ}$ ) entsprechend den vorangegangenen Ausführungen aus dem Steuerdiagramm der jeweils betrachteten Verbrennungskraftmaschine bestimmt werden kann, wird nachfolgend die Berechnung des Schließzeitpunktes ( $\alpha_{HLIGS}$ ) beschrieben. Zur Umrechnung des lastkollektivspezifischen Hubvolumens ( $V_{HLi}$ ) in Grad Kurbelwinkel ( $\alpha_{HLIGS}$ ) bezogen auf den Schließzeitpunkt der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine dient folgende Beziehung (Gleichung 4):

$$V_{HLi} = V_H + V_C \quad \text{Gleichung 4}$$

mit

$$V_{HLi} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot H_{HLi} \quad \text{Gleichung 5}$$

woraus folgt

$$H_{HLi} = \frac{(V_{HLi} - V_C) \cdot 4}{\pi \cdot D^2} \quad \text{Gleichung 6}$$

mit

$$h_{HLi} = H_{HLi} - x \quad \text{Gleichung 7}$$

wodurch der lastkollektivspezifische Kurbelwinkel ( $\alpha_{HLiS}$ ) zum Schließen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine in Abhängigkeit vom lastkollektivspezifischen Abstand des Mittelpunktes des oberen Pleuelauges ( $h_{HLi}$ ) wie folgt berechnet werden kann (Gleichung 8).

$$\cos \alpha_{HLiS} = \frac{r^2 + h_{HLi}^2 - l^2}{2 \cdot r \cdot h_{HLi}} \quad \text{Gleichung 8}$$

**[0011]** Daraus folgt, daß aus dem ermittelten lastkollektivabhängigen Hubvolumen ( $V_{HLi}$ ) eindeutig der dazugehörige Kurbelwinkel  $\alpha_{HLiS}$  berechenbar ist, welcher den Kurbelwinkel zum Zeitpunkt des Schließens der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine definiert. In der Folge kann die lastkollektivabhängige Öffnungsdauer ( $t_{HLi}$ ) der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine berechnet werden. Dazu wird zuerst der entsprechende lastkollektivabhängige Kurbelwinkelbereich  $\alpha_{HLi}$ , bei welchem die Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine geöffnet ist, bestimmt. Dies erfolgt durch Subtraktion der jeweiligen lastkollektivspezifischen Kurbelwinkel bezüglich des Öffnens- und Schließens der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine (Gleichung 9).

$$\alpha_{HLi} = \alpha_{HLiO} - \alpha_{HLiS} \quad \text{Gleichung 9}$$

**[0012]** Auf Basis dieses Zwischenergebnisses (Gleichung 9) kann die Öffnungsdauer ( $t_{HLi}$ ) der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine wie folgt berechnet werden (Gleichung 10).

$$t_{HLi} = \frac{\alpha_{HLi}}{2 \cdot \pi \cdot n_{HLi}} \quad \text{Gleichung 10}$$

**[0013]** Damit speziell im unteren Teillastbereich der Verbrennungskraftmaschine (vgl. Gleichung 2) noch ausreichend Zeit zum Einspritzen des Kraftstoffes in den Verbrennungsraum am Ende des Verdichtungstaktes verbleibt, werden ab dem Erreichen kritischer Verhältnisse bezüglich des Kurbelwinkels bezogen auf das Schließen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine ( $\alpha_{HLiS}$ ) in Relation zum Einspritzbeginn ( $t_{EHLi}$ ), einzelne Zylinder abgeschaltet. Diese Abschaltung erfolgt lastkollektiv- und zylinderspezifisch durch Reduktion der Einspritzmengen ( $\sim t_{Li}$ ) auf null, bis zum Extremfall, der Befuerung lediglich eines einzelnen Zylinders der Verbrennungskraftmaschine. In der Folge erhöht sich der Lastbereich der (oder des) weiter befeuerten Zylinder(s) der Verbrennungskraftmaschine, wodurch sich der Zeitpunkt zum Schließen der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum der befeuerten Zylinder der Verbrennungskraftmaschine ( $\alpha_{HLiS}$ ) in Richtung unterer Totpunkt verschiebt: Dabei kann die Schleppleistung der unbefeuerten Zylinder ( $P_{mS}$ ) durch Variation der lastkollektivabhängigen Öffnungsdauern der jeweiligen Gasaustrittsöffnungen im Kompressionsraum dieser Zylinder der Verbrennungskraftmaschine in Abhängigkeit der verbrennungskraftmaschinenspezifischen Gegebenheiten eingestellt, daß heißt erhöht (Gleichung 11)

$$P_{mS} \uparrow \dots t_{Li} \downarrow \quad \text{Gleichung 11}$$

oder verringert (Gleichung 12) werden.

**[0014]** Damit ist eine gesteuerte Anhebung des Lastzustandes des/der befeuerten Zylinder der Verbrennungskraftmaschine möglich. Im Ergebnis dieser Steuerung wird einem eventuell denkbarem Austritt von eingespritztem Kraftstoff als Folge eines vor dem Schließzeitpunkt der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine ( $\alpha_{HLIS}$ ) liegenden Einspritzbeginns ( $t_{EHLI}$ ) entgegengewirkt, ohne daß sich der der Verbrennungskraftmaschine zugeführte Luftmengenstrom relevant ändert.

**[0015]** Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren können die der Verbrennungskraftmaschine je Zylinder und Arbeitsspiel zugeführten Luft- und Kraftstoffmengen gemeinsam auf der Grundlage von Lastkollektiven bestimmt werden, wodurch zahlreiche Steuerungsvorgänge vorteilhafter zu einem Lastkollektivoptimum zu modifizieren sind, wobei sich der Wert der jeweils zu steuernden Parameter in Richtung auf den lastkollektivspezifischen Wert hin bewegt. Dadurch stellen sich Vorteile bezüglich eines echtzeitnahen Modifizierens z. B. zur Leerlaufregelung, Klopfregelung, Antriebsschlupfregelung, Motorschleppmomentregelung, Fahrgeschwindigkeitsregelung bzw. Drehzahl- und Geschwindigkeitsbegrenzung oder zum Erzielen weicher Übergänge bei Gangwechseln bei automatischen oder semiautomatischen Schaltungen ein.

#### Zeichnung

**[0016]** Die Erfindung wird durch folgende Abbildungen (Fig.) veranschaulicht. Diese zeigen:

**[0017]** Fig. 1 Schematisierte Darstellung des Seiligerprozesses

**[0018]** Fig. 2 Schematisierte Darstellung des Kurbeltriebes einer Verbrennungskraftmaschine

**[0019]** Fig. 3 Schematisierte Blockschaltbilddarstellung einer Steuerungseinrichtung zum Veranschaulichen des erfindungsgemäßen Verfahrens zum Steuern des Luftmengenstromes von Verbrennungskraftmaschine

#### Beschreibung von Ausführungsbeispielen

**[0020]** Beim Betrieb der in Fig. 3 in Form einer Blockschaltbilddarstellung abgebildeten Verbrennungskraftmaschine **1** werden die zugeführten Luft- und Kraftstoffmengen sowie die Zündzeitpunkte lastkollektivabhängig und zylinderspezifisch eingestellt. Im Unterschied zu den beschriebenen Ausführungsarten I und II ist sowohl die Steuerungseinrichtung **3** als auch die Steuerungsausführung in Bezug auf die lastkollektivabhängige Einstellung der den Zylindern der Verbrennungskraftmaschine je Arbeitsspiel jeweils zugeführten Luftmenge erfindungsgemäß ausgeführt. Somit erfolgt die Steuerung der Verbrennungskraftmaschine je Arbeitsspiel und Zylinder zugeführten Luftmengenstromes mit Hilfe einer Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine, wobei als bevorzugte Ausführungsart zur Gestaltung dieser Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine eine auslaßventilintegrierende Bauweise mit individuell ansteuerbaren Auslassventilen **2** betrachtet wird. Statt der bei jeden Ansaugtakt je Zylinder zu steuernden zugeführten Luftmenge erfolgt diese Steuerung erfindungsgemäß durch Variation der Öffnungsdauer der Gasaustrittsöffnung (im bevorzugten Ausführungsbeispiel der Auslaßventile) im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine während des Verdichtungsaktes. Dies wird mit einer Gasaustrittsöffnungs-Steuereinrichtung **3** gesteuert, welche beim dargestellten Ausführungsbeispiel (Fig. 3) in eine GÖ (Gasaustrittsöffnungs-Öffnungs-)Steuereinrichtung **3.2** und eine GS (Gasaustrittsöffnungs-Schließ-)Steuereinrichtung **3.1** unterteilt ist. Erstere gibt zylinderspezifisch Signale GÖ an eine Betätigungseinrichtung der Gasaustrittsöffnung je Zylinder **2**, während letztere zylinderspezifische Signale GS an diese Einrichtung ausgibt. Der Zeitpunkt GÖ wird zylinder- und verbrennungskraftmaschinenspezifisch entsprechend den vorangegangenen Ausführungen unter Beachtung des Zeitpunktes zum Schließen des/der Einlaßventils(e) bestimmt. Der Zeitpunkt GS wird lastkollektivabhängig bestimmt, wobei eine Fahrpedalsignalausgabe **4** das Fahrpedalsignal ( $y$ ) und ein in Fig. 3 nicht dargestellter Verbrennungskraftmaschinen-Drehzahlmesser das Drehsignal ( $n$ ) liefert. Bei Verbrennungskraftmaschinen der Ausführungsart I wird zur Lasterfassung oftmals das Signal eines Luftmassenmessers oder eines Saugrohrdruckmessers verwendet. Diese Meßeinrichtungen sind mit dynamischen Fehlern behaftet, welche teils sensorbedingt (Klappen-Luftmengenmesser), oder auch meßprinzipbedingt (Echt-Zeit-Charakter der Lastsignal-Auswertung – "Aktualisierungsfehler") sowie gestaltungsbedingt als Folge der Anordnung des Signalgebers im Saugrohr ("Phasenfehler") auftreten. Erfindungsgemäß können derartige Meßeinrichtungen und Signalgeber entfallen. Die Tatsache, daß erfindungsgemäß der Saugrohrdruck im Mittel konstant ist, vereinfacht die Steuerung der Verbrennungskraftmaschine zugeführten Luftmengenstromes, wobei im Unterschied zur beschriebenen Ausführungsart II auf den Einsatz von Schaltsaugrohren bzw. stufenlos verstellbaren Saugrohren zur dynamischen Kompensation

von Druckwellen ebenso verzichtet werden kann, wie auf Luftaktivventile z. B. gemäß DE 195 00 501 A1. Auf Grund des dadurch erzielten und annähernd konstanten Luftmengenstromes über alle Lastkollektive der Verbrennungskraftmaschine, können sehr genaue Voraussagen bezüglich der lastkollektivabhängigen Zylinderfüllung mit Luft getroffen werden, unter Beachtung der jeweils eingestellten Öffnungsdauer der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine. Die Kraftstoff-Regeleinrichtung **5** nutzt ebenfalls Lastkollektive zur Steuergrößenmanipulation. In der Folge werden auf der Basis von Lastkollektiven sowohl die Kraftstoff-, wie auch die Luftmenge pro Arbeitsspiel und Zylinder gesteuert. Werden Differenzen zwischen den beiden Steuerungen mit Hilfe der Lambdaregelung festgestellt, erfolgt ein Eingriff auf diese Steuerungsparameter. Dabei kann entweder eine Veränderung bezüglich der Kraftstoffmenge ( $\sim t_{Li}$ ), der Luftmenge oder beider Steuerungsparameter vorgenommen werden. Dies wird in

**[0021]** Fig. 3 durch das Lambdasignal ( $\lambda$ ) angedeutet, welches beiden genannten Steuerungseinrichtungen zugeführt wird. Das Regeln des Lambdawertes mit Hilfe der Steuereinrichtung zur Steuerung der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine **3** besitzt den Vorteil, daß ein echtzeitnahes Ansprechen auf Änderungen des Lambdawertes umgesetzt werden kann. Die Regelung des Lambdawertes über die Steuerung des der Verbrennungskraftmaschine je Arbeitsspiel und Zylinder zugeführten Luftmengenstromes ist jedoch nur im Teillastbereich möglich, da diese Betriebspunkte noch nicht die Maximalfüllung repräsentieren. Die Regelung des Lambdawertes bei Vollast ( $p_{mSoll,V}$ ) erfolgt durch die Manipulation der je Zylinder und Arbeitsspiel eingespritzten Kraftstoffmenge ( $\sim t_{Li}$ ) bei geschlossener Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine (vgl. Gleichung 2).

**[0022]** Als Führungsgröße zur Reflexion des aktuellen Lastzustandes der Verbrennungskraftmaschine dient das Ausgangssignal der Kraftstoff-Regeleinrichtung **5**, da dieses üblicherweise in vielfältiger Art korrigiert (z. B. Kraftstoff-, Verbrennungskraftmaschinen- oder Ansauglufttemperatur) sein kann. Darüber hinaus stellt die Einspritzmenge die entscheidende Größe für die Drehmomentabgabe der Verbrennungskraftmaschine und in der Folge somit auch für den dazugehörigen Zündwinkel (ZW) dar. Aus diesem Grund erhält die Zündwinkel-Regeleinrichtung **6** das Signal zum Einspritzbeginn ( $t_{EHLi}$ ) und zur Einspritzmenge ( $\sim t_{Li}$ ) als Lastsignal und liefert ein entsprechendes Zündwinkelsignal (ZW) für jeden Zylinder und jedes Arbeitsspiel der Verbrennungskraftmaschine.

**[0023]** Bei der beschriebenen Ausführungsvariante sind an der Verbrennungskraftmaschine zusätzlich Klopfensensoren (nicht in Fig. 3 dargestellt) vorhanden. Diese erfassen zylinderspezifisch das Klopfverhalten. Wird festgestellt, dass in einem Zylinder eine klopfende Verbrennung stattfindet, wird die Öffnungsdauer der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum des Zylinders entsprechend verändert, damit sich das Klopfen legt. Im Resultat kann die bisher übliche und kraftstoffverbrauchserhöhende Zündwinkelverstellung zum Beseitigen von Klopfen entfallen.

**[0024]** Es wird darauf hingewiesen, dass das Blockschaltbild nach Fig. 3 lediglich zum veranschaulichen des vorstehend beschriebenen Verfahrens zum drosselverlustfreien Steuern des Luftmassenstromes von Verbrennungskraftmaschinen dient. Die in diesem Zusammenhang beschriebenen Verfahrensabläufe werden in der Praxis durch Mikroprozessoren realisiert und nicht durch Schaltungsblöcke, welche den Funktionsblöcken gemäß der Fig. 3 zugeordnet wären.

<b>Symbol</b>	<b>Bedeutung</b>
$\sim t_{Li}$	Lastkollektiv- und zylinderabhängige eingespritzte Kraftstoffeinspritzmenge je Arbeitsspiel
$h$	Kolbenweg
$H$	Hub des Kolbens
$n$	Drehzahlsignal entsprechend der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine
$p$	Druck
$p_{Ab}$	Druck der Abgase am Auslaßventil
$p_{Amax}$	oberstes Druckniveau in einem Zylinder der Verbrennungskraftmaschine zu Beginn des Verdichtungstaktes
$p_{Amin}$	unterstes Druckniveau in einem Zylinder der Verbrennungskraftmaschine zu Beginn des Verdichtungstaktes
$P_{mS}$	Zylinderspezifische Schleppleistung unbefuerter Zylinder der Verbrennungskraftmaschine
$p_{mSoll}$	gewünschter Lastbereich der Verbrennungskraftmaschine
$p_{mSoll,L}$	minimal möglicher Lastbereich der Verbrennungskraftmaschine entsprechend dem Abnahmeprotokoll
$p_{mSoll,V}$	maximal möglicher Lastbereich der Verbrennungskraftmaschine entsprechend dem Abnahmeprotokoll
$p_Z$	Druck in einem Zylinder der Verbrennungskraftmaschine
$p_{ZI}$	mit Hilfe von Indiziermessungen ermittelter lastkollektivabhängiger Druck in einem Zylinder der Verbrennungskraftmaschine in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel
$p_{ZR}$	eingestelltes Druckniveau in einem Zylinder der Verbrennungskraftmaschine während des Verdichtungstaktes
$t_{EHLi}$	Lastkollektiv- und zylinderabhängiger Einspritzbeginn
$t_{Li}$	lastkollektivabhängige Öffnungsdauer der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine in ms
$t_{LiS}$	lastkollektivspezifische Schließzeitpunkt der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine
$V$	Volumen
$V_C$	Volumen des Kompressionsraumes eines Zylinders der Verbrennungskraftmaschine



$V_H$	Hubvolumen eines Zylinders der Verbrennungskraftmaschine
$V_{HLi}$	lastkollektivspezifisches Hubvolumen eines Zylinders der Verbrennungskraftmaschine
$x$	Maß zwischen Kolbenboden und dem Mittelpunkt des oberen Pleuelauges
$\alpha$	Kurbelwinkel
$\alpha_{HLi}$	lastkollektivspezifischer Kurbelwinkelbereich, bei welchem die Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine geöffnet ist in Grad Kurbelwinkel
$\alpha_{HLi\dot{O}}$	Lastkollektivabhängiger Zeitpunkt zur Öffnung der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine in Grad Kurbelwinkel
$\alpha_{HLiS}$	Lastkollektivabhängiger Zeitpunkt des Schließens der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine in Grad Kurbelwinkel
$\alpha_{HLi\dot{O}}$	Lastkollektivabhängiger Kurbelwinkel zum Zeitpunkt EÖ
$\alpha_{HLiS}$	Lastkollektivabhängiger Kurbelwinkel zum Zeitpunkt ES
$\gamma$	gemessenes Fahrpedalsignal entsprechend der Fahrpedalstellung

### Patentansprüche

1. Verfahren zum Steuern des Luftmengenstromes einer Verbrennungskraftmaschine mit direkter Kraftstoffeinspritzung und mindestens einem Einlass- und Auslassorgan, wobei mit Hilfe einer steuerbaren Gasaustrittsöffnung, welche sich in jedem Kompressionsraum der Verbrennungskraftmaschine befindet und die zugeführte Luftmenge in jedem Zylinder einstellt, **dadurch gekennzeichnet**, dass

- ein Fahrpedalsignal ( $\gamma$ ) erfasst wird, dessen Wert von der Fahrpedalstellung abhängt,
- ein Drehzahlsignal ( $n$ ) erfasst wird, dessen Wert von der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine abhängt und aus  $\gamma$  und  $n$  Lastkollektive gebildet werden,
- sowohl die lastkollektivabhängige Öffnungsdauer ( $t_{Li}$ ) einer Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine während des Verdichtungstaktes als auch die lastkollektivabhängige Kraftstoffeinspritzmenge ( $\sim t_{Li}$ ) je Arbeitsspiel und Zylinder bestimmt werden sowie
- die Zündwinkel (ZW) lastkollektivabhängig bestimmt werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Zündwinkel (ZW) in Abhängigkeit vom Motordrehmoment ( $n$ ) und Kraftstoffmengensignal ( $\sim t_{Li}$ ) ermittelt werden.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass für unterschiedliche Zylinder unterschiedliche Öffnungsdauern der jeweiligen Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum ( $t_{Li}$ ) in der Art bestimmt werden, dass alle befeuerten Zylinder annähernd die gleiche Menge an Arbeitsmedium (Kraftstoff Luftgemisch) zugeführt bekommen.

4. Verfahren nach Anspruch 1, 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass für jeden Zylinder der Verbrennungskraftmaschine bei Vorliegen eines Teillastbereiches die entsprechende Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum nicht mehr geöffnet wird.

5. Verfahren nach Anspruch 1, 2, 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass bei Vorliegen eines Teillastsignals die Öffnungsdauern der Gasaustrittsöffnungen in den Kompressionsräumen der unbefeuerten Zylinder

( $t_{L,i}$ ) so verändert werden, dass in definierten Grenzen eine Laststeuerung für den befeuerten Zylinder erfolgt.

6. Verfahren nach Anspruch 1, 2, 3, 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Öffnungsbeginn (GÖ) der Gasaustrittsöffnung im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine so gelegt wird, dass der Abgasgegendruck größer als der im Zylinder herrschende Druck ist, damit eine Abgasrückführung ermöglicht wird.

7. Verfahren nach Anspruch 1, 2, 3, 4, 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, dass sich zum Steuern von Betriebsgrößen der Verbrennungskraftmaschine das Fahrpedalsignal ( $\gamma$ ) so modifiziert wird, dass sich der Wert der jeweils zu steuernden Betriebsgröße in Richtung auf den jeweils gewünschten Wert zu bewegt.

8. Verfahren nach Anspruch 1, 2, 3, 4, 5, 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass das Klopfverhalten der Verbrennungskraftmaschine zylinderspezifisch überwacht wird und die Öffnungsdauern der Gasaustrittsöffnungen im Kompressionsraum jedes Zylinders der Verbrennungskraftmaschine so eingestellt werden, dass möglichst kein Klopfen auftritt.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

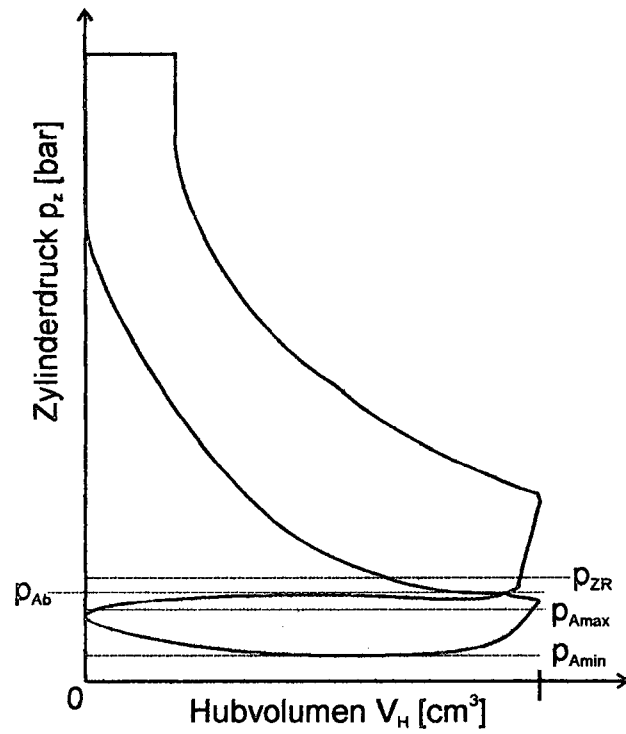


Fig. 1: Schematisierte Darstellung des Seiligerprozesses

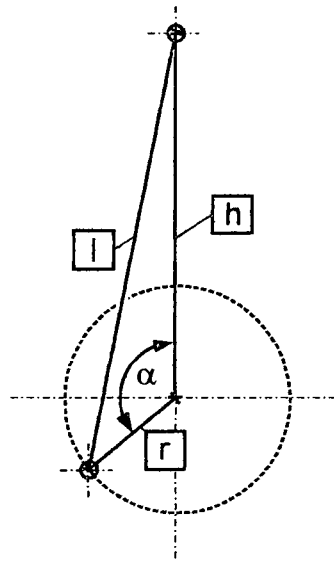


Fig. 2: Schematisierte Darstellung des Kurbeltriebes einer Verbrennungskraftmaschine

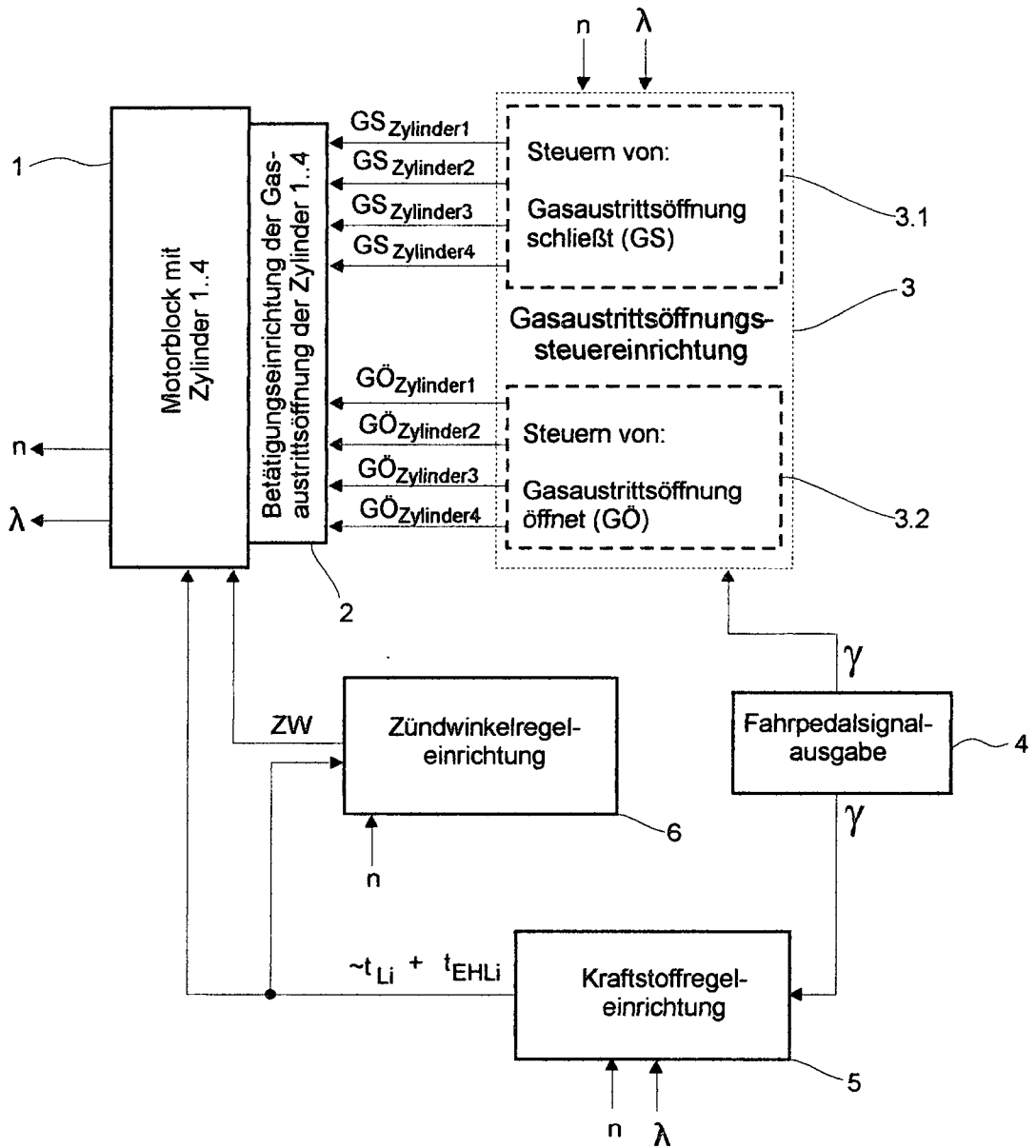


Fig. 3: Schematisierte Blockschaltbilddarstellung einer Steuerungseinrichtung zum Veranschaulichen des erfindungsgemäßen Verfahrens zum Steuern des Luftmengenstromes von Verbrennungskraftmaschine