



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 697 35 846 T2 2006.10.05**

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 0 928 369 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **697 35 846.1**

(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/US97/14815**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **97 939 509.2**

(87) PCT-Veröffentlichungs-Nr.: **WO 1998/007973**

(86) PCT-Anmeldetag: **22.08.1997**

(87) Veröffentlichungstag  
der PCT-Anmeldung: **26.02.1998**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **14.07.1999**

(97) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung beim EPA: **10.05.2006**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **05.10.2006**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F02M 7/00 (2006.01)**

**F02P 5/14 (2006.01)**

**F02D 41/06 (2006.01)**

**F02D 41/14 (2006.01)**

**G01M 15/00 (2006.01)**

(30) Unionspriorität:

**24515 P 23.08.1996 US**

(73) Patentinhaber:

**Cummins, Inc., Columbus, Ind., US**

(74) Vertreter:

**Patentanwälte Gesthuysen, von Rohr & Eggert,  
45128 Essen**

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**DE, FI, FR, GB, SE**

(72) Erfinder:

**Flynn,Patrick F, Columbus, IN 47201, US;  
Hunter,Gary L, Columbus, IN 47203, US; Zur Loye,  
Axel O, Columbus, IN 47203, US; Akinyemi,  
Omowoleioia, Columbus, IN 47203, US; Durrett,  
Russ P, Columbus, IN 47203, US; MOORE, A.,  
Greg, Grammer, IN 47236, US; MUDD, M., Jackie,  
Columbus, IN 47203, US; MUNTEAN, G., George,  
Columbus, IN 47203, US; WAGNER, A., Julie,  
Columbus, IN 47203, US; WRIGHT, F., John,  
Columbus, IN 47203, US**

(54) Bezeichnung: **GEMISCHVERDICHTENDE DIESELBRENNKRAFTMASCHINE MIT OPTIMALER VERBREN-  
NUNGSREGELUNG**

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).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

**Beschreibung**

## Technisches Gebiet

**[0001]** Diese Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine, die in einem Modus mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung betreibbar ist, und ein Verfahren zum Betreiben einer solchen Brennkraftmaschine mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung.

## Allgemeiner Stand der Technik

**[0002]** Seit über 75 Jahren stellt die Brennkraftmaschine für die Menschheit die primäre Quelle motorischen Antriebs dar. Ihre Bedeutung und der Konstruktionsaufwand mit dem Ziel ihrer Verbesserung kann kaum überschätzt werden. So ausgereift und wohlverstanden ist die Technik der Bauweise der Brennkraftmaschine, dass die meisten so genannten „neuen“ Kraftmaschinenbauweisen lediglich aus einer Auswahl verschiedener bekannter Alternativen bestehen. Ein verbesserter Antriebsdrehmomentverlauf kann zum Beispiel ohne Umstände durch Verminderung der Kraftstoffsparsamkeit erreicht werden. Emissionssenkung oder verbesserte Verlässlichkeit ist ebenfalls durch Steigerung der Kosten zu erzielen. Weitere Ziele, wie verstärkte Kraft und reduzierte Größe und/oder geringeres Gewicht sind erreichbar durch Einbußen in der Kraftstoffeffizienz und Kostengünstigkeit.

**[0003]** Die Herausforderung für heutige Konstrukteure hat sich bedeutsam vergrößert durch die Anforderung, staatlich vorgegebene Emissionsverminderungsnormen zu erfüllen und gleichzeitig die Kraftstoffeffizienz zu erhalten oder zu verbessern. Angesichts der ausgereiften Beschaffenheit der Kraftmaschinenbauweise ist es äußerst schwierig, sowohl verbesserte Kraftmaschinenleistung wie auch Emissionssenkung durch weitere Innovationen der grundlegenden, heute kommerziell erwerblichen Kraftmaschinenbauweisen zu erzielen. Trotzdem war der Bedarf für solche Innovationen niemals größer, angesichts der Serie eskalierender Emissionsnormen, die von der Regierung der Vereinigten Staaten und anderen Ländern für die Zukunft angeordnet wurden. Versuche, diese Normen zu erfüllen, führen einige Konstrukteure zur Suche nach einer völlig neuen Kraftmaschinenbauweise.

**[0004]** Traditionell gibt es zwei primäre Formen von Hubkolben- oder Kreiskolbenbrennkraftmaschinen: Diesel- und Ottomotoren. Obwohl sich diese Motortypen in Bauweise und mechanischem Arbeitsablauf ähneln, weisen sie verschiedenartige Betriebseigenschaften auf, die sich deutlich voneinander unterscheiden. Diesel- und Ottomotoren regeln den Verbrennungsbeginn (VB) effektiv mit Hilfe einfacher, jedoch verschiedenartiger Mittel. Der Dieselmotor regelt den VB durch den Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung. In einem Ottomotor wird der VB durch den Zeitpunkt des Zündfunkens geregelt. Daher gibt es wichtige Unterschiede bei den Vor- und Nachteilen von Diesel- und Ottomotoren. Der wesentliche Vorteil eines Ottoerdgas- oder Benzinmotors gegenüber einem Dieselmotor ist die Fähigkeit, extrem niedrige NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionswerte zu erreichen. Der wesentliche Vorteil der Dieselmotoren gegenüber den Ottomotoren mit vorgemischter Ladung (wie zum Beispiel Personenkraftwagenbenzinmotoren und Erdgas-Magermotoren) ist der höhere Wärmewirkungsgrad. Eine Hauptursache für den höheren Wärmewirkungsgrad von Dieselmotoren ist die Fähigkeit, mit höheren Verdichtungsverhältnissen zu arbeiten als Ottomotoren mit vorgemischter Ladung (das Verdichtungsverhältnis in Ottomotoren mit vorgemischter Ladung muss relativ niedrig gehalten werden, um Klopfen zu vermeiden). Eine zweite Hauptursache für die höhere Effizienz von Dieselmotoren liegt in der Fähigkeit, die Motorleistung des Dieselmotors ohne Drosselklappe zu regeln. Dies eliminiert die Drosselverluste von Ottomotoren mit vorgemischter Ladung und resultiert in bedeutend höherer Effizienz bei Teillast für Dieselmotoren. Typische Dieselmotoren können allerdings nicht die sehr niedrigen NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionswerte erreichen, wie dies bei Ottomotoren mit vorgemischter Ladung möglich ist. Wegen der gemischgeregelten Beschaffenheit der Dieselverbrennung liegt ein großer Anteil des Kraftstoffes in einem kraftstoffreichen Äquivalenzverhältnis vor, welches bekannterweise zu Partikelemissionen führt. Auf der anderen Seite haben Ottomotoren mit vorgemischter Ladung ein beinahe homogenes Luft-Kraftstoffgemisch, welches dazu tendiert, entweder mager oder fast stöchiometrisch zu sein, mit dem Resultat einer sehr niedrigen Partikelemission. Ein zweiter Gesichtspunkt ist, dass die gemischgeregelte Verbrennung in Dieselmotoren dann stattfindet, wenn Kraftstoff und Luft in beinahe stöchiometrischem Äquivalenzverhältnis vorliegen, wobei hohe Temperaturen entstehen. Hohe Temperaturen wiederum verursachen hohe NO<sub>x</sub>-Emissionen. Auf der anderen Seite verbrennen Ottomagermotoren mit vorgemischter Ladung den Kraftstoff bei viel mageren Äquivalenzverhältnissen, wobei bedeutend niedrigere Temperaturen entstehen, mit dem Ergebnis viel geringerer NO<sub>x</sub>-Emissionen. Auf der anderen Seite haben Ottomotoren mit stöchiometrisch vorgemischter Ladung höhere NO<sub>x</sub>-Emissionen wegen der hohen Flammentemperaturen, welche durch die stöchiometrische Verbrennung entstehen. Allerdings ermöglicht das fast sauerstofffreie Abgas die Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen auf sehr geringe Werte mit einem Drei-Wege-Katalysa-

tor.

**[0005]** Seit relativ kurzer Zeit haben sich einige Kraftmaschinenkonstrukteure auf einen anderen Motortyp konzentriert, der die vorgemischte kompressionsgezündete Verbrennung (PCCI – „Premixed Charge Compression Ignition“) oder die homogene kompressionsgezündete Verbrennung (HCCI – „Homogeneous Charge Compression Ignition“) einsetzt, nachstehend kollektiv PCCI genannt. Kraftmaschinen, die nach PCCI-Prinzipien betrieben werden, beruhen auf der Selbstzündung eines relativ gut vorgemischten Kraftstoff-/Luftgemisches zur Auslösung der Verbrennung. Es ist wichtig, dass Kraftstoff und Luft in der Ansaugöffnung oder im Zylinder deutlich vor Zündungszeitpunkt gemischt werden. Das Ausmaß der Mischung kann je nach erwünschten Verbrennungseigenschaften variiert werden. Einige Kraftmaschinen werden konstruiert und/oder betrieben, um sicherzustellen, dass Kraftstoff und Luft zu einem homogenen oder annähernd homogenen Zustand gemischt werden. Außerdem kann eine Kraftmaschine spezifisch so konstruiert und/oder betrieben werden, dass eine etwas weniger homogene Ladung erzeugt wird, die einen geringen Grad an Stratifizierung aufweist. In beiden Fällen besteht das Gemisch in einem vorgemischten Zustand deutlich vor dem Zündungszeitpunkt und wird verdichtet, bis sich das Gemisch selbst entzündet. Wichtig ist, dass sich die PCCI-Verbrennung durch folgendes auszeichnet: 1) die überwiegende Mehrheit des Kraftstoffes wird ausreichend mit Luft vorgemischt, um ein brennbares Gemisch über die Ladung verteilt zum Zeitpunkt der Zündung und während der Verbrennung zu bilden; und 2) die Verbrennung wird durch Kompressionszündung ausgelöst. Im Unterschied zu einem Dieselmotor beeinflusst der Zeitpunkt der Kraftstoffzuführung, zum Beispiel der Zeitpunkt der Einspritzung, in einem PCCI-Motor den Zeitpunkt der Zündung nicht wesentlich. Die frühe Zuführung von Kraftstoff in einem PCCI-Motor resultiert in einer vorgemischten Ladung, die sehr gut vermischt und vorzugsweise annähernd homogen ist, und somit Emissionen reduziert, im Unterschied zur stratifizierten Ladungsverbrennung von Diesel, die höhere Emissionen erzeugt. Vorzugsweise zeichnet sich die PCCI-Verbrennung dadurch aus, dass der Großteil des Gemisches wesentlich magerer als stöchiometrisch ist, um zweckmäßigerweise die Emissionen zu reduzieren, im Unterschied zum typischen Dieselmotorzyklus, in dem ein großer Anteil oder die Gesamtheit des Gemisches während der Verbrennung in einem fetten Zustand vorliegt.

**[0006]** Eine Kraftmaschine, die nach PCCI-Prinzipien betrieben wird, hat das Potential, die hervorragende Kraftstoffsparsamkeit des Dieselmotors bereitzustellen und gleichzeitig NO<sub>x</sub>- und Partikelemissionswerte bereitzustellen, die weit unter denen der gängigen Otto- oder Dieselmotoren liegen. U.S. Patentschrift Nr. 4,768,481 an Wood offenbart zum Beispiel einen Prozess und eine Kraftmaschine, die zur Verwendung eines homogenen Gemisches von Kraftstoff und Luft, das sich spontan entzündet, vorgesehen ist. Eine geregelte Verbrennungsrate wird demnach durch Zuführung von Abgasprodukten zum Luft-Kraftstoffgemisch erreicht. Ein Brennraum ist mit dem Kraftmaschinenzylinder verbunden und Kraftstoffgas wird dem Brennraum über ein Kontrollventil zugeführt. Eine Glühkerze ist zwischen dem Brennraum und dem Zylinder positioniert. Das in die Verbrennung übergehende Gemisch wird durch die Glühkerze und die heißen Wände des Brennraumes erhitzt. Das Gemisch zündet wegen der Temperaturerhöhung und des zunehmenden Drucks infolge der Kompression. Die Wood-Patentschrift ist spezifisch auf einen Zweitaktmotor zugeschnitten, weist aber im Allgemeinen darauf hin, dass die Technologie auf Viertakter angewendet werden könnte. Allerdings enthält diese Quelle keinen Vorschlag dafür, wie die Abgasrückführung und Glühkerze geregelt werden können, um den Verbrennungsbeginn zu optimieren und einen optimalen Beginn sowie eine optimale Dauer der Verbrennung beizubehalten, während sich Belastung und Umgebungsbedingungen verändern. Eine praktische Ausführungsform dieser Kraftmaschine kann die PCCI-Verbrennung wahrscheinlich nicht ohne zusätzliche Regler effektiv regeln und beibehalten.

**[0007]** U.S. Patentschrift Nr. 5,535,716 ausgestellt an Sato et al., offenbart einen kompressionsgezündeten Typ einer Kraftmaschine, die NO<sub>x</sub>-Emissionen stark reduziert durch Einführung eines verdampften Kraftstoff/Luft-Gemisches in den Brennraum während des Ansaugereignisses und in der Frühphase des Verdichtungsereignisses für selbst-entzündete Verbrennung später während des Verdichtungsereignisses. Die Menge der NO<sub>x</sub>-Emissionen, die durch diese Kraftmaschine erzeugt werden, beträgt ungefähr ein dreißigstel der Emissionen eines Dieselmotors. Diese Prinzipien sind ebenfalls in der SAE Technischen Veröffentlichung Nr. 960081, Aoyama, T. et al., „An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine“, 26. Februar 1996 ausgeführt. Allerdings erläutern diese Quellen nicht spezifisch die zeitliche Regulierung des Verbrennungsbeginns und der Verbrennungsrate. Darüber hinaus benutzt die Kraftmaschine, die in dieser Quelle beschrieben wird, lediglich die Wärmeentwicklung infolge der Verdichtung, um die Ladung zu entzünden, ohne Einsatz irgendwelcher Vorwärmung. Auch verweisen diese Quellen weder auf die Regelung, noch auf die Betriebsweise solcher Regler, die für eine stabile Verbrennung notwendig sind. Auch beschreiben diese Quellen lediglich die Verwendung von Benzin.

**[0008]** U.S. Patentschrift Nr. 5,467,757, ausgestellt an Yabagihara et al., beschreibt einen kompressionsge-

zündeten Typ einer Kraftmaschine mit direkter Einspritzung, in der Kraftstoff während des Ansaughubs oder Verdichtungshubs in den Brennraum eingespritzt wird, vor 60 Grad BTDC („Before Top Dead Centre“ – „Vor oberem Totpunkt“) des Verdichtungshubs, um so die erzeugte Menge an Ruß und NOx im Wesentlichen auf Null zu reduzieren. Diese Vorteile werden durch die beträchtliche Vergrößerung der durchschnittlichen Partikelgröße des eingespritzten Kraftstoffes gegenüber der durchschnittlichen Partikelgröße, die in herkömmlichen Verbrennungsprozessen angewendet werden, erreicht, um die frühe Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes nach Einspritzung zu verhindern, und durch die beträchtlich frühere zeitliche Regulation der Einspritzung als bei der herkömmlichen Einstellung der Einspritzung, um sicherzustellen, dass eine uniforme Fusion des eingespritzten Kraftstoffes im Brennraum erfolgt. Allerdings enthält diese Quelle keinen Vorschlag zur Art und Weise einer aktiven Regulierung der Verbrennungsgeschichte, so wie zum Beispiel die zeitliche Regulierung des Verbrennungsbeginns und/oder der Verbrennungsdauer.

**[0009]** Forscher haben verschiedene andere Namen zur Bezeichnung der PCCI-Verbrennung benutzt. Zum Beispiel nannten es Onishi et al. (SAE Technische Veröffentlichung Nr. 790501, 26. Februar – 2. März 1979) „ATAC“, das für „Aktive Thermo-Athmosphären Verbrennung“ („Active Thermo-Atmosphere Combustion“) steht. Noguchi et al. (SAE Technische Veröffentlichung Nr. 790840, 10.-13. September 1979) nannten es „TS“, das für „Toyota Soken“ steht, und Najt et al. (SAE Veröffentlichung Nr. 830264, 1983), nannten es „CIHC“, das für „Kompressionsgezündete Homogene Ladung“ („Compression-ignited homogenous charge“) steht.

**[0010]** Onishi et al. arbeiteten mit Zweitaktmotoren. Sie entdeckten, dass die PCCI-Verbrennung (ATAC) in einem Zweitaktmotor bei kleiner Belastung über einen breiten Geschwindigkeitsbereich hervorgerufen werden konnte. Die Verbrennungsstabilität war wesentlich besser als bei einem Standardmotor, und es gab bedeutende Verbesserungen bezüglich der Kraftstoffsparsamkeit und der Abgasemissionen. Schlierenphotographie der Verbrennung wurde angefertigt, wobei die Resultate denen aus ihrer Verbrennungsstudie ganz ähnlich waren. Es wurde festgestellt, dass die Verbrennung an vielen Punkten im Brennraum ausgelöst wurde. Allerdings gab es kleine zeitliche Unterschiede zwischen dem Verbrennungsbeginn an diesen vielen Punkten. Auch benötigten die Verbrennungsreaktionen eine relativ lange Zeit im Vergleich mit der konventionellen Flammenausbreitung nach Funkenzündung. Um PCCI-Verbrennung zu erreichen, stellten sich die folgenden Bedingungen als wichtig heraus. Die Quantität des Gemisches und das Luft/Kraftstoff-Verhältnis, das dem Zylinder zugeführt wird, müssen von Zyklus zu Zyklus uniform sein. Die Spülungs-„Richtcharakteristik“ und -Geschwindigkeit müssen eine zyklische Regelmäßigkeit aufweisen, um die korrekten Bedingungen für das im Zylinder verbleibende Restgas sicherzustellen. Die Temperatur der Brennraumwände muss angemessen sein. Der Spüldurchlaufeinlass muss am Boden des Motorgehäuses angeordnet sein. Es wurde festgestellt, dass bei sehr leichten Belastungen wegen der zu niedrigen Ladungstemperaturen PCCI nicht erfolgreich war. Bei sehr starken Belastungen war PCCI nicht erfolgreich, da die Restgasmenge zu gering war. Im Bereich zwischen diesen Bedingungen war PCCI erfolgreich.

**[0011]** Auch Noguchi erzielte die PCCI-Verbrennung in einem Zweitaktmotor. Es wurde eine sehr stabile Verbrennung beobachtet, mit niedrigen Emissionen von Kohlenwasserstoffen (HC – „Hydrocarbons“) und verbessertem Kraftstoffverbrauch. Der Betrieb im PCCI Modus war zwischen 800 und 3200 UpM und bei Luft/Kraftstoffverhältnissen zwischen 11 und 22 möglich. Zufuhrverhältnisse von bis zu 0.5 konnten bei Leerlaufbedingungen erreicht werden. Sie stellten fest, dass die Verbrennung bei niedrigeren Werten von Temperatur und Druck beginnen konnte als bei der konventionellen Dieselverbrennung. Das Verbrennungsverhalten unterschied sich von dem der funkengezündeten Verbrennung. Entzündung trat an zahlreichen Punkten um das Zentrum des Brennraums auf, und die Flamme verbreitete sich schnell in alle Richtungen. Die Verbrennungsdauer war kürzer als bei der konventionellen Verbrennung. Es wurde bewiesen, dass keine Zündungkerne durch an den Brennkammerwänden abgelagerte Verunreinigungen generiert wurden (allgemein verdächtigt als Ursache für das „Run-on“ Phänomen in konventionellen Benzinmotoren). Um ein besseres Verständnis der Verbrennung zu erhalten, erstellten sie eine experimentelle Vorrichtung zum Erfassen von Radikalen im Brennraum. Es wurde festgestellt, dass die Radikale im Vergleich zur konventionellen funkengezündeten Verbrennung größere Höchstwerte von leuchtender Intensität zeigten, die zu einem früheren Zeitpunkt verschwanden. Im Fall der konventionellen funkengezündeten Verbrennung wurden alle Radikale wie zum Beispiel OH, CH, C<sub>2</sub>, H und CHO, HO<sub>2</sub>, O bei fast demselben Kurbelwinkel beobachtet. Jedoch wurden bei der PCCI-Verbrennung CHO-, HO<sub>2</sub>- und O- Radikale zuerst erfasst, gefolgt von HC-, C<sub>2</sub>- und H- Radikalen, und zuletzt dem OH-Radikal.

**[0012]** Najt et al. konnten die PCCI-Verbrennung in einem Viertaktmotor erreichen. Sie benutzten eine CFR Einzelzylinder-Kraftmaschine mit einem ummantelten Einlassventil. Mehrere Verdichtungsverhältnisse wurden erprobt, und es wurde festgestellt, dass höhere Verhältnisse, obwohl sie Verbrennung bei niedrigerer Ladungsgastemperatur erlaubten, auch in exzessiv schnellen Wärmefreisetzungsraten resultierten. Während ein Ver-

dichtungsverhältnis von 7.5:1 ausreichend war, war dies bei einem Verdichtungsverhältnis von 10:1 nicht der Fall. Ansaugtemperaturen lagen im Bereich von 480 °K bis 800 °K. Ihre durchschnittlichen Energiefreisetzungsraten waren beträchtlich höher als die von Onishi und Noguchi gemessenen Werte.

**[0013]** SAE Veröffentlichung Nr. 960742 mit dem Titel „Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion“, Ishibashi, Y. et al., 1996, ist bekannt für die Offenbarung einer weiteren Studie über PCCI-Verbrennung in einem Zweitaktmotor.

**[0014]** Obwohl Onishi et al., Noguchi et al., Najt et al. und Ishibashi et al. bedeutenden Fortschritt im Verständnis der PCCI-Verbrennung erreicht haben, fehlt in diesen Quellen ein Vorschlag für eine praktische PCCI-Kraftmaschine mit einem Regelsystem, welches geeignet ist für die Aufrechterhaltung von stabiler, effizienter PCCI-Verbrennung mit geringen Emissionen durch Regelung des Zeitpunktes, zu dem die Verbrennung stattfindet, der Verbrennungsdauer, der Verbrennungsrate und/oder der Vollständigkeit der Verbrennung. Im Besonderen enthalten diese Quellen keinen Vorschlag für eine PCCI-Kraftmaschine und ein Regelsystem, welches für die effektive Kontrolle des Verbrennungsbeginns geeignet ist. Darüber hinaus enthalten diese Quellen keinen Vorschlag für ein System, welches für die aktive Verbesserung der Motorstartfähigkeit und für das Erreichen eines Verbrennungsabgleichs zwischen den Zylindern in einem Mehrzylindermotor geeignet ist.

**[0015]** SAE Technische Veröffentlichung Nr. 892068 mit dem Titel „Homogeneous-Charge Compression Ignition (HCCI) Engines“, Thring, R., 25. September 1989, untersuchte den PCCI-Betrieb eines Viertaktmotors. Der Artikel stellte fest, dass PCCI hohe Abgasrückführungs(EGR – „exhaust gas recirculation“)-Raten und hohe Ansaugtemperaturen erfordert. Es wurde gezeigt, dass PCCI-Verbrennung eine Kraftstoffsparsamkeit erreicht, die mit denen eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung vergleichbar sind, und dass unter günstigen Bedingungen, d.h. einem Äquivalenzverhältnis von 0,5 und einer EGR-Rate von 23%, eine sehr niedrige zyklische Irregularität produziert wird. Diese Studie kam auch zu der Schlussfolgerung, dass es nötig sein wird, eine Kraftmaschine im PCCI-Modus zu betreiben, ohne dass dem Einlass große Mengen von Wärmeenergie zugeführt werden müssen, bevor PCCI in der Praxis eingesetzt werden kann. Der Artikel schlägt zwei Möglichkeiten vor: die Verwendung erwärmter Oberflächen im Brennraum und die Verwendung von mehrstufiger Turboaufladung ohne Zwischenkühler. Allerdings offenbart dieser Artikel kein System zum effektiven Erreichen einer aktiven Regelung von Beginn und Dauer der Verbrennung, obwohl dieser Artikel vorschlägt, die Wirkungen der EGR und der Ansaugtemperatur auf den Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns weiter zu untersuchen.

**[0016]** U.S. Patentschrift Nr. 5,476,072 an den Erfinder offenbart ein weiteres Beispiel einer PCCI-Kraftmaschine, welche eine Zylinderkopfbauweise enthält, die exzessive Beanspruchung und strukturellen Schaden verhindert, wie sie von PCCI-Kraftmaschinen an sich tendenziell verursacht werden. Im Besonderen umfasst der Kopf einen beweglichen Akkumulatorkolben, der sich bewegt, um Spitzenzylinderdruck und -Temperatur zu begrenzen. Allerdings ist die Regelung der Bewegung des Kolbens lediglich passiv und deshalb ist es unwahrscheinlich, dass diese Kraftmaschine die Verbrennung effektiv stabilisieren kann. Darüber hinaus schlägt diese Quelle nirgends eine Regelung des Zeitpunktes der sich schnell ereignenden Verbrennung vor, noch wie eine solche Regelung erreicht werden kann.

**[0017]** Eine Veröffentlichung vom Oktober 1951 mit dem Titel „Operating directions – LOHMANN BICYCLE MOTOR“ offenbart einen Zweitaktmotor, der nach PCCI-Prinzipien betrieben wird. Das Verdichtungsverhältnis ist ständig einstellbar, je nach Außentemperatur, Kraftstoff, Geschwindigkeit und Belastung. Allerdings erfordert diese Kraftmaschine die manuelle Regelung des Verdichtungsverhältnisses durch den Betreiber. Deshalb konnte diese Kraftmaschine keine aktive Regelung der Verbrennung bereitstellen, um effiziente Verbrennung mit niedrigen Emissionen unter allen Betriebsbedingungen sicherzustellen. Auch wird die manuelle Einstellung allein des Verdichtungsverhältnisses, ohne automatische Regelung der Temperatur, des Äquivalenzverhältnisses und/oder der Selbstzündungseigenschaften, nicht zur stabilen, optimierten Verbrennung unter allen Betriebsbedingungen führen.

**[0018]** Konventionelle „Diesel-Gas“-Motoren arbeiten sowohl mit gasförmigen Kraftstoffgemischen wie auch mit Dieseldieselkraftstoff. Allerdings benutzen konventionelle Diesel-Gas-Motoren den Zeitpunkt der Dieseleinspritzung, um den VB des Kraftstoff/Luft-Gemisches, welches vom Ansaugkrümmer erhalten wird, zu regeln. Um dieses Resultat zu erreichen, spritzen Diesel-Gas-Motoren den Dieseldieselkraftstoff ungefähr am oberen Totpunkt ein. Zusätzlich ist die Menge des eingespritzten Dieseldieselkraftstoffes in einem Diesel-Gas-Motor ausreichend um sicherzustellen, dass der gasförmige Kraftstoff im Brennraum zündet und nahezu vollständig verbrennt. Als Resultat produzieren Diesel-Gas-Motoren Emissionen vergleichbar mit denen der meisten konventionellen Diesel- und Erdgasmotoren. Im Besonderen wird in bekannten Diesel-Gas-Motoren, die Dieseldieselkraftstoff und Erdgas mit hoher Ladung verwenden, nur eine kleine Menge von Dieseldieselkraftstoff benötigt, um die Zündung zu

beginnen, und die produzierten Emissionen wären denen der Erdgasottomotoren ähnlich. Unter anderen Bedingungen, wenn beträchtliche Mengen von Dieselmotoren eingespritzt werden, wären die produzierten Emissionen denen eines konventionellen Dieselmotors ähnlich.

**[0019]** Somit besteht ein Bedarf für eine Kraftmaschine, die nach PCCI-Prinzipien arbeitet und die ein Verbrennungsregulationssystem umfasst, das in der Lage ist, die zeitliche Regulierung des Verbrennungsbeginns oder den Ort der Verbrennung, und die Geschwindigkeit oder Dauer der Verbrennung während des Motorbetriebs, effektiv zu regeln.

#### Zusammenfassung der Erfindung

**[0020]** Es ist Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Brennkraftmaschine bereitzustellen, die in einem Modus mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung betreibbar ist und ein Verfahren zum Betreiben einer solchen Kraftmaschine, wobei es möglich ist, die Kraftmaschine effektiv und effizient zu betreiben, wobei insbesondere die zeitliche Regulierung des Verbrennungsbeginns oder der Ort der Verbrennung, und die Geschwindigkeit oder Dauer der Verbrennung während des Kraftmaschinenbetriebs effektiv gesteuert bzw. geregelt werden kann.

**[0021]** Die oben erwähnte Aufgabe wird erreicht durch eine Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder durch ein Verfahren nach Anspruch 49. Bevorzugte Ausführungsformen sind Gegenstand der Unteransprüche.

**[0022]** Ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, Emissionen optimal zu minimieren, insbesondere Stickoxide und Partikelemissionen, während die Effizienz maximiert wird.

**[0023]** Noch ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, die Verbrennungsgeschichte von aufeinander folgenden Verbrennungsereignissen optimal zu kontrollieren, um das Verbrennungsereignis optimal zu regeln bzw. zu steuern.

**[0024]** Wiederum ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, die PCCI-Verbrennung in einer solchen Art und Weise effektiv zu steuern bzw. regeln, dass ein akzeptabler Zylinderdruck bei gleichzeitiger Minimierung des Verbrennungslärms erreicht wird.

**[0025]** Ein anderer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, die Verbrennungsgeschichte von zukünftigen Verbrennungsereignissen während des Kraftmaschinenbetriebs aktiv durch Erfassung eines Kraftmaschinenbetriebszustandes, welcher für die Verbrennungsgeschichte Indikativ ist, zu steuern bzw. regeln.

**[0026]** Wiederum ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, verschiedene Kraftmaschinenkontrollvariablen effektiv zu steuern bzw. regeln, um den Zeitpunkt, an dem das Verbrennungsereignis stattfindet, während der Kompressions- und Expansionsereignisse der Kraftmaschine, zu steuern bzw. regeln.

**[0027]** Noch ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, effektiv sicherzustellen, dass die Verbrennung bei einem geeigneten Kurbelwinkel während des Kraftmaschinenzyklus erfolgt, um stabile Verbrennung, niedrige Emissionen, akzeptable Druckwerte und optimale Effizienz zu gewährleisten.

**[0028]** Ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, Temperatur, Druck, Äquivalenzverhältnis und/oder Selbstzündungseigenschaften des Luft/Kraftstoff-Gemisches effektiv zu steuern bzw. regeln, um den Ventilzeitpunkt des Verbrennungsbeginns präzise zu regeln.

**[0029]** Noch ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, kontinuierliche, stabile PCCI-Verbrennung effektiv zu erreichen, während akzeptable Zylinderdruckwerte und der erwünschten effektiven Mitteldruck erzielt werden.

**[0030]** Ebenfalls ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, den Verbrennungsbeginn und die Verbrennungsrate effektiv so zu regeln, dass im Wesentlichen der gesamte Verbrennungsprozess innerhalb eines optimalen Kurbelwinkelschwellenwertes stattfindet, d.h. 20 Grad BTDC bis 35 Grad ATDC („After top dead centre“ – „Nach dem oberen Totpunkt“), während Emissionen minimiert und Effizienz maximiert werden.

**[0031]** Ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, eine PCCI-Kraftmaschine bereitzustellen, die leicht gestartet werden kann.

[0032] Noch ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, Veränderungen bei den Verbrennungsereignissen in den Zylindern effektiv zu minimieren.

[0033] Ein anderer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, den Beginn der Verbrennung effektiv zu regeln, so dass eine stabile, effiziente Verbrennung mit niedriger Emission erreicht wird, während Veränderungen der Kraftmaschinenbelastung und der Umweltbedingungen stattfinden.

[0034] Ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, den Verbrennungsbeginn zu erfassen oder zu ermitteln, um eine Feedback-Regelung bereitzustellen und dann die Betriebsbedingungen der Kraftmaschine zu steuern bzw. regeln, um den Verbrennungsbeginn zu optimieren.

[0035] Wiederum ein weiterer Aspekt der vorliegenden Erfindung ist, die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid zu minimieren.

[0036] Das Kraftmaschinenbetriebszustandserfassungsmittel der Kraftmaschine kann einen Verbrennungsbeginnssensor zur Erfassung des Verbrennungsbeginns und Erzeugen eines Verbrennungsbeginnsignals aufweisen. Auch kann der Verbrennungsgeschichtewert basierend auf dem Verbrennungsbeginnsignal bestimmt werden. Das Kraftmaschinenbetriebszustandserfassungsmittel kann ein Zylinderdrucksensor sein.

#### Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0037] [Fig. 1a](#) ist ein schematisches Diagramm einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, die einen einzelnen Zylinder der Kraftmaschine aus [Fig. 1b](#) und dem zugehörigen Regelsystem zeigt.

[0038] [Fig. 1b](#) ist ein schematisches Diagramm einer Mehrzylinderkraftmaschine der vorliegenden Erfindung;

[0039] [Fig. 2](#) ist ein Schaubild, das Zylinderdruck und Wärmefreisetzungsraten als Funktion des Kurbelwinkels für PCCI-Kraftmaschinen der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0040] [Fig. 3](#) ist ein Schaubild, das die offensichtliche Wärmefreisetzungsraten als Funktion des Kurbelwinkels für mehrere verschiedene Kraftmaschinenbetriebsbedingungen zeigt;

[0041] [Fig. 4a](#) ist ein Schaubild, das die Klopfintensität als Funktion der Zeit für eine gegebene Reihe von Betriebsbedingungen zeigt;

[0042] [Fig. 4b](#) ist ein Schaubild, das den indizierten effektiven Bruttomitteldruck (GIMEP – „Gross indicated mean effective pressure“) als Funktion der Zeit zeigt;

[0043] [Fig. 4c](#) ist ein Schaubild, das den Spitzendruck als Funktion der Zeit unter den gleichen Bedingungen der [Fig. 4a](#) und [Fig. 4b](#) zeigt;

[0044] [Fig. 5](#) ist ein Schaubild, das die offensichtliche Wärmefreisetzungsraten als Funktion des Kurbelwinkels zeigt und den Anstieg der Wärmefreisetzungsratedauer darstellt, während sich der Verbrennungs- oder Wärmefreisetzungsort oder – Zeitpunkt verzögern;

[0045] [Fig. 6](#) ist ein Schaubild, das den Zylinderdruck als Funktion des Kurbelwinkels zeigt und das Sinken des Spitzenzylinderdrucks darstellt, während sich die Wärmefreisetzungsraten verzögern;

[0046] [Fig. 7a](#) ist ein Schaubild, das den GIMEP als Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlfälle zeigt;

[0047] [Fig. 7b](#) ist ein Schaubild, das den Variationskoeffizienten von GIMEP als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlfälle zeigt;

[0048] [Fig. 7c](#) ist ein Schaubild, das den Spitzenzylinderdruck als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;

[0049] [Fig. 7d](#) ist ein Schaubild, das den Verbrennungsbeginn als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;

- [0050] [Fig. 7e](#) ist ein Schaubild, das die Wärmefreisetzungsdauer in Kurbelwinkelgraden als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;
- [0051] [Fig. 7f](#) ist ein Schaubild, das die Wärmefreisetzungsdauer in Zeiteinheiten als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;
- [0052] [Fig. 7g](#) ist ein Schaubild, das den indizierten Bruttowärmewirkungsgrad als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;
- [0053] [Fig. 7h](#) ist ein Schaubild, das kraftstoffspezifische Kohlenwasserstoffe als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;
- [0054] [Fig. 7i](#) ist ein Schaubild, das kraftstoffspezifische Kohlenmonoxide als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;
- [0055] [Fig. 7j](#) ist ein Schaubild, das kraftstoffspezifische Stickoxidemissionen als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;
- [0056] [Fig. 7k](#) ist ein Schaubild, das Lärm als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur für zwei verschiedene Drehzahlen zeigt;
- [0057] [Fig. 8](#) ist ein Schaubild, das die offensichtliche Wärmefreisetzungsrates als eine Funktion des Kurbelwinkels für drei verschiedene Ansaugleitungstemperaturen zeigt;
- [0058] [Fig. 9](#) ist ein Schaubild, das sowohl den Verbrennungsbeginn wie auch die Verbrennungsdauer als eine Funktion der Wandtemperatur zeigt;
- [0059] [Fig. 10](#) ist ein Schaubild, das sowohl den Beginn wie auch das Ende der Verbrennung als eine Funktion des Kurbelwinkels für eine gegebene Zeitperiode zeigt, und den GIMEP für die gleiche Zeitperiode, in der eine Glühkerze den Zyklus durchläuft.
- [0060] [Fig. 11](#) ist ein Schaubild, das die offensichtliche Wärmefreisetzung als eine Funktion des Kurbelwinkels für den Glühkerzenausgleichsvorgang von [Fig. 10](#) zeigt;
- [0061] [Fig. 12](#) offenbart eine Ausführungsform eines Endzylinderkompensierungssystems der vorliegenden Erfindung, um Zylinder-zu-Zylinder Temperaturregelung bereitzustellen;
- [0062] [Fig. 13](#) ist ein schematisches Diagramm einer zweiten Ausführungsform einer Endzylinderkompensierungsvorrichtung, um Zylinder-zu-Zylinder Temperaturregelung bereitzustellen;
- [0063] [Fig. 14](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen der Veränderung von Ansaug- und Auslassventilöffnungs- und -verschlussereignissen bei oberer Totpunkt(TDC - „Top dead centre“)-Temperatur zeigt;
- [0064] [Fig. 15](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen der Veränderung von Ansaug- und Auslassventilöffnungs- und -verschlussereignissen, und variierbaren Verdichtungsverhältnissen, auf den Restmassenanteil und die Temperatur am oberen Totpunkt zeigt;
- [0065] [Fig. 16](#) ist ein Schaubild, das sowohl Zylinderdruck wie auch Wärmefreisetzung als eine Funktion des Kurbelwinkels für verschiedene Auslassventilspieleinstellungen zeigt;
- [0066] [Fig. 17](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen unterschiedlicher Abgasrückführung (EGR) auf den Ort der Wärmefreisetzungsrates relativ zu dem Kurbelwinkel, und die Auswirkung von Veränderungen der EGR auf die Größe der Wärmefreisetzungsrates zeigt;
- [0067] [Fig. 18](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkung von Veränderungen der EGR-Rate auf den Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns zeigt;
- [0068] [Fig. 19](#) ist ein Schema einer verbesserten Kraftmaschine der vorliegenden Erfindung, die einen Zylinder unter PCCI-Bedingungen betreibt, um die Verwendung von EGR zu optimieren;

- [0069] [Fig. 20](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Veränderungen des Verdichtungsverhältnisses auf die Temperatur am oberen Totpunkt zeigt;
- [0070] [Fig. 21](#) ist ein Schaubild, das den Verbrennungsbeginn als eine Funktion der Ansaugleitungstemperatur und die Auswirkungen von Veränderungen des Verdichtungsverhältnisses auf den Verbrennungsbeginn und die Ansaugleitungstemperatur zeigt;
- [0071] [Fig. 22a](#) ist eine teilweise Querschnittsansicht eines Zylinders der PCCI-Kraftmaschine der vorliegenden Erfindung, der eine Ausführungsform einer Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung aufweist;
- [0072] [Fig. 22b](#) ist eine teilweise Querschnittsansicht eines Zylinders der PCCI-Kraftmaschine der vorliegenden Erfindung, die eine zweite Ausführungsform einer Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung zeigt;
- [0073] [Fig. 22c](#) ist eine teilweise Querschnittsansicht eines Zylinders der vorliegenden PCCI-Kraftmaschine, die eine dritte Ausführungsform einer Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung zeigt;
- [0074] [Fig. 22d](#) ist eine teilweise Querschnittsansicht eines einzelnen Zylinders der vorliegenden PCCI-Kraftmaschine, die eine vierte Ausführungsform einer Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0075] [Fig. 23](#) ist ein schematisches Diagramm einer Gegenkolben-PCCI-Kraftmaschine der vorliegenden Erfindung, die einen variierbaren Phasenverschiebungsmechanismus zum Variieren des Verdichtungsverhältnisses aufweist;
- [0076] [Fig. 24](#) ist die Seitenansicht des Differenzialmechanismus, der im variierbaren Phasenverschiebungsmechanismus der [Fig. 23](#) verwendet wird;
- [0077] [Fig. 25](#) ist ein Schaubild, das das Verdichtungsverhältnis als eine Funktion der gegenphasigen Grade zweier Kolben im Gegenkolben-Motor, zum Beispiel von [Fig. 23](#), zeigt und die verschiedenen Verdichtungsverhältnisse darstellt;
- [0078] [Fig. 26](#) ist ein Schaubild, das das Zylindervolumen als eine Funktion des Kurbelwinkels eines Referenzkolbens in einer PCCI-Gegenkolben-Kraftmaschine zeigt, wobei gezeigt wird, dass das Verdichtungsverhältnis abnimmt, je mehr die Kolben gegenphasig laufen;
- [0079] [Fig. 27](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Veränderungen der Ansaug- und Auslassventilöffnungs- und -verschlussereignisse, und Veränderung der Verdichtungsverhältnisse, auf den Prozentanteil der Basisluftflussrate und der TDC-Temperatur zeigt;
- [0080] [Fig. 28](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Veränderungen der Ansaug- und Auslassventilöffnungs- und -verschlussereignisse, und Veränderung der Verdichtungsverhältnisse, auf den dieseläquivalenten bremspezifischen Kraftstoffverbrauch und TDC-Temperatur zeigt;
- [0081] [Fig. 29](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Veränderungen der Ansaug- und Auslassventilöffnungs- und -verschlussereignisse, und Veränderung der Verdichtungsverhältnisse, auf Spitzenzylinderdruck und TDC-Temperatur zeigt;
- [0082] [Fig. 30](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Wassereinspritzung auf die Ansaugleitungstemperatur und die Temperatur am oberen Totpunkt zeigt;
- [0083] [Fig. 31a](#) ist ein Schaubild, das die Verbrennungsdauer in Kurbelwinkelgraden als eine Funktion des Ansaugleitungsdrucks (IMP – „intake manifold pressure“) zeigt;
- [0084] [Fig. 31b](#) ist ein Schaubild, das die Verbrennungsdauer in Zeiteinheiten als Funktion des IMP zeigt;
- [0085] [Fig. 31c](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkung von Veränderungen des IMP auf die Größe und den Zeitpunkt oder den Ort der Wärmefreisetzungsrates zeigt;
- [0086] [Fig. 31d](#) ist ein Schaubild, das den Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns und die Kurbelwinkelgrade als eine Funktion des IMP zeigt;

- [0087] [Fig. 31e](#) ist ein Schaubild, das die kraftstoffspezifischen Kohlenwasserstoffe als eine Funktion des IMP zeigt;
- [0088] [Fig. 31f](#) ist ein Schaubild, das den GIMEP als Funktion des IMP zeigt;
- [0089] [Fig. 31g](#) ist ein Schaubild, das den indizierten Bruttowärmewirkungsgrad als eine Funktion des IMP zeigt;
- [0090] [Fig. 31h](#) ist ein Schaubild, das die kraftstoffspezifischen Kohlenmonoxide als eine Funktion des IMP zeigt;
- [0091] [Fig. 31i](#) ist ein Schaubild, das die kraftstoffspezifischen Stickoxidemissionen als eine Funktion des IMP zeigt;
- [0092] [Fig. 31j](#) ist ein Schaubild, das den Variationskoeffizienten von GIMEP als eine Funktion des IMP zeigt;
- [0093] [Fig. 31k](#) ist ein Schaubild, das den Spitzenzylinderdruck als eine Funktion des IMP zeigt;
- [0094] [Fig. 31l](#) ist ein Schaubild, das den Lärm als eine Funktion des IMP zeigt;
- [0095] [Fig. 31m](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von erhöhtem IMP auf den Spitzenzylinderdruck und den GIMEP zeigt;
- [0096] [Fig. 32](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen verschiedener Spurenarten auf Verbrennungsbeginn und Temperatur zeigt;
- [0097] [Fig. 33](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von zusätzlichen Mengen an Ozon auf die Beschleunigung des Verbrennungsbeginns zeigt;
- [0098] [Fig. 34](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkung von verschiedenen Kraftstoffarten, die in der vorliegenden PCCI-Kraftmaschine verwendet werden, auf den Verbrennungsbeginn zeigt, wobei der Anstieg der Temperatur den Verbrennungsbeginn anzeigt;
- [0099] [Fig. 35](#) ist ein Schaubild, das die offensichtliche Wärmefreisetzungsdauer als Funktion des Äquivalenzverhältnisses zeigt;
- [0100] [Fig. 36](#) ist ein Schaubild, das den Verbrennungsbeginn in Kurbelwinkelgraden als Funktion des Äquivalenzverhältnisses zeigt;
- [0101] [Fig. 37](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Veränderungen des Äquivalenzverhältnisses auf den Verbrennungsbeginn zeigt, wobei eine Erhöhung der Temperatur den Verbrennungsbeginn anzeigt;
- [0102] [Fig. 38](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Veränderungen des Äquivalenzverhältnisses auf die Größe und den Zeitpunkt, oder den Ort, der Wärmefreisetzungsrates zeigt;
- [0103] [Fig. 39](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen des Äquivalenzverhältnisses auf das Kompressor-druckverhältnis und die Kompressorauslasstemperatur zeigt;
- [0104] [Fig. 40](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von Veränderungen des Äquivalenzverhältnisses auf den bremspezifischen Kraftstoffverbrauch zeigt;
- [0105] [Fig. 41](#) ist ein Schaubild, das die Unterschiede im effektiven Spitzenmitteldruck und GIMEP für zwei unterschiedlich große Turbinengehäuse zeigt;
- [0106] [Fig. 42](#) ist ein Schaubild, das dieseläquivalente BSFC und BMEP für zwei unterschiedlich große Turbinengehäuse zeigt;
- [0107] [Fig. 43](#) ist ein Schaubild, das die Turbinendrehzahlgeschwindigkeit und den Ansaugleitungsdruck für zwei unterschiedlich große Turbinengehäuse zeigt;

[0108] [Fig. 44](#) ist ein Schaubild, das die kraftstoffspezifischen Stickoxidemissionen für PCCI-Verbrennung mit verschiedenen Kraftstoffen im Vergleich zu einer typischen kompressionsgezündeten Dieselmotorkraftmaschine zeigt;

[0109] [Fig. 45](#) ist ein Schaubild, das Emissionen als Funktion der Drehzahl zeigt;

[0110] [Fig. 46](#) ist ein Schaubild, das Emissionen als eine Funktion der Temperatur am unteren Totpunkt zeigt;

[0111] [Fig. 47](#) ist ein Schaubild, das kraftstoffspezifische Kohlenmonoxide als Funktion der Flammentemperatur bei Verbrennungsende zeigt;

[0112] [Fig. 48a–Fig. 50b](#) sind teilweise Querschnittsansichten eines einzelnen Zylinders einer PCCI-Kraftmaschine der vorliegenden Erfindung, die eine alternative Ausführungsform, die verschiedene Spaltminimierungsmittel aufweist, zeigt; und

[0113] [Fig. 51](#) ist ein Schaubild, das die Auswirkungen von verschiedenen Prozentanteilen von Diesel-Pilotinspritzungen auf Ort und Form der Wärmefreisetzungsrate zeigt.

#### Detaillierte Beschreibung der Erfindung

[0114] Die vorliegende Erfindung betrifft eine verbesserte Kraftmaschine mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung (PCCI – „premixed charge compression ignition“) und ein Regelsystem zu einer solchen Regelung der Kraftmaschine, dass Emissionen optimal minimiert werden und die Effizienz optimal maximiert wird. Für die Zwecke dieser Patentanmeldung bezieht sich PCCI auf jede Kraftmaschine beziehungsweise jeden Verbrennungsprozess, bei der/dem: 1) die große Mehrheit des Kraftstoffes ausreichend mit Luft vorgemischt wird, um während der Ladung zum Zeitpunkt der Zündung und während der Verbrennung ein entzündbares Gemisch zu bilden; und 2) die Verbrennung durch eine Kompressionszündung ausgelöst wird. PCCI bezieht sich ebenfalls auf jede Kraftmaschine oder jeden Verbrennungsprozess, bei der/dem Kraftstoff und Luft lange vor der Zündung vorgemischt werden. Demzufolge beeinflusst der Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung in der PCCI-Kraftmaschine nicht den Zeitpunkt der Zündung des Kraftstoff-Luftgemisches. Auch sollte es sich verstehen, dass „PCCI“ ebenfalls Kraftmaschinen mit Kompressionszündung bei homogener Ladung einbeziehen soll, sowie Prozesse, bei denen das Gemisch beim Verbrennungsbeginn in einem homogenen oder annähernd homogenen Zustand vorliegt. In der vorliegenden Erfindung wird das Kraftstoff-Luft-Gemisch gründlich gemischt, um ein sehr mageres, homogenes Gemisch zu bilden, oder wird so gemischt, dass es ein weniger homogenes Gemisch mit einer gewünschten Luft/Kraftstoff-Stratifizierung bildet, um relativ gleichmäßige, niedrige Flammentemperaturen sicherzustellen, die in extrem niedrigen Stickoxid (NO<sub>x</sub>)-Emissionen resultieren. Es sollte sich verstehen, dass einige Kraftmaschinen kontinuierlich unter PCCI-Bedingungen arbeiten, während andere Kraftmaschinen, entweder durch Bauweise oder unbeabsichtigterweise, vielleicht nur während einer begrenzten Betriebsperiode unter PCCI-Bedingungen arbeiten.

[0115] Die Anmelder haben zur Kenntnis genommen, dass der Schlüssel zur Produktion einer kommerziell praktikablen PCCI-Kraftmaschine in einer Regelung der Verbrennungsgeschichte von nachfolgenden oder zukünftigen Verbrennungsereignissen auf eine Weise liegt, dass extrem niedrige NO<sub>x</sub>-Emissionen kombiniert mit einer sehr guten Gesamteffizienz, Verbrennungslärmregelung und mit akzeptablem Zylinderdruck daraus resultieren. Die Verbrennungsgeschichte kann den Zeitpunkt, an dem die Verbrennung stattfindet (Verbrennungszeitpunkt), die Verbrennungsrate (Wärmefreisetzungsrate), die Verbrennungsdauer und/oder die Vollständigkeit der Verbrennung beinhalten. Die Anmelder haben festgestellt, dass die Verbrennungsgeschichte, und insbesondere der Verbrennungszeitpunkt, empfindlich ist und sich in Abhängigkeit von Faktoren wie Veränderung der Ladungs- und Umweltbedingungen verändert. Die Kraftmaschine und das Regelsystem der vorliegenden Erfindung arbeiten mit dem Ziel der aktiven Regelung der Verbrennungsgeschichte von zukünftigen Verbrennungsereignissen während des Kraftmaschinenbetriebes, um sicherzustellen, dass die gewünschte Verbrennung und der gewünschte Kraftmaschinenbetrieb aufrechterhalten wird. Bei der bevorzugten Ausführungsform regeln die vorliegende Kraftmaschine und Regelsystem den Verbrennungszeitpunkt während der Kompressions- und Expansionsereignisse der Kraftmaschine.

[0116] [Fig. 1a](#) und [Fig. 1b](#) stellen die PCCI-Kraftmaschine und das Regelsystem der vorliegenden Erfindung, im Allgemeinen bei [10](#) angegeben, dar. [Fig. 1a](#) zeigt einen einzelnen Kraftmaschinenzylinder [12](#) vom Typ eines Mehrzylinderhubkolbenmotors wie in [Fig. 1a](#) gezeigt. Selbstverständlich könnte das PCCI-Regelsystem der vorliegenden Erfindung dazu benutzt werden, die PCCI-Verbrennung in einer Kraftmaschine zu regulieren, die nur einen einzelnen Zylinder oder jede beliebige andere Anzahl von Zylindern aufweist, zum Beispiel eine

Vier-, Sechs-, Acht- oder Zwölf-Zylinderbrennkraftmaschine. Zusätzlich könnte das vorliegende Regelsystem bei einem Zweitaktmotor verwendet werden, obwohl das vorliegende PCCI-Regelsystem primär in Bezug auf einen Viertaktmotor beschrieben wird. Ebenfalls kann das PCCI-System der vorliegenden Erfindung auf Verwendung mit jeder Kraftmaschine umgestellt werden, die Kompressions-, Verbrennungs- und Expansionsereignisse aufweist, wie zum Beispiel ein Rotationskolbenmotor oder ein Freikolbenmotor.

**[0117]** Wie in [Fig. 1a](#) gezeigt, ist ein Kolben **14** wechselseitig in den Zylinder eingesetzt, um einen Brennraum **13** zu bilden. Der Kolben überträgt Kräfte, die durch ein Verbrennungseignis erzeugt werden, auf ein konventionelles Motorantriebssystem. In Bezug auf [Fig. 1b](#) stellt ein Luftansaugsystem **23** mit einem Ansaugkrümmer **15** Ansaugluft, oder ein Luft/Kraftstoffgemisch, an eine zugehörige Ansaugöffnung **26**, die jedem Zylinder **12** zugeordnet ist, bereit. Ebenso befördert ein Abgassystem **27** mit einem Abgaskrümmer **17** den Luftfluss der Auslassöffnungen **31**. Ein oder mehrere Einlassventile, wie zum Beispiel Einlassventil **19** und ein oder mehrere Auslassventile, wie zum Beispiel Auslassventil **21**, werden durch ein konventionelles Ventilregelsystem oder ein variierbares Ventil-Timing-System, von offener zu geschlossener Position bewegt, um den Fluss von Ansaugluft oder Luft/Kraftstoffgemisch in den Zylinder hinein beziehungsweise von Abgas aus dem Zylinder hinaus zu regeln.

**[0118]** Das PCCI-System **10** beinhaltet einen Verbrennungssensor **16** zum Wahrnehmen oder Erfassen einer Kraftmaschinenbetriebsbedingung, die für die Verbrennungsgeschichte Indikativ ist und ein entsprechendes Signal **18** erzeugt. In der bevorzugten Ausführungsform ermöglicht der Sensor **16** die Fähigkeit zur effektiven Verbrennungsregelung durch Erfassen einer Kraftmaschinenbetriebsbedingung oder eines Parameters, die oder der sich direkt bezieht auf, oder indikativ ist für die Zeit, bei der das Verbrennungseignis vorliegt, und zwar während des Kompressions- oder Expansionshubs, d.h. vorzugsweise beim Verbrennungsbeginn (VB). Zum Beispiel, kann ein Zylinderdrucksensor an jedem beliebigen oder an allen Kraftmaschinenzylindern zum Wahrnehmen des VB auf einer Zyklus-zu-Zyklus-Basis bereitgestellt werden. In diesem Fall stellt Sensor **16** auch andere Daten der Kraftmaschinenbedingung bereit, wie zum Beispiel die Verbrennungsrate, die Verbrennungsdauer, den Ort des Verbrennungseignisses oder der Wärmefreisetzung und Verbrennungsendedaten, von denen alle beliebigen anstelle der Verbrennungsbeginndaten verwendet werden können. Jedes konventionelle Mittel zur Erfassung des Verbrennungsbeginns kann verwendet werden, zum Beispiel durch Feststellen des sehr rapiden Anstiegs des Zylinderdrucks. Andere Sensortypen können verwendet werden, wie zum Beispiel Beschleunigungsmesser, Ionenfühler, optische Diagnosen, Dehnungsmesser und/oder schnelle Thermolemente im Zylinderkopf, in der Zylinderbuchse oder im Zylinderkolben. Auch können Drehmoment- oder Drehzahlsensoren verwendet werden, um Veränderungen des Kraftmaschinendrehmoments und der Drehzahl in Verbindung mit jedem Verbrennungseignis zu erfassen. Alternativ oder zusätzlich könnte ein Emissionssensor verwendet werden, um Emissionen, die eine bekannte Korrelation zur Vollständigkeit der Verbrennung haben, zu erfassen.

**[0119]** Sensor **16** stellt eine Rückführungs-Regelung für eine elektronische Regeleinheit **20** (ECU – „electronic control unit“) bereit. ECU **20** empfängt das Signal **18**, verarbeitet das Signal und legt einen aktuellen Verbrennungsgeschichtewert, d. h. Verbrennungsbeginnwert, fest. Der aktuelle Verbrennungsgeschichtewert wird dann mit einem vorher festgelegten, gewünschten Verbrennungsgeschichtewert, der zum Beispiel aus einer Nachschlagetabelle erhalten wird, verglichen. Auf Basis des Vergleichs von aktuellem Verbrennungsgeschichtewert mit dem gewünschten Verbrennungsgeschichtewert, generiert ECU **20** dann eine Vielzahl von Ausgangssignalen, abgebildet bei **22**, zur variierbaren Regelung entsprechender Komponenten oder des Systems, so dass in der bevorzugten Ausführungsform effektiv sichergestellt wird, dass der VB und die Beendigung der Verbrennung zwischen 20 Grad vor dem oberen Totpunkt (BTDC) während des Kompressionshubs und 35 Grad nach dem oberen Totpunkt (ATDC) während des Krafthubs des Kolbens stattfindet, wodurch die NOx-Emissionen minimiert werden, während die Kraftmaschineneffizienz maximiert wird. Das PCCI-Verbrennungsregelsystem wird vorzugsweise durch Software in der ECU **20** umgesetzt, die eine zentrale Prozessoreinheit, wie zum Beispiel einen Microcontroller, Mikroprozessor oder eine andere, geeignete Microcomputingeinheit, aufweist.

**[0120]** Wie hierin erläutert, kann das PCCI-System **10** zur Optimierung des Verbrennungseignisses verschiedene Komponenten aufweisen. Die Aufgaben des vorliegenden Systems, zum Beispiel niedrige Stickoxid(NOx)-Emissionen, hohe Effizienz usw. können durch jede beliebige der verschiedenen Regelkomponenten oder durch jede beliebige Kombination dieser Komponenten erreicht werden. Insbesondere, wie in [Fig. 1b](#) gezeigt, kann ein Kompressor **24** entlang eines Luftansaugsystems **23**, welches dem Ansaugkrümmer **15** vorgelegt ist, bereitgestellt werden, um den Ansaug-Ladedruck zu variieren. Kompressor **24** kann durch jedes beliebige konventionelle Mittel angetrieben werden, wie zum Beispiel durch eine abgasgetriebene Turbine **25**. Ein Bypass-Kreis **33** einschließlich eines Wastegate-Ventils **43** kann in konventioneller Art bereitgestellt werden.

Ein zweiter Kompressor oder Auflader **58** kann dem Kompressors **24** vorgelagert bereitgestellt werden. Auflader **58** wird durch das Kraftmaschinenantriebssystem mechanisch angetrieben. Ein Ladeluftkühler **28** kann ebenfalls dem Kompressors **24** nachgelagert bereitgestellt werden. Auch kann ein Ansaugluftherhitzer **30** (wie zum Beispiel ein Brenner, Wärmeaustauscher oder ein elektrischer Erhitzer) bereitgestellt werden, zum Beispiel nach dem Kühler **28** wie in [Fig. 1b](#) gezeigt, oder alternativ dem Kompressors **24** vorgelagert. Auch kann ein individueller Erhitzer **29** im Ansaugkrümmer **26**, der jedem Zylinder **12** zugeordnet ist, bereitgestellt werden, um eine schnellere Regelung der Ansaugkrümmertemperatur für jeden Zylinder zu erreichen, so dass sowohl die Verbrennungsregelung der individuellen Zylinder als auch das Ausgleichen der Verbrennung zwischen den Zylindern verbessert wird. Kompressor **24**, Kühler **28** und Erhitzer **30** beinhalten jeweils Regelungsvorrichtungen, um die Wirkung der einzelnen Komponenten auf den Druck und die Temperatur der Ansaugluft oder des Gemisches zu variieren. Zum Beispiel kann ein Bypass-Ventil oder Wastegate-Ventil **43** verwendet werden, um die Menge an Abgas zu regulieren, die der Turbine **25** vom Abgassystem, das an einen Abgaskanal **31** angeschlossen ist, zugeführt wird, wodurch der Ansaugdruck wie gewünscht variiert wird. Gleichermaßen könnte ein Regelventil im Kühlflüssigkeitsflussweg zum Kühler **28** bereitgestellt werden, um eine variable Regelung der Kühlwirkung des Kühlers **28** zu erlauben. Ebenso könnten verschiedene Typen variierbarer Regelung verwendet werden, um die Wärmewirkung des Erhitzers **30** zu variieren. Ausgangssignale **22** der ECU **20** werden den verschiedenen Regelvorrichtungen zugeführt, um Kompressor **24**, Kühler **28** und Erhitzer **30** so zu regeln, dass der Druck und die Temperatur der Ansaugluft oder des Gemisches auf einer Zyklus-zu-Zyklus Basis variierbar geregelt werden können.

**[0121]** Zusätzlich kann das PCCI-System **10** eine Mehrzahl von Kraftstoffversorgungen **32** und **34** beinhalten, die dem Ansaugluftstrom Kraftstoffe mit verschiedenen Selbstzündungseigenschaften (zum Beispiel unterschiedliche Oktan- oder Methannengrößen, oder unterschiedliche Aktivierungsenergiegrade) zuführen. Kraftstoffregelventile **39** und **41** werden dazu verwendet, jeweils die Menge jeder zugeführten Kraftstoffversorgung **32**, **34** zu regeln. Zum Beispiel kann Kraftstoff entlang des Ansaugluftwegs zwischen Kühler **28** und Luftherhitzer **30**, wie in [Fig. 1b](#) gezeigt, zugeführt werden. Selbstverständlich könnte Kraftstoff an verschiedenen Stellen entlang des Einlasses der Kraftmaschine eingeführt werden, wie beispielsweise dem Kühler vorgelagert, z. B. dem Kompressor vorgelagert. Alternativ könnte der Kraftstoff, zum Beispiel durch eine Einspritzeinrichtung **35**, in den entsprechenden Ansaugkrümmer **26**, der jedem Zylinder zugeordnet ist, eingespritzt werden, wie in [Fig. 1a](#) gezeigt.

**[0122]** Das vorliegende PCCI-System **10** beinhaltet bedeutenderweise ein variierbares Verdichtungsverhältnismittel **38** zum Variieren des Verdichtungsverhältnisses, so dass das Verbrennungseignis vorteilhafterweise wie gewünscht vorverlegt oder verzögert werden kann. Zum Beispiel kann das variierbare Verdichtungsverhältnismittel **38** in der Form eines Regelungsmechanismus zur Änderung der Brennraumform oder der Kolbenhöhe vorliegen, um das effektive Verdichtungsverhältnis zu variieren. Das effektive Verdichtungsverhältnis könnte auch durch Variieren des Verschlusszeitpunktes des Einlassventils **19** geändert werden, wie hierin unten in genauerem Detail erläutert wird. Das Variieren des Öffnungs- und Verschlusszeitpunktes der Einlass- und Auslassventile kann durch jedes beliebige variierbare Ventilsteuerbetätigungssystem, das in der Lage ist, Signale der ECU **20** zu empfangen und das Öffnen und/oder Schließen der Ventile effektiv zu variieren, mit den Prinzipien, die hier weiter unten beschrieben werden, erreicht werden.

**[0123]** Zusätzlich kann eine Verdünnungsmiteinspritzung in den Zylinder unter Verwendung einer Einspritzvorrichtung **40** zum Einspritzen eines Gases oder einer Flüssigkeit, z.B. Luft, Stickstoff, Kohlendioxid, Abgas, Wasser usw. in den Zylinder erreicht werden, um die Temperatur und die Temperaturverteilung im Zylinder so zu variieren, dass das Verbrennungseignis geregelt wird. Gleichermaßen kann ein Verdünnungsmittel in den Einlasskanal **26** unter Verwendung von zum Beispiel einer Einspritzvorrichtung **42** eingespritzt werden.

**[0124]** Das vorliegende PCCI-System kann auch eine Kraftstoff-Einspritzeinrichtung **36** beinhalten, zum Einspritzen von Kraftstoff **37**, zum Beispiel Dieseldieselkraftstoff, direkt in den Brennraum. Kraftstoff **37** würde entweder früh im Verbrennungseignis, vorzugsweise ungefähr zwischen 180 Grad und 60 Grad BTDC wie unten beschrieben, oder später im Verbrennungseignis nahe TDC, eingespritzt werden.

**[0125]** Durch Einspritzen des Kraftstoffes **37** früh im Verbrennungseignis wird es viel gründlicher mit dem Kraftstoff/Luft-Gemisch, das vom Einlasskanal empfangen wird, gemischt, als dies bei einer Dieseldieselkraftmaschine der Fall wäre, und so wird ein erstrebenswerterer Verbrennungsprozess sichergestellt, insbesondere wird der Kraftstoff bei einem magereren Äquivalenzverhältnis verbrannt, mit geringeren NOx-Emissionen als Resultat. Der Beginn oder die Auslösung der Verbrennung (VB) des Kraftstoff/Luft-Gemisches, das durch den Einlasskanal empfangen wird, kann durch die Menge des eingespritzten Kraftstoffes **37** erreicht werden. Zum Beispiel kann ein früheres Verbrennungseignis durch Steigerung der Menge von Kraftstoff **37** erreicht werden,

während der Zeitpunkt des Verbrennungsereignisses durch Minderung der Menge des eingespritzten Kraftstoffes **37** verzögert werden kann.

**[0126]** Durch Einspritzung des Kraftstoffes **37** später im Kompressionshub, d.h. nahe am TDC, kann konventionelle Dieseldieselfkraftstoffeinspritzung verwendet werden. Diese Vorgehensweise könnte mit Einführung einer oder mehrerer Arten von Kraftstoff in den Ansaugkrümmer kombiniert werden, um einen PCCI-Betriebsmodus zu erreichen. Insbesondere hätte der in den Ansaugkrümmer eingespritzte Kraftstoff ein höheres Luftüberschussverhältnis. Das Luftüberschussverhältnis ist das aktuelle Luft-Kraftstoff-Verhältnis der Kraftmaschine geteilt durch das Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei stöchiometrischen Bedingungen. Bei sehr magerem Luftüberschussverhältnis ist Verbrennung entlang einer Flammenwand unmöglich. Allerdings ist Selbstzündung möglich und ermöglicht dadurch die Verbrennung eines Gemisches, das zu mager wäre, um in einem typischen Ottomotor zu verbrennen. Die Anmelder haben festgestellt, dass PCCI-Verbrennung nicht an einem einzelnen Ort ausgelöst wird und sich nicht von einem einzelnen Ort verbreitet. Im Gegenteil, die Resultate zeigen, dass die Verbrennung multiple Zündungsstellen beinhaltet, die überall im Brennraum verteilt sind.

**[0127]** Für effiziente PCCI-Verbrennung mit niedriger Emission ist es wichtig, dass die Verbrennung während eines geeigneten Kurbelwinkelbereichs im Kraftmaschinenzyklus stattfindet. Wenn Verbrennung zu früh beginnt, wird der Zylinderdruck exzessiv hoch sein und die Effizienz Einbußen erleiden. Wenn Verbrennung zu spät beginnt, wird die Verbrennung unvollständig sein und in dürrtigen HC-Emissionen, schwacher Effizienz, hohen Kohlenmonoxid(CO)-Emissionen und geringer Stabilität resultieren. Die Anmelder haben festgestellt, dass der Zeitpunkt des VB und die Verbrennungsrate, und daher die Verbrennungsdauer, in einer PCCI-Kraftmaschine primär abhängen von der Temperaturgeschichte; der Druckgeschichte, den Selbstzündungseigenschaften, z.B. Oktan/Methanengrößen oder Aktivierungsenergie und Zusammensetzung der im Zylinder eingeschlossenen Ladeluft (Sauerstoffinhalt, EGR, Luftfeuchtigkeit, Äquivalenzverhältnis usw.). Die vorliegende Erfindung präsentiert eine strukturierte Vorgehensweise zu einer solchen Beeinflussung dieser Variablen, dass der Verbrennungsbeginn und/oder die Verbrennungsrate (Wärmefreisetzungsrates) durch verschiedene Kombinationen von Einrichtungen, die hierin weiter unten genauer erläutert werden, geregelt werden kann.

**[0128]** Die verschiedenen Regelungseinrichtungen zur Regelung des Verbrennungsbeginns und der Verbrennungsrate werden geregelt/variiert, um während aller Kraftmaschinenbetriebsbedingungen optimale Verbrennung sicherzustellen, so dass niedrige NOx-Emissionen und hohe Effizienz erreicht werden. Die Anwendung dieser Regelungsmerkmale wird verursachen, dass die Verbrennung innerhalb eines bevorzugten Kurbelwinkelbereichs relativ zur oberen Totpunktposition des Kraftmaschinenkolbens stattfindet. Besonders haben die Anmelder erkannt, dass im Wesentlichen das gesamte Verbrennungsereignis zwischen einem Kurbelwinkel von 20 Grad BTDC und 35 Grad ATDC stattfinden sollte. Auch sollte die Verbrennung vorzugsweise zwischen 20 Grad Kurbelwinkel BTDC und 10 Grad Kurbelwinkel ATDC ausgelöst werden und idealerweise ungefähr zwischen 10 Grad BTDC und 5 Grad ATDC. Zusätzlich wird die Dauer des Verbrennungsereignisses typischerweise mit einem Kurbelwinkel im Bereich von 5-30 Grad Kurbelwinkel entsprechen. Allerdings wird vorzugsweise eines oder mehrere der Regelungseinrichtungen, die unten aufgeführt sind, so geregelt werden, dass die Verbrennungsdauer auf ungefähr 30-40 Grad verlängert wird, um erwünschte Spitzenzylinderdrücke und reduzierten Lärm zu erreichen. Daher wird die optimale Regelung einer oder mehrerer der folgenden Merkmale den Verbrennungsbeginn und/oder die Verbrennungsrate effektiv so regeln, dass im Wesentlichen das gesamte Verbrennungsereignis zwischen einem Kurbelwinkel von 20 Grad BTDC und 35 Grad ATDC stattfindet. Natürlich kann es Bedingungen geben, unter denen der Verbrennungsbeginn außerhalb des oben genannten Kurbelwinkelbereichs und/oder unter denen die Verbrennungsdauer in der PCCI-Kraftmaschine über einen breiteren Kurbelwinkelbereich stattfindet oder sich möglicherweise über die oben beschriebene Grenze hinaus erstreckt.

**[0129]** Die Anmelder haben gezeigt, dass eine stabile, effiziente PCCI-Verbrennung erreicht werden kann, wenn die meiste Wärmefreisetzung nach dem TDC stattfindet. Zum Beispiel kann, wie in [Fig. 2](#) gezeigt, der Schwerpunkt der Wärmefreisetzung bei 5° ATDC positioniert werden. Die Anmelder haben festgestellt, dass bei leichter Last und mageren Bedingungen, wie in [Fig. 3](#) gezeigt, die Wärmefreisetzungsdauer in einem Kurbelwinkelbereich von ungefähr 21,5 bis 25 Grad liegen darf.

**[0130]** Wie in [Fig. 4a](#), [Fig. 4b](#) und [Fig. 4c](#) gezeigt, haben die Anmelder festgestellt, dass mit einer Kraftmaschine, die nahe an ihrer Fehlzündungsgrenze läuft, der VB und das Verbrennungsende (EOC – „end of combustion“) sich progressiv verzögern und die Wärmefreisetzungsdauer sich verlängert. Der indizierte Bruttomitteldruck (GIMEP – „gross indicated mean effective pressure“) geht durch ein Maximum während der VB sich bis nach dem TDC verzögert. Unterdessen nehmen die Klopfintensität und der Spitzenzylinderdruck (PCP – „peak cylinder pressure“) beträchtlich bis nahe an die Fehlzündungsgrenze ab, während der GIMEP akzep-

tabel bleibt. Wie in [Fig. 5](#) gezeigt, nimmt die Spitzenwärmefreisetzungsrate ebenfalls ab und die Wärmefreisetzungsdauer nimmt zu, während eine Annäherung an die Fehlzündungsgrenze stattfindet. Unterdessen, wie in [Fig. 6](#) gezeigt, nimmt der Spitzenzylinderdruck ab, während sich die Wärmefreisetzungsrate verlangsamt. Offensichtlich kann die Kraftmaschine diesen Reaktionsprozess nicht aufrechterhalten; ohne die geeigneten Regelungen bereitzustellen, die hierin erläutert werden. Die Anmelder haben festgestellt, dass der beste Betriebspunkt bei einem VB einige Grade nach TDC stattfindet. Sicherlich benötigt die Verbesserung des PCP-GIMEP-Tausches gegen PCCI-Verbrennung einen VB nach dem TDC. Demzufolge ist es klar, dass variable, aktive Regelung notwendig ist, um den VB und die Verbrennungsdauer an der gewünschten Stelle beziehungsweise bei gewünschter Länge zu erhalten, um effektive, effiziente PCCI-Verbrennung zu erreichen.

**[0131]** Änderungen des VB, zwischen aufeinander folgenden Verbrennungsereignissen in einer Einzylinderkraftmaschine und zwischen Zylindern in einer Mehrzylinderkraftmaschine, beruhen auf der Empfindlichkeit der PCCI-Verbrennung auf die Druck- und Temperaturgeschichte im Anlauf zu diesem speziellen Verbrennungsereignis. Sehr kleine Änderungen im Verdichtungsverhältnis, die Menge des Resteinschlusses, Wandtemperaturen usw. haben eine bedeutende Wirkung auf die Druck- und Temperaturgeschichte. Die vorliegende PCCI-Kraftmaschine und das Betriebsverfahren der Kraftmaschine beinhalten Regelgrößen/-merkmale mit der Fähigkeit, diese Änderungen auszugleichen und zu regeln, um eine optimale PCCI-Verbrennung zu erreichen.

**[0132]** Im Allgemeinen können die Regelgrößen, die verwendet werden können, um den Beginn der Verbrennung und die Verbrennungsrate effektiv zu regeln, so dass sichergestellt wird, dass im Wesentlichen der gesamte Verbrennungsprozess innerhalb der optimalen Kurbelwinkelgrenze, d.h. 20 Grad BTDC bis 35 Grad ATDC, stattfindet, während Emissionen minimiert und die Effizienz maximiert werden, in vier Regelungskategorien klassifiziert werden: Temperaturregelung; Druckregelung; Regelung der Selbstzündungseigenschaften des Gemisches; und Äquivalenzverhältnisregelung.

#### Temperaturregelung

**[0133]** Die Temperatur des zylinderinternen Gemisches aus Luft und Kraftstoff (zylinderinterne Temperatur) spielt eine wichtige Rolle beim Festlegen des Verbrennungsbeginns. Die zylinderinterne Temperatur kann variiert werden, um den Verbrennungsbeginn zu regeln, indem man bestimmte Schlüsselregelungsmerkmale variiert, wie zum Beispiel das Verdichtungsverhältnis (CR – „compression ratio“), die Ansaugkrümmertemperatur (IMT – „intake manifold temperature“), die Abgasrückführung (EGR – „exhaust gas recirculation“), den Restmassenanteil (RMF – „residual mass fraction“), den Wärmetransfer und die Temperaturstratifizierung.

**[0134]** Die Anmelder haben festgestellt, dass die Ansaugkrümmertemperatur (IMT) eine bedeutende Wirkung auf Propan-angeheizte Verbrennung ausübt. Im Verlauf zweier Studien der Anmelder wurden die Drehzahl, das Äquivalenzverhältnis und der Ansaugkrümmerdruck (IMP) konstant gehalten, während IMT den praktischen Betriebsbereich durchlief. Die niedrigste IMT wurde durch instabilen Betrieb begrenzt und die höchste IMT wurde durch den maximal zulässigen Spitzenzylinderdruck (PCP – „peak cylinder pressure“) begrenzt. Die Bedingungen der ersten beziehungsweise zweiten Studie beinhalteten Drehzahl = 1200 UpM und 2000 UpM; Äquivalenzradius = 0,30 und 0,24; IMP = 3,3 bar und 4,1 bar. Wie in [Fig. 7a](#) und [Fig. 7b](#) gezeigt, resultierten erhöhte IMT in erhöhtem GIMEP und einem verminderten Variationskoeffizienten (CoV – „coefficient of variation“) des GIMEP. Auch erhöhte Steigerung der IMT den PCP wie in [Fig. 7c](#) gezeigt, während der VB vorverlegt und die Verbrennungsdauer vermindert wurde ([Fig. 7d-Fig. 7f](#)). Erhöhte IMT steigerte auch den indizierten Bruttowärmewirkungsgrad ([Fig. 7g](#)) und den geschätzten Lärm ([Fig. 7k](#)). In Bezug auf die Emissionen verminderte eine erhöhte IMT die FSHC-Emissionen ([Fig. 7h](#)), verminderte die kraftstoffspezifischen Kohlenmonoxid(FSCO – „fuel specific carbon monoxide“)-Emissionen ([Fig. 7i](#)), hatte aber keine nachweisbare Wirkung auf FSNOx ([Fig. 7j](#)).

**[0135]** Zusammenfassend haben die Anmelder festgestellt, dass geringe Änderungen der IMT große Wirkungen auf viele Aspekte der Propan-angeheizten PCCI-Verbrennung haben. Durch Änderung der Ansaugtemperatur kann das Verbrennungsereignis vorverlegt oder verzögert werden. Anhebung der Ansaugtemperatur wird den Verbrennungsbeginn vorverlegen, Senken der Ansaugtemperatur wird den Verbrennungsbeginn verzögern, wie es graphisch in [Fig. 8](#) gezeigt wird. Diese Temperaturregelung kann durch Wärmetauscher oder Brenner erreicht werden. Zum Beispiel kann ein Ladeluftkühler entlang des Ansaugkrümmers positioniert werden. Ein Brenner oder Erhitzer in Kombination mit einem Kühler bietet hervorragende Temperaturregelung. Die Abgasprodukte des Brenners können direkt mit der Ansaugluft gemischt werden, der Brenner könnte die Ansaugluft direkt als Luftversorgung verwenden, oder die Wärme, die durch den Brenner generiert wird, könnte durch einen Wärmetauscher der Ansaugluft zugeführt werden. Der Wärmetauscher kann Abwärme aus Kraftmaschinenkühlmitteln oder Abgasen verwenden, um die Ansaugluft zu erwärmen. Auch kann rapide Regelung

der IMT erreicht werden, indem ein Luftkühler-Bypass verwendet wird. Ein Regenerator (ähnlich dem in der Stirling-Kraftmaschine) könnte benutzt werden, um Abwärme wiederzugewinnen und durch einen Wärmetauscher in die Ansaugluft überzuleiten und dadurch die Ansaugtemperatur zu regeln. Zusätzlich könnte die IMT durch Einspritzung von Kraftstoff in den Krümmer während verschiedener Phasen, z.B. als Flüssigkeit oder Gas, variiert werden. Die Veränderung der Wärme, die für die Verdampfung von flüssigem Kraftstoff benötigt wird, würde die IMT reduzieren. Natürlich würden verschiedene Arten von Kraftstoff verschiedene Wirkungen auf die IMT haben.

**[0136]** Die Anmelder haben ebenfalls festgestellt, wie Rest- und Ansaugtemperatur, Ladungs- und Brennraum- und Kanalwandwärmeübertragung, einen Einfluss auf die zylinderinterne Mitteltemperatur während Einlass und Kompression vorweisen, und auch die Wirkung auf die räumliche Temperaturverteilung am TDC. Insbesondere verglichen die Anmelder Ansaug- und Verdichtungsereignisse bei einer Kraftmaschine, die durch ein Luft-Propan-Gemisch betrieben wird. Die Anmelder stellten fest, dass die Temperatur am VB auch teilweise durch die Nacherwärmung der Ansaugladung durch die existierende Wärmeenergie bedingt wird. Zum Zweck dieser Anmeldung ist Nacherwärmung definiert als  $T(\text{Durchschnitt Innenzylinder @ Ansaugventilverschluss (IVC - „intake valve closing“)}) - T(\text{Durchschnitt Ansaugkrümmer})$ , das heißt, die Differenz zwischen Ansaugkrümmertemperatur, d.h. der Temperatur, die dem Einlass zum Kanal zugeordnet ist, und der zylinderinterne Mitteltemperatur beim IVC. Die Anmelder stellten fest, dass die Nacherwärmung am Kanal beginnt und sich innerhalb des Zylinders fortsetzt. Darüber hinaus ruhten 56 % der Nacherwärmung auf Wandwärmeübertragung und 44% ruhten auf Vermischung und Ladedruck für die untersuchte Bedingung. Offensichtlich ist Wärmeübertragung sehr wichtig bei der Bestimmung von Nacherwärmung.

**[0137]** Eine Studie, die die Wichtigkeit der Wandtemperatur für die zylinderinterne Wärmeübertragung erklärt, ist die folgende. Beim Vergleich eines zündenden Zylinders mit einem fehlzündenden Zylinder wurde festgestellt, dass die Nacherwärmung des fehlzündenden Zylinders bei 63 % des Zündungsgehäuses lag (27 gegenüber 43 K). Niedrigere Wandtemperaturen beim fehlzündenden Zylinder im Vergleich mit einem zündenden Zylinder sind der Hauptgrund für dessen niedrigere zylinderinterne Temperaturen. Der zündende Zylinder hat eine TDC-zylinderinterne Temperatur, die 46 K höher war als die eines fehlzündenden Zylinders, im Vergleich zu einer 16 K höheren Temperatur bei IVC. Bei adiabatischer Verdichtung für jeden Fall hätte die Temperaturdifferenz beim TCD  $\sim 35$  K angesichts der ursprünglichen 16 K Differenz betragen. Deshalb beruht der 11 K (46-35 K) Temperaturverlust von IVC zu TDC auf kühleren, fehlzündenden Wandtemperaturen. Interessanterweise können relativ schnelle Wärmeübertragungsraten aus dem Gas nahe am TDC zu kühlerem zylinderinterne Inhalt führen als wenn es überhaupt keine Wärmeübertragung gäbe, obwohl die Wände die zylinderinterne Gase während des Großteils des Einlass- und Verdichtungsereignisses erwärmen. Auch verringerte sich die Massenflussrate um 7,5 % wegen der Wärmeübertragung, wenn ein normal zündender Zylinder mit Wandwärmeübertragung mit einem zündenden Zylinder mit adiabatischen Wänden verglichen wird, primär wegen der Dichtewirkung.

**[0138]** In Bezug auf [Fig. 9](#), bezüglich der Wirkung der Wandtemperaturen, d.h. Kolbentemperatur, Kopftemperatur und Manteltemperatur, auf den VB, haben die Anmelder festgestellt, dass der VB früher eintritt je mehr die Wandtemperaturen erhöht werden. Die erhöhten Oberflächentemperaturen verursachen geringere Wärmeübertragung auf die Brennraumoberflächen und fördern dadurch die Verbrennung. Die Anmelder haben gezeigt, dass mit Wandtemperaturen, die von 255 zu 933 K variierten, während alle anderen Parameter konstant gehalten wurden (IMT = 342 K, Nacherwärmung = 43 K,  $\phi = 0,24$ ), sich das Gemisch nicht bei Wandtemperaturen unter 400 K entzündete. Von 400 K bis 550 K verlängert sich die Verbrennungsdauer da ein größerer Prozentsatz des Kraftstoffes verbrennt. Bei über 550 K verbrennt der gesamte Kraftstoff und die Verbrennungsdauer nimmt mit sich erhöhender Temperatur ab. Variierende zylinderinterne Oberflächentemperaturen können erreicht werden, indem die Kühlungswirkung des Kraftmaschinenkühlmittels und/oder des Schmieröls auf die Zylinder/Kolben-Verbindung variiert wird. Obwohl die Zylinderwandtemperatur schwierig als Maßnahme zur effektiven Regelung des VB verwendet werden kann, sind Zylinderwandtemperaturen einer der Parameter, die für die Regelung des VB in Betracht gezogen werden, insbesondere für den Betrieb beim Start oder für vorübergehenden Betrieb. Die Anmelder haben gezeigt, dass es einen Bereich von Betriebsbedingungen gibt, bei dem es zwei stabile Lösungen gibt: eine ohne Verbrennung und kühle Wände, und eine mit Verbrennung und heißen Wänden. Auch kann das Variieren des Verhältnisses von Oberfläche zu Volumen in des Brennraums die Wärmeübertragung verändern und kann deshalb benutzt werden, um die Verbrennung zu regeln.

**[0139]** Durch Vergleich von einem normal zündendem Zylinder und Wandwärmeübertragung mit einem zündenden Zylinder mit adiabatischen Wänden betrachtet man Wandwärmeübertragung als Hauptbeitrag zur räumlichen Temperaturverteilung am TDC. Räumliche Temperaturverteilung ist definiert als die Art und Weise, mit der Temperaturen über einen bestimmten Bereich hinweg variieren, gleich ob dies in der Öffnung oder im

Zylinder bei einem bestimmten Kurbelwinkel der Fall ist. Durch Variierung der Zylinderinternen Temperaturverteilung, kann der Verbrennungsbeginn und/oder die Gesamtverbrennungsrate positiv beeinflusst werden. Ein Weg zur Variierung der Zylinderinternen Temperaturverteilung ist die Verwendung von aufgeteilten Ansaugkanälen, die so angebracht sind, dass ein Teil des Luft/Kraftstoff-Gemisches wärmer/kälter ist als der Rest des einströmenden Gemisches. Ein anderes Verfahren ist die Einführung von heißen Punkten in den Zylinder oder die Verwendung von Glühkerzen **44** ([Fig. 1a](#)). Auch kann die Zylinderinterne Temperaturverteilung durch Variierung der Temperatur der Brennraumwände (z.B. die Wandtemperatur des Zylindermantels, des Kolbens und/oder des Kraftmaschinenkopfes) geregelt werden durch Veränderung von zum Beispiel der Temperatur des Kraftmaschinenkühlmittels, der Temperatur des Kraftmaschinenöls oder der Kühlungsrate der Brennraumwände. Wie in [Fig. 1b](#) gezeigt, kann die Temperatur des Kraftmaschinenkühlmittels variiert werden durch Regelung des Flusses durch einen Kühlmittelwärmetauscher **46**, der im Kraftmaschinenkühlungskreislauf **47** positioniert ist, durch Variieren des Flusses durch einen Bypass-Kreis **48** unter Verwendung eines Bypass-Ventils **50**. Es wurde festgestellt, dass die Wandwärmeübertragung eine ähnliche Auswirkung auf die räumliche Temperaturverteilung hat, sowohl für zündende, wie auch für fehlzündende Zylinder. In gleicher Weise haben die Anmelder ebenfalls festgestellt, wie die Resttemperatur und die Wandwärmeübertragung die zylinderinterne Temperaturverteilung während des Ansaugens und der Verdichtung beeinflussen. Diese Beobachtungen beinhalten drei Studien der Ansaug- und Verdichtungsereignisse eines Luft und Propan-Gemisches. Diese Studien offenbarten, dass während des Großteils des Ansaugens und der Verdichtung, heiße Reste die Hauptquelle der räumlichen Temperaturschwankungen darstellen. Allerdings ist die Restbestandgeschichte nahe der TDC-Kompression von geringer Bedeutung im Vergleich mit der Wärmeübertragung bei den Wänden im Aufbau von Temperaturvariationen im Brennraum. Somit wird angenommen, dass zum Vorantreiben eines Verbrennungsereignisses, das mehr von dem Kraftstoff verbraucht, der zur Verfügung steht, der Kraftstoff in einer solchen Art und Weise eingeführt werden kann, das bei VB Kraftstoff und Luft in angemessenem Mengenverhältnis vorliegen in den Bereichen, in denen das Temperaturfeld ausreichen ist, um Verbrennung aufrecht zu erhalten. Zwei Bereiche, bei denen das Temperaturfeld zur Aufrechterhaltung der Verbrennung unzureichend ist, sind die Spalten und die benachbarten gekühlten Oberflächen. Es ist daher erwünscht, den Kraftstoff sowohl von Spalten wie auch von gekühlten Oberflächen fernzuhalten.

**[0140]** Offensichtlich erhöht Wärmeübertragung in das zylinderinterne Gemisch die Temperatur des zylinderinternen Gemisches und beschleunigt so den VB. Die Anmelder haben gezeigt, dass eine Glühkerze verwendet werden kann, um den VB effektiv bis zu einem geringen Grad zu regeln. Wie in [Fig. 10](#) gezeigt verzögern sich VB und EOC leicht, sobald die Glühkerze ausgeschaltet wird. Auch sinkt der GIMEP bedeutend, da weniger Kraftstoff verbrannt wird. Das Verringern der Menge von Kraftstoff, der verbrannt wird, bewirkt auch ein Sinken der Wärmefreisetzungsrate, wie in [Fig. 11](#) gezeigt wird. Zwischen Zyklus #1 und #100 war die Glühkerze ausgeschaltet und blieb ausgeschaltet bis zu einem Zeitpunkt zwischen Zyklus #300 und #400, bei dem sie wieder angestellt wurde. Vielleicht am wichtigsten ist, dass während die Glühkerze ausgeschaltet ist, der Beginn der rapiden Verbrennung bedeutend verzögert wird ohne eine Steigerung der Dauer, was in Kombination mit dem Abfall der Wärmefreisetzungsrate verursacht, dass die kumulative Wärmefreisetzungsrate abnimmt. Somit könnte Glühkerze **44** ([Fig. 1b](#)) verwendet werden, um die Verbrennung zu einem begrenzten Grad zu regeln.

**[0141]** In jeder beliebigen praktischen Hubkraftmaschine geht Wärme während des Verbrennungsprozesses aus dem Brennraum verloren. Der Wärmeverlust hängt von vielen Faktoren ab, aber primär von der Drehzahl und der Temperaturdifferenz zwischen dem Inneren und dem Äußeren des Zylinders. Diese Wärmeübertragung während des Kompressionsprozesses wird zu einem Problem für Dieselmotoren während des Starts bei kalten Umgebungstemperaturen, da die Verbrennung schwer auszulösen und schwer aufrechtzuerhalten sein kann in Zylindern, in denen die Brennraumoberflächen kalt sind. Typischerweise laufen die Zylinder, die an den Enden einer Zylinderreihe lokalisiert sind, am kältesten und sind diejenigen, die voraussichtlich spät zünden. Es geschieht sehr häufig unter solchen Bedingungen, dass die Ladung in den Endzylindern wegen des exzessiven Wärmeaustausches mit den kälteren Zylinderwänden nicht verbrennt. Mit Dieselmotoren ist die Verbrennung allerdings sehr konsistent und viel weniger abhängig von Brennraumoberflächentemperaturen, sobald alle Zylinder aufgewärmt sind.

**[0142]** Mit PCCI wird der Verbrennungsprozess durch Erlangen einer bestimmten Druck- und Temperatur-„Geschichte“ ausgelöst. Somit ist die PCCI-Verbrennung, wie hier weiter oben diskutiert, stark abhängig von und empfindlich gegenüber den Oberflächentemperaturen des Brennraums. Die vorliegende PCCI-Kraftmaschine kann ein Endzylinderkompensationsmittel beinhalten zum Erreichen der erwünschten Brennraumoberflächentemperaturen in den Endzylindern, um eine bessere Zylinder-zu-Zylinder Temperaturregelung sicherzustellen und damit die Wahrscheinlichkeit einer stabilen Verbrennung und sehr niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen zu erhöhen. Das Endzylinderkompensationsmittel kann ein System zur Reduzierung der effektiven Kühlung von spezifischen Zylindern beinhalten, wie zum Beispiel eine Reduzierung der kolbenkühlenden Düsen-

strömung; Erhöhung der Kühlmitteltemperatur; oder Reduzieren der Kühlmittelflussrate. Insbesondere kann das Endzylinderkompensationsmittel, in Bezug auf [Fig. 12](#), ein Ölflussregelsystem **70** beinhalten, einschließlich von Strömungsregelventilen **72**, die in Abzweigströmungspassagen **74** positioniert sind und gekühltes Öl von einer Ölpumpe **78** zu kolbenkühlenden Düsen **76** leiten. Somit können die Regelventile **72** geregelt werden, um den Fluss des Kühllöls zu den Kolbenverbindungen zu variieren, um die Temperatur des Kolbens zu verändern und somit die zylinderinterne Temperatur günstig zu beeinflussen. Alternativ können Strömungsrestriktionen anstelle von Ventilen **72** eingesetzt werden, oder die Düsen **76** in Verbindung mit den Endzylindern können mit einem geringeren effektiven Strömungsbereich konzipiert werden als die übrigen Düsen, um den Fluss zu diesen kolbenkühlenden Düsen permanent zu verringern. Zusätzlich, wenn mehr als eine Düse **76** als in [Fig. 1a](#) gezeigt bereitgestellt wird, könnte die Anzahl der betriebenen Düsen variiert werden durch Regelung der entsprechenden Regelventile, die jeder Düse zugeordnet sind.

**[0143]** In Bezug auf [Fig. 13](#) können Endzylinderkompensationsmittel ein Kühlmittelflussregelsystem der Kraftmaschine **80** beinhalten, einschließlich einer Kühlmittelpumpe **81** und von Kühlmittelflussregelventilen oder -drosselungen **82** in Zweigpassagen **84**, die zu den Endzylindern **86** der Kraftmaschine **88** führen. Die Ventile **82** werden betrieben, um den Fluss des kalten Kühlmittels, das von einem Kühler **90** abgegeben wird, zu reduzieren. Es werden auch Regelventile **92** verwendet, die in den Rückführungsdurchgängen **94** für das heiße Kühlmittel angeordnet sind, um den Strom von Kühlmittel mit höheren Temperaturen zu regeln, welches am Kühler **90** vorbeigeht und direkt den Endzylindern zugeführt wird. Diese Systeme sind alle im Einsatz, um den Fluss von Kühlmittel zu den Endzylindern zu regeln, um dafür zu kompensieren, dass sie mehr von der Außenumgebung gekühlt werden, so dass die Gesamtkühlung für jeden Endzylinder gleich der eines jeden der anderen Zylinder ist. Diese Systeme können verwendet werden, um das Aufwärmen der Zylinder zu unterstützen, um die Motorstabilität zu verbessern und eine verbesserte Regelung der Zylinderverbrennung und des Zylinder-zu-Zylinder-Ausgleichs bereitzustellen.

**[0144]** Das Endzylinderausgleichsmittel kann alternativ oder zusätzlich dazu Endzylinder enthalten, die ein effektives Verdichtungsverhältnis aufweisen, welches nominal größer als die anderen Zylinder ist, um den zusätzlichen Wärmeverlust auszugleichen. Dieses Verdichtungsverhältnis könnte in die Endzylinder eingebaut sein, derart dass die Verdichtungstemperatur der Endzylinder den mittleren Zylindern gleich ist. Im Hinblick auf die Leistung ist diese Vorgehensweise vorteilhaft, da die Oberflächentemperaturen der Brennräume in den Endzylindern sowohl für den Anlauf- als auch für den aufgewärmten Betrieb verbessert würden. Dieser Unterschied in den Verdichtungsverhältnissen kann alternativ dazu durch die Nockenwellen-Ventil-Kolbenverstellung erreicht werden. In diesem Fall würde das Schließen des Ansaugventils (IVC) nahe am unteren Totpunkt (BDC) liegen, derart dass das effektive Verdichtungsverhältnis (CR) zum geometrischen CR ungefähr gleich ist. Die mittleren Zylinder könnten dann ein verzögertes IVC haben, was ein niedrigeres nominales CR als die Endzylinder produzieren würde. Die Auswirkungen des Variierens des Verdichtungsverhältnisses bei der PCCI-Verbrennung werden hierin unten näher erläutert.

**[0145]** Eine der größten Herausforderungen der Kraftmaschinentechnologie mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung (PCCI) liegt im Einbringen des Wärmefreisetzungsprofils. Der Beginn der Verbrennung bei normalen Dieselmotoren oder Ottomotoren wird durch den Zeitpunkt der Einspritzung oder den Zeitpunkt des Zündfunken geregelt. Bei PCCI-Motoren wird der Beginn der Verbrennung von den zylinderinternen Temperaturen und Drücken bestimmt. Nähert sich beim PCCI-Motor der VB an TDC (und danach) an, erhöht sich die Empfindlichkeit gegenüber geometrischen und/oder Betriebsveränderungen bei Temperaturen, Drücken usw. erheblich. Da bei PCCI-Motoren verzögerte Wärmefreisetzungsprofile erwünscht sind (um Spitzenzylinderdrücke zu minimieren und die Effizienz zu verbessern), erhöht sich das Risiko einer Fehlzündung oder teilweiser Verbrennung erheblich. Dies rührt daher, dass die Zylindertemperaturen nach dem oberen Totpunkt aufgrund der Expansion der Ladung abnehmen. Falls eine Selbstzündung noch nicht bis zum Totpunkt stattgefunden hat, ist es nicht sehr wahrscheinlich, dass diese viel später nach dem oberen Totpunkt auftritt. Dieses Problem wird ferner verstärkt, falls einer der Zylinder beginnt fehlzuzünden. Der fehlzündende Zylinder kühlt ab, wodurch ein fortwahrendes Fehlzünden noch wahrscheinlicher wird.

**[0146]** In einem Mehrzylinder-Motor treten unausweichbar Schwankungen zwischen Zylindern in Bezug auf Verdichtungsverhältnis, Wandtemperaturen, Nacherwärmung und Restmassenanteil auf. Diese Schwankungen erschweren das Betreiben eines PCCI-Motors mit dem erwünschten verzögerten Verbrennungszeitpunkt, während optimale Verbrennung aufrechterhalten wird, ohne einzelne Zylinder zu haben (die etwas kühler laufen), die beginnen fehlzuzünden.

**[0147]** Die Anmelder haben festgestellt, dass das Manipulieren von Ventilereignissen eine bedeutende Auswirkung auf die Temperatur bei TDC haben kann und daher ein effektives Mittel ist, um den Beginn der Ver-

brennung zu regeln, wie durch analytische Ergebnisse, gezeigt in [Fig. 14](#), vorgeschlagen. Insbesondere hat, mit Bezug auf Tabelle I, das Variieren von Ventilereignissen folgende Auswirkungen:

TABELLE I

Verändertes Ereignis	Grundlinie	Auswirkung des Vorverlegens des Ventil-Zeitpunktes in Bezug auf die Grundlinie	Auswirkung des Verzögerns des Ventil-Zeitpunktes in Bezug auf die Grundlinie
EVC	-357°	Schließt heißen Rest ein, was VB vorverlegt	Abgase werden zurück in den Ansaugkrümmer geblasen, was den VB vorverlegt
EVO	135°	Keine Auswirkung	Keine Auswirkung
IVC	-167°	Millerzyklus – vermindert effektives CR, was den VB verzögert	Bei diesen besonderen Bedingungen verbessert eine Verzögerung die Atmung leicht; Eine Verzögerung reduziert außerdem das effektive CR, was den VB verzögert
IVO	341°	Ermöglicht, dass heißes Abgas in den Ansaugkrümmer fließt, was den VB vorverlegt	Beschränkt den Strom vom Ansaugkrümmer, was minimale Auswirkung auf VB hat

[0148] Wie in [Fig. 15](#) gezeigt, spielt das Schließen des Auslassventils (EVC) eine bedeutende Rolle beim Feststellen der Menge an Verbrennungsprodukten, die im Brennraum verbleiben oder diesem zu Verfügung gestellt werden, von einem Verbrennungsereignis zum nächsten Ereignis, d.h. der Restmassenanteil (RMF). Der Rest besitzt eine höhere Temperatur als die hineinkommende Ladung und erwärmt die Ladung daher für das nächste Verbrennungsereignis. Somit kann der Zeitpunkt für das Schließen des Auslassventils verwendet werden, um die zylinderinterne Temperatur zu regeln und somit den VB zu regeln. Um einen kalten Zylinder zu „erwärmen“ (z.B. einen, der beginnt fehlzuzünden), kann der Restmassenanteil in dem einzelnen Zylinder

durch ein frühes Auslassventil-Verschlussereignis erhöht werden. Diese heißen Reststoffe werden das Erwärmen der hineinkommenden Ladung erhöhen und tendieren dazu, dadurch den Beginn der Verbrennung vorverlegen, zum Beispiel, indem sie einen fehlzündenden Zylinder wiederherstellen. Wie in [Fig. 15](#) gezeigt, schließt ein Vorverlegen des EVC heiße Reststoffe in dem Zylinder ein, während ein Verzögern des EVC ermöglicht, dass heißes Abgas zurück in den Zylinder geblasen wird (in diesem Fall ist der Abgasansaugdruck (EMP) > IMP). Das Grundlinien-EVC ist das Optimum dieser zwei Auswirkungen: Einschließen einer minimalen Menge an Reststoffen und Führen zu der niedrigsten TDC-Temperatur. Ebenso ermöglicht ein Vorverlegen des IVO, dass einige der Reststoffe in dem Zylinder zurück in den Ansaugkrümmer geblasen werden, wiederum da EMP > IMP, was eine Erhöhung der TDC-Temperatur verursacht. Ein Vermindern des Verdichtungsverhältnisses, was hierin unten genauer erläutert wird, durch zum Beispiel ein Vorverlegen des IVC, wird ebenfalls die Reststoffe im Zylinder vermehren, jedoch in geringerem Ausmaß. Das Einstellen des Zeitpunktes für den Auslassventilverschluss kann auch dafür verwendet werden, um die kleinen geometrischen und betrieblichen Schwankungen zwischen den Zylindern auszugleichen, um zu ermöglichen, dass die Kraftmaschine Zylinder-zu-Zylinder „abgestimmt“ wird. Es kann jedes beliebige andere Mittel verwendet werden, um den RMF effektiv zu erhöhen oder zu vermindern, um den VB jeweils vorzuverlegen oder zu verzögern.

**[0149]** Ein Verfahren zur Implementierung dieser Strategie wurde erfolgreich an einem Mehrzylinder-PC-CI-Motor getestet. Diese Technik beinhaltet eine Erhöhung der Ablassventilspieleinstellung. Das effektive Öffnen des Spiels schließt das Ablassventil früh und verlegt den Beginn der Verbrennung wie gewünscht vor.

**[0150]** Die Anmelder haben festgestellt, dass das Verringern des Ablassventilereignisses um 10 Grad zu etwas höheren Oberflächentemperaturen und 22 Grad wärmeren Einlasstemperaturen führt. Im Hinblick auf die erhebliche Auswirkung, die 22 Grad IMT-Veränderungen auf die Verbrennung haben ([Fig. 7c-Fig. 7f](#)), würde dieses Verfahren ein Potenzial zum Abstimmen eines Mehrzylinder-Motors mit Ventilspieleinstellungen indizieren. Wie in [Fig. 16](#) gezeigt, verlegt ein Verkürzen der Dauer, die ein Ablassventil offen ist, indem das Spiel vergrößert wird, tatsächlich die Verbrennung vor. Schließlich können Zylinder-zu-Zylinder-Schwankungen passiv durch jedes beliebige Mittel geregelt werden, welches das statische Schließen des Ablassventils einstellt. Es könnte auch aktiv geregelt werden, falls es mit einigen diagnostischen Messungen gekoppelt ist. Falls eine Regelung an allen Zylindern geschieht, dann könnte diese Technik auch verwendet werden, um den Gesamtbeginn der Verbrennung innerhalb des Motors zu bewirken.

**[0151]** Ein anderes Verfahren zur Regelung der Zylinder-zu-Zylinder-Temperatur durch die Regelung des Restmassenanteils (RMF) ist, eine Tasche von Restgas aus dem vorhergehenden Zyklus in einer Kammer, die separat von der hineinkommenden Ladung angeordnet ist, zu komprimieren. Die Proportion von eingeschlossenem Rest zu frischer Ladung kann durch die Größe einer solchen Kammer manipuliert werden. Die Menge an heißem Abgas könnte so groß wie  $(1/2)(1/CR)$  sein und daher  $\approx 1/30$  der Kammermasse, falls das gesamte TDC-Volumen sich in einer solchen Kammer befindet. Die Struktur einer solchen Kammer muss gesteuert werden, damit zumindest ein Anteil des heißen Gases den Verdichtungsprozess überlebt, ohne sich komplett mit der hineinkommenden Ladung zu vermischen. Wird das eingeschlossene Abgas sehr früh im Verbrennungsprozess gemischt, wird die hohe Temperatur, die erforderlich ist, um die schnellen Reaktionen zu initiieren, nicht erreicht. Der Zeitpunkt von Strömen in und aus dieser Kammer heraus kann dabei helfen, den Zeitpunkt des Beginns schneller Energiefreisetzung im Zylinder zu steuern. Zusätzliche Quellen lokaler Wärmezufuhr können es ermöglichen, eine solche schnelle Initiierungsreaktion zu liefern. Dies könnte eine erwärmte Glühkerze oder eine thermal isolierte Masse sein.

**[0152]** Der Restmassenanteil reagiert auch empfindlich auf den Ablasskanalgedruck (EMP – exhaust manifold back pressure). Durch ein Erhöhen des EMP im Verhältnis zu IMP, kann der Restmassenanteil erhöht werden, wodurch die Temperatur der Ladung erhöht wird, was wiederum die Verbrennung vorverlegt. Die Anmelder haben festgestellt, dass ein Erhöhen des EMP das erwartete Ergebnis des Vorverlegens des VB mit sich bringt. Jedoch haben die Anmelder auch gezeigt, dass der VB nur um ungefähr  $4^\circ$  mit einer 3 bar Erhöhung des EMP bei einem Viertaktmotor vorverlegt wurde. Die Anmelder haben festgestellt, dass die Erhöhung der Temperatur fast linear zur Erhöhung des EMP ist, wenn alle anderen Dinge konstant gehalten werden. Bei einer Erhöhung um 1 bar des EMP, erhöhte sich die Temperatur am TDC um ungefähr 10 K. Daher scheint, wenn man den praktischen EMP-Bereich in Betracht zieht, die Regelung des EMP ein relativ schwaches Mittel zur Regelung des VB in einem Viertaktmotor zu sein. Außerdem treten wesentliche Einbußen beim BSFC auf, wenn man EMP verwendet, um die TDC-Temperatur in einem Viertaktmotor zu regeln. Das BSFC würde bedeutend höher sein, als wenn man entweder Ablassventilverschluss oder variierbares Verdichtungsverhältnis verwendet. Obwohl die Auswirkung der Erhöhung des EMP die gleiche ist wie beim Vorverlegen des EVC, d.h. das Einschließen von mehr heißer Restmasse in dem Zylinder, ist der BSFC viel höher, da, wenn EMP erhöht wird, der Kolben während des gesamten Auslasshubs gegen den Druck arbeiten muss. Falls der Motor Turbo-

maschinenbauweise aufweist, würden weitere Komplikationen durch den Versuch, EMP für die Regelung des VB zu verwenden, entstehen. Jedoch könnte die Verwendung einer Abgasbeschränkung bei einem Zweitaktmotor durchaus realisierbar sein.

**[0153]** Eine andere wichtige Art, die Ansaugtemperatur zu regeln, ist die Verwendung von Heißabgasrückführung (EGR). Wie in [Fig. 1b](#) gezeigt, kann ein Hochdruck-EGR-Kreislauf **54** verwendet werden, um heiße Abgase, der Turbine **25** vorgelagert, in das Ansaugsystem **23** zu leiten. Der EGR-Kreislauf **54** beinhaltet ein Hochdruck-EGR-Regelventil **60** zum Regeln der Rückführung von Abgas. Ein Tiefdruck-EGR-Kreislauf **62** und Regelventil **64** können verwendet werden, um einen Strom von Tiefdruck-EGR, der Turbine **25** nachgelagert, in das Ansaugsystem **23** zu leiten. Die Anmelder haben gezeigt, dass EGR besonders effektiv bei der Erhöhung der Ansaugkrümmertemperatur ist, wenn es dem Kompressor **24** vorgelagert eingeführt wird (unter der Annahme, dass die Wirkung des Zufügens von EGR nicht durch zusätzliche Ladeluftkühlung aufgehoben wird). Abgasrückführung (EGR) findet mehr Verwendung in PCCI-Motoren, da das Abgas eines solchen Motors weniger Partikel enthalten wird, und somit das Abgas zum idealen vorgelagerten Ort (Einlass des Kompressors des Turboladers) rückgeführt werden kann. Der Einlass des Kompressors ist der beste Ort, da das Druckdifferential fast immer günstig ist. Die frische Einlassluft- und heiße EGR-Mischung wird durch den Kompressor verdichtet, wodurch ein Erwärmen und eine Mischung bereitgestellt werden. Durch Einführen der EGR dem Kompressor vorgelagert und Erhöhen der Kompressoreinlasstemperatur, resultiert eine viel höhere Kompressoraustrastemperatur, als wenn die EGR nach dem Kompressor eingeführt wird. Bei normalen Dieselmotoren ist das Einführen von EGR in den Ansaugkrümmer des Kompressors sehr schwierig, da die Partikel in den Abgasen des Motors den Kompressor verstopfen. In einem PCCI-Motor könnte das praktisch partikelfreie Abgas jedoch ohne bedeutende Probleme dem Kompressor vorgelagert eingeführt werden. Die Anmelder haben auch, wie in [Fig. 18](#) gezeigt, festgestellt, dass, unabhängig von der Technik, die verwendet wird, um die Abgasprodukte einzuführen, z.B. EGR, RMF usw., die Verbrennungsrate durch das Hinzufügen von Abgasprodukten, während die Temperatur der Ladung durch zum Beispiel Einspritzen eines Kühlverdünnungsmittels, wie zum Beispiel Luft und/oder Wasser, aufrechterhalten wird, verlangsamt werden kann, wodurch die Verbrennungsdauer erhöht wird, die Verbrennung verzögert wird und die Menge an Wärmefreisetzung verringert wird.

**[0154]** Mit Bezug auf [Fig. 19](#) ist eine verbesserte Kraftmaschine **100** gezeigt, die von dem PCCI-Motor und Regelsystem der vorliegenden Erfindung profitiert, indem sie eine begrenzte Anzahl mehrerer Zylinder in einem PCCI-Modus betreibt, während sie die restlichen Zylinder in einem Diesel-Modus betreibt. Insbesondere können zum Beispiel fünf Zylinder **102** in einem Sechs-Zylinder-Motor im Diesel-Modus betrieben werden, während ein Zylinder **104** in einem PCCI-Modus betrieben wird. Dieser Motor beinhaltet auch ein EGR-System **106**, das nur dem PCCI-Zylinder **104** verbunden ist, und das getrennt ist von einem Abgassystem **108**, welches mit den Dieselizeylindern **102** verbunden ist. Der Druck des Kolbens im PCCI-Zylinder **104** wird verwendet, um das Abgas in das Ansaugsystem zu pressen. Das EGR-System **106** beinhaltet einen EGR-Kühler **110**, der zum Beispiel Motorkühlmittel benutzt, welcher das PCCI-Abgas kühlt, bevor es das Gas zur vorgelagerten Seite eines Kompressors **105** zurückführt. Natürlich könnte das Abgas dem Ansaugkrümmer **112** zugeführt werden und somit nur den Dieselizeylindern **102** dienen. Ein wohlbekanntes Problem, das bei der Verwendung von EGR in Dieselmotoren auftritt, ist die übermäßige Menge an Partikeln und NOx, die im Dieselmotorabgas vorhanden sind. Der verbesserte Motor **100** ermöglicht, dass ein Dieselmotor von EGR profitiert, während er im Wesentlichen die Nachteile umgeht, die mit Dieselabgasen mit starkem Partikelanteil verbunden sind, wodurch ein weniger komplexes und kostenaufwendiges System bereitgestellt wird. Zum Beispiel könnte, wie hierin oben erläutert, die PCCI-EGR von Zylinder **104** leichter dem Kompressor vorgelagert eingeführt werden, ohne den Kompressor zu verschmutzen. Außerdem reduzieren die niedrigen NOx-Emissionen des PCCI-EGR die Bildung von Salpetersäure, wodurch Korrosion im Motor reduziert wird. Die Anmelder haben gezeigt, dass der Motor aus [Fig. 19](#) die bremspezifischen NOx-Emissionen senkt, während der bremspezifische Kraftstoffverbrauch nur vernachlässigbar erhöht wird.

**[0155]** Vielleicht ist eine der effektivsten Regelungseinrichtungen für das Variieren der Temperatur bei TDC und somit des VB die variierbare Regelung des Verdichtungsverhältnisses (CR) eines Zylinders. Durch Variieren des effektiven oder geometrischen Verdichtungsverhältnisses, können sowohl die Temperatur- als auch die Druckgeschichten geregelt werden. Ein Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses verlegt das Verbrennungsereignis vor. Ein Senken des Verdichtungsverhältnisses verzögert es. Für bestimmte Zwecke kann das Verdichtungsverhältnis von 24:1 (um einen Kaltstart zu fördern) bis 12:1 (um die Regelung des Verbrennungsbegins zu ermöglichen und die Spitzenverbrennungsdrücke zu begrenzen) reichen. Der Bereich der Verdichtungsverhältnisse würde unter anderem von der Art des verwendeten Kraftstoffs abhängen (genauer seinen Selbstzündungseigenschaften), zum Beispiel Erdgas oder Propan. Die Anmelder haben die Auswirkung des Verdichtungsverhältnisses auf PCCI-Verbrennung festgestellt. Zum Beispiel haben mit Bezug auf [Fig. 20](#) die

Anmelder gezeigt, dass das Variieren des Verdichtungsverhältnisses ein wirksames Mittel für das Verändern der zylinderinternen Temperatur und daher des VB ist. Wie in [Fig. 21](#) gezeigt, haben die Anmelder gezeigt, dass das Variieren des Verdichtungsverhältnisses den Ort des VB in Bezug auf den TDC bedeutend beeinflusst.

**[0156]** Das Verdichtungsverhältnis kann variiert werden, indem das geometrische Verdichtungsverhältnis variiert wird, d.h. durch Verwendung eines Regelungsmechanismus, um die physikalischen Ausmaße/Form des Brennraums zu variieren. Die vorliegende Erfindung beinhaltet eine Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung **38** zum Variieren des geometrischen oder effektiven Volumens des Brennraums während Motorbetrieb, um einen erwünschten VB zu erreichen. Die Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung kann ein mechanisches Mittel zum Verursachen von Kompressionserwärmung der Ladung nahe am TDC sein, indem sie das geometrische Volumen des Brennraums verändert. Wie in [Fig. 22a–Fig. 22d](#) gezeigt, kann die Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung einen beweglichen Hilfskolben oder -Stempel beinhalten, der sich bewegt, um sich bei einem Kurbelwinkel nahe TDC in den Brennraum zu erstrecken, um das Brennraumvolumen zu verringern, wodurch das Verdichtungsverhältnis erhöht wird und die Ladung ausreichend erwärmt wird, um zu ermöglichen, dass die Zündung beginnt. Die Schlüsselfunktion des Stempels ist, einen Teil der Ladung nahe am TDC zu verschieben. Daher wird die Form und Anordnung des Stempels im Brennraum nicht für seine Funktion ausschlaggebend sein, außer in dem Ausmaß, in dem der Stempel das Spaltenvolumen beeinflusst.

**[0157]** Die Größe des Stempels wird auf dem erwünschten Verdichtungsverhältnis-Regelbereich basieren und kann durch folgendes Beispiel abgeschätzt werden:

Hubvolumen (Verschiebung) pro Zylinder = 1.000 cc = 1 l.

TDC-Totraum = 100 cc

Verdichtungsverhältnis =  $(1000 \text{ cc} + 100 \text{ cc})/100,0 \text{ cc} = 11,0$

Falls das Stempelvolumen = 30 cc, dann ist das effektive Verdichtungsverhältnis mit vollständig ausgefahrenem Stempel =  $(1000 \text{ cc} + 100 \text{ cc})/(100 \text{ cc} - 30 \text{ cc}) = 15,7$ .

**[0158]** Für eine gegebene Gruppe von Bedingungen sollte das Verdichtungsverhältnis ausreichend sein, um eine ausreichend hohe Erhöhung in Temperatur und Druck zu ermöglichen, um eine Kompressionszündung für ein Kraftstoff/Luft-Gemisch zu verursachen, welches sich ohne den Stempel nicht entzünden würde. Natürlich können das Verdichtungsverhältnis des Motors und die Größe des Stempels leicht während der Entwurfsphase des Motors verändert werden. Auch könnten verschiedene Kraftstoffe und Ansaugtemperaturen unterschiedliche Stempelgrößen und Verdichtungsverhältnisse erfordern.

**[0159]** Wie in [Fig. 22a](#) gezeigt, kann der Stempel **150** in einer Bohrung **152** im Zylinderkopf **154** angebracht sein und von einer Nocke **156** betrieben werden, die in einer vorbestimmten, zeitlich angepassten Beziehung zur Bewegung des Motorkolbens **158** rotiert wird. Eine Rückzugfeder **160** spannt den Stempel gegenüber der Nocke **156** vor, um die Größe des Brennraums **162** zu erhöhen. Diese besondere Anordnung ist vorteilhaft deswegen, weil der Nocken betriebene Stempel **150** Arbeit zurück in die Nockenwelle führen kann, wenn der Stempel eingefahren wird. Außerdem kann ein Teil der Arbeit, die der Stempel **150** auf die Ladung überträgt, vom Motorkolben extrahiert werden, solange der Stempel **150** nicht bis spät im Expansionshub oder nach dem Expansionshub eingefahren wird.

**[0160]** Alternativ dazu, in Bezug auf [Fig. 22b](#), kann ein Stempel **170** hydraulisch durch eine unter Druck gesetzte Fluidversorgung betrieben werden, z.B. durch Kraftstoff, der durch einen hydraulischen Kreislauf **172**, der zum Beispiel mit einer Jerk-Pumpe oder einem gewöhnlichen Schienensystem verbunden ist, einer Kammer **174** zugeführt wird. [Fig. 22c](#) stellt eine andere hydraulisch betriebene Ausführungsform dar, bei der ein Stempel **180** von einer Feder **182** unterstützt wird, die in einer Kammer **184** angeordnet ist, welche benachbart zu einem Ende des Stempels **180** liegt, um zu ermöglichen, dass in der Feder Energie gespeichert wird. In diesem System hält ein Rückhaltemechanismus, z.B. hydraulisch, elektromagnetisch oder mechanisch (nicht gezeigt) den Stempel in der nicht ausgefahrenen Position. Wenn der Kolben nahe dem TDC ist, presst ein hydraulisches Fluidversorgungssystem **186** den Stempel **180** nach unten (an diesem Punkt hält das Rückhaltensystem den Stempel nicht länger zurück). Diese Bewegung nach unten wird von der Feder **182** stark unterstützt. Nach der Verbrennung bewegt sich der Stempel **180** zurück nach oben und komprimiert dabei die Feder **182** wieder, wodurch der Feder wieder Energie zurückgegeben wird. Um diesen Energieextraktionsprozess zu optimieren, wird die hydraulische Kammer **184** mit einer Geschwindigkeit entlüftet, die durch ein Ventil **188** geregelt wird.

**[0161]** [Fig. 22d](#) stellt noch eine andere Ausführungsform dar, bei der eine Feder **190**, die einen Stempel **192** in die ausgefahrene Position vorspannt, stark genug ist, um den Gasdruck im Brennraum vor der Verbrennung

zu überwinden. Nahe dem TDC wird ein Entlüftungsventil **194**, das eine Kammer **196** verbindet, geöffnet, und die Feder **190** drückt den Stempel **192** in die ausgefahrene Position in dem Brennraum **162** und bringt die Ladung dazu, sich zu entzünden und den Druck in dem Brennraum **162** dazu, sich zu erhöhen. In Folge wird der Stempel **192** zurück nach oben gegen die Feder **190** gedrückt. Falls nötig versorgt eine Hochdruckversorgung **200** die Kammer **196** mit Hydraulikfluid, um dafür zu sorgen, dass der Stempel **192** sich zurück in die ausgefahrene Position bewegt. Falls der Gasdruck ausreichend ist, um den Stempel zurück nach oben in die ausgefahrene Position zu bewegen, kann eine Tiefdruck-Hydraulikfüllversorgung **202**, einschließlich eines Einweg-Ventils **204** verwendet werden, um die Kammer **196** unter dem Stempel **192** zu füllen.

**[0162]** Das Verdichtungsverhältnis kann auch variiert werden, indem ein Gegenkolben-Motordesign mit variierbarer Phasenverschiebung bereitgestellt wird, um zu ermöglichen, dass das Verdichtungsverhältnis während des Betriebs variiert werden kann, indem die Rotationsphase zwischen zwei Nockenwellen variiert wird. Der Gegenkolbenmotor kann von der Art sein, die in US-Patentschrift Nr. 4,010,611 offenbart ist, oder von der Art untereinander verbundener Zylinder mit variierbarer Synchronisierung, wie in US-Patentschrift Nr. 4,955,328 offenbart, wobei die gesamten Inhalte dieser Quellen hiermit hierin unter Bezugnahme inkorporiert sind. Alternativ dazu, mit Bezug auf [Fig. 23](#), könnte das Verdichtungsverhältnis unter Verwendung eines Phasenverschiebungsmechanismus **210** variiert werden, welcher eine herkömmliche Differenzialgetriebeanordnung **211** enthält, die zwischen einem Input-Wellenabschnitt **212** eines der Nockenwellen **214**, **216**, welche mit den jeweiligen Kolben **218**, **220** in Verbindung sind, und einem Output-Wellenabschnitt **222** der selben Nockenwelle **214** verbunden ist, um zu ermöglichen, dass die Abschnitte der Nockenwelle rotationsmäßig bezüglich einander verschoben werden können. Die Nockenwellen **214** und **216** sind über eine herkömmliche Getriebeanordnung **223** zur Übertragung von Kraft mit einer angetriebenen Welle **225** verbunden. Wie in [Fig. 24](#) gezeigt, enthält das Differenzialgetriebe **211** einen Zahnkranz **224**, welcher an einem Ende des Input-Wellenabschnitts **212** befestigt ist, einen Arm **226**, der sich von dem Zahnkranz **224** erstreckt, und eine Getriebeanordnung **227**, die an sich gegenüberliegenden Enden der Wellenabschnitte **212**, **222** befestigt ist. Ein Rotationsmechanismus **228**, der ein Ritzel **230** enthält, ist funktionsfähig mit dem Zahnkranz **224** verbunden, um das Ringgetriebe zu drehen, wenn eine Veränderung bei der Synchronisierung zwischen den Nockenwellen erwünscht ist. Solange der Zahnkranz **224** stationär bleibt, bleiben die Wellenabschnitte **212**, **222** phasengleich. Wird der Zahnkranz **224** durch Rotieren des Ritzels **230** rotiert, rotiert der Arm **226**, wodurch eine Veränderung in der Synchronisierung zwischen den Wellenabschnitten **212**, **222** verursacht wird. Der Rotationsmechanismus **228** würde daher dazu verwendet werden, um die relative Synchronisierung der Input-Welle zur Output-Welle einzustellen, wodurch die Synchronisierung der zwei Nockenwellen und des Verdichtungsverhältnisses eingestellt wird. Daneben können zwei Nockenwellen pro Zylinder verwendet werden, um den inhärenten Seitenschub zu beseitigen, der von dem Kurbelarm in dem Entwurf mit einer Nockenwelle verursacht wird. Die Auswirkung des maximal möglichen Verdichtungsverhältnisses auf die Empfindlichkeit gegenüber CR bei der Synchronisierung sollte bemerkt werden. Es könnte von Vorteil sein, eine Geometrie zu haben, bei der die Kolben miteinander bei „Null“-Synchronisierung interferieren. Natürlich würde diese Anordnung die ganze Zeit mit Nicht-Null-Synchronisierung betrieben werden.

**[0163]** Die Anmelder haben festgestellt, wie die Veränderung der Synchronisierung eines Gegenkolbenmotors das Verdichtungsverhältnis verändert. Diese Bemühung beinhaltet drei Untersuchungen, wie in [Fig. 25](#) gezeigt. Bei der ersten, als die zwei Kolben gleichphasig waren, d.h. beide Kolben erreichten den TDC zur gleichen Zeit, war das Verdichtungsverhältnis 25:1. Bei der zweiten würden die Kolben, wenn sie gleichphasig waren, zusammenkommen und sich am TDC lediglich berühren. Mit einem Kolben mit flachem Boden würde zwischen den Kolben kein Volumen sein und, unter der Annahme, dass es kein Spaltenvolumen gibt, würde das Verdichtungsverhältnis unendlich werden. Im dritten Fall nimmt man negative Interferenz an, derart dass die Kolben in Kontakt kommen würden, während sie in einem bestimmten Ausmaß gegenphasig sind. Für diesen Fall betrug die Überlagerung ungefähr 10% des Hubs, was verursachte, dass die Kolben sich bei 46° Gegenphase kontaktierten. Sicherlich wird auch die Motorgeometrie (Bohrung, Hub, Pleuelstangenlänge) das CR gegenüber der Synchronisierung beeinflussen; diese Werte wurden in dieser Untersuchung konstant gehalten.

**[0164]** Diese Ergebnisse zeigen an, dass das Verdichtungsverhältnis über einen sehr großen Bereich variiert werden kann, indem man eine Gegenkolbenanordnung mit variierbarer Synchronisierung verwendet. Außerdem hängt das Gefälle der Veränderung des Verdichtungsverhältnisses mit der Synchronisierung von der Menge an Spielraum oder negativem Spielraum zwischen den Kolben bei TDC mit 0° Synchronisierung ab. Somit wäre es bei einer praktischen Anwendung wünschenswert ein Gleichgewicht zu finden zwischen dem Synchronisierungsbereich, der gebraucht wird, um den gewünschten Verdichtungsverhältnissbereich abzudecken, und der Präzision, mit der die Synchronisierung geregelt werden muss, d.h. das Gefälle der Kurve in [Fig. 25](#) sollte optimiert werden. Somit würde das Gefälle der Kurve idealerweise steil genug sein, damit der erwünschte Bereich des Verdichtungsverhältnisses innerhalb einem beschränkten Ausmaß an Synchronisierung erreicht wer-

den kann, und nicht so steil, dass die Synchronisierung zu präzise sein muss.

**[0165]** Mit Bezug auf [Fig. 26](#) ist es sehr klar, dass die Verdichtungsrate abnimmt, während die Kolben mehr und mehr gegenphasig verlaufen. Es ist auch klar, dass es eine sehr geringe Veränderung in der Form des Zylindervolumens gegenüber der Kurbelwinkelkurve für Synchronisierungswinkel von weniger als ungefähr  $120^\circ$  gibt. Folglich kann das Variieren der Synchronisierung verwendet werden, um das Verdichtungsverhältnis über einen großen Bereich zu regeln, ohne jegliche Auswirkung bei dem Zylindervolumen gegenüber dem Kurbelwinkel. Ein Gegenkolbensystem mit variierbarer Synchronisierung stellt klar die erwünschte Flexibilität bereit, um einen breiten Bereich von Verdichtungsverhältniswerten zu erreichen.

**[0166]** Das effektive Verdichtungsverhältnis kann mit variierbarem Ventil-Zeitpunkt variiert werden. Insbesondere vermindert, wie in Tabelle I gezeigt, das Vorverlegen des Schließens des Ansaugventils das effektive CR, während eine bedeutende Verzögerung des IVC das effektive CR auch reduziert. Jedoch kann das Verändern der Ventilereignisse eine sehr große Wirkung auf das Atmen eines Motors haben und somit das Luft/Kraftstoffverhältnis, im Vergleich zu einem Variieren des geometrischen Verdichtungsverhältnisses (unter der Annahme, dass die Brennstoffflussrate konstant gehalten wird). Die steilste Veränderung beim Luftfluss bei der TDC-Temperatur ist, wenn IVC verändert wird. Je früher IVC eintritt, desto mehr wird die TDC-Temperatur gesenkt, aber der Luftfluss ist stark eingeschränkt, was möglicherweise das Äquivalenzverhältnis unerwünschterweise verändert. In diesem Fall könnte eine Erhöhung des Ladedrucks, die einen früheren IVC begleitet, verwendet werden, um eine konstante Luftflussrate aufrechtzuerhalten. Ebenso ändert sich beim EVC, wenn EVC verändert wird, die Menge an eingeschlossenen Reststoffen im Zylinder, und somit wird die Atmung beeinflusst. Das Gefälle der IVC-Linie ist ungefähr zweimal so groß wie das des EVC und IVO, während ein Variieren des geometrischen Verdichtungsverhältnisses keine Auswirkung auf den Luftfluss hat. Im Hinblick auf eine Veränderung der TDC-Temperatur ohne ein Beeinflussen des Luftflusses, scheint das variierbare geometrische Verdichtungsverhältnis die effektivste der Regeleinrichtungen zu sein.

**[0167]** Mit Bezug auf [Fig. 28](#) hat eine Veränderung jedes beliebigen Ventilereignisses oder Verdichtungsverhältnisses eine definitive Auswirkung auf den BSFC. Um den besten BSFC zu erhalten, würde ein Erhöhen des Verdichtungsverhältnisses eine bessere Wahl darstellen, als eine Veränderung des Auslassventilverschlusses, wenn eine höhere Temperatur erforderlich ist. ES würde zu sehr großen Einbußen beim BSFC kommen, wenn EVC vorverlegt wird, um die Temperatur bei TDC zu erhöhen. Falls eine niedrigere Temperatur benötigt wird, ist ein Vorverlegen des IVC das beste Verfahren, während ein Variieren des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auch eine Option sein könnte, da dies nur zu etwas höherem BSFC führt.

**[0168]** Die Anmelder haben auch festgestellt, dass, wie erwartet, ein Verändern des effektiven Verdichtungsverhältnisses eine große Wirkung auf den Spitzenzylinderdruck hat, wie in [Fig. 29](#) gezeigt. IVC hat eine fast gleiche Kurve wie VCR, was die Tatsache bestätigt, dass ein Verändern des IVC das effektive Verdichtungsverhältnis tatsächlich verändert. Da in diesem Fall die Wärmefreisetzung bei  $5^\circ$  ATDC beginnt, scheint die Zylinderdruckspur doppelhöckrig zu sein: Die erste Spitze bei TDC und aufgrund der Verdichtung; die zweite Spitze nach TDC und aufgrund der Verbrennung. Das Erscheinen zweier Gefälle von VCR und IVC-Linien rührt vom absoluten Spitzenzylinderdruck, der entweder beim Verbrennungshöcker ( $CR < 18$ ) oder beim Verdichtungshöcker ( $CR > 18$ ) auftritt. Um die Temperatur bei TDC von der Grundlinie zu erhöhen, ohne unerwünschterweise den Spitzenzylinderdruck zu beeinflussen, würde eine EVC- oder IVO-Veränderung die beste Strategie sein. Jedoch könnte diese Strategie zu einer unerwünschten Erhöhung des BSFC ([Fig. 28](#)) führen, und könnte auch die Motoratmung verändern ([Fig. 27](#)).

**[0169]** Die Anmelder haben auch festgestellt, dass sehr hohe Verdichtungsverhältnisse für eine Verbrennung bei niedrigen Ansaugtemperaturen erforderlich sind. Zum Beispiel stellte sich heraus, dass bei Ansaugtemperaturen von 0, 20, und  $40^\circ\text{F}$  keine Verbrennung stattfindet, wenn die entsprechenden Verdichtungsverhältnisse jeweils unter **35**, **33** und **30** liegen. In aufgewärmtem Zustand beträgt das erwünschte Verdichtungsverhältnis ungefähr **15**, was bedeutet, dass eine Veränderung von ungefähr **20** Verdichtungsverhältnissen erforderlich wäre, um diese Bedingungen abzudecken. Aufgrund der sehr hohen Verdichtungsverhältnisse, die unter diesen Bedingungen erforderlich sind, sind die Spitzenzylinderdrücke auch hoch und in einigen Fällen größer als 200 bar. Folglich könnten Ansaugluffterhitzer und/oder irgendein anderes Verfahren zum Starten in kaltem Zustand praktischer sein, als wenn man lediglich das variierbare Verdichtungsverhältnis verwendet. Außerdem wird der Erhalt eines niedrigeren Verdichtungsverhältnisses ermöglichen, dass ein höherer GIMEP erreicht wird, bevor die Spitzenzylinderdruck-Grenze erreicht wird.

**[0170]** Ein anderes Verfahren zum Regeln der Temperatur ist, Wasser in den Ansaugkrümmer oder direkt in den Zylinder einzuführen. Die Anmelder haben gezeigt, dass, wenn der Stickstoff in der Ansaugluft vollständig

mit Wasser ersetzt wird, das Wasser aufgrund von Dissoziation wahrscheinlich zu einer niedrigeren Flammentemperatur (205K niedriger) führt. Außerdem hat sich bei der Anmelderstudie die Zündungsverzögerung leicht erhöht (um 0,04 msek), und die Spitzenreaktionsrate fiel um ungefähr 50 %. Außerdem verzögerte, wenn Wasser dem Ansaugkrümmer zugefügt wurde, z.B. Wasserausgasung, der chemische Effekt, wenn auch klein, den VB leicht. Jedoch kühlt flüssige Wassereinspritzung im Ansaugkrümmer den Ansaugkrümmer effektiv aufgrund der Verdampfung des flüssigen Dampfes. Folglich sinken IMT- und TDC-Temperaturen bedeutend, wie in [Fig. 30](#) gezeigt. Der Einfluss von Wassereinspritzung auf die Temperatur am TDC gründet sich hauptsächlich auf ein Sinken der IMT, nicht auf eine Veränderung des Isentropenkoeffizienten. Die Auswirkung auf die IMT sollte als Obergrenze angesehen werden.

**[0171]** Es sollte bemerkt werden, dass die Anmelder gezeigt haben, dass PCCI ohne schädliche thermale Auswirkungen auf den Kolben **14** ([Fig. 1a](#)) aufrechterhalten werden kann. Obwohl PCCI-Verbrennung Klopfintensitätsniveaus schaffen kann, die 10–20 Mal höher sind als das sichere Niveau, welches bei Ottomotoren auftritt, erreichen sowohl Aluminium- als auch Stahlkolben keine exzessiven Temperaturniveaus. Bei der bevorzugten Ausführungsform der Anmelder sind die Temperaturen, die von der Selbstzündung bei der PCCI-Verbrennung herrühren, viel niedriger als die Temperaturen, die bei Ottomotoren auftreten, da bei der bevorzugten Ausführungsform der Anmelder PCCI-Verbrennung unter solch mageren Bedingungen betrieben wird.

### Druckregelung

**[0172]** Der VB kann auch geregelt werden, indem der Druck in dem Brennraum geregelt wird. Eine Art für die Regelung des zylinderinternen Drucks ist, eine Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung zu verwenden, um den Druck im Brennraum zu variieren. Obwohl das Variieren des Verdichtungsverhältnisses letztendlich sowohl den Druck als auch die Temperatur der Ladung verändert, wird der Druck direkt verändert. Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses wird dazu neigen, den Druck am TDC zu erhöhen, und eine Minderung des Verdichtungsverhältnisses wird den Druck am TDC vermindern. Die Anmelder haben gezeigt, dass ein Erhöhen des zylinderinternen Drucks den Verbrennungsbeginn vorverlegt und dass ein Vermindern des zylinderinternen Drucks den VB verzögert. Jede beliebige der Verdichtungsverhältnisvariervorrichtungen, die hier oben in Bezug auf Temperaturregelung erläutert wurden, kann verwendet werden.

**[0173]** Ein zweiter Weg, den zylinderinternen Druck zu regeln, ist, den Ansaugkrümmer- oder Ladedruck (IMP) zu variieren. Es wurde gezeigt, dass der Zeitpunkt des VB vom Druck abhängt. Die Anmelder haben die Auswirkungen des Variierens von IMP auf die Verbrennung und den Motorbetrieb festgestellt. Die Motorbedingungen für eine Motoruntersuchung waren 1200 UpM,  $355,7 \text{ K} < \text{IMT} < 357,4 \text{ K}$ ,  $0,256 < \phi < 0,263$ . IMP wurde variiert. Das Aufrechterhalten dieser Bedingungen, während IMP erhöht wurde, erforderte eine Erhöhung des Luftflusses und des Kraftstoffflusses. [Fig. 31a](#) und [Fig. 31b](#) zeigen, dass die Dauer der Wärmefreisetzung abnimmt, während IMP zunimmt, sowohl im Kurbelwinkelbereich als auch im Zeitbereich. [Fig. 31d](#) zeigt, dass mit Erhöhung des IMP der VB früher auftritt. [Fig. 31c](#), die Ergebnisse einer anderen Untersuchung zeigt, zeigt klar auf, dass ein Erhöhen des Ladedrucks das Wärmefreisetzungseignis bedeutend vorverlegt. [Fig. 31e](#) zeigt, dass FSHC-Emissionen mit der Erhöhung des IMP abnehmen, was eine vollständigere Verbrennung anzeigt. [Fig. 31f](#) zeigt, dass GIMEP mit einer Erhöhung des IMP zunimmt, hauptsächlich aufgrund der Erhöhung vollständiger Verbrennung, und, in geringerem Ausmaß, aufgrund von mehr Kraftstoff. [Fig. 31g](#) zeigt, dass der indizierte Bruttowärmewirkungsgrad mit einer Erhöhung des IMP zunimmt, teilweise aufgrund einer vollständigeren Verbrennung. [Fig. 31h](#) zeigt, dass FSCO-Emissionen mit Erhöhung des IMP abnehmen, offensichtlich aufgrund einer vollständigeren Verbrennung. [Fig. 31i](#) zeigt, dass FSNOx-Emissionen nicht bedeutend vom IMP beeinflusst werden. [Fig. 31j](#) zeigt, dass der Variationskoeffizient (COV) des GIMEP mit Erhöhung des IMP abnimmt. [Fig. 31k](#) zeigt, dass PCP mit einer Erhöhung des IMP zunimmt. [Fig. 31l](#) zeigt, dass der geschätzte Lärm mit einer Erhöhung des IMP zunimmt. [Fig. 31m](#) zeigt, dass mit einer Erhöhung des IMP geringere Gewinne beim GIMEP größere Anstiege beim PCP verursachen. Diese Auswirkung rührt vom früheren VB, der mit der Erhöhung des IMP auftritt.

**[0174]** Eine Untersuchung variierte den Druck am BDC des Verdichtungshubs. Die Untersuchung wurde unter Verwendung eines Verdichtungsverhältnisses von 14,5:1, einer Motordrehzahl von 1200 UpM, einer BDC-Verdichtungstemperatur von 389 K, einem Äquivalenzverhältnis von 0,3285 und ohne Wärmeübertragung durchgeführt. Der verwendete Kraftstoff war Propan und der Druck am BDC wurde variiert, während alle anderen Parameter konstant gehalten wurden. Diese Untersuchung machte klar deutlich, dass mit einer Erhöhung des Drucks am BDC der VB früher eintritt. Daneben wurde für BDC-Drücke von weniger als 1,75 bar weniger als 10 % der Kraftstoffenergie freigesetzt, während für BDC-Drücke, die größer als  $P = 1,75 \text{ bar}$  waren, praktisch die gesamte Kraftstoffenergie freigesetzt wurde. Dies zeigt, dass die Verbrennung hochempfindlich für Veränderungen im Druck ist. Bei sehr geringen Drücken brennt sehr wenig des Kraftstoffs, was zu hohen

FSHC-Emissionen führt. Da bei diesen niedrigen Drücken kein Kraftstoff brennt, wird kein Kohlenmonoxid erzeugt. Mit Zunahme des Drucks (während IMT konstant gehalten wird) wird ein höherer Prozentsatz des Kraftstoffes verbrannt, was zu einer verminderten Produktion von Kohlenmonoxid und niedrigeren FSHC führt. Über einem bestimmten, ausschlaggebenden Druckwert brennt der gesamte Kraftstoff vollständig, was zu extrem niedrigen FSHC- und FSCO-Emissionen führt. Außerdem führt eine sehr kleine Veränderung im BDC-Druck zu einer sehr großen Veränderung in der Spitzenzyklustemperatur (PCT – peak cycle temperature). Die Ergebnisse der Simulation zeigen, dass bei niedrigen Spitzenzylusdrücken (PCP) der Kraftstoff nicht brennt. Daher die Druckspitzen bei der isentropischen Verdichtung. Mit Erhöhung des Drucks wird ein größerer Prozentsatz der Kraftstoffenergie freigesetzt, was dazu führt, dass der Zylinderdruck über den isentropischen Verdichtungsdruck steigt. Während der Druck noch weiter zunimmt, wird die gesamte Kraftstoffenergie freigesetzt und weitere Druckerhöhungen steigern den PCP aufgrund der isentropischen Wirkung.

**[0175]** Ein Variieren des IMP kann ganz klar eine effektive Art sein, den VB und die Verbrennungsdauer zu regeln. Ein Erhöhen des IMP neigt dazu, den VB vorzuverlegen, während die Dauer der Wärmefreisetzung vermindert wird. Ebenso neigt ein Senken des IMP dazu, den VB zu verzögern, während die Dauer der Wärmefreisetzung erhöht wird. Bei einer typischen Anwendung würde bei konstanten Drehmomentbedingungen die Kraftstoffflussrate praktisch konstant bleiben und der Ladedruck würde erhöht werden, um den Beginn der Verbrennung vorzuverlegen, oder gesenkt werden, um den Beginn der Verbrennung zu verzögern. Es könnte zum Beispiel ein Luftkompressor, ein Turbolader, ein Auflader, wie zum Beispiel von einer Zapfwelle angetrieben, oder ein elektrisch angetriebener Kompressor verwendet werden. Für ein gegebenes Leistungsniveau, und daher für eine gegebene Kraftstoffflussrate, gibt es typischerweise einen bevorzugten Ansaugdruck und eine bevorzugte Ansaugtemperatur. Bei sehr geringen Belastungen kann es wünschenswert sein, den Ansaugkrümmerdruck mit einer Drossel **53** ([Fig. 1a](#)) auf die gleiche Art, in der der Ansaugdruck bei einem derzeitig produzierten Ottomotor geregelt wird, zu regeln. Die Drossel **53** würde auch verwendet werden, wenn man einen Multimodus-PCCI-Motor in einem Zündkerzenmodus, wie hierin unten beschrieben, betreiben würde. Natürlich könnte alternativ dazu eine Drossel an anderen Orten im Ansaugsystem, wie zum Beispiel dem Ansaugkrümmer, angeordnet sein.

#### Luft/Kraftstoffgemisch-Selbstzündungseigenschaften

**[0176]** Eine andere Strategie zur Regelung des Beginns und der Dauer der Verbrennung, ist, die Luft/Kraftstoffgemisch-Selbstzündungseigenschaften zu variieren. Die Selbstzündungseigenschaften der Luft/Kraftstoffmischung können durch das Einspritzen von Gas, z.B. Luft, Sauerstoff, Stickstoff, Ozon, Kohlendioxid, Abgas usw. in das Luft/Kraftstoffgemisch entweder in das Ansaugsystem, z.B. vorzugsweise in die Öffnung, unter Verwendung von zum Beispiel Einspritzeinrichtung **42**, oder in den Zylinder direkt, unter Verwendung von zum Beispiel Einspritzeinrichtung **40**, geregelt werden, wodurch eine Regelung des Beginns der Verbrennung und der Verbrennungsrate erzielt wird.

**[0177]** Die Anmelder haben die Wirkung des Hinzufügens reaktionsfähiger Stoffe zu dem Luft/Kraftstoffgemisch beim Verbrennungsprozess untersucht. Eine Untersuchung wurde unter Verwendung eines Äquivalenzverhältnisses von 0,3, einer Temperatur bei BDC von 389 K, einem Druck bei BDC von 3 bar, und Propan als dem Kraftstoff durchgeführt. Das Verdichtungsverhältnis betrug 14,5 und die Motordrehzahl betrug 1800 UpM. Die verwendete Motorgeometrie war für einen Motor der Reihe Cummins C. Die Stickstoff-, Sauerstoff-, und Kraftstoffkonzentrationen wurden konstant bei jeweils 0,771, 0,216, 0,0123 für alle Fälle gehalten. Die untersuchten reaktionsfähigen Stoffe waren  $H_2$ ,  $H_2O_2$ , OH, CO, O,  $HO_2$ , H und  $O_3$ . [Fig. 32](#) zeigt die Temperatur gegenüber dem Kurbelwinkel. Obwohl CO und  $H_2$  den VB um weniger als 0,5 Kurbelwinkelgrade vorverlegten, verlegten alle anderen Stoffe den VB bedeutend vor, wobei  $O_3$  (Ozon) die größte Veränderung beim VB hervorrief. Daher verursachen kleine Konzentrationen der geläufigsten Radikale bedeutende Veränderungen im VB.

**[0178]** Somit haben die Anmelder festgestellt, dass das Hinzufügen von sehr kleinen Mengen von Ozon den VB um bedeutende Ausmaße vorverlegt. Die Anmelder haben auch gezeigt, dass praktisch das gesamte Ozon durch den Verbrennungsprozess konsumiert wird und dass die Veränderung beim VB abnimmt, wenn sich die Menge des hinzugefügten Ozons erhöht. Insbesondere stellt [Fig. 33](#) die Auswirkungen von zusätzlichem Ozon auf das Vorverlegen des VB dar. Der Temperaturanstieg zeigt den Beginn des Verbrennungseignisses an.

**[0179]** Im Hinblick auf die bedeutende Wirkung, die zusätzliches Ozon auf den VB hat, kann Ozon auf verschiedene Weise verwendet werden, um die Verbrennung in einem PCCI-Motor vorteilhafterweise zu regeln. Erstens könnten durch das Hinzufügen unterschiedlicher Mengen von  $O_3$  zu den Ansaugöffnungen, der Verbrennungsbeginn eines, mehrerer oder aller Zylinder eingestellt werden. Zweitens könnte das Hinzufügen des

O<sub>3</sub> zum Ansaugkrümmer als eine Kaltstarthilfe für PCCI- und Diesel-Motoren verwendet werden. Drittens würde das Hinzufügen von O<sub>3</sub> zum Abgas eines Motors ermöglichen, dass ein Katalysator sich früher entzündet, wodurch möglicherweise Kaltstartemissionen bei mit Katalysator ausgestatteten Ottomotoren, Dieselmotoren und PCCI-Motoren bedeutend reduziert würden. O<sub>3</sub> könnte mittels einer einfachen elektro-chemischen Reaktion leicht „an Bord“ erzeugt werden. Ozonerzeuger sind im Handel erhältlich. Es könnte auch die Zündungsverzögerung eines Dieselmotors durch das Hinzufügen von O<sub>3</sub> zum Ansaugkrümmer reduziert werden. Dies würde den vorgemischten Brennanteil reduzieren, was wiederum die NO<sub>x</sub>-Emissionen senken und den Lärm vermindern würde.

**[0180]** Die Anmelder haben gezeigt, dass eine Erhöhung der Sauerstoffkonzentration den VB vorverlegt. Die Anmelder haben jedoch festgestellt, dass eine Sauerstoffanreicherung von 20,7 Prozent auf 21,65 Prozent den VB um weniger als einen Kurbelwellengrad vorverlegen würde, und dass eine Sauerstoffanreicherung von 20,7 Prozent auf 23,7 Prozent den VB um weniger als 1,5 Kurbelwellengrade vorverlegen würde. Daher kann die Verbrennung nur in begrenztem Ausmaß durch eine Veränderung der Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft geregelt werden. Dies kann geschehen, indem man Sauerstoff (oder eine Sauerstoffreiche Gasmischung) dem Ansaugkrümmer hinzufügt, oder indem man selektiv Stickstoff von der Ansaugluft entfernt (zum Beispiel unter Verwendung einer Membran). Die Anmelder haben auch gezeigt, dass ein Erhöhen des Prozentsatzes an N in der Ansaugladung von 78,6 Prozent auf 80,6 Prozent zu einer Verzögerung des VB um weniger als 2 Kurbelwellengrade bei 1800 UpM führte. Es wurde auch bemerkt, dass die gleiche Zunahme des Prozentsatzes an N<sub>2</sub> in der frischen Ladung den FSNO<sub>x</sub> von 0,144 auf 0,048 Gramm NO<sub>x</sub> pro Kg Kraftstoff senkt.

**[0181]** Ein anderes Verfahren zum Variieren der Auswirkung von Sauerstoff auf den Verbrennungsprozess ist, die Mischung mit EGR zu verdünnen. Bei einer Untersuchung wurde ein EGR-System vom Auslasskanal zum Kompressoreinlass angeschlossen. Da die EGR dem Nachkühler vorgelagert gemischt wird und in der vorliegenden Untersuchung die Nachkühlerausgangstemperatur geregelt und fest eingestellt wird, sollte EGR die Temperatur bei VB nicht bedeutend beeinflusst haben. Während dieser Untersuchung wurden die Kraftstoffrate und die Ansaugkrümmertemperatur konstant gehalten. Bei Erhöhen der EGR-Rate nahm der Auslasskanaldruck ab, was wiederum den Luftfluss bei diesem turbogeladenen Motor verringerte. Die Kraftstoffrate wurde konstant gehalten, so dass das frische Äquivalenzverhältnis zunahm. Trotz des erhöhten Äquivalenzverhältnisses verzögerte sich der VB mit einer Erhöhung der EGR-Rate, wahrscheinlich aufgrund der verdünnenden Wirkung der EGR. Wie erwartet verzögerte sich der VB mit Erhöhung der EGR-Rate. Jedoch erhöhten sich mit der Erhöhung der EGR-Rate auch die CO- und HC-Emissionen. Außerdem erhöhte sich mit Erhöhung der EGR-Rate auch der Abstand des VB zwischen den Zylindern. In einer ähnlichen Untersuchung wurde der VB konstant gehalten, indem die IMT eingestellt wurde. Mit Erhöhen der EGR-Rate sank der Auslasskanaldruck, was wiederum den Luftfluss verringerte. Die Kraftstoffrate wurde konstant gehalten, was zu einem Erhöhen des Äquivalenzverhältnisses führte. Daneben trat bei der Erhöhung der EGR-Rate von ungefähr 7 auf 13% EGR ein scharfer Anstieg bei den Zylinder-zu-Zylinder-Schwankungen bei VB auf. Schließlich war eine höhere IMT notwendig, um einen konstanten VB zu erhalten, während sich die EGR-Rate erhöhte, trotz einer Erhöhung des Äquivalenzverhältnisses. Diese Anforderung entstand aufgrund der verdünnenden Auswirkung von erhöhtem EGR auf die Ansaugluft.

**[0182]** Eine andere Technik zur Veränderung der Selbstzündungseigenschaften des Luft/Kraftstoff-Gemisches, um den VB und die Dauer der Verbrennung zu regeln, ist, die Oktan-, Methan- oder Cetanzahl der Ladung zu variieren, zum Beispiel indem man zwei oder mehr Kraftstoffe mit unterschiedlichen Oktan-, Methan- oder Cetanzahlen bereitstellt. Die Kraftstoffversorgung kann selektiv zwischen den Kraftstoffen hin- und hergeschaltet werden, oder die Kraftstoffe können gemischt werden. Diese Technik ermöglicht es, dass das Verbrennungseignis verzögert oder vorverlegt wird. Zum Beispiel könnte ein Kraftstoff, der dazu tendiert, schneller selbstzuzünden (niedrigere Oktan- oder Methanzahl, oder höhere Cetanzahl) geregelt mit einem Kraftstoff gemischt werden, der dazu tendiert, weniger schnell selbstzuzünden (oder ein Kraftstoff, der sich bei einer hohen Temperatur entzündet und ein Kraftstoff, der sich bei einer niedrigen Temperatur entzündet könnten verwendet werden), um eine direkte Regelung des Zeitpunkts von Zündung und Verbrennungsrate zu ermöglichen, indem das Verhältnis der Kraftstoffe, die im Brennraum während des Verbrennungseignisses vorhanden sind, verändert wird. Wie in [Fig. 34](#) gezeigt, haben Propan, Oktan und Heptan bedeutend unterschiedliche Auswirkungen auf den VB. Die gleiche Wirkung kann erreicht werden, indem man einen Kraftstoffzusatz, wie zum Beispiel eine geregelte Menge von Propan, Ethan oder anderen Kohlenwasserstoffen, wie zum Beispiel Motorschmieröl, welche die Selbstzündungseigenschaften des Kraftstoffs verändern, verwendet, um den Beginn der Verbrennung vorzuverlegen oder zu verzögern. Es kann natürlich jedes Verfahren, welches die Oktan-/Methanzahl des Kraftstoffs oder die Aktivationsenergie des Kraftstoffs verändert, verwendet werden, um die Verbrennung vorzuverlegen/zu verzögern. Die Anmelder haben festgestellt, dass eine bedeutende Empfindlichkeit des Verbrennungsbeginns auf die Oktanzahl vorliegt. Diese Auswirkung war unabhängig von der

Ansaugkrümmertemperatur. Außerdem wurde bei einer Untersuchung der Beginn der Verbrennung um ungefähr 7° verzögert, bei einer Erhöhung der Oktanzahl von 80 auf 100.

**[0183]** Das Erreichen einer dynamischen Regelung von Verbrennung in den einzelnen Zylindern in einer Mehrzylinder-PCCI-Kraftmaschine wird ausschlaggebend dafür sein, dass eine verbesserte Verbrennung erreicht wird. Da nun gezeigt wurde, dass viele der Gase/Fluids, die hierin oben erläutert wurden, z.B. Kraftstoff, Ozon, Öl, Wasser usw. den VB und/oder die Verbrennungsrate bedeutend beeinflussen, können diese Zusatzstoffe verwendet werden, um die Verbrennung zwischen den Zylindern in einer Mehrzylinder-Kraftmaschine, die nach PCCI-Prinzipien betrieben wird, vorteilhafterweise auszugleichen. Zum Beispiel kann durch das Einspritzen eines Flüssigkeits- oder eines Gasverdünnungsmittels, wie zum Beispiel ein weniger reaktionsfähiger Kraftstoff, Wasser, ungekühlte oder gekühlte Abgasprodukte, Luft und/oder Stickstoff, in die Ansaugluft oder direkt in die Ladung in dem Zylinder der VB verzögert werden. Außerdem kann durch Einspritzen zum Beispiel eines reaktionsfähigeren Kraftstoffs, von Ozon, Öl und/oder Sauerstoff in die Ladung der VB vorverlegt werden. [Fig. 1b](#) zeigt ein System zum Ausgleichen der Verbrennung zwischen Zylindern einer Mehrzylinder-Kraftmaschine. Das System verwendet Öffnungseinspritzung von Kraftstoff in die Kraftmaschine mit zwei Arten von Zuführungen pro Zylinder – Zuführung **32**, um flüssigen Kraftstoff einzuspritzen und Zuführung **34**, um gasförmigen Kraftstoff einzuspritzen. Obwohl die Zuführungen **32** und **34** hier in einen einzigen Durchgang münden, um die Ansaugöffnung zu beliefern, können die Zuführungen separate Lieferdurchgänge aufweisen, die mit der Ansaugöffnung an verschiedenen Orten verbunden sind. Flüssiger Kraftstoff wird die Ansaugladungstemperatur durch die Verdampfungswärme des flüssigen Kraftstoffs senken. Die Temperatur bei TDC-Verdichtung und damit der VB kann geregelt werden, indem die Menge an flüssigem Kraftstoff gegenüber gasförmigem Kraftstoff variiert wird. Es sollte außerdem keine Rolle spielen, ob die Flüssigkeit im Öffnungskanal oder während der Verdichtung verdampft. Der gasförmige und flüssige Kraftstoff kann derselbe Kraftstoff in verschiedenen Zuständen sein, z.B. Propan, oder verschiedene Kraftstoffe, z.B. gasförmiges Erdgas und flüssiges Benzin, wie zum Beispiel Indolen. Es ist wichtig, dass das Öffnungseinspritzsystem eine gute Trennung zwischen den Zylindern aufweist, und es ist wahrscheinlich, dass eine aufeinander folgende Einspritzung (auf das Ansaugereignis zeitlich abgestimmt) notwendig ist. Während des Betriebs würde einem Zylinder, der „erlöscht“ mehr gasförmiger Kraftstoff zugeführt werden, und einem Zylinder der „zu heiß“ ist, würde mehr flüssiger Kraftstoff zugeführt werden. Dieses Verfahren kann verwendet werden, um einen Temperaturunterschied von ungefähr 20 Grad zu erreichen. Eine der Zuleitungen könnte Schmieröl oder Ozon sein, während die andere Zuleitung ein Kraftstoff mit einem hohen Zündungswiderstand, z.B. mit einer hohen Oktanzahl, sein könnte, um zu ermöglichen, dass der VB effektiv durch ein Variieren der Menge an Öl oder Ozon, welches der Mischung hinzugefügt wird, geregelt werden kann. Außerdem kann durch das Verwenden der Schmierölversorgung der Kraftmaschine oder durch das Verwenden von Ozon, dass von der Kraftmaschine während des Betriebs erzeugt wird, eine zusätzliche Versorgung mit Kraftstoff/Zusatzstoffen vermieden werden.

#### Äquivalenzverhältnis

**[0184]** Eine weitere Regelvariable, von der die Anmelder gezeigt haben, dass sie effektiv verwendet werden kann, um den VB und die Verbrennungsdauer oder Wärmefreisetzungsrate zu regeln, ist das Äquivalenzverhältnis  $\phi$  der Kraftstoff/Luftmischung. Das Äquivalenzverhältnis entspricht dem Kraftstoff/Luftverhältnis geteilt durch das stöchiometrische Kraftstoff/Luftverhältnis (wenn  $< 1$ , Kraftstoff unzureichend; falls  $> 1$ , Kraftstoff übermäßig). Die Verbrennung in einer PCCI-Kraftmaschine muss verlangsamt werden, da eine schnelle Verbrennung zu großem Lärm, verminderter Effizienz und hohem Spitzenzylinderdruck führt. Wenn unterschiedliche Temperaturen und/oder Äquivalenzverhältnisse während des Beschickens mit Luft/Kraftstoff am oder nahe am Zündungspunkt erreicht werden können, verlangsamt sich die resultierende Verbrennungsrate möglicherweise, wodurch die Verbrennungsdauer vorteilhafterweise verlängert wird. Das Äquivalenzverhältnis könnte erhöht werden, indem der Kraftstofffluss zum Zylinder ohne eine gleichzeitige Erhöhung des Ansaugluftstroms erhöht wird, oder indem der Ansaugluftstrom verringert wird. Das Äquivalenzverhältnis könnte gesenkt werden, indem der Kraftstofffluss zum Zylinder ohne eine gleichzeitige Verringerung des Luftflusses verringert wird, oder indem die Luftflussrate erhöht wird. Veränderungen in der Kraftstoffmenge, die an einen Zylinder geliefert wird, werden variiert, indem der Betrieb der Kraftstoffregelventile **39**, **41** und/oder der Kraftstoff-Einspritzeinrichtung **35**, **36** auf bekannte Weise geregelt wird. Veränderungen bei der Luftflussrate könnten erreicht werden, indem zum Beispiel Kompressor **24** variierbar geregelt wird, um den Ladedruck zu variieren.

**[0185]** Um die untere Grenze für das Äquivalenzverhältnis zu prüfen, haben die Anmelder Kraftmaschinenuntersuchungen durchgeführt, um festzustellen, ob eine akzeptable PCCI-Verbrennung mit einer äußerst mageren Mischung erzielt werden kann. Die Ergebnisse zeigen, dass eine sehr stabile Verbrennung bei einem äußerst mageren Äquivalenzverhältnis von 0,05 erreicht werden kann, während eine Wärmefreisetzungsrate

von ungefähr 30 Grad erhalten wird. Außerdem zeigten die Ergebnisse, wie in [Fig. 35](#) und [Fig. 36](#) gezeigt, dass mit einer Erhöhung des Äquivalenzverhältnisses der Beginn der Verbrennung vorverlegt wird und die offensichtliche Wärmefreisetzungsdauer abnimmt, d.h. das Luft/Kraftstoffgemisch wird fetter. Die Anmelder haben deutlich gezeigt, wie in [Fig. 37](#) angedeutet, wann Zylindertemperaturanstiege das Wärmefreisetzungseignis anzeigen. Außerdem wird mit Bezug auf [Fig. 38](#) die offensichtliche Wärmefreisetzungsdauer länger, während das Äquivalenzverhältnis abnimmt, d.h. das Luft/Kraftstoffgemisch wird magerer. Außerdem haben die Anmelder gezeigt, dass in einem Viertaktmotor sowohl der Spitzenzylinderdruck als auch der GIMEP zunehmen, wenn das Äquivalenzverhältnis fetter wird. In Bezug auf einen Zweitaktmotor haben die Anmelder festgestellt, dass mit einer Erhöhung des Äquivalenzverhältnisses der GIMEP zunimmt.

**[0186]** Es wurden auch Untersuchungen durchgeführt, um herauszufinden, ob das Äquivalenzverhältnis die Menge an Kraftstoff, der bei einer PCCI-Verbrennung verbraucht wird, beeinflusst. Die Ergebnisse zeigten, dass mit einem Reicher werden des Äquivalenzverhältnisses der Prozentsatz an Kraftstoffenergie, der sich als offensichtliche freigesetzte Wärme zeigte, zuerst steigt und sich dann bei 80 % einpendelt. Diese Zahl kann aufgrund von Wärmeübertragung niemals 100 % erreichen. In Hinblick auf Emissionen nehmen mit einem Reicher werden des Äquivalenzverhältnisses kraftstoffspezifische Kohlenwasserstoffemissionen ab. Daneben erhöhte sich mit einem Reicher werden des Äquivalenzverhältnisses der durchschnittliche Lärmpegel und der GIMEP nahm zu. Mit einem Reicher werden des Äquivalenzverhältnisses nimmt die durchschnittliche Klopfintensität zu. Mit einem Reicher werden des Äquivalenzverhältnisses nahm die Zyklus-zu-Zyklus-Schwankung, wie sie durch den Variationskoeffizienten (COV) von GIMEP gemessen wird, im Allgemeinen ab. In der Tat blieben die COVs des GIMEP bei den Untersuchungsbedingungen unter der Verbrennungsstabilitätsgrenze (in diesem Fall als 5 % definiert), wobei ein COV über der Grenze eine nicht akzeptable Stabilität anzeigt.

**[0187]** Es wurden Untersuchungen durchgeführt, um die Wirkung festzustellen, die Veränderungen des Äquivalenzverhältnisses auf den Wärmewirkungsgrad bei der PCCI-Verbrennung haben. Eine Äquivalenzverhältnisuntersuchung wurde durchgeführt, während folgende Parameter aufeinander abgestimmt wurden: Geschwindigkeit, IMT, IMP, Kraftmaschinenöltemperatur und Kraftmaschinenwassertemperatur. Das Äquivalenzverhältnis wurde erhöht, indem der Luftfluss konstant gehalten wurde und der Kraftstofffluss zum Motor erhöht wurde. Mit einer Erhöhung des Kraftstoffflusses und einem Reicher werden des Äquivalenzverhältnisses nahm der indizierte Bruttowärmewirkungsgrad zunächst zu und pendelte sich schließlich ein. Der Kraftmaschinenleistungoutput nahm im Hinblick auf den erhöhten Kraftstofffluss zu, je mehr Kraftstoff verbrannt wurde. Bei den mageren Äquivalenzverhältnissen bleibt eine bedeutende Menge an Kraftstoff unverbrannt. Bei reicheren Äquivalenzverhältnissen pendelt sich der Prozentsatz an Kraftstoff, der verbrannt wird ein, wie hierin oben bemerkt, und der indizierte Bruttowärmewirkungsgrad pendelt sich ein, da die Steigerung beim Kraftmaschinenoutput durch die zusätzliche Kraftstoffzufuhr ausgeglichen wird.

**[0188]** Daneben wurde eine Kraftmaschinenuntersuchung durchgeführt, wobei der Kraftmaschinenzyklus vom unteren Totpunkt des Verdichtungshubs bis zum BDC des Expansionshubs lief. Die Untersuchung wurde unter Verwendung eines Verdichtungsverhältnisses von 14,5:1, einer Drehzahl von 1200 UpM, einer BDC-Verdichtungstemperatur von 389 K, Druck bei BDC von 4,31 bar und ohne Wärmeübertragung durchgeführt. Der verwendete Kraftstoff war Propan. Das Äquivalenzverhältnis wurde variiert, während alle anderen Parameter konstant gehalten wurden. Es stellte sich heraus, dass der Prozentsatz an freigesetzter Energie langsam auslief, mit einem Fallen des Äquivalenzverhältnisses unter 0,15. Diese Daten zeigen, dass es für eine vorgegebene Temperatur und Druck eine niedrigere Grenze für das Äquivalenzverhältnis einer Mischung, die vollständig verbrennen wird, gibt. Es wurde außerdem gezeigt, dass bei Äquivalenzverhältnissen unter 0,15 FS-CO-Emissionen sehr hoch sind. Diese Daten zeigen, dass bei diesen niedrigen Äquivalenzverhältnissen für diese Temperatur und diesen Druck nur eine kleine Menge des Kraftstoffes vollständig verbrennt. Daneben nehmen mit einem Variieren des Äquivalenzverhältnisses von 0,05 auf 0,4 die FSHC leicht ab. Somit reagiert der Hauptanteil des Kraftstoffes, unabhängig vom Äquivalenzverhältnis. Es wurde auch gezeigt, dass mit einem Erhöhen des Äquivalenzverhältnisses der VB früher auftritt. Die Untersuchung hat gezeigt, dass die Spitzenzylindertemperatur (PCP) mit einem Erhöhen des Äquivalenzverhältnisses allmählich zunimmt, was die erhöhte Menge an Energie zeigt, die freigesetzt werden kann. Bei Äquivalenzverhältnissen größer als oder gleich 0,18 wird praktisch die gesamte verfügbare Kraftstoffenergie freigesetzt, was zu einem fast linearen Anstieg in PCP mit einer Erhöhung des Äquivalenzverhältnisses führt.

**[0189]** Die Anmelder haben festgestellt, dass es möglich sein könnte, obwohl nicht unbedingt wünschenswert, die PCCI-Verbrennung bei sehr fetten Äquivalenzverhältnissen, z.B. 5, zu halten, falls IMP und IMT ausreichend niedrig sind, um zu verhindern, dass die Spitzenzylinderdruckgrenze überschritten wird. Es wird schwierig sein, eine Kraftmaschine bei den niedrigen Ladedruck- und IMT-Niveaus, die benötigt werden, um niedrige Zylinderdrücke bei solch hohen Äquivalenzverhältnissen aufrechtzuerhalten, zu starten. Die sehr vor-

verlegte Wärmefreisetzung, das laute Klopfen und die Verbrennungsunebenheiten machen ein Laufen bei diesen Bedingungen nicht wünschenswert. Ein niedrigeres CR zur Verzögerung des VB könnte diese Aspekte verbessern.

**[0190]** Außerdem können die Temperatur- und Äquivalenzverhältnisverteilung durch ein Variieren des Ladungsstratifizierungsniveaus verändert werden, um eine Regelung der Verbrennungsrate und/oder des Verbrennungsbeginns zu ermöglichen. Ein Hilfsbrennraum-Konzept könnte ein Mechanismus sein, um die erwünschte Stratifizierung zu erreichen, wodurch eine bessere Regelung des Verbrennungsbeginns ermöglicht wird. Zum Beispiel könnten herkömmliche Hilfs-Brennraum-Ausführungen, die typischerweise bei kleinen Kraftmaschinen mit indirekter Einspritzung (IDI) verwendet werden, und große Ottomotoren, die Erdgas-Kraftstoff verwenden, verwendet werden.

**[0191]** Um bei den erwünschten mageren Bedingungen für optimale PCCI-Verbrennung zu arbeiten, muss ein wesentlicher Luftfluss an das Ansaugkrümmer bereitgestellt werden. Ein Turbolader könnte den benötigten Luftfluss für eine Mehrzylinder-PCCI-Kraftmaschine bereitstellen. Das ursprüngliche Ziel der Anmelder war es, ein Äquivalenzverhältnis von 0,40 oder magerer zu erreichen. Mit Bezug auf [Fig. 39](#) haben die Anmelder gezeigt, dass das Arbeiten bei einem Äquivalenzverhältnis, welches magerer als 0,29 ist, die Kompressorverhältnisgrenze des verfügbaren Turboladers überschreiten würde. Die Anmelder stellten fest, dass Turbinendruckverhältnisse bei mageren Äquivalenzverhältnissen sehr hoch sind. Folglich ist der Ansaugdruck sehr hoch, was große BSFC-Einbußen verursacht. Aufgrund der relativ kühlen Abgastemperaturen, die durch PCCI-Verbrennung erzeugt werden, werden sehr kleine Turbinengehäuse benötigt, die zu hohen Auslasskanaldrücken führen.

**[0192]** Die Anmelder haben festgestellt, dass es wünschenswert wäre, bei etwas mageren Bedingungen als dem ursprünglichen Ziel zu arbeiten. Bei einem Äquivalenzverhältnis von weniger als 0,4 wurde ein kleineres Turbinengehäuse verwendet, um das Kompressorverhältnis und das Auslasskanaldruckverhältnis zu verringern, jedoch hat man hohe BSFC-Einbußen, wie in [Fig. 40](#) gezeigt, bezahlt. [Fig. 41](#) und [Fig. 42](#) stellen die höheren PMEP-Verluste mit dem kleineren Turbinengehäuse und den höheren BSFC dar. Außerdem ist bei dem kleineren Turbinengehäuse die Rotorgeschwindigkeit viel höher und, in der Tat, nahe an der Rotordrehzahlgrenze, wie in [Fig. 43](#) gezeigt (Rotordrehzahlgrenze 120–125 k UmP-Bereich). Die Anmelder haben herausgefunden, dass eine niedrigere Grenze bei der Größe des Turbinengehäuses, das verwendet wird, gibt, aufgrund der Verluste, die mit dem hohen Gegendruck und mit dem Erreichen der Rotordrehzahlgrenze auftreten.

**[0193]** Um dieses Problem mit dem hohen Gegendruck und den die Rotordrehzahl begrenzenden Luftfluss zu vermeiden, ist eine mögliche Lösung, einen mechanisch angetriebenen Auflader in Verbindung mit einem Turbolader zu verwenden. Der Auflader würde dem Kompressor vorgelagert sein, so dass die Turbine weniger Belastung erfährt, um den Ladedruck zu erzeugen. Etwas BSFC-Einbußen würden für die Wellenarbeit, die vom Turbolader absorbiert wird, auftreten; jedoch sind die BSFC-Einbußen weniger als die sehr hohen Einbußen, die aus einer sehr kleinen Turbine resultieren würde. Da der Auflader mechanisch durch die Welle angetrieben wird, sollte es keine Probleme geben, den erwünschten Luftfluss zu erhalten. Die Turbine kann etwas größere Ausmaße haben und sollte sich nicht an die Drehzahlgrenze annähern und sollte keinen extrem hohen Gegendruck haben.

**[0194]** Die Anmelder haben auch die Auswirkung der Motordrehzahl auf den VB festgestellt. Der Zeitpunkt der Selbstzündung hängt von den Temperatur- und Druckgeschichten ab. Indem man die Motordrehzahl verändert, werden die Geschichten verändert. Es ist möglich die Verbrennung vorzuverlegen, indem man die Motordrehzahl reduziert, und die Verbrennung zu verzögern, indem man die Motordrehzahl erhöht. Insbesondere resultierte eine 75 % Erhöhung der Motordrehzahl, von 1000 auf 1750 in einer 1,5 % Erhöhung beim Verbrennungsbeginnndruck und einer 2,8 % Erhöhung bei der Verbrennungsbeginnntemperatur. Daneben verringerte eine 75 % Erhöhung der Motordrehzahl die Wärmefreisetzungsdauer um 0,81 ms (nur eine 23 % Verringerung), was einer Erhöhung der Wärmefreisetzungsdauer von 1,7 Kurbelwinkelgraden (nur eine 8 % Erhöhung) entspricht. Im Hinblick auf diese minimale Auswirkung der Motordrehzahl auf den VB und die Wärmefreisetzung, und die Unfähigkeit, die Motordrehzahl bei vielen praktischen Motoranwendungen effektiv zu variieren, wird die Motordrehzahl nicht als eine effektive Verbrennungsregelvariable angesehen. Jedoch ist ein Beispiel, bei dem die Motordrehzahl verwendet werden könnte, um eine gewisse Regelung der Verbrennung bereitzustellen, eine Anwendung, bei der die Kraftmaschine einen Generator oder eine Wechselstrommaschine antreibt.

**[0195]** Wie hierin oben erläutert, werden die vorangehenden Regelvariablen benutzt, um den VB und die Ver-

brennungsdauer zu regeln und optimale PCCI-Verbrennung zu erreichen. Eine Hauptfolge der effizienten, optimalen Verbrennung sind reduzierte Emissionen. Die Anmelder haben gezeigt, dass eine PCCI-Kraftmaschine NO<sub>x</sub>-Emissionswerte erreichen kann, die weit unter allen anderen NO<sub>x</sub>-Emissionswerten liegen, die von den Anmeldern jemals unter Verwendung von Diesel- und Erdgaskraftmaschinen nachgewiesen wurden, und weit unter den zukünftigen Emissionsnormen, wie in [Fig. 44](#) gezeigt. Die Verwendung von Propan als Kraftstoff resultiert in den niedrigsten NO<sub>x</sub>-Emissionen im Vergleich mit Dieselmotorkraftstoff und Benzin.

**[0196]** Die Anmelder haben auch die Auswirkungen der Regelvariablen und anderer Faktoren auf die Emissionen einer PCCI-Kraftmaschine festgestellt. Die Drehzahl hat kaum Auswirkungen auf NO<sub>x</sub>-Emissionen. Obwohl ein 75 % Anstieg der Drehzahl die FSNO<sub>x</sub> ungefähr verdreifacht, waren die Werte der NO<sub>x</sub>-Emissionen, die erzeugt wurden, immer noch extrem niedrig. Auch steigt die kraftstoffspezifische NO<sub>x</sub> im Allgemeinen an, wenn das Äquivalenzverhältnis reicher wird, bleibt aber immer noch bei extrem niedrigen Werten. In Bezug auf [Fig. 45](#) haben die Anmelder festgestellt, dass die Drehzahl FSCO und FSHC bedeutender zu beeinflussen scheint. Wie gezeigt, verbrennt unter einer bestimmten ausschlaggebenden Drehzahl nahezu der gesamte Kraftstoff, die FSHC und die FSCO sind niedrig. Gerade eben über der ausschlaggebenden Drehzahl verbrennt der Kraftstoff teilweise mit dem Resultat höherer FSCO-Emissionen. Mit weiterer Erhöhung der Drehzahl einhergehend fällt der Prozentsatz des verbrennenden Kraftstoffs weiter ab mit dem Resultat geringerer FSCO-Emissionen. Diese Emissionen variieren mit einem Variieren der Temperatur bei BDC. In Bezug auf [Fig. 46](#) verbrennt bei geringen Temperaturen nur ein kleiner Teil des Kraftstoffes und dies führt zu höheren FSHC-Emissionen. Da bei diesen niedrigen Temperaturen kein Kraftstoff verbrennt, wird kein Kohlenmonoxid produziert. Mit Anstieg der Temperatur einhergehend wird ein höherer Prozentsatz des Kraftstoffes verbrannt, was zu erhöhter Produktion von Kohlenmonoxiden und niedrigerem FSHC führt. Schließlich verbrennt über einer bestimmten ausschlaggebenden Temperatur der Kraftstoff komplett, was zu extrem niedrigen FSHC- und FSCO-Emissionen führt. Sogar haben die Anmelder gezeigt, wie in [Fig. 47](#) gezeigt, dass alle Datenpunkte mit Flammentemperaturen bei Verbrennungsende von mehr als 1600 K akzeptable CO-Emissionen aufwiesen. Es wurde gezeigt, dass sowohl die hohe Temperatur wie auch das Hydroxylradikal (OH) für die gewünschte Oxidation von CO ausschlaggebend sind. Wichtigerweise verringert sich das kraftstoffspezifische CO mit Reicherwerden des Äquivalenzverhältnisses, während sich die Konzentration von CO<sub>2</sub> im Abgas erhöht. In einer Untersuchung hatten alle Punkte bei einem Äquivalenzverhältnis von <0,2 CO-Emissionen über der EPA CO-Grenze.

**[0197]** Mit Reicherwerden des Äquivalenzverhältnisses verringert sich das kraftstoffspezifische HC. Es ist eindeutig, dass unverbrannte Kohlenwasserstoffe (UHC – "unburned hydrocarbons") ein Schlüsselanliegen für PCCI-Kraftmaschinen darstellen, da die Reduktion von unverbrannten Kohlenwasserstoffen für die kommerzielle Ausführbarkeit einer PCCI-Kraftmaschine grundlegend ist. Die Anmelder haben festgestellt, dass UHC und CO in kleinen Spalten gebildet werden, die sich in den Komponenten befinden, die den Brennraum aufbauen, d.h. oberhalb des oberen Rings des Kolbens zwischen Kolben und Auskleidung, zwischen dem Zylinderkopf und der Zylinderauskleidung und um die Komponenten herum, die im Zylinderkopf befestigt sind. Die Spalten verhindern, dass das Gemischvolumen in der Spalte eine ausreichend hohe Temperatur erreicht, die zum Verbrennen des HC und zur Oxidation des CO notwendig ist. Zum Beispiel haben die Anmelder gezeigt, dass ähnliche Kolben mit unterschiedlichem Spaltenvolumen verschiedene UHC-Grade aufweisen. Die vorliegende PCCI-Kraftmaschine kann eine von mehreren Bauweisen zur Minimierung der UHC beinhalten. Die vorliegenden spaltenminimierenden Bauweisen resultieren in einem niedrigen Spaltenvolumen, halten den Kraftstoff von existierenden Spalten fern oder bewirken ein angemessenes Verbrennen des Spaltenvolumens. Die in [Fig. 48a](#) und [Fig. 48b](#) gezeigten Bauweisen sind sehr einfach bei einem kolbengesteuerten Zweitakter zu implementieren. In Bezug auf [Fig. 48a](#) hat die Kraftmaschine in einer Ausführungsform eine einteilige Kopf- und Auskleidungskombination **300**, obwohl ein zweiteiliges System benutzt werden könnte. Gerade eben über dem oberen Ring **302** (am TDC), wird die Bohrung **304** vergrößert, um die Spalten um den obersten Kolbensteg **306** herum des Kolbens **308** zu eliminieren. Es gibt keine Spalten im Zylinderkopf, da es ein einzelnes Teil ohne Ventile, Dichtungen usw. darstellt.

**[0198]** In Bezug auf [Fig. 48b](#), kann eine zweite Ausführungsform der spaltenminimierenden Bauweise auf ähnliche Weise eine einteilige Kopf und Auskleidung **310** beinhalten. Allerdings hat in diese Ausführungsform der Kolben **312** eine sehr aggressive Reduzierung **314**, so dass der oberste Steg so ausgebildet ist, dass das Spaltenvolumen **316** zwischen dem obersten Steg und der Auskleidung sich vergrößert darstellt. Das Spaltenvolumen **316** ist nun so groß, dass es die Verbrennung in diesem Gebiet nicht mehr dämpft, und so die Verbrennung des Kraftstoffes in diesem Gebiet ermöglicht, mit dem Resultat einer reduzierten UHC. [Fig. 49](#) stellt noch eine weitere Ausführungsform dar, die einen Hohlraum oder eine Kammer **320** beinhaltet, die im Zylinderkopf **322** der Kraftmaschine geformt ist. Die Kraftstoff-Einspritzeinrichtung **324** ist angebracht, um Kraftstoff direkt in den Hohlraum **320**, früh im Kompressionshub, einzuspritzen. Da Luft in den Hohlraum **320** gedrückt

wird, verlässt der Kraftstoff den Hohlraum nicht.

**[0199]** Nachdem die Kompressionszündung stattgefunden hat, können die Produkte durch den relativ großen Durchlass oder die Einschnürung **326** zwischen Hohlraum **320** und dem Hauptzylinder **328** hindurchgehen. Der Kraftstoff ist gut durchmischt, aufgrund der Verwirbelung der in den Hohlraum eintretenden Luft. Weil es in dem Hohlraum keine Spalten gibt und weil der Kraftstoff den Hohlraum nicht vor Vollendung der Verbrennung verlässt, sind die UHC extrem niedrig. Der Hohlraum könnte leicht mit einer thermischen Barrierebeschichtung überzogen werden, um Wärmeverluste zu minimieren.

**[0200]** [Fig. 50a](#) und [Fig. 50b](#) stellen eine Hohlrumbaupweise für einen Viertaktmotor dar. Die Auslass- und Einlassventile **330** sind um den Hohlraum **332** und den Kopf **334** herum angeordnet. Hohlraum **332** kann direkt über dem Brennraum **336** angebracht werden, wie in [Fig. 50a](#) gezeigt, oder versetzt werden, um mehr Raum für die Ventile **330** zu ermöglichen, wie in [Fig. 50b](#) gezeigt. Eine andere Möglichkeit besteht darin, ein kleines Zusatzventil im Hohlraum anzubringen, um den Produkten einen effizienteren Auslass aus dem Hohlraum zu ermöglichen. Dieses Ventil könnte sich öffnen, nachdem sich das Hauptauslassventil öffnet, so dass das zusätzliche Auslassventil in dem Hohlraum sich nicht gegen einen hohen Druck öffnen würde. In diesem Fall könnte das zusätzliche Auslassventil elektronisch betrieben werden. Der Zeitpunkt des Öffnens und Schließens dieses Ventils könnte verwendet werden, um den Restmassenanteil zu variieren, was die Regelung des VB unter Verwendung dieses Zusatzventils ermöglichen würde. Auch kann ein Gegenkolbenmotor, wie hierin oben erläutert, verwendet werden, um das Spaltenvolumen durch die Vermeidung eines Zylinderkopfes und der damit verbundenen Spalten beträchtlich zu reduzieren.

**[0201]** Nun ist in Bezug auf [Fig. 1a](#) eine weitere Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zur Reduzierung von Emissionen offenbart. Insbesondere regelt diese Ausführungsform die UHC und CO durch Erwärmung des oberen Teils der Zylinderauskleidung **49**, um die Oxidation der Ladung in den Spalten zu bewirken. Ein Erhitzer **51** ist in den oberen Teil der Auskleidung eingebaut. Der Erhitzer könnte jede beliebige Art eines Erhitzers mit Fähigkeit zur effektiven Wärmeproduktion sein, wie zum Beispiel ein Elektrowiderstandserhitzer. Der Erhitzer erwärmt das Gas im Spalt über dem oberen Ring wenn der Kolben sich der TDC-Position nähert. Diese Erwärmung wird ein weniger dichtes Gas erzeugen mit dem Resultat einer kleineren Ladungsmasse, die im Spalt verbleibt. Die den Spalt verlassende Ladung wird wegen der Erwärmung eine höhere Temperatur aufweisen und folglich die Tendenz der Ladung, zu reagieren und CO<sub>2</sub> anstelle von CO oder UHC zu bilden, verstärken.

**[0202]** Auch kann eine Glühkerze zur Erwärmung der Verbrennungsgase zur Verminderung der Emissionen verwendet werden, indem sie ermöglicht, dass ein größerer Anteil des Spaltenvolumens verbrennt. Von den Anmeldern wurde festgestellt, dass eine Glühkerze nur eine leichte Auswirkung auf den VB hat. Da der VB sich beim Einschalten der Glühkerze nur leicht verändert, scheint es nicht, als würde die Glühkerze die Verbrennung auslösen. Wahrscheinlicher ist, dass mit Einschalten der am Distanzblech angebrachten Glühkerze diese das Gas im Spaltenvolumen graduell erwärmt. Dieser Temperaturanstieg ist ausreichend, um den Beginn der rapiden Verbrennung zu beschleunigen und mehr des Kraftstoffes zu verbrennen als ohne Glühkerze verbrannt worden wäre, mit dem Resultat eines leichten Anstiegs des GIMEP.

**[0203]** Die vorliegende Kraftmaschine, wie in [Fig. 1a](#) und [Fig. 1b](#) gezeigt, kann auch als eine Multimodus-Kraftmaschine betrieben werden, die den Betriebsmodus je nach Betriebsbedingungen oder Anforderungen der jeweiligen Anwendung ändert. Zum Beispiel kann die Kraftmaschine nur mit Dieselmotorkraftstoff als konventionelle Dieselmotorkraftstoffmaschine betrieben werden, als eine modifizierte Dieselmotorkraftstoffmaschine, bei der Dieselmotorkraftstoff früher im Verdichtungsereignis eingespritzt wird als bei der konventionellen Dieselmotorkraftstoffmaschine, als ein Ottomotor unter Verwendung von Zündkerze **56** ([Fig. 1a](#)) oder als eine PCCI-Kraftmaschine. Diese Art einer funkengezündeten/kompressionsgezündeten DI(Direkteinspritz – "direct injection")-Kraftmaschine mit variablem Verdichtungsverhältnis stellt eine Kombination von niedrigen Emissionen, hoher Brennstoffleistungsdichte und Anlassfreudigkeit bereit.

**[0204]** Diese Kraftmaschine arbeitet in den folgenden verschiedenen Modi je nach aktuellen Betriebsbedingungen/-erfordernissen der Kraftmaschine.

- 1) Mittleres Verdichtungsverhältnis (10:1), frühe Einspritzung (der Kraftstoff wird während des Ansaughubs oder sehr früh im Kompressionshub eingespritzt), annähernd homogen:
  - a) Insgesamt mageres Gemisch, funkengezündet – ermöglicht Betrieb mit niedrigem NO<sub>x</sub>, hohem effektivem Mitteldruck (BMEP) sowie mittlerem BMEP.
  - b) Stöchiometrisches Gemisch, funkengezündet – ermöglicht hohes NO<sub>x</sub>, kurzzeitig hohen BMEP-Betrieb, sowie niedrigen NO<sub>x</sub>-Betrieb mit einem Drei-Wege-Katalysator.

- 2) Hohes Verdichtungsverhältnis 015:1), frühe Einspritzung, annähernd homogen, sehr mager ( $\Phi < 0,5$ ), Kompressionszündung – ermöglicht Betrieb bei sehr niedrigem NO<sub>x</sub>, mittlerem BMEP und niedrigem BMEP.
- 3) Hohes Verdichtungsverhältnis 015:1), späte Einspritzung, stratifizierte Ladung:
- a) Funkengezündet – ermöglicht ungedrosselten Betrieb bei mittlerem NO<sub>x</sub>, mittlerem BMEP und Betrieb bei niedrigem BMEP.
- b) Kompressionsgezündet – ermöglicht ungedrosselten Betrieb bei mittlerem NO<sub>x</sub> und niedrigem BMEP.
- 4) Niedriges Verdichtungsverhältnis (~8:1), frühe Einspritzung, annähernd homogen, funkengezündet:
- a) Mageres Verbrennen – ermöglicht Betrieb bei sehr hohem BMEP
- b) Stöchiometrisch – ermöglicht Betrieb bei sehr hohem BMEP.
- 5) Mittleres Verdichtungsverhältnis 010:1), späte Einspritzung, stratifizierte Ladung, funkengezündet – ermöglicht Betrieb mit mittlerem NO<sub>x</sub>, mittlerem und niedrigem BMEP und hohem BMEP.
- 6) Sehr hohes Verdichtungsverhältnis 020:1), mageres Verbrennen, frühe Einspritzung, annähernd homogen, kompressionsgezündet – ermöglicht der Kraftmaschine, im PCCI-Modus zu starten.

**[0205]** Der Schlüssel hier ist, den vollen Vorteil des variierbaren Kompressionsverhältnisses auszuschöpfen. Das Anlassen der Kraftmaschine kann mit Funkenzündung bei geringerem Verdichtungsverhältnis und anschließendem Übergang zu hohem Verdichtungsverhältnis und magerem PCCI-Betrieb für geringe NO<sub>x</sub>-Werte, erreicht werden. Für weniger schwerwiegende Bedingungen (z.B. nicht so kalt) kann das Anlassen der Kraftmaschine direkt mit PCCI-Betrieb bei hohem Verdichtungsverhältnis erreicht werden. Bei niedrigen und mittleren Belastungen kann die Kraftmaschine in einem PCCI-Modus betrieben werden, solange das Verdichtungsverhältnis so angepasst wird, dass der Verbrennungsbeginn nahe am optimalen Kurbelwinkel stattfindet. Für hohe Belastungserfordernisse kann das Luft/Kraftstoff-Gemisch angereichert, das Verdichtungsverhältnis verringert und die Kraftmaschine funkengezündet werden. Um plötzliche Ausgleichsvorgänge zu bewältigen, kann die Kraftmaschine in einen der späten Einspritzmodi übergehen, bei dem fettere Luft/Kraftstoff-Verhältnisse ohne Maschinenschaden möglich sind.

**[0206]** In der Multimodus-Kraftmaschine arbeitet ECU 20 (Fig. 1) mit einer Regelstrategie zur Regelung der verschiedenen geregelten Merkmale der Kraftmaschine, um effektiv zwischen verschiedenen Modi zu wechseln und in verschiedenen Modi zu arbeiten, um eine Vielfalt von Aufgaben zu erfüllen. Zum Beispiel erreicht die Multimodus-Kraftmaschine geringe NO<sub>x</sub>-Emissionen im PCCI-Modus bei Verbesserung der Anlassfreudigkeit durch Bereitstellung eines hohen Verdichtungsverhältnisses oder der Funkenzündung. Zusätzlich kann die Kraftmaschine einen hohen Zylinderdruck nahe am BMEP erreichen durch Umschalten auf einen funkengezündeten Modus bei geringerem Verdichtungsverhältnis. Die Multimodus-Kraftmaschine ermöglicht auch das Stattfinden einer stabilen Verbrennung nach Umschalten auf eine späte Einspritzung, die zu einer stratifizierten Ladung durch rapide Einstellung des Verdichtungsverhältnisses führt. Auch kann der Kraftstoffverbrauch effektiv geregelt werden durch die Verwendung hoher Verdichtung, des PCCI-Betriebs und des Betriebs bei stratifizierter Ladung ohne Drosslungsbedarf mit exzellentem Wärmewirkungsgrad. Dieser Betrieb verbessert auch die kurzzeitige Antwort durch Übergang von PCCI- zur späten Einspritzung und stratifizierten Ladung, um das Gemisch plötzlich zu verfetten. Diese Multimodus-Kraftmaschine kann auch effektiv das Klopfen, und damit den Klopfschaden, minimieren, und zwar durch effektiven Betrieb bei magerem PCCI oder stratifizierter Ladung oder niedrigem Verdichtungsverhältnis, magerem Verbrennen oder stöchiometrischen Bedingungen. Natürlich wird die Kraftmaschine betrieben, um den Verbrennungsbeginn während des PCCI-Betriebs effektiv zu regeln, durch Variieren, zum Beispiel und wie hierin oben diskutiert, der Temperatur und/oder des Äquivalenzverhältnisses und/oder des Drucks und/oder der Selbstzündungseigenschaften des Luft/Kraftstoff-Gemisches. Diese Kraftmaschine könnte mit mehreren verschiedenen Kraftstoffarten wie zum Beispiel Benzin oder Dieselkraftstoff betrieben werden.

**[0207]** Ein weiterer Betriebsmodus ist die Zweifacheinspritzung, bei der die frühe Einspritzung verwendet wird, um eine magere Ladung für den PCCI-Betrieb zu erzeugen. Eine zweite, späte Einspritzung fügt dann eine kleine Menge stratifizierten Kraftstoffes hinzu, welches entweder funken- oder kompressionsgezündet werden kann, um die Zündung des verbleibenden Kraftstoffes zu unterstützen. Dieser Modus ist dem Diesel-Piloteinspritzbetrieb ähnlich, würde aber nur während des Übergangs zwischen verschiedenen Betriebsmodi oder beim Anlassen der Kraftmaschine verwendet werden. Die Anmelder haben die Wirkung des Diesel-Piloteinspritzbetriebs auf die Emissionen untersucht. Fig. 51 zeigt einen Vergleich zwischen der normalisierten Wärmefreisetzungsrate mit dem Kurbelwinkel für drei verschiedene Diesel-Piloteinspritzmengen in eine PCCI-Kraftmaschine, die mit Propan betrieben wird. Eine Mikro-Piloteinspritzung von 0,1 % resultierte in einer guten Wärmefreisetzungsleistung mit keinem messbaren Anstieg des FSNO<sub>x</sub>. Eine Diesel-Piloteinspritzung von einer Menge, die geschätzte 3,6 % der Kraftstoffenergie bereitstellt, resultierte in einer Wärmefreisetzungscurve mit im Wesentlichen gleichem Umriss wie im vorherigen Fall. Der VB ist leicht mehr vorverlegt,

als beim 0,1 %-Fall, trotz eines niedrigeren IMT und eines konstanten Äquivalenzverhältnisses. Außerdem erhöhten sich FSNO<sub>x</sub>-Emissionen über den 0,1 %-Fall von Null auf 3,9 g/kg. Die Endkurven stellen die Wärmefreisetzung für einen Fall dar, bei dem ~ 18 % der Kraftstoffenergie von der Diesel-Piloteinspritzung kommen. Die Wärmefreisetzungskurve ist genauso geformt wie die klassische Dieselwärmefreisetzungskurve mit einer vorgemischten Brennschicht und einer Diffusionsbrennregion. Außerdem sind die FSNO<sub>x</sub> (15,3 g/kg) und FSHC (478 g/kg) bedeutend höher als in den Fällen mit kleineren Diesel-Piloteinspritzungen.

**[0208]** Im Hinblick auf Diesel-Piloteinspritzung verlegt sich mit einem Anstieg des Prozentsatzes der Kraftstoffenergie von der Piloteinspritzung der Beginn der Verbrennung (VB) mehr vor, trotz des Senkens von IMT und einem konstanten Äquivalenzverhältnis. Dieser frühere VB wird durch die frühere Dieselkraftstoffselbstzündung als Propan verursacht. Mit einem Anstieg des Piloteinspritzungsprozentsatzes erhöht sich die durch die Piloteinspritzung freigesetzte Wärme während des Verdichtungshubs, was zu höheren Temperaturen früher in dem Zyklus führt. Höhere Temperaturen erhöhen die chemischen Reaktionsraten von Reaktionen, die Propan einbeziehen, was zu einer früheren Selbstzündung des Propans führt. Daher können äußerst niedrige NO<sub>x</sub>-Werte und eine gute Wärmefreisetzungseinbringung erreicht werden, wenn eine sehr kleine Diesel-Piloteinspritzung oder Mikro-Piloteinspritzung, vorzugsweise weniger als 4 % der gesamten Kraftstoffenergie, verwendet wird.

**[0209]** Die Anmelder haben auch die Lärmregelung untersucht, die mit PCCI-Verbrennung in Verbindung steht. Das Lärmniveau, das durch PCCI-Verbrennung erzeugt wird, hängt mit der Klopfintensität zusammen. Somit nimmt mit einer Abnahme der Klopfintensität der Lärm ab. Wie in [Fig. 4a](#), [Fig. 4c](#) und [Fig. 6](#) gezeigt, verringert ein Senken des Zylinderdrucks, zum Beispiel, indem der VB verzögert wird, die Klopfintensität wesentlich und damit den Lärm. Das vorliegende Kraftmaschinen- und Regelsystem ermöglicht eine kontinuierliche PCCI-Verbrennung mit minimalem Lärm, indem übermäßige Spitzenzylinderdrücke vermieden werden, während der Zylinderdruck, der für effiziente PCCI-Verbrennung; mit niedrigen Emissionen und die erwünschte Motorleistung erforderlich ist, beibehalten wird.

**[0210]** Das Regelsystem der vorliegenden Erfindung wird betrieben, um aktiv und variierbar die Temperatur, den Druck, die Selbstzündungscharakteristiken und das Äquivalenzverhältnis der Mischung zu regeln, um dafür zu sorgen, dass das Verbrennungsereignis zwischen 20 Kurbelwinkelgraden BTDC und 35 Kurbelwinkelgraden ATDC auftritt. Das Regelsystem erreicht diese Funktion, indem es den Verbrennungssensor **16**, z.B. Drucksensor, verwendet, um den Beginn der Verbrennung zu signalisieren oder den Ort des Wärmefreisetzungseignisses für jeden Zyklus. Außerdem bestimmt ECU **20**, die Signale vom Sensor **16** empfängt, ob der VB innerhalb eines vorbestimmten Kurbelwinkelbereichs auftritt, und bestimmt, ob die Verbrennungsdauer sich innerhalb eines bestimmten erwünschten Kurbelwinkelbereichs befindet. Eine herkömmliche Weise, in der die ECU den optimalen VB bestimmen könnte, wäre durch das Verwenden einer Nachschlagetabelle. Falls der VB und/oder die Verbrennungsdauer außerhalb eines vorbestimmten Kurbelwinkelbereichs liegen, bestimmt ECU **20** die geeignete Regelvariable oder -Variablen zur Einstellung, und erzeugt und sendet das geeignete Signal **22** an den/die gewählten Regelmechanismus oder -mechanismen, z.B. Luftkühler **28**, Erhitzer **30**, Glühkerze **44**, Kraftstoffregelventile **39**, **41**, variierbare Verdichtungsverhältnisvorrichtung **38** usw., wie hierin oben beschrieben. Die Regelvariablen werden nach Bedarf variiert, um den Zeitpunkt des Beginns der PCCI-Verbrennung vorzugsweise zwischen 20 Kurbelwinkelgraden BTDC und 10 Kurbelwinkelgraden ATDC aufrechtzuerhalten, und um die Dauer der Verbrennung in dem Bereich von 5 bis 30 Kurbelwinkelgraden aufrecht zu erhalten.

**[0211]** Die Anmelder haben festgestellt, dass, um PCCI-Verbrennung beim Starten einer kalten Kraftmaschine zu initiieren und aufrechtzuerhalten, die Bedingungen in den Zylindern, z.B. Temperatur und/oder Druck, aktiv beeinflusst werden müssen. Zum Beispiel könnte die Temperatur der Ansaugluft unter Verwendung eines Erhitzers **30** und/oder einer Glühkerze **44** erhöht werden, und/oder die zylinderinternen Wände könnten unter Verwendung eines Zylinderwandlerhitzers **51** und/oder eines Kraftmaschinenkühlmittel/Schmieröl-Erhitzers erwärmt werden. Außerdem könnte der zylinderinterne Druck und die zylinderinterne Temperatur unter Verwendung einer variierbaren Verdichtungsverhältnisvorrichtung **38** erhöht werden. Eine andere effektive Regeleinrichtung zum Verbessern der Startfähigkeit ist, kleine Mengen an Ozon unter Verwendung einer Einspritzeinrichtung **42** der Ansaugluftzufuhr, oder unter Verwendung einer Einspritzeinrichtung **40** in den Zylinder zuzuführen. Alternativ oder zusätzlich dazu könnte eine der Kraftstoffzufuhren eine hohe Selbstzündungseigenschaft, z.B. eine niedrige Oktanzahl, aufweisen. Auch könnte die Kraftmaschine beim Start der Kraftmaschine nicht als PCCI-, sondern zum Beispiel als ein Otto-, Diesel-Gas-, oder Dieselmotor verwendet werden. Eine oder eine Kombination dieser Regelungen werden variiert, gemäß den hierin oben erläuterten Prinzipien bezüglich jeder Regeleinrichtung, um zu verursachen, dass eine PCCI-Verbrennung eintritt. Beim Start der Kraftmaschine wird ECU den Verbrennungsbeginn und die Verbrennungsdauer überwachen, indem sie Verbren-

nungsdaten, z.B. Drucksignale, vom Sensor **16** während des Betriebs der Kraftmaschine empfängt.

**[0212]** Ist die Kraftmaschine einmal warmgelaufen, werden der VB und die Verbrennungsdauer variieren, aufgrund der Empfindlichkeit der PCCI-Verbrennung gegenüber der Temperatur- und Druckgeschichte. Kleine Veränderungen bei den zahlreichen Faktoren, die die Temperatur- und Druckgeschichte beeinflussen, wie zum Beispiel Brennraumwandtemperaturen, IMT, Äquivalenzverhältnis, IMP usw. führen zu bedeutenden Veränderungen beim VB und der Verbrennungsdauer. Während des Betriebs wird das Regelsystem der vorliegenden Erfindung eine oder mehrere der Regelvariablen, das heißt die Temperatur, den Druck, die Luft/Kraftstoff-Gemisch-Selbstzündungseigenschaften und/oder das Äquivalenzverhältnis variieren, indem es die verschiedenen Regelmechanismen, die hierin oben erläutert wurden, verwendet, und zwar in solcher Weise, dass der VB und die Verbrennungsdauer in den gewünschten Bereichen liegen. Zum Beispiel haben Anmelder gezeigt, dass der VB von 5° ATDC zu 0,5° BTDC vorverlegt werden kann, indem die IMT von 184 °F auf 195 °F erhöht wird, wie in [Fig. 8](#) gezeigt. Die Anmelder haben auch gezeigt, dass eine Erhöhung des CR, was die zylinderinternen Temperaturen erhöht, verwendet werden kann, um den VB vorzuverlegen. Zum Beispiel zeigt [Fig. 21](#), dass ein Erhöhen des CR von 14:1 auf 22:1 den VB von 2° ATDC auf 13° BTDC vorverlegte, wenn das Äquivalenzverhältnis 0,35 betrug und die IMT 380K war. Daneben haben die Anmelder gezeigt, dass eine Erhöhung des RMF, um die Temperatur der Ladungstemperatur zu erhöhen, auch verwendet werden kann, um den VB vorzuverlegen. Wenn der RMF durch das Einstellen des Auslassventilspiels von 0,025 auf 0,0460 erhöht wurde, verlegte sich der VB von 6,4° ATDC auf 1,7° ATDC vor, wie in [Fig. 16](#) gezeigt. Es wurde auch gezeigt, dass eine Wärmeübertragung auf die Ladung, sowohl von aktiven Heizelementen als auch heißen Oberflächen, wie zum Beispiel den Brennraumwänden, den VB vorverlegt. Die Anmelder haben auch gezeigt, dass, wenn eine Glühkerze im Brennraum installiert war, sich der VB von 0,6° ATDC auf 1,5° ATDC verzögerte, nachdem die Glühkerze abgeschaltet worden war, wie in [Fig. 11](#) gezeigt. Die Anmelder haben festgestellt, wie in [Fig. 9](#) gezeigt, dass ein Erhöhen der Brennraumwandtemperaturen von 400 K auf 933 K den VB von 7° ATDC auf 14° BTDC vorverlegen kann.

**[0213]** Im Hinblick auf Druckregelung dient ein Erhöhen des IMP dazu, den VB vorzuverlegen. [Fig. 31c](#) zeigt zum Beispiel, dass ein Erhöhen des IMP bei der Einzylinder-Kraftmaschine von 52 psia auf 57 psia dazu führte, dass der VB von 3,7° ATDC auf 1,5° BTDC vorverlegt wurde. Jedes beliebige Verfahren für das Beeinflussen des Zylinderdrucks, wie zum Beispiel ein Variieren des Verdichtungsverhältnisses oder ein Verändern des Ventil-Zeitpunktes, welche beide oben dargestellt sind, können verwendet werden, um den VB zu regeln.

**[0214]** Im Hinblick auf das Äquivalenzverhältnis haben die Anmelder festgestellt, dass, wie in [Fig. 38](#) gezeigt, ein Erhöhen des Äquivalenzverhältnisses von 0,30 auf 0,33 durch ein Erhöhen des Kraftstoffflusses zur Kraftmaschine, den VB von 5,5° ATDC auf 2,0° ATDC vorverlegte. Auch das Variieren der Selbstzündungseigenschaften des Luft/Kraftstoff-Gemisches durch das Hinzufügen reaktionsfähiger Stoffe oder sogar von Verdünnungsmitteln kann den VB beeinflussen. Die Anmelder haben gezeigt, dass für den in [Fig. 33](#) gezeigten Fall ein Erhöhen der Menge an Ozon, welches der Ladung hinzugefügt wurde, von 0 auf 36 g/kg Kraftstoff, die Auswirkung hatte, den VB von 1° ATDC auf 12,5° BTDC vorzuverlegen. Bei einer Untersuchung, bei der Dieselkraftstoff bei einer Piloteinspritzung verwendet wurde, um den VB in einer Luft-Propan-Mischung zu initiieren, beeinflusste die Menge an Piloteinspritzung, die verwendet wurde, den VB. Wenn zum Beispiel die Voreinspritzmenge von ungefähr 0,1 % auf 18 % der gesamten Kraftstoffenergie erhöht wurde, wurde der VB von 2° ATDC auf 10° BTDC vorverlegt. Bei einer Untersuchung wurde EGR als Verdünnungsmittel verwendet, um den VB zu verzögern, während die IMT mit einem Nachkühler konstant gehalten wurde. Wie in [Fig. 17](#) gezeigt, verzögerte sich, wenn die EGR-Rate von 2,9 % auf 8,0 % erhöht wurde, der VB von 1,2° ATDC auf 4,2° ATDC. Die Anmelder haben gezeigt, dass ein Erhöhen des Selbstzündungswiderstands des Luft/Kraftstoff-Gemischs durch ein Erhöhen der Oktanzahl, zum Beispiel, verwendet werden kann, um den VB zu verzögern. Außerdem haben die Anmelder gezeigt, dass, wenn die Oktanzahl von 80 auf 100 erhöht wurde, sich für einen Fall, bei dem IMT plus Nacherwärmung 311K betrug, der VB von 14° BTDC auf 7° BTDC verzögerte.

**[0215]** Natürlich könnte jede beliebige dieser Regelvariablen in der zu den obigen Beispielen entgegengesetzten Richtung eingestellt werden, um die entgegengesetzte Auswirkung auf den VB, wenn nötig, zu erreichen. Zum Beispiel könnte man die IMT verringern, um den VB zu verzögern, anstelle die IMT zu erhöhen, um den VB vorzuverlegen. Auch würden die Größen solcher Veränderungen erhöht oder vermindert werden, je nachdem was notwendig ist, um den erwünschten VB aufrechtzuerhalten.

**[0216]** Die Anmelder haben gezeigt, dass die Verbrennungs- oder Wärmefreisetzungsdauer durch das Variieren verschiedener Parameter beeinflusst werden kann. Mit einer Verzögerung des VB erhöht sich die Wärmefreisetzungsdauer. Zum Beispiel zeigt [Fig. 8](#), dass mit einer Verzögerung des VB, indem die IMT von 195 Grad F auf 184 Grad F reduziert wird, sich die Dauer von ungefähr 6 Grad auf ungefähr 24 Grad erhöht. Eben-

so vermindert eine Erhöhung des Äquivalenzverhältnisses die Wärmefreisetzungsdauer. Die Anmelder glauben auch, dass ein Erhöhen des Temperaturgrads und der Äquivalenzverhältnisstratifizierung der Ladung die Wärmefreisetzungsdauer erhöht. Jedoch ist im Hinblick auf die Schwierigkeit, den Temperaturgrad oder die Äquivalenzverhältnisstratifizierung zu messen, mehr Arbeit erforderlich, um den Grad an Stratifizierung zu quantifizieren.

**[0217]** Natürlich sollte im Hinblick auf das Verhältnis zwischen VB und der Dauer jede beliebige Regelungsstrategie, die den VB verzögert, auch die Dauer erhöhen. Indem man den VB und die Verbrennungsdauer in den erwünschten Bereichen hält, während man das Äquivalenzverhältnis regelt, um für magere Verbrennungsbedingungen zu sorgen, minimiert das System NO<sub>x</sub>-Emissionen. Außerdem reduziert die vorliegende Kraftmaschinenausführung UHC- und CO-Emissionen, indem es die Spalten in den Zylindern minimiert, wodurch unverbrannte Gase, wie in [Fig. 48a](#) bis [Fig. 50b](#) gezeigt, minimiert werden.

**[0218]** Während des Betriebs kann ein Ausgleich des Verbrennungsprozesses zwischen den Zylindern der Kraftmaschine aus [Fig. 1b](#) durch Variieren jeder beliebigen der Regelvariablen, die verwendet werden, um den VB zu regeln, erreicht werden, wie hierin oben erläutert. Die ECU **20** vergleicht die VB- und die Verbrennungsdauerdaten, die vom Sensor **16** für jeden Zylinder bereitgestellt werden. Wenn die Daten anzeigen, dass der VB und/oder die Verbrennungsdauer eines oder mehrerer Zylinder außerhalb eines vorbestimmten Kurbelwinkelbereichs stattfinden, wird die ECU die geeignete Regelvariable oder -variablen bestimmen, die für die gegebenen Betriebsbedingungen am effektivsten sind und erzeugt ein Regelsignal zur Regelung der Regelvariablen, um zu verursachen, dass der VB und/oder die Dauer der Verbrennung eingestellt werden, um in den erwünschten Bereich zu fallen. Die Anmelder haben festgestellt, dass ein Ausgleichen der Zylinder am besten erreicht wird, indem man das Äquivalenzverhältnis regelt, Ozon zu der Mischung hinzufügt, individuelle Erhitzer, die jeder Zylinderansaugöffnung zugeordnet sind, regelt, das Verdichtungsverhältnis unter Verwendung der Vorrichtung **38** oder durch variierbaren Ventil-Zeitpunkt variiert, Öl über Piloteinspritzung oder Öffnungskraftstoffeinspritzung hinzufügt, Öffnungseinspritzung von Wasser und/oder jedes beliebige der Verfahren, die hierin oben zum Variieren des EGR oder RMF erläutert wurden. Jede dieser oder anderer Formen von Verbrennungsregelung könnte alleine oder in einer Reihe von Kombinationen verwendet werden, um die Verbrennungsausgleichsregelung zu verbessern. Zum Beispiel könnte die Verbrennungsregelung, die durch das Mehrfachkraftstoff/Zusatzstoff-System, welches hierin oben beschrieben wurde, verbessert werden, indem ein variierbarer Ventil-Zeitpunkt und/oder Brennraumoberflächentemperaturkühlung, z.B. Kraftmaschinenkühlmittel, oder kolbenkühlende Düsenregelung bereitgestellt wird. Außerdem können eine oder mehrere Glühkerzen **44** ([Fig. 1a](#)) als ein kostengünstiges, einfaches Verfahren zum Erreichen von mindestens einer teilweisen Regelung des Verbrennungsausgleichs zwischen den Zylindern verwendet werden. Es könnte auch möglich sein, die EGR-Rate für jeden Zylinder zu regeln, um die Verbrennungsqualität auszugleichen.

#### Industrielle Anwendbarkeit

**[0219]** Das vorliegende PCCI-Kraftmaschinen- und Regelsystem kann in jedem stationären oder nicht stationären Antriebsaggregat verwendet werden, einschließlich jeder beliebigen Anwendung bei Fahrzeugen, in der Industrie, bei Schiffen oder beim Militär. Das vorliegende PCCI-Kraftmaschinen- und Regelsystem ist besonders vorteilhaft bei jeder Stromerzeugungsanwendung, wo niedrige Emissionen wünschenswert sind.

#### Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine (**10, 100**), die in einem Modus mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung betreibbar ist, umfassend:  
 einen Kraftmaschinenkörper bzw. Motorblock;  
 einen Brennraum (**13**), der im Kraftmaschinenkörper bzw. Motorblock ausgebildet ist;  
 ein Ansaugluftsystem (**23**) zum Zuführen von Ansaugluft, umfassend mindestens eines aus der Gruppe umfassend Luft und ein Gemisch aus Luft und Kraftstoff, zu dem Brennraum (**13**);  
 ein Verbrennungsgeschichteregelmittel zum Regeln oder Steuern der Verbrennung bzw. einer Verbrennungsgeschichte von künftigen Verbrennungseignissen, um den Kraftmaschinenbetrieb zu optimieren, wobei das Verbrennungsgeschichteregelmittel ein Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelmittel zum Variieren einer Selbstzündungseigenschaft des Gemisches aufweist, wobei das Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelmittel eine erste Kraftstoffversorgung (**32**) zum Zuführen eines ersten Kraftstoffes zu der Kraftmaschine (**10, 100**) und eine zweite Kraftstoffversorgung (**34**) zum Zuführen eines zweiten Kraftstoffes zu der Kraftmaschine (**10, 100**) aufweist, wobei der erste Kraftstoff eine erste Selbstzündungseigenschaft und der zweite Kraftstoff eine zweite Selbstzündungseigenschaft, die sich von der ersten Selbstzündungseigenschaft unterscheidet, aufweist;

ein Kraftmaschinenbetriebszustandserfassungsmittel zum Erfassen eines Kraftmaschinenbetriebszustandes, welcher für die Verbrennungsgeschichte indikativ ist, und Erzeugen eines Kraftmaschinenbetriebszustandssignals, welches für den Kraftmaschinenbetriebszustand indikativ ist; und ein Verarbeitungsmittel zum Empfangen des Kraftmaschinenbetriebszustandssignals, Bestimmen eines Verbrennungsgeschichtewertes basierend auf dem Kraftmaschinenbetriebszustandssignal und Erzeugen eines oder mehrerer Steuer- oder Regelsignale basierend auf dem Verbrennungsgeschichtewert, wobei das eine oder die mehreren Steuer- bzw. Regelsignale das Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelmittel steuern oder regeln, um die Verbrennungsgeschichte von künftigen Verbrennungseignissen variierbar zu regeln.

2. Kraftmaschine nach Anspruch 1, wobei das Kraftmaschinen (**10, 100**) Betriebszustandserfassungsmittel einen Verbrennungsbegginnsensor (**16**) zum Erfassen des Verbrennungsbegginns und Erzeugen eines Verbrennungsbegginnsignals aufweist, wobei der Verbrennungsgeschichtewert basierend auf dem Verbrennungsbegginnsignal bestimmt wird, vorzugsweise wobei der Verbrennungsbegginnsensor (**16**) ein Zylinderdrucksensor ist.

3. Kraftmaschine nach Anspruch 1, wobei das Kraftmaschinen (**10, 100**) Betriebszustandserfassungsmittel ein Zylinderdrucksensor ist.

4. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei das Verarbeitungsmittel eine elektronische Regelungseinheit (**20**) ist und/oder ausgebildet ist, um einen Zündzeitpunkt und eine Verbrennungsgeschwindigkeit durch Ändern des Verhältnisses des ersten und des zweiten Kraftstoffes zu regeln.

5. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei das Verbrennungsgeschichteregelmittel ferner mindestens eines aus der Gruppe umfassend ein Temperaturregelmittel zum Variieren der Temperatur des Gemisches aus Kraftstoff und Luft, ein Druckregelmittel, um letztendlich den Druck des Gemisches zu variieren, und ein Äquivalenzverhältnisregelmittel zum Variieren eines Äquivalenzverhältnisses des Gemisches aufweist.

6. Kraftmaschine nach Anspruch 5, wobei das Druckregelmittel ein Verdichtungsverhältnisvariiermittel (**38**) zum Variieren von mindestens einem aus der Gruppe umfassend ein effektives Verdichtungsverhältnis und ein geometrisches Verdichtungsverhältnis aufweist, um den Druck in dem Brennraum (**13**) selektiv zu variieren, um einen Zeitpunkt des Verbrennungsbegginns zu regeln.

7. Kraftmaschine nach Anspruch 6, wobei das Verdichtungsverhältnisvariiermittel einen Stempel aufweist, der beweglich an dem Kraftmaschinenkörper dem Brennraum (**13**) benachbart angebracht ist, wobei der Stempel von einer eingefahrenen Position in eine ausgefahrene Position zum Brennraum (**13**) hin bewegbar ist, um die Größe des Brennraums (**13**) zu verringern und das geometrische Verdichtungsverhältnis zu erhöhen; vorzugsweise wobei der Stempel hydraulisch in die ausgefahrene Position betätigt wird.

8. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 7, wobei die Kraftmaschine (**10, 100**) ein Gegenkolbenmotor ist; vorzugsweise wobei der Gegenkolbenmotor einen ersten Kolben, der an einer ersten Kurbelwelle angebracht ist, und einen zweiten Kolben, der an einer zweiten Kurbelwelle dem ersten Kolben entgegengesetzt angebracht ist, aufweist, wobei der Brennraum (**13**) zwischen dem ersten und dem zweiten Kolben ausgebildet ist, wobei das Verdichtungsverhältnisvariiermittel (**38**) einen Phasenverschiebungsmechanismus zum Variieren einer relativen Rotationsphase zwischen der ersten und der zweiten Kurbelwelle aufweist.

9. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 8, wobei das Druckregelmittel ein Ansaugluftdruckregelmittel zum Variieren des Druckes der Ansaugluft in dem Ansaugluftsystem (**23**), um den Druck des Gemisches in dem Brennraum (**13**) zu variieren, aufweist; vorzugsweise wobei das Ansaugluftdruckregelmittel einen Turbolader aufweist, der in dem Ansaugluftsystem (**23**) angebracht ist; insbesondere wobei das Ansaugluftdruckregelmittel ferner einen Bypass-Kreis zum Umleiten von Abgas rund um den Turbolader und ein Wastegate-Ventil, das in dem Bypass-Kreis angeordnet ist, zum Variieren des Auslassstroms durch den Bypass-Kreis aufweist, und/oder wobei das Ansaugluftdruckregelmittel ein Drosselventil aufweist, welches in dem Ansaugluftsystem (**23**) angeordnet ist.

10. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 9, wobei das Verbrennungsgeschichteregelmittel das Temperaturregelmittel aufweist, wobei das Temperaturregelmittel mindestens eines aus der Gruppe umfassend ein Ansauglufttemperaturregelmittel zum Regeln der Temperatur der Ansaugluft oder des Gemisches aus Luft und Kraftstoff in dem Ansaugsystem (**23**) und ein zylinderinternes Temperaturregelmittel zum Regeln der Temperatur des Gemisches in dem Brennraum (**13**) aufweist; vorzugsweise wobei das Tem-

peraturregelmittel das Ansauglufttemperaturregelmittel aufweist, wobei das Ansauglufttemperaturregelmittel ein Lufterhitzermittel aufweist, welches in dem Ansaugluftsystem (23) angeordnet ist, und/oder wobei das Ansauglufttemperaturregelmittel ferner einen Luftkühler aufweist, der in dem Ansaugluftsystem (23) angeordnet ist.

11. Kraftmaschine nach Anspruch 10, wobei die Kraftmaschine (10, 100) mehrere Brennräume (13) aufweist, wobei das Ansaugluftsystem (23) eine entsprechende Ansaugöffnung aufweist, die jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum Hinführen von Ansaugluft zu dem entsprechenden Brennraum (13), wobei das Lufterhitzermittel einen entsprechenden Ansauglufterhitzer aufweist, der in jedem entsprechenden Ansaugkanal angeordnet ist.

12. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 11, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner ein Abgassystem zum Abführen von Abgas aus dem Brennraum (13) aufweist, wobei das Temperaturregelmittel das Ansauglufttemperaturregelmittel aufweist, wobei das Ansauglufttemperaturregelmittel ein Abgasrückführungssystem zum Transportieren von Abgas von einem Abgassystem zu einem Ansaugluftsystem (23), um die Ansauglufttemperatur zu regeln, aufweist.

13. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 12, wobei das Temperaturregelmittel ein Ansauglufttemperaturregelmittel aufweist, wobei das Ansauglufttemperaturregelmittel eine Wassereinspritzvorrichtung zum Einspritzen von Wasser in ein Ansaugluftsystem (23) aufweist.

14. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 13, wobei das Temperaturregelmittel das zylinderinterne Temperaturregelmittel aufweist, wobei das zylinderinterne Temperaturregelmittel ein Restmassenanteilregelmittel zum Variieren eines Restmassenanteils von Verbrennungsprodukten, welche in dem Brennraum (13) zurückbleiben, von einem Verbrennungsereignis zu einem nachfolgenden Verbrennungsereignis aufweist.

15. Kraftmaschine nach Anspruch 14, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner eine Auslassöffnung, die in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, und ein Auslassventil, welches betätigbar ist, um die Auslassöffnung zu öffnen und zu schließen, aufweist, wobei das Restmassenanteilregelmittel einen Zeitpunkt des Schließens der Auslassöffnung durch das Auslassventil variiert, um die Menge des Restmassenanteils zu variieren.

16. Kraftmaschine nach Anspruch 14 oder 15, wobei der Kraftmaschinenkörper Brennraumwände aufweist, welche den Brennraum (13) bilden, wobei das Temperaturregelmittel das zylinderinterne Temperaturregelmittel aufweist, wobei das zylinderinterne Temperaturregelmittel ein Brennraumwandtemperaturregelmittel zum Variieren der Temperatur der Brennraumwände aufweist; vorzugsweise wobei das Brennraumwandtemperaturregelmittel ein Kühlmitteltemperaturregelsystem zum Variieren der Temperatur von Kraftmaschinenkühlmittel, um die Temperatur der Brennraumwände zu variieren, aufweist, und/oder wobei das Brennraumwandtemperaturregelmittel einen elektrischen Erhitzer aufweist, der an dem Kraftmaschinenkörper den Brennraumwänden benachbart angebracht ist.

17. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 16, wobei der Kraftmaschinenkörper einen Kraftmaschinenblock, einen in diesem Kraftmaschinenblock ausgebildeten Zylinder und einen Zylinderkopf aufweist, wobei das Temperaturregelmittel ein zylinderinternes Temperaturregelmittel aufweist, wobei das zylinderinterne Temperaturregelmittel eine Glühkerze aufweist, die in dem Zylinderkopf zum Erhitzen des Gemisches aus Luft und Kraftstoff in dem Brennraum (13) angebracht ist.

18. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 17, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner eine drehbare Kurbelwelle, die an dem Kraftmaschinenkörper befestigt ist, einen Zylinder, der in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, und einen Kolben, der zur hin- und hergehenden Bewegung in dem Zylinder wirkend mit der Kurbelwelle verbunden ist, aufweist, wobei das Temperaturregelmittel ein zylinderinternes Temperaturregelmittel aufweist, wobei das zylinderinterne Temperaturregelmittel ein Verdichtungsverhältnisvariiermittel zum Variieren von mindestens einem aus der Gruppe umfassend ein effektives Verdichtungsverhältnis und ein geometrisches Verdichtungsverhältnis des Zylinders aufweist.

19. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 18, wobei das Verdichtungsverhältnisvariiermittel einen Stempel aufweist, der beweglich an dem Kraftmaschinenkörper dem Brennraum (13) benachbart angebracht ist, wobei der Stempel von einer eingefahrenen Position in eine ausgefahrene Position hin zu dem Brennraum (13) bewegbar ist, um die Größe des Brennraums (13) zu verringern und das geometrische Verdichtungsverhältnis des Zylinders zu erhöhen; vorzugsweise wobei der Stempel hydraulisch in die ausge-

fahrene Position betätigt wird.

20. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 19, wobei die Kraftmaschine (**10, 100**) ein Gegenkolbenmotor (**10, 100**) ist; vorzugsweise wobei der Gegenkolbenmotor einen ersten Kolben, der an einer ersten Kurbelwelle angebracht ist, und einen zweiten Kolben, der an einer zweiten Kurbelwelle dem ersten Kolben entgegengesetzt angebracht ist, aufweist, wobei der Brennraum (**13**) zwischen dem ersten und dem zweiten Kolben ausgebildet ist, wobei die Verdichtungsverhältnisvariervorrichtung einen Phasenverschiebungsmechanismus zum Variieren einer relativen Rotationsphase zwischen der ersten und der zweiten Kurbelwelle aufweist.

21. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 20, wobei die Kraftmaschine (**10, 100**) ferner eine Ansaugöffnung, die in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, und ein Ansaugventil, welches betätigbar ist, um die Ansaugöffnung zu öffnen und zu schließen, aufweist, wobei das Verdichtungsverhältnisvariiermittel den Zeitpunkt des Schließens der Ansaugöffnung durch das Ansaugventil variiert, um das effektive Verdichtungsverhältnis zu variieren.

22. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 21, wobei das Temperaturregelmittel ein zylinderinternes Temperaturregelmittel aufweist, wobei das zylinderinterne Temperaturregelmittel eine Einspitzeinrichtung zum Einspritzen eines Fluids in den Brennraum (**13**) aufweist, um die Temperatur des Gemisches aus Luft und Kraftstoff zu variieren.

23. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 22, wobei die Kraftmaschine (**10, 100**) ferner eine drehbare Kurbelwelle und einen Kolben, der zur hin- und hergehenden Bewegung durch eine obere Totpunktposition wirkend mit der Kurbelwelle verbunden ist, aufweist, wobei das eine oder die mehreren Regelsignale mindestens eines aus der Gruppe umfassend das Temperaturregelmittel, das Druckregelmittel, das Äquivalenzverhältnisregelmittel und das Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelmittel regeln, um die Verbrennungsgeschichte künftiger Verbrennungseignisse variierbar zu regeln, um zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn zwischen einem Kurbelwinkel von 20 Grad vor der oberen Totpunktposition und einem Kurbelwinkel von 10 Grad nach der oberen Totpunktposition erfolgt.

24. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 23, wobei das eine oder die mehreren Regelsignale mindestens eines aus der Gruppe umfassend das Temperaturregelmittel, das Druckregelmittel, das Äquivalenzverhältnisregelmittel und das Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelmittel regeln, um die Verbrennungsgeschichte künftiger Verbrennungseignisse variierbar zu regeln, um zu bewirken, dass die Verbrennung in einem Kurbelwinkelbereich von 5-30 Grad erfolgt.

25. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 5 bis 24, wobei der Kraftmaschinenkörper einen Kraftmaschinenblock und mehrere Zylinder, die in dem Kraftmaschinenblock ausgebildet sind, aufweist, wobei jeder der mehreren Zylinder einen Brennraum (**13**) aufweist, wobei das Temperaturregelmittel ein Zylindertemperatúrausgleichsmittel zum Erhitzen des Gemisches aus Luft und Kraftstoff in mindestens zwei der Brennräume (**13**), um Wärmeverlust auszugleichen, aufweist.

26. Kraftmaschine nach Anspruch 25, wobei die Kraftmaschine (**10, 100**) ferner ein Kraftmaschinenkühlmittelsystem, welches in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, zum Umwälzen von Kraftmaschinenkühlmittel aufweist, wobei das Zylindertemperatúrausgleichsmittel ein Kraftmaschinenkühlmittelregelsystem zum Regeln von mindestens einer aus der Gruppe umfassend eine Kühlmitteltemperatur und eine Kühlmitteldurchflussgeschwindigkeit des Kühlmittels in dem Kühlmittelsystem aufweist.

27. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei das Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelmittel eine Zufuhrvorrichtung aufweist, welche an dem Kraftmaschinenkörper angebracht ist, zum Zuführen eines reaktiven Fluids in mindestens eines aus der Gruppe umfassend das Ansaugsystem und den Brennraum (**13**), um mindestens eines aus der Gruppe umfassend einen Zeitpunkt eines Verbrennungsbeginns und eine Verbrennungsdauer zu regeln, vorzugsweise wobei die Zufuhrvorrichtung Ozon zuführt, um den Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns vorzuziehen.

28. Kraftmaschine nach Anspruch 27, wobei die Zufuhrvorrichtung Ozon zuführt, um den Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns vorzuziehen; und/oder wobei die Kraftmaschine (**10, 100**) ferner ein Ansaugluftsystem (**23**) zum Zuführen von Ansaugluft zu dem Brennraum (**13**) und ein Abgassystem zum Abführen von Abgas aus dem Brennraum (**13**) aufweist, wobei das Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelmittel ein Abgasrückführungssystem zum Zuführen von Abgas aus dem Abgassystem zu dem Ansaugluftsystem (**23**) aufweist,

um die Ansaugluft zu verdünnen, um einen Zeitpunkt eines Verbrennungsbeginns zu regeln.

29. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner einen Luftkompressor, der in dem Ansaugluftsystem (23) angeordnet ist, zum Verdichten der Ansaugluft und ein Abgasrückführungssystem, welches dem Ansaugluftsystem (23), das dem Luftkompressor vorgelagert ist, Abgas zuführt, aufweist.

30. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei die Kraftmaschine (10, 100) mehrere Brennräume (13) aufweist, wobei das Ansaugluftsystem (23) einen oder mehrere Luftverteiler zum Zuführen von Ansaugluft zu den mehreren Brennräumen (13) aufweist, ferner umfassend ein Kraftstoffzufuhrsystem, welches dem einen oder den mehreren Luftverteilern vorgelagert mit dem Ansaugluftsystem (23) verbunden ist, zum Zuführen von Kraftstoff in das Ansaugluftsystem (23).

31. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner ein Abgassystem zum Abführen von Abgas aus dem Brennraum (13) aufweist, wobei das Gemisch-Selbstzündungseigenschaftenregelmittel ein Abgasrückführungssystem zum Zuführen von Abgas von dem Abgassystem zu dem Ansaugluftsystem (23) aufweist, um die Ansaugluft zu verdünnen, um einen Zeitpunkt eines Verbrennungsbeginns zu regeln.

32. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner ein Brennraum(13)-Spaltminimiermittel zum Minimieren der Bildung unverbrannter Kohlenwasserstoffe in Brennraum(13)-Spalten während der Verbrennung aufweist.

33. Kraftmaschine nach Anspruch 32, wobei der Kraftmaschinenkörper einen Zylinderblock aufweist, der einen Zylinder und einen Zylinderkopf aufweist, ferner umfassend einen Kolben, der hin- und hergehend in dem Zylinder angebracht ist, um den Brennraum (13) zu bilden, wobei das Spaltminimiermittel eine Ausnehmung, die in dem Kolben dem Brennraum (13) benachbart ausgebildet ist, zum Vergrößern eines Spaltvolumens aufweist; vorzugsweise wobei der Kraftmaschinenkörper einen Zylinderblock aufweist, der einen Zylinder und einen Zylinderkopf aufweist, wobei das Spaltvolumenminimiermittel einen Verbrennungstiegel aufweist, der in dem Zylinderkopf ausgebildet ist, in Kommunikation mit dem Brennraum (13), und/oder wobei der Kraftmaschinenkörper einen Zylinderblock aufweist, der einen Zylinder und einen Zylinderkopf aufweist, ferner umfassend einen Kolben, der hin- und hergehend in dem Zylinder angebracht ist, um den Brennraum (13) zu bilden, wobei das Spaltminimiermittel ein Erhitzermittel, das dem Brennraum (13) benachbart angeordnet ist, zum Erhitzen des Gemisches in den Spalten aufweist.

34. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner mehrere Brennräume (13) aufweist, wobei mindestens einer der mehreren Brennräume (13) in einem Modus mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung und die übrigen Brennräume (13) in einem Dieselmotus betrieben werden.

35. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner ein Abgasrückführungssystem aufweist, welches mit mindestens einem Zylinder verbunden ist, der in einem Modus mit Kompressionszündung bei vorgemischter Ladung betrieben wird.

36. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei die Kraftmaschine (10, 100) mehrere Brennräume (13), die in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet sind, das Ansaugluftsystem (23) zum Zuführen von Ansaugluft zu den mehreren Brennräumen (13) und ein Auslasssystem zum Abführen von Abgas aus den mehreren Brennräumen (13) aufweist, wobei das Verbrennungsgeschichteregelmittel eine Verbrennungsgeschichte von künftigen Verbrennungseignissen in jedem der mehreren Brennräume (13) regelt, um den Kraftmaschinenbetrieb zu optimieren, ferner umfassend ein Verbrennungsausgleichsmittel zum variierbaren Einstellen der Betriebszustände in jedem der mehreren Brennräume (13), um eine ähnliche Verbrennungsgeschichte für Verbrennungseignisse der mehreren Brennräume (13) zu erreichen, um die Verbrennung zwischen den mehreren Brennräumen (13) auszugleichen.

37. Kraftmaschine nach Anspruch 36, wobei das Auslasssystem eine entsprechende Auslassöffnung, die jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet und in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, und ein entsprechendes Auslassventil, welches betätigbar ist, um die Auslassöffnung zu vorgegebenen Zeitpunkten während des Betriebs der Kraftmaschine (10, 100) zu öffnen und zu schließen, aufweist, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel ein variierbares Auslassventilzeitpunktregelmittel aufweist, welches jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum Empfangen eines variierbaren Ventilzeitpunktregelsignals von dem

Prozessor und Variieren des Zeitpunkts des Schließens der Auslassöffnung durch das entsprechende Auslassventil, um eine Menge von Restabgas zu variieren, welche in dem Brennraum (13) nach einem Verbrennungsereignis zurückbleibt, um Verbrennungsereignisse zwischen den mehreren Brennräumen (13) auszugleichen.

38. Kraftmaschine nach Anspruch 36 oder 37, wobei das Ansaugsystem eine entsprechende Ansaugöffnung, welche jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet und in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, und ein entsprechendes Ansaugventil, welches betätigbar ist, um die entsprechende Ansaugöffnung an vorgegebenen Zeitpunkten während des Betriebs der Kraftmaschine (10, 100) zu öffnen und zu schließen, aufweist, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel ein variierbares Ansaugventilzeitpunktregelmittel aufweist, welches jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum Empfangen eines variierbaren Ventilzeitpunktregelsignals von dem Prozessor und Variieren des Zeitpunkts des Schließens der entsprechenden Ansaugöffnung durch das entsprechende Ansaugventil, um Verbrennungsereignisse zwischen den mehreren Brennräumen (13) auszugleichen.

39. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 38, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel eine Einspritzeinrichtung, die an dem Kraftmaschinenkörper angebracht ist, zum Einspritzen eines Ausgleichsfluids in eines aus der Gruppe umfassend das Ansaugsystem und die mehreren Brennräume (13) aufweist, wobei das Ausgleichsfluid die Selbstzündungseigenschaft des Gemisches ändert; vorzugsweise wobei das Ausgleichsfluid mindestens eines aus der Gruppe umfassend Kraftstoff, Wasser, Öl, Sauerstoff und Ozon ist.

40. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 39, wobei das Ansaugsystem eine entsprechende Ansaugöffnung aufweist, welche jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet und in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel einen entsprechenden Erhitzer, der in jeder der entsprechenden Ansaugöffnungen angebracht ist, zum Empfangen von Erhitzersignalen zum variierbaren Regeln der Temperatur der Ansaugluft aufweist.

41. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 40, vorzugsweise wobei das Verbrennungsausgleichsmittel ein variierbares Verdichtungsverhältnismittel, das jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum Variieren eines Verdichtungsverhältnisses von jedem der mehreren Brennräume (13) aufweist, um das Verbrennungsgleichgewicht zwischen den mehreren Brennräumen (13) aufrechtzuerhalten.

42. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 41, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel ein Kraftstoffzufuhrsystem, welches mit dem Ansaugluftsystem (23) verbunden ist, zum Zuführen von Kraftstoff in das Ansaugluftsystem (23) aufweist, wobei das Kraftstoffzufuhrsystem eine erste Kraftstoffversorgung und eine zweite Kraftstoffversorgung aufweist, wobei die erste und die zweite Kraftstoffversorgung unterschiedliche Selbstzündungseigenschaften aufweisen.

43. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 42, wobei der Kraftmaschinenkörper Brennraumwände aufweist, welche jeden der mehreren Brennräume (13) bilden, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel ein Brennraumwandtemperaturregelmittel zum Variieren der Temperatur der Brennraumwände aufweist; vorzugsweise wobei die Kraftmaschine (10, 100) ferner ein Kraftmaschinenkühlmittelsystem, welches in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, zum Umwälzen von Kraftmaschinenkühlmittel aufweist, wobei das Brennraumwandtemperaturregelmittel ein Kühlmitteltemperaturregelsystem zum Variieren der Temperatur von Kraftmaschinenkühlmittel in dem Kraftmaschinenkühlmittelsystem aufweist, um die Temperatur der Brennraumwände zu variieren; vorzugsweise wobei das Brennraumwandtemperaturregelmittel eine elektrische Heizeinrichtung aufweist, welche an dem Kraftmaschinenkörper dem Brennraum (13) benachbart zum Beheizen der Brennraumwände angebracht ist.

44. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 43, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel eine Glühkerze, die an dem Kraftmaschinenkörper dem Brennraum (13) benachbart angebracht ist, zum Erhitzen des Gemisches aus Luft und Kraftstoff in dem Brennraum (13) aufweist.

45. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 44, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel ein Äquivalenzverhältnisvariiermittel, welches jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum Variieren eines Äquivalenzverhältnisses in jedem der mehreren Brennräume (13) aufweist, um ein Verbrennungsgleichgewicht zwischen den mehreren Brennräumen (13) aufrechtzuerhalten.

46. Kraftmaschine nach einem beliebigen der Ansprüche 36 bis 45, wobei das Verbrennungsausgleichsmittel ein Brennraumtemperaturregelmittel, welches jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum

Regeln der Temperatur des Gemisches in jedem Brennraum (13) aufweist, wobei das Brennraumtemperaturregelmittel ein Restmassenanteilregelmittel zum Variieren eines Restmassenanteils von Verbrennungsprodukten, die von einem Verbrennungsereignis zu einem nachfolgenden Verbrennungsereignis in jedem Brennraum (13) zurückbleiben, aufweist, um ein Verbrennungsgleichgewicht zwischen den mehreren Brennräumen (13) aufrechtzuerhalten.

47. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei der erste Kraftstoff Erdgas ist.

48. Kraftmaschine nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, wobei der zweite Kraftstoff Diesel ist.

49. Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine (10, 100) mit Kompressionszündung bei vorge-mischter Ladung nach einem beliebigen der vorangehenden Ansprüche, welche eine Kolbenbaugruppe aufweist, die einen Brennraum (13) definiert, wobei das Verfahren folgende Schritte aufweist:

Ausführen eines Ansaughubs der Kolbenbaugruppe;

Bereitstellen von Ansaugluft für die Zufuhr zum Brennraum (13);

Zuführen eines gasförmigen Kraftstoffes zum Brennraum (13) während des Ansaughubs;

Ausführen eines Verdichtungshubs der Kolbenbaugruppe nach dem Ansaughub;

Zuführen eines Pilotkraftstoffes in den Brennraum (13) während eines frühen Abschnitts des Verdichtungs-hubs, im Wesentlichen vor einer oberen Totpunktposition der Kolbenbaugruppe;

Mischen des gasförmigen Kraftstoffes und der Ansaugluft vor der Zufuhr des Pilotkraftstoffes; und

Steuern oder Regeln einer Menge des Pilotkraftstoffes, um einen Zeitpunkt der Zündung des gasförmigen Kraftstoffes zu steuern oder zu regeln.

50. Verfahren nach Anspruch 49, ferner umfassend folgende Schritte:

Erfassen eines Kraftmaschinenbetriebszustandes, der für die Verbrennungsgeschichte indikativ ist;

Erzeugen eines Kraftmaschinenbetriebszustandssignals, welches für den Kraftmaschinenbetriebszustand in-dikativ ist;

Verarbeiten des Kraftmaschinenbetriebszustandssignals und Bestimmen eines Verbrennungsgeschichte-Ist-werts basierend auf dem Kraftmaschinenbetriebszustandssignal;

Vergleichen des Verbrennungsgeschichte-Istwerts mit einem vorgegebenen Verbrennungsgeschichte-Soll-wert;

Erzeugen von mindestens einem Regelsignal basierend auf dem Vergleich des Verbrennungsgeschichte-Ist-werts mit dem Verbrennungsgeschichte-Sollwert;

Bereitstellen eines Verbrennungsgeschichteregelsystems zum Regeln einer Verbrennungsgeschichte von künftigen Verbrennungsereignissen in dem Brennraum (13), um den Kraftmaschinenbetrieb zu optimieren, wo-bei das Verbrennungsgeschichteregelsystem mindestens eines aus der Gruppe umfassend ein Temperaturre-gelsystem zum letztendlichen Variieren der Temperatur eines Gemisches aus Kraftstoff und Luft zur Verbren-nung in dem Brennraum (13), ein Druckregelsystem zum letztendlichen Variieren des Druckes des Gemisches, ein Äquivalenzverhältnisregelsystem zum Variieren eines Äquivalenzverhältnisses des Gemisches und ein Ge-misch-Selbstzündungseigenchaftsregelsystem zum Variieren einer Selbstzündungseigenschaft des Gem-isches aufweist; und

Bereitstellen des mindestens einen Regelsignals für mindestens eines aus der Gruppe umfassend das Tem-peraturregelsystem, das Druckregelsystem, das Äquivalenzregelsystem und das Gemisch-Selbstzündungsei-genschaftsregelsystem, um die Verbrennungsgeschichte von künftigen Verbrennungsereignissen variierbar zu regeln, um den Kraftmaschinen(10, 100)-Betrieb zu optimieren, wobei das mindestens eine Regelsignal das mindestens eine aus der Gruppe umfassend das Temperaturregelsystem, das Druckregelsystem, das Äquiva-lenzverhältnisregelsystem und das Gemisch-Selbstzündungseigenchaftsregelsystem regelt, um zu bewirken, dass sich der Verbrennungsgeschichte-Istwert dem vorgegebenen Verbrennungsgeschichte-Sollwert nähert.

51. Verfahren nach Anspruch 50, ferner umfassend einen Verbrennungsbeginnsensor zum Erfassen des Verbrennungsbeginns und Erzeugen eines Verbrennungsbeginnsignals, wobei der Verbrennungsgeschich-te-Istwert basierend auf dem Verbrennungsbeginnsignal bestimmt wird.

52. Verfahren nach Anspruch 50 oder 51, wobei das Verfahren ferner den Schritt des Regelns des Tempe-raturregelsystems aufweist, um durch Erhöhen der Temperatur des Gemisches zu bewirken, dass der Verbren-nungsbeginn früher erfolgt.

53. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 52, wobei das Verfahren ferner die Schritte des

Bereitstellens einer drehbaren Kurbelwelle und eines Kolbens, der zur hin- und hergehenden Bewegung durch eine obere Totpunktposition wirkend mit der Kurbelwelle verbunden ist, und des Regelns des Temperaturregel-systems, um durch Variieren der Temperatur des Gemisches zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn zwischen einem Kurbelwinkel von 20 Grad vor der oberen Totpunktposition und einem Kurbelwinkel von 10 Grad nach der oberen Totpunktposition erfolgt, aufweist.

54. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 53, wobei das Verfahren ferner den Schritt des Regelns des Druckregelsystems aufweist, um durch Erhöhen des Druckes des Gemisches zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn früher erfolgt, wobei das Verfahren vorzugsweise ferner die Schritte des Bereitstellens einer drehbaren Kurbelwelle und eines Kolbens, der zur hin- und hergehenden Bewegung durch eine obere Totpunktposition wirkend mit der Kurbelwelle verbunden ist, und des Regelns des Druckregelsystems, um den Druck des Gemisches zu variieren, um zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn zwischen einem Kurbelwinkel von 20 Grad vor der oberen Totpunktposition und einem Kurbelwinkel von 10 Grad nach der oberen Totpunktposition erfolgt, aufweist.

55. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 54, wobei das Verfahren ferner den Schritt des Regelns des Äquivalenzverhältnisregelsystems aufweist, um durch Erhöhen des Äquivalenzverhältnisses des Gemisches zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn früher erfolgt; vorzugsweise wobei das Verfahren ferner die Schritte des Bereitstellens einer drehbaren Kurbelwelle und eines Kolbens, der zur hin- und hergehenden Bewegung durch eine obere Totpunktposition wirkend mit der Kurbelwelle verbunden ist, und des Regelns des Äquivalenzverhältnisregelsystems, um das Äquivalenzverhältnis des Gemisches zu variieren, um zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn zwischen einem Kurbelwinkel von 20 Grad vor der oberen Totpunktposition und einem Kurbelwinkel von 10 Grad nach der oberen Totpunktposition erfolgt, aufweist.

56. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 55, wobei das Verfahren ferner den Schritt des Regelns des Gemisch-Selbstzündungseigenschaftsregelsystems aufweist, um die Selbstzündungseigenschaft des Gemisches in dem Brennraum (13) zu steigern, um zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn früher erfolgt, vorzugsweise wobei das Verfahren ferner die Schritte des Bereitstellens einer drehbaren Kurbelwelle und eines Kolbens, der zur hin- und hergehenden Bewegung durch eine obere Totpunktposition wirkend mit der Kurbelwelle verbunden ist, und des Regelns des Gemisch-Selbstzündungsregelsystems, um die Selbstzündungseigenschaft des Gemisches in dem Brennraum (13) zu variieren, um zu bewirken, dass der Verbrennungsbeginn zwischen einem Kurbelwinkel von 20 Grad vor der oberen Totpunktposition und einem Kurbelwinkel von 10 Grad nach der oberen Totpunktposition erfolgt, aufweist.

57. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 56, wobei das Verfahren ferner den Schritt des Regelns des Äquivalenzverhältnisregelsystems aufweist, um das Äquivalenzverhältnis des Gemisches zu verringern, um zu bewirken, dass eine Verbrennungsdauer zunimmt, vorzugsweise wobei das Verfahren ferner die Schritte des Bereitstellens einer drehbaren Kurbelwelle und eines Kolbens, der zur hin- und hergehenden Bewegung wirkend mit der Kurbelwelle verbunden ist, und des Regelns des Äquivalenzverhältnisregelsystems, um das Äquivalenzverhältnis des Gemisches zu variieren, um zu bewirken, dass eine Verbrennungsdauer über einen Kurbelwinkelbereich von 5-30 Grad erfolgt, aufweist.

58. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 57, wobei das Verfahren ferner die Schritte des Bereitstellens eines Kraftmaschinenkörpers, welcher mehrere Brennräume (13) enthält, und des variierbaren Einstellens von Betriebszuständen in einem oder mehreren der mehreren Brennräume (13), um zu bewirken, dass sich der Verbrennungsgeschichte-Istwert, der jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum Ausgleichen der Verbrennung zwischen den mehreren Brennräumen (13) einem Verbrennungsgeschichte-Sollwert nähert, aufweist.

59. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 58, wobei das Verfahren ferner den Schritt des Bereitstellens eines Kraftstoffzufuhrsystems zum Zuführen von Kraftstoff in Luft zur Verbrennung in mehreren Brennräumen (13) und des Regelns des Äquivalenzverhältnisregelsystems, um die Menge an Kraftstoff zu variieren, welche einem oder mehreren der mehreren Brennräume (13) zugeführt wird, um zu bewirken, dass sich der Verbrennungs-Istwert, welcher jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, zum Ausgleichen der Verbrennung zwischen den mehreren Brennräumen (13) einem Verbrennungsgeschichte-Sollwert nähert, aufweist.

60. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 59, wobei das Verfahren ferner ein Ansaugluftsystem (23) zum Zuführen von Ansaugluft zu den mehreren Brennräumen (13) aufweist, wobei der Schritt des variierbaren Einstellens von Betriebszuständen einen Schritt des Zuführens eines Ausgleichsfluids in eines

aus der Gruppe umfassend das Ansaugsystem und mindestens einen der mehreren Brennräume (13) aufweist, um die Selbstzündungseigenschaft des Gemisches für den mindestens einen der mehreren Brennräume (13) zu ändern, um die Verbrennung zwischen den mehreren Brennräumen (13) auszugleichen, insbesondere wobei das Ausgleichsfluid Ozon aufweist.

61. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 60, wobei das Temperaturregelsystem einen entsprechenden Erhitzer aufweist, der jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, wobei der Schritt des variierbaren Einstellens der Betriebszustände den Schritt des Regels des Erhitzer aufweist, um die Temperatur des Gemisches in dem Brennraum (13) zu variieren, um die Verbrennung zwischen dem mehreren Brennräumen (13) auszugleichen; insbesondere wobei das Verfahren ferner ein Ansaugluftsystem (23) zum Zuführen von Ansaugluft zu den mehreren Brennräumen (13) aufweist, wobei das Ansaugluftsystem (23) eine entsprechende Ansaugöffnung aufweist, die jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, wobei jeder der Erhitzer entlang einer jeweiligen Ansaugöffnung zum Erhitzen eines aus der Gruppe umfassend das Gemisch und eine Zufuhr von Ansaugluft angeordnet ist.

62. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 61, wobei das Druckregelsystem ein entsprechendes variierbares Verdichtungsverhältnisregelsystem aufweist, welches jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, wobei der Schritt des variierbaren Einstellens von Betriebszuständen das variierbare Regeln eines Verdichtungsverhältnisses von jedem Brennraum (13) zum Ausgleichen der Verbrennung zwischen den mehreren Brennräumen (13) aufweist.

63. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 62, wobei das Temperaturregelsystem eine entsprechende Glühkerze aufweist, welche jedem der mehreren Brennräume (13) zugeordnet ist, wobei der Schritt des variierbaren Einstellens von Betriebszuständen das variierbare Regeln der entsprechenden Glühkerze aufweist, um die Temperatur des Gemisches in dem entsprechenden Brennraum (13) zum Ausgleichen der Verbrennung zwischen den mehreren Brennräumen (13) zu variieren.

64. Verfahren nach einem beliebigen der Ansprüche 50 bis 63, wobei das Verfahren ferner einen Kraftmaschinenkörper, eine Auslassöffnung, die in dem Kraftmaschinenkörper ausgebildet ist, und ein Auslassventilmittel zum Regeln des Durchflusses durch die Auslassöffnung in gezeiteter Beziehung mit einem Verbrennungsereignis aufweist, wobei das Temperaturregelsystem ein Restmassenanteilregelmittel zum Variieren eines Restmassenanteils von Verbrennungsprodukten, welche von einem Verbrennungsereignis zu einem nachfolgenden Verbrennungsereignis in mindestens einem der mehreren Brennräume (13) zurückbleiben, aufweist, wobei der Schritt des variierbaren Einstellens von Betriebszuständen das Regeln des Restmassenanteilregelmittels aufweist, um den Durchfluss durch die Auslassöffnung durch Betätigen des Auslassventilmittels zu variieren, um die Menge an Restmassenanteil in einem entsprechenden Brennraum (13) zu variieren, um Verbrennungsereignisse zwischen den mehreren Brennräumen (13) auszugleichen; vorzugsweise wobei das Auslassventilmittel ein Auslassventil aufweist, welches betätigbar ist, um die Auslassöffnung in gezeiteter Beziehung zu einem Verbrennungsereignis zu öffnen und zu schließen, wobei der Schritt des variierbaren Einstellens von Betriebszuständen das Regeln des Restmassenanteilregelmittels aufweist, um den Zeitpunkt des Schließens der Auslassöffnung durch das Auslassventil zu variieren, um die Menge des Restmassenanteils in einem entsprechenden Brennraum (13) zu variieren, um Verbrennungsereignisse zwischen den mehreren Brennräumen (13) auszugleichen.

Es folgen 36 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1a

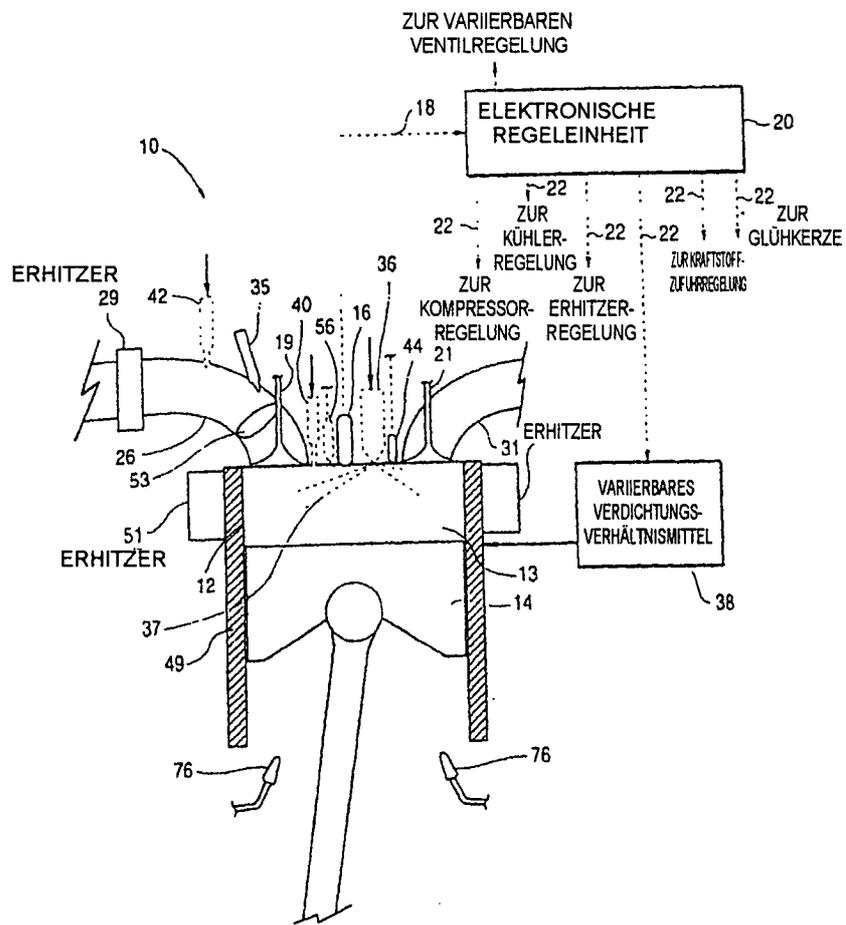


FIG. 1b

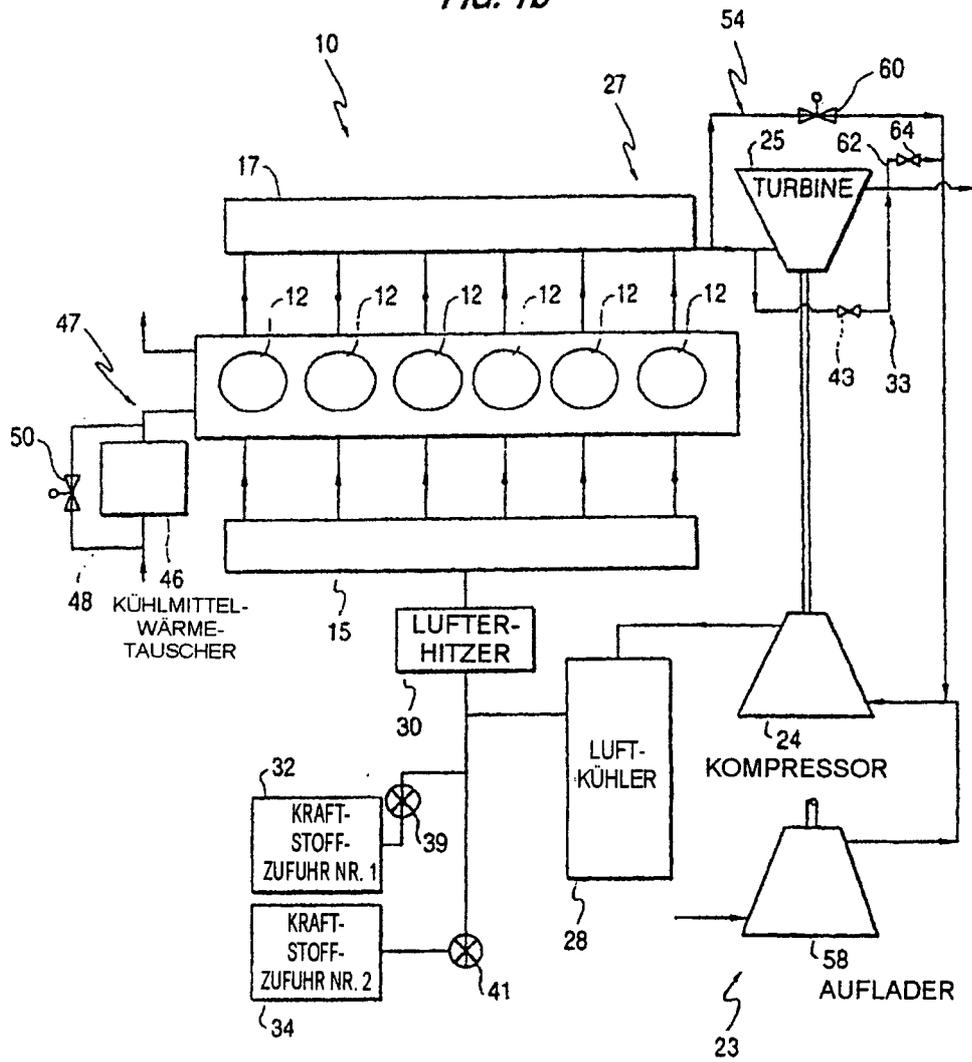


FIG. 2

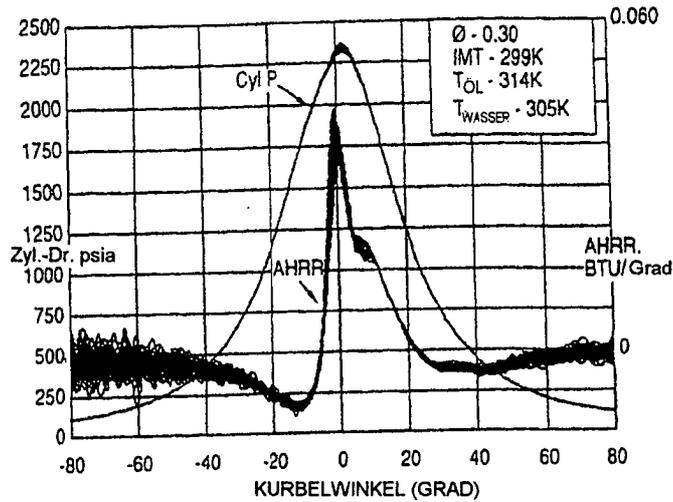
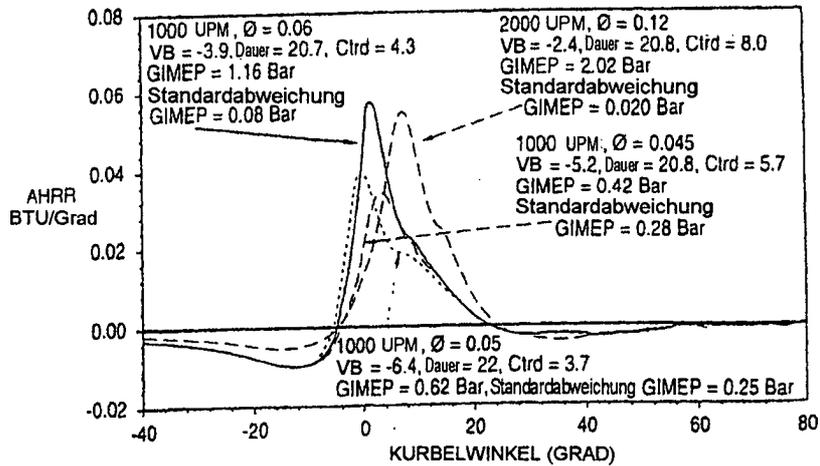


FIG. 3



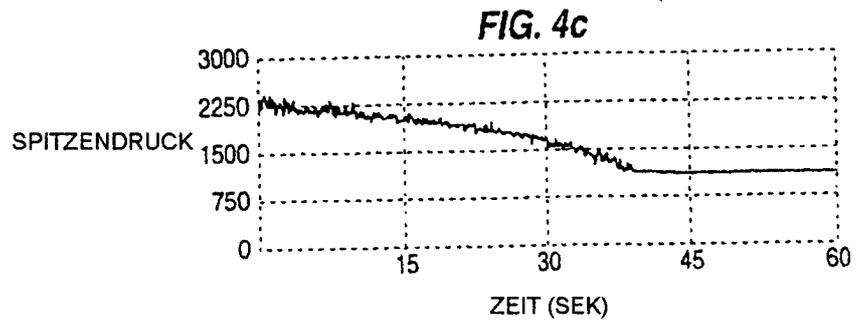
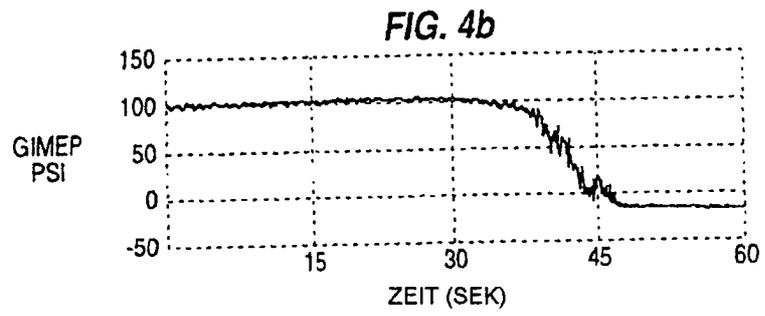
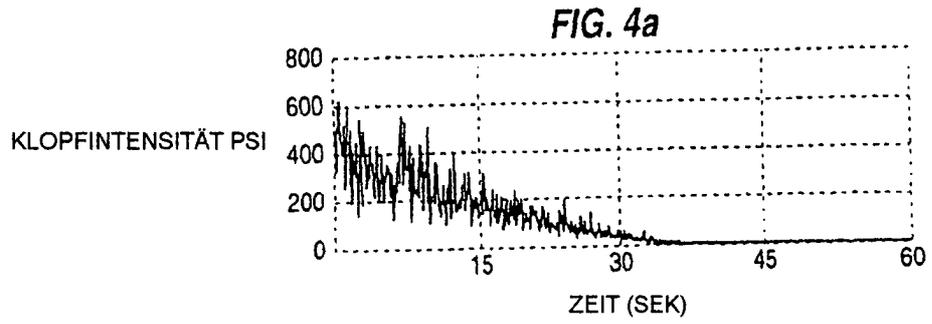


FIG. 5

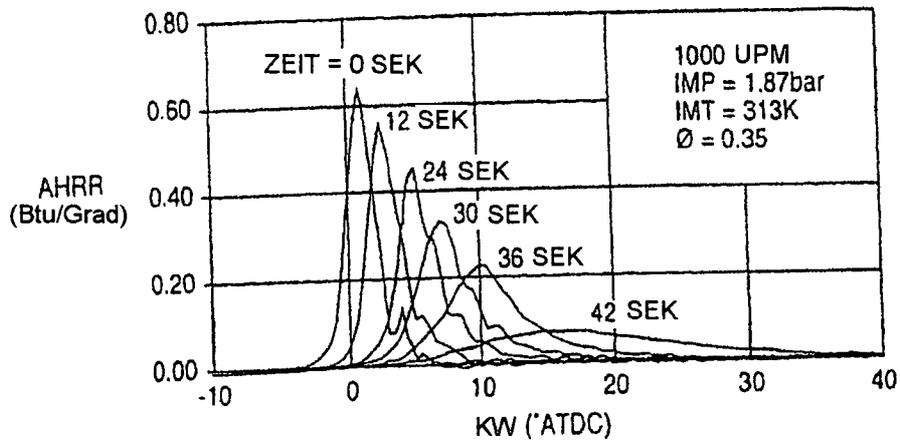


FIG. 6

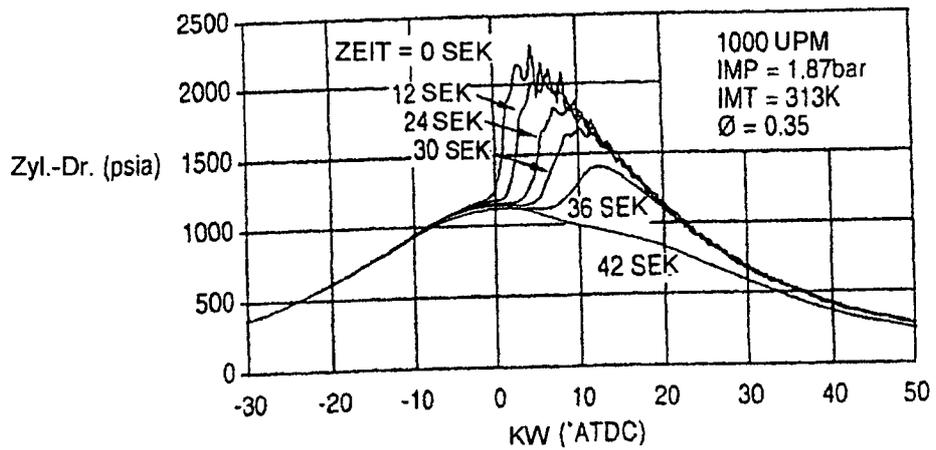


FIG. 7a

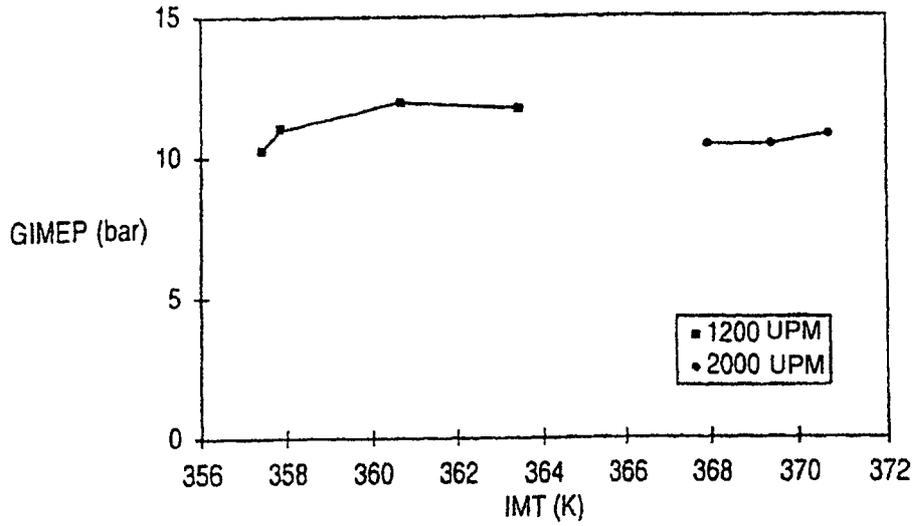


FIG. 7b

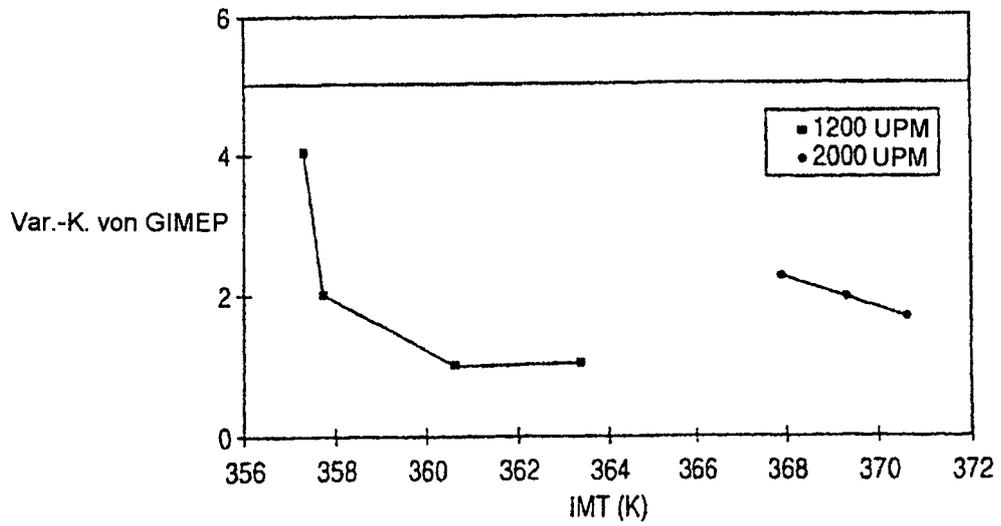


FIG. 7c

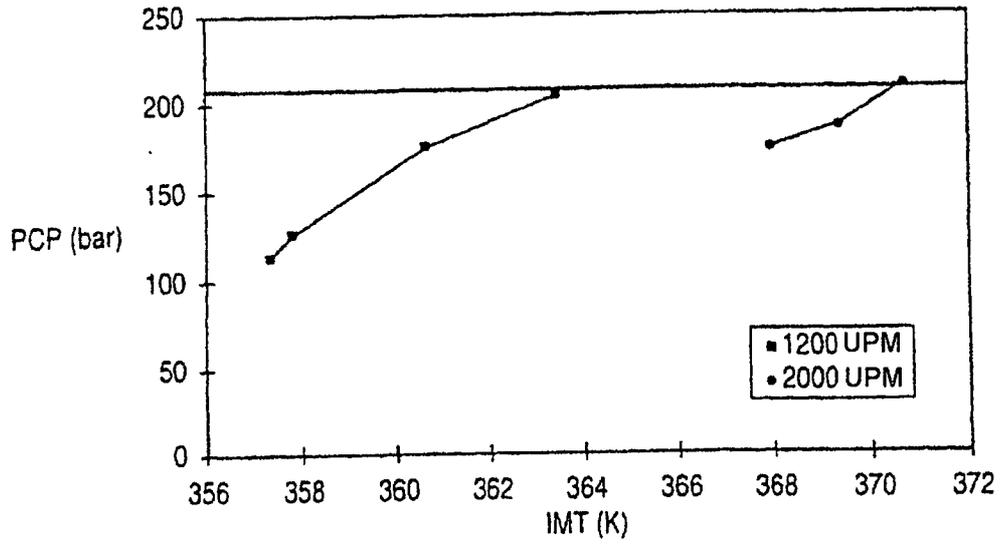


FIG. 7d

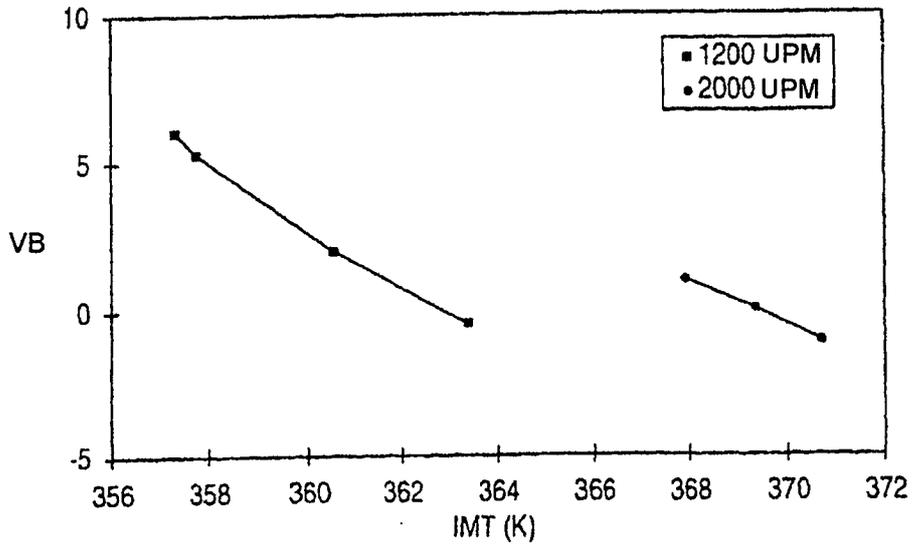


FIG. 7e

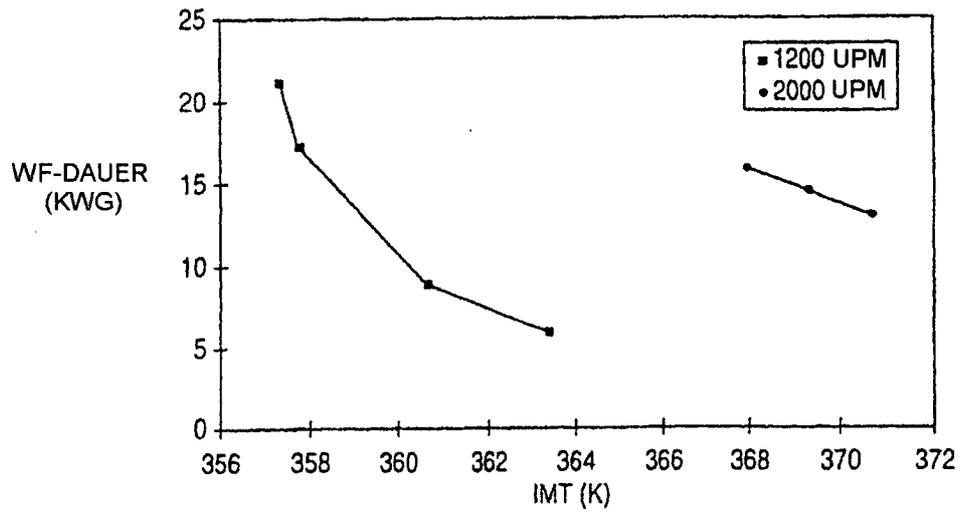


FIG. 7f

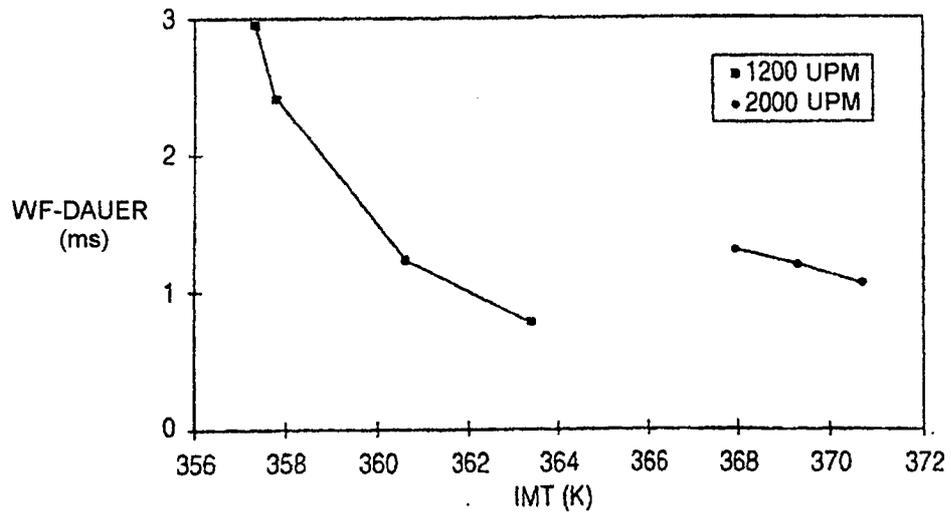


FIG. 7g

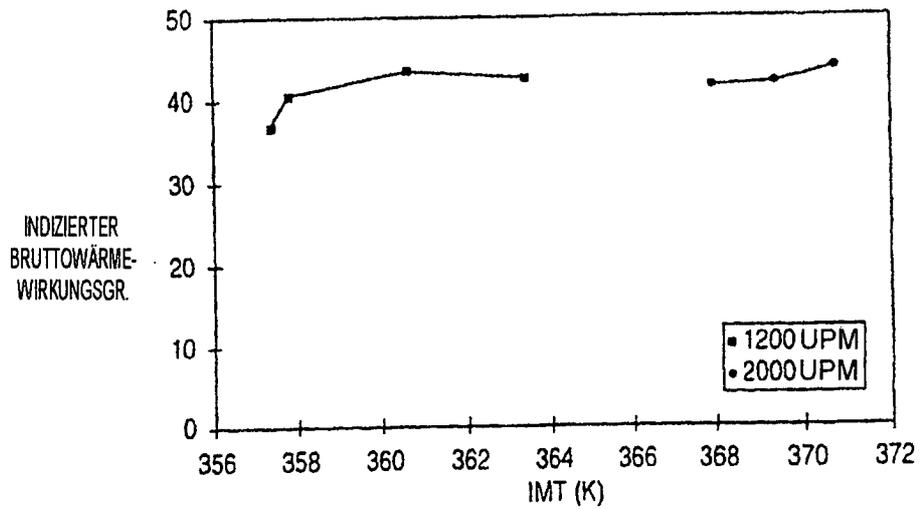


FIG. 7h

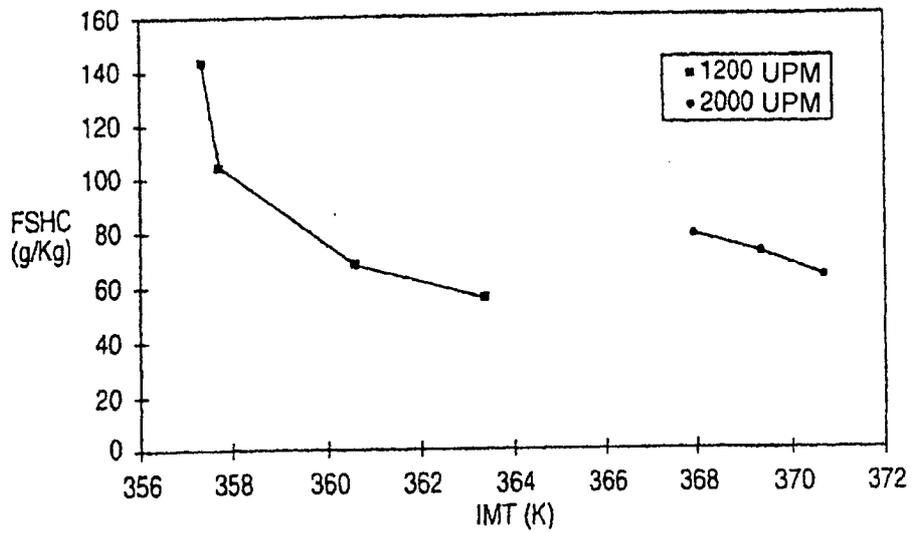


FIG. 7i

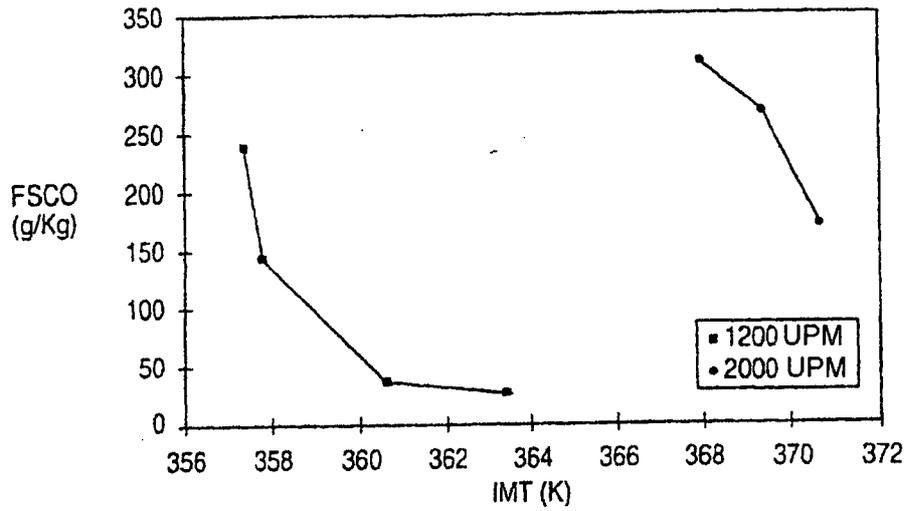


FIG. 7j

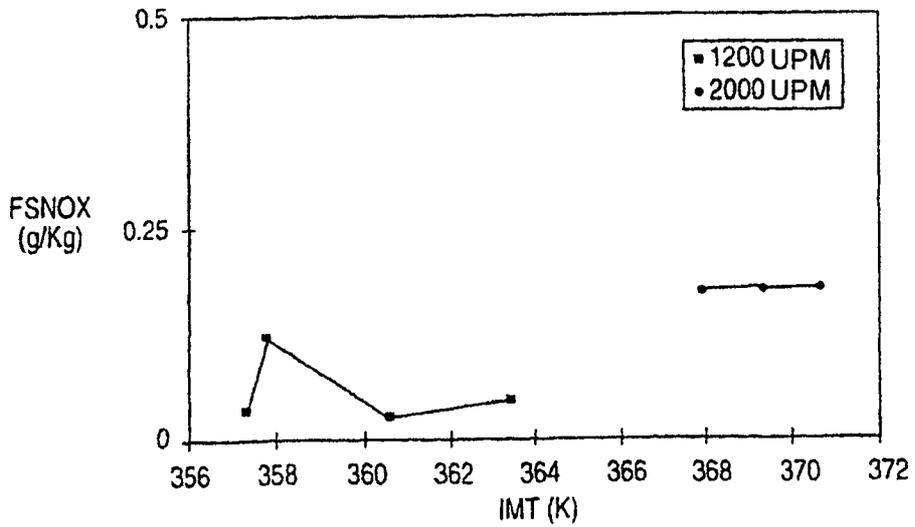


FIG. 7k

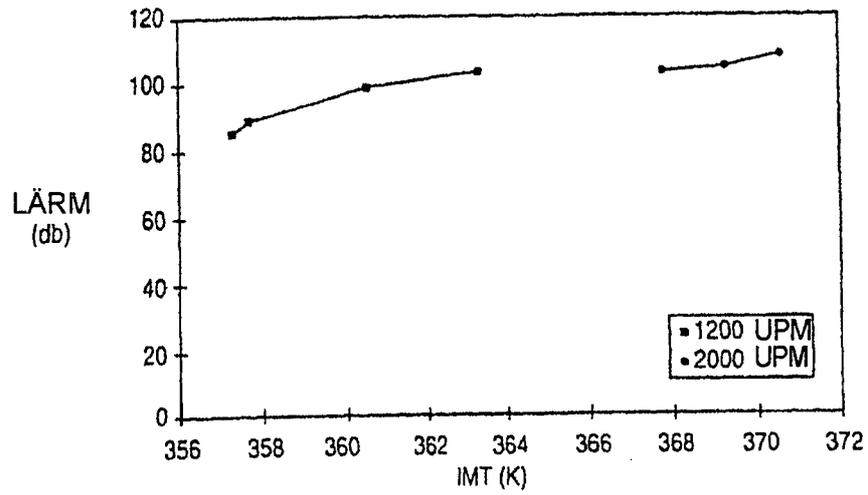
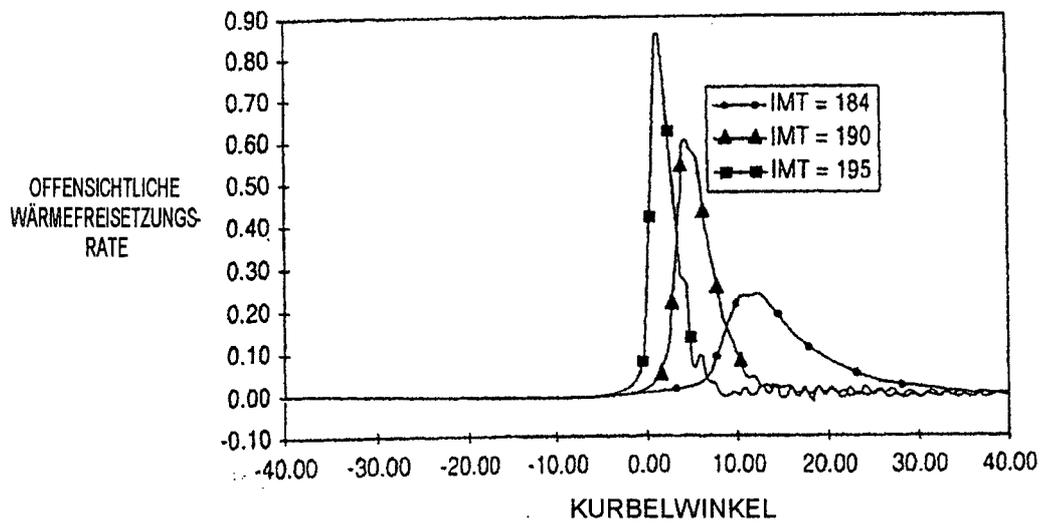


FIG. 8



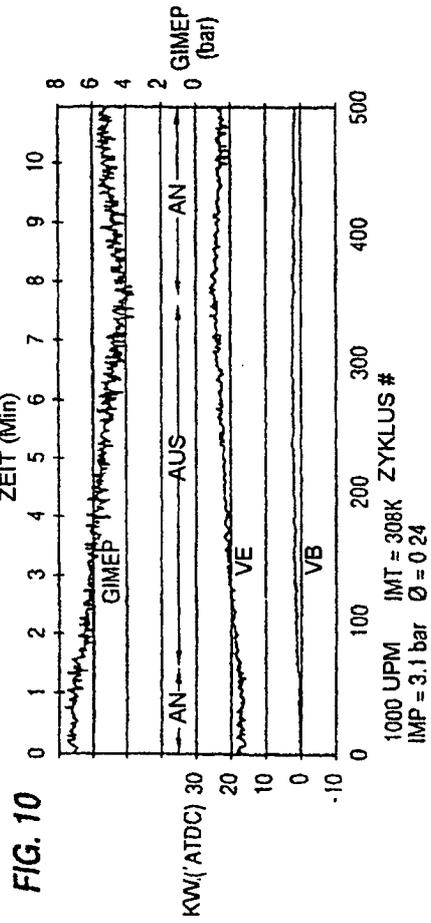
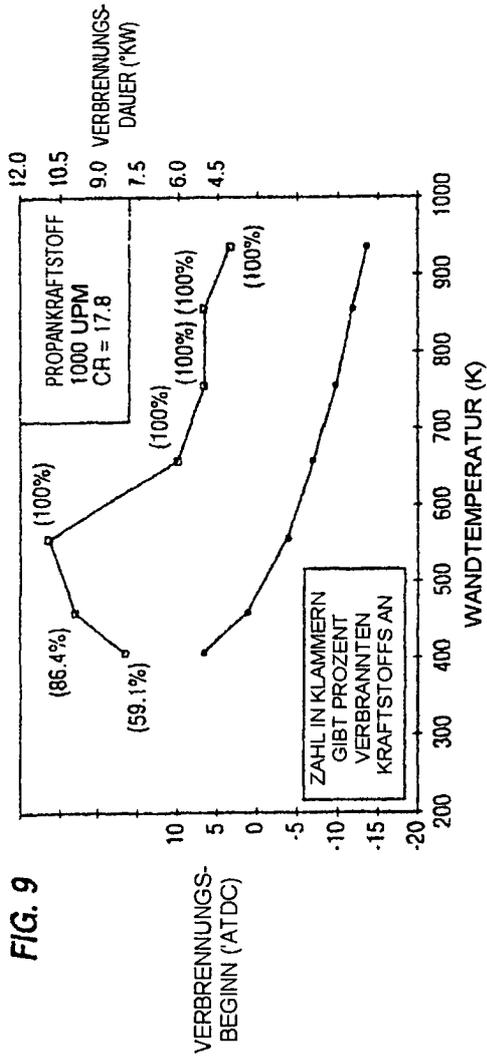


FIG. 11

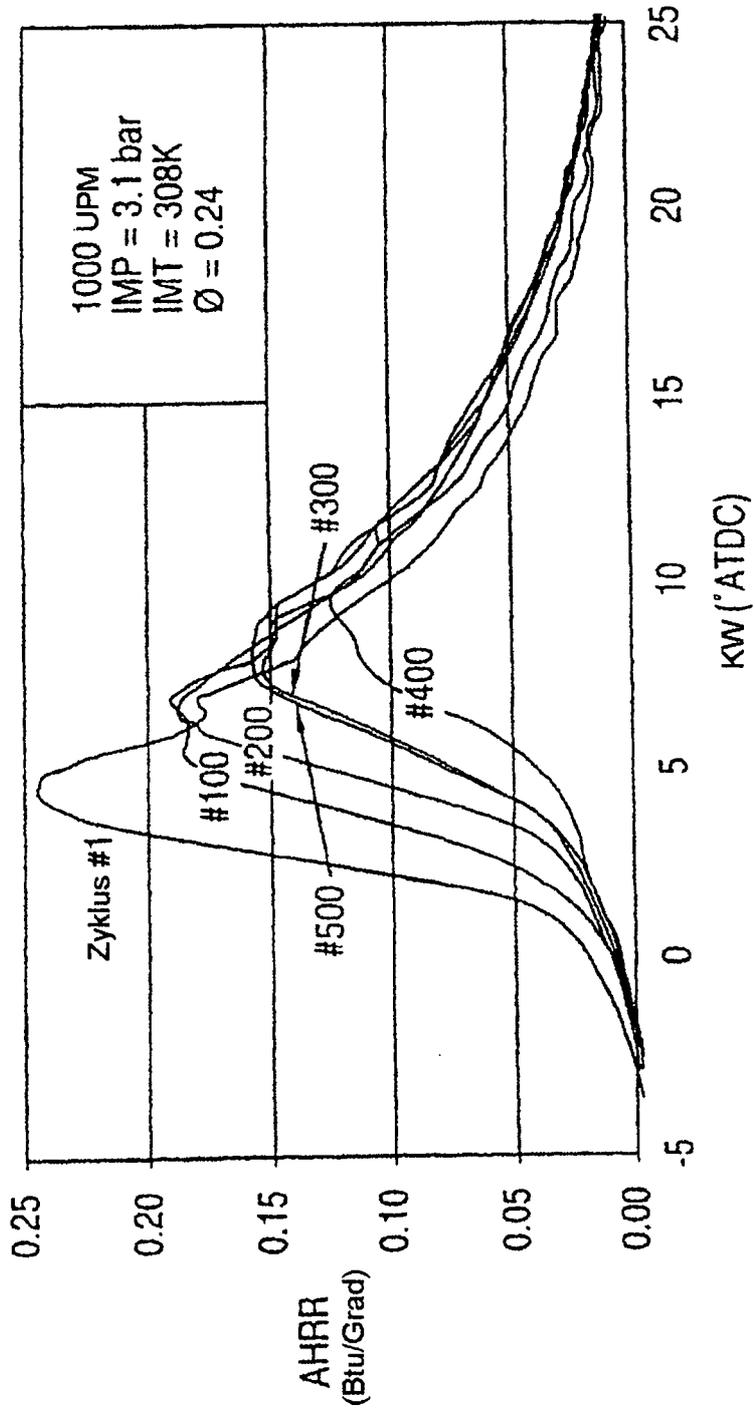


FIG. 12

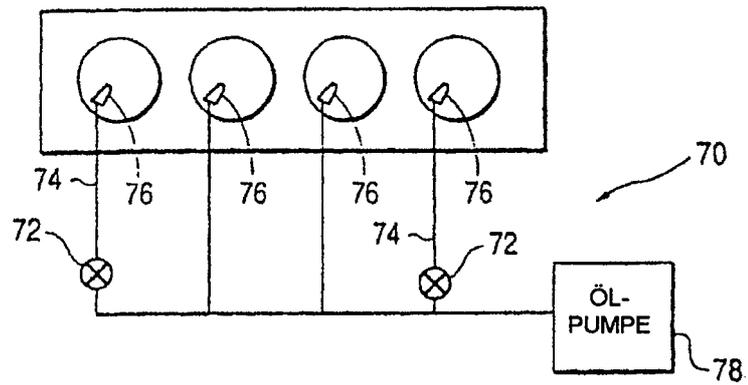


FIG. 13

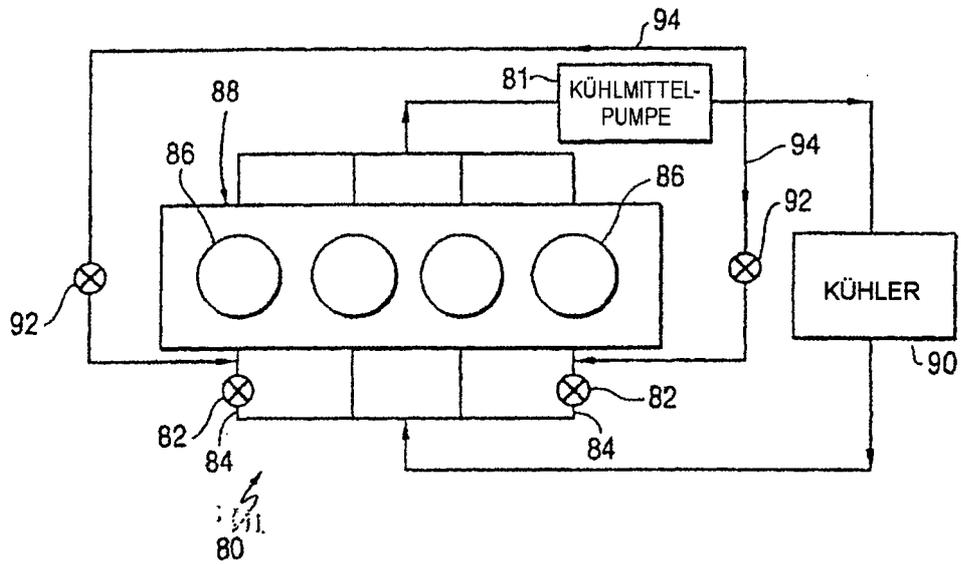


FIG. 14

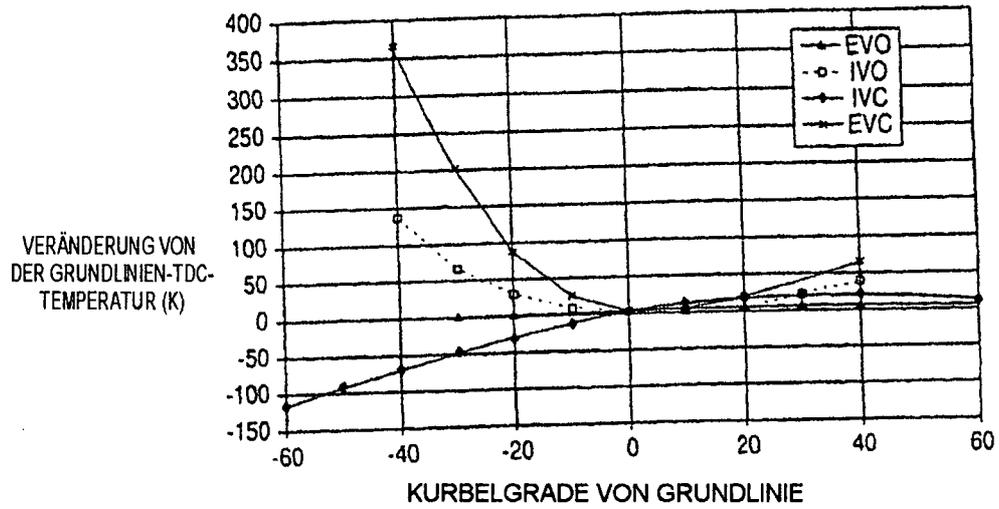


FIG. 15

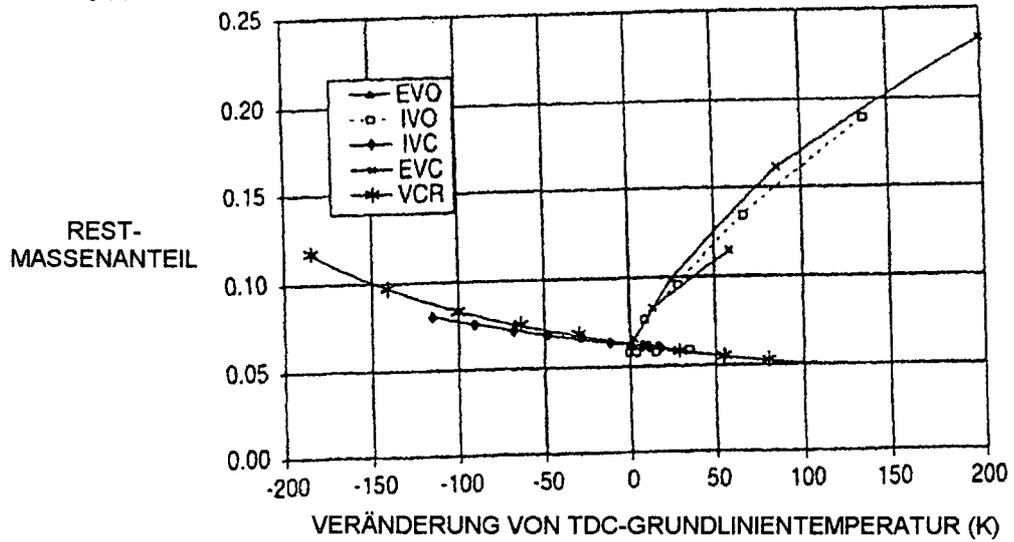


FIG. 16

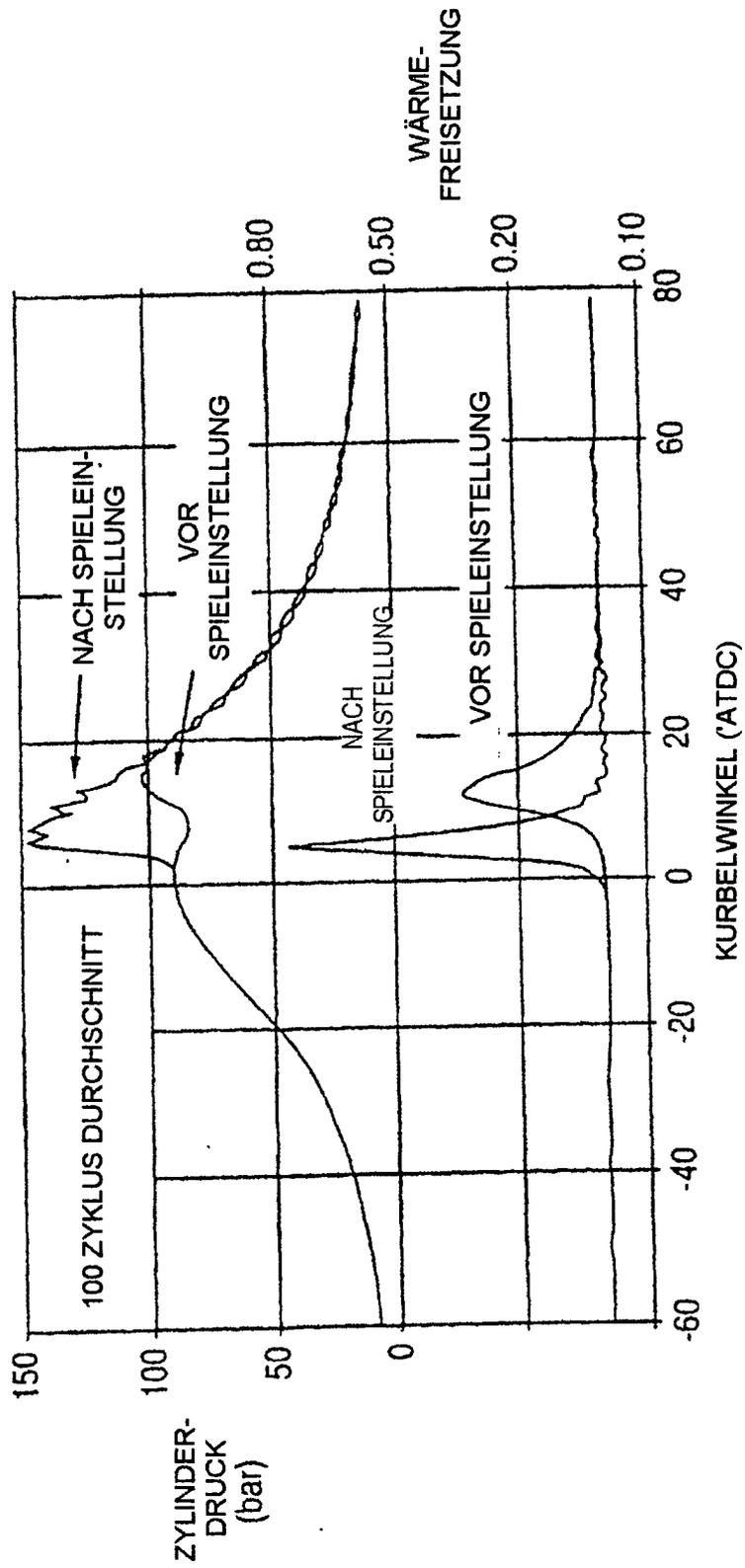


FIG. 17

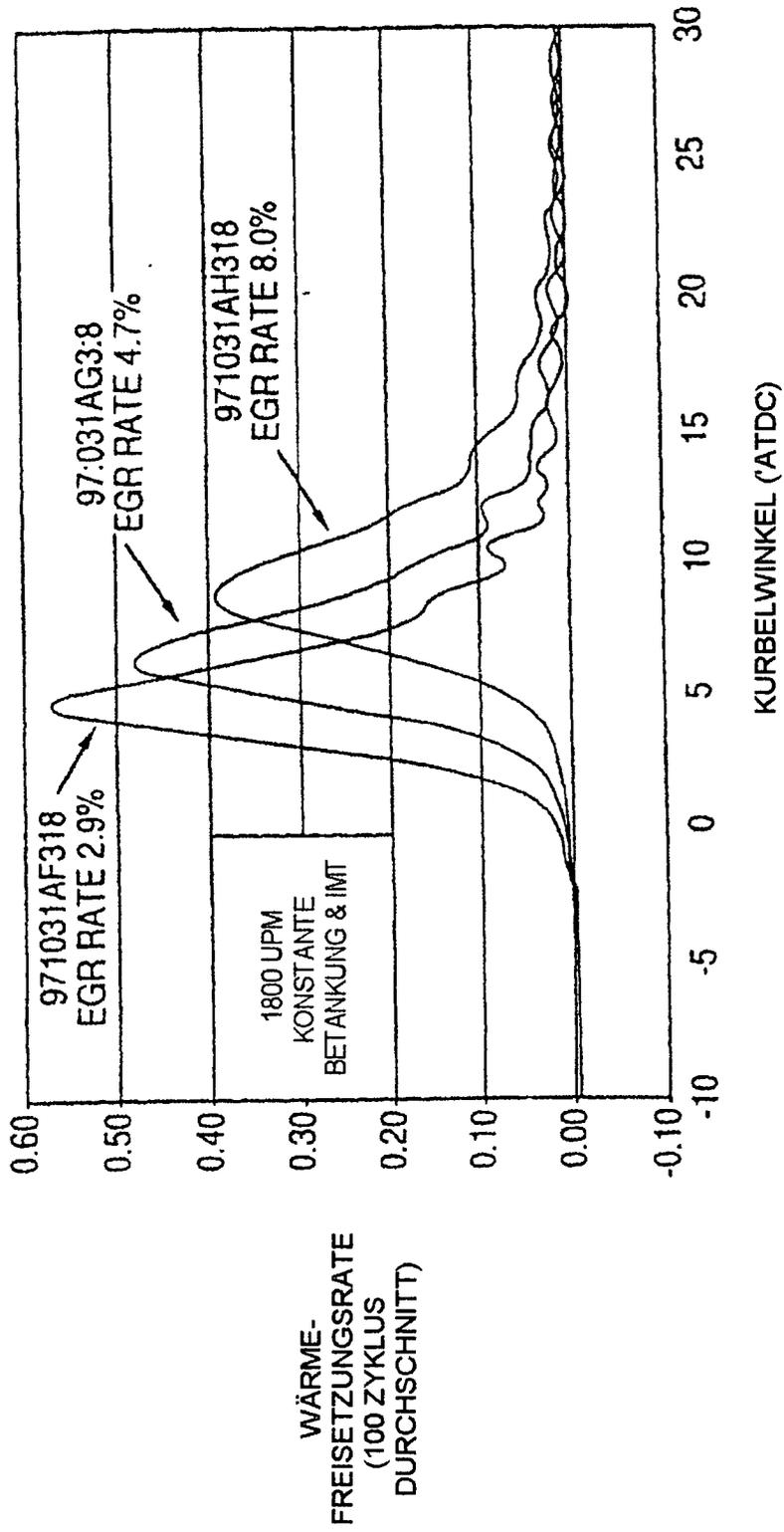


FIG. 18

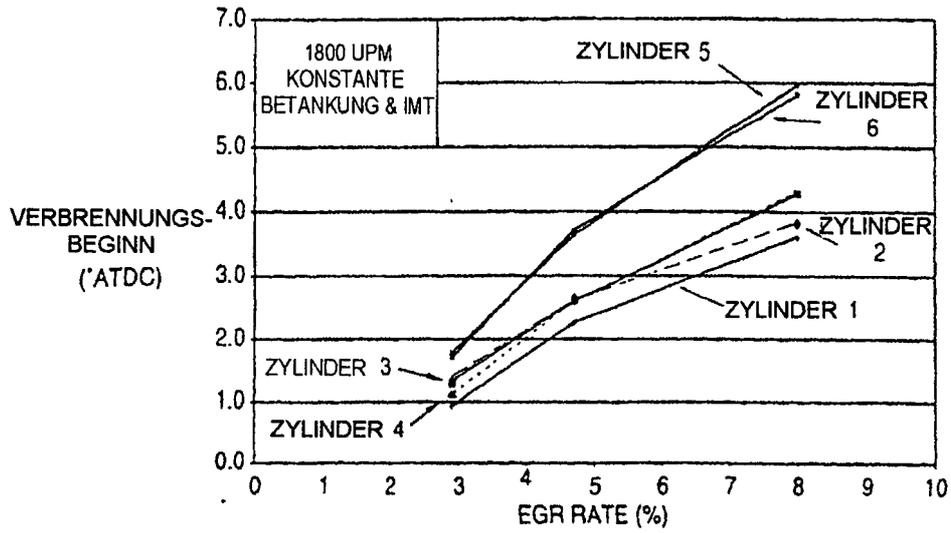


FIG. 19

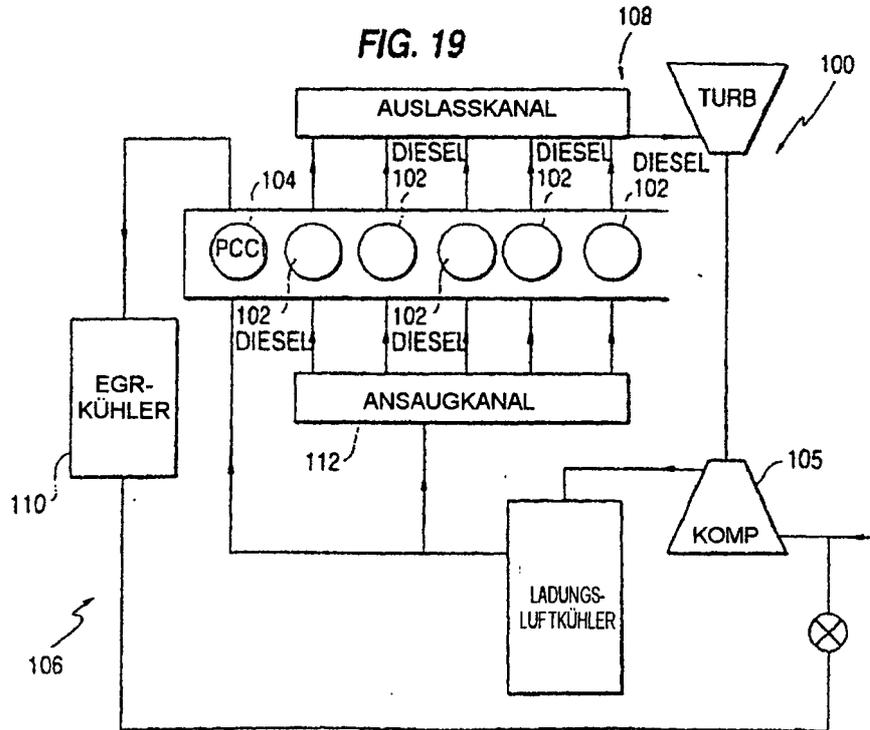


FIG. 20

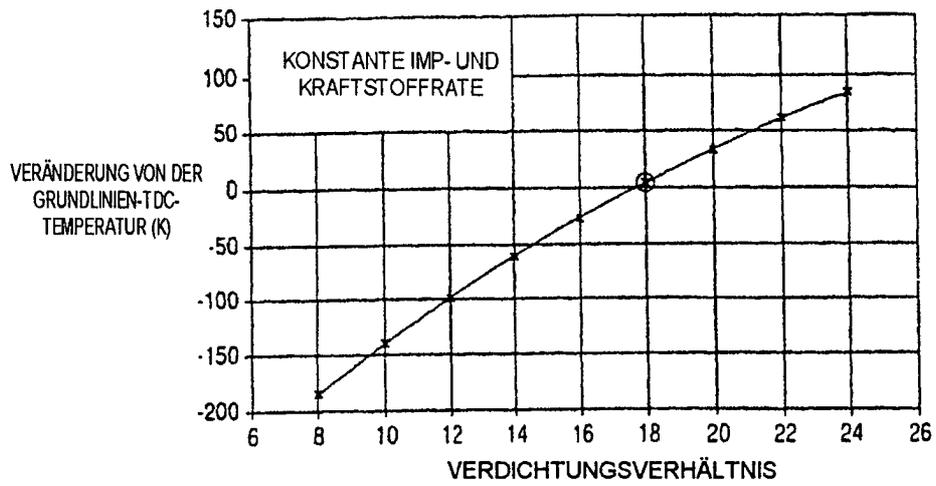
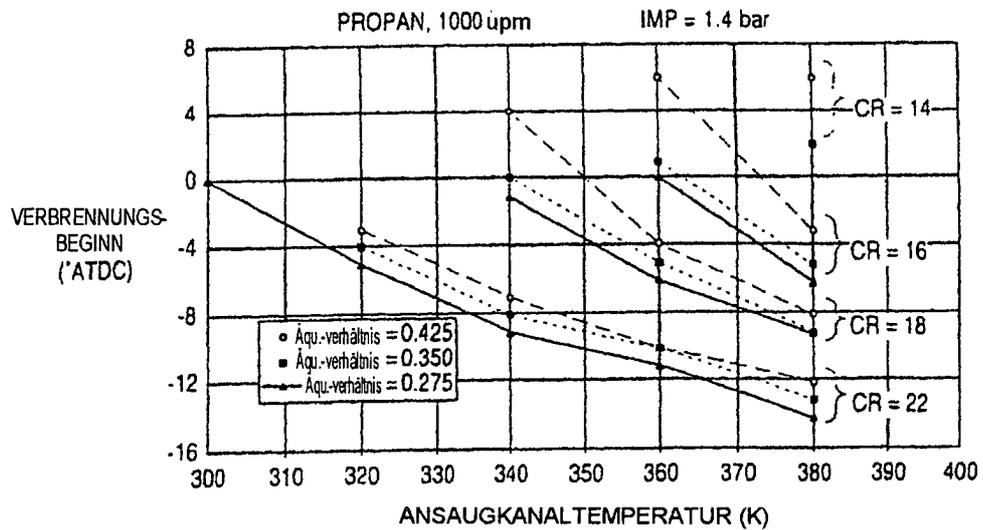


FIG. 21



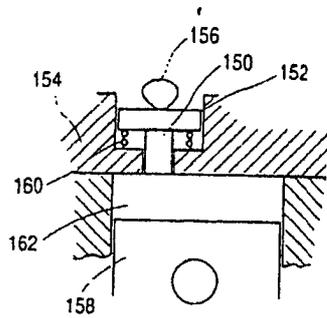


FIG. 22a

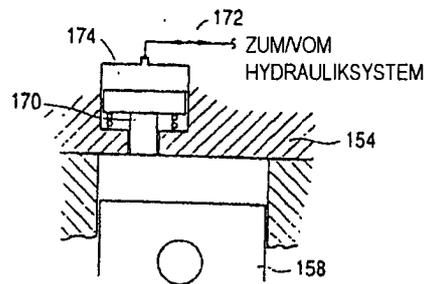


FIG. 22b

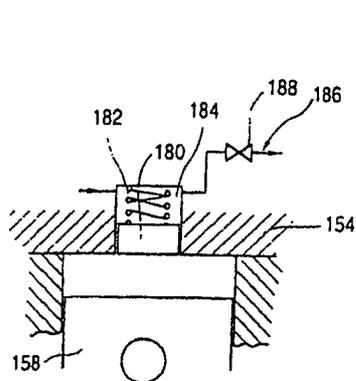


FIG. 22c

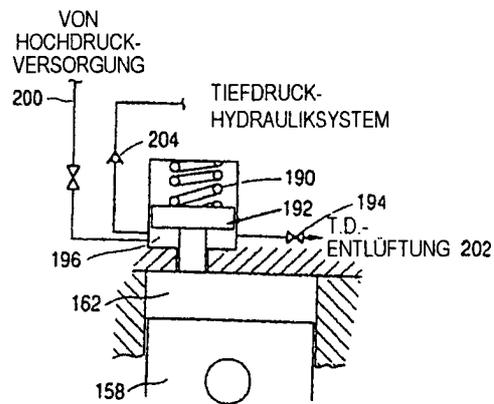


FIG. 22d



FIG. 25

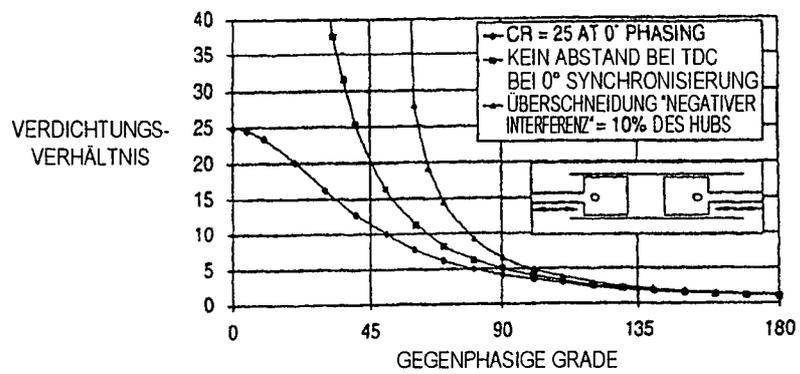


FIG. 26

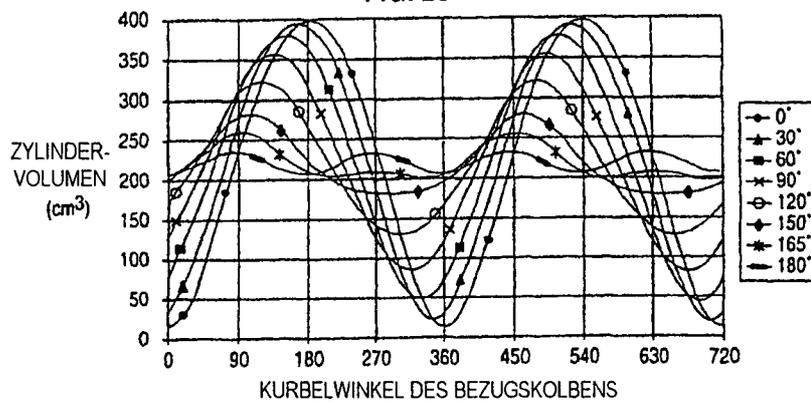


FIG. 27

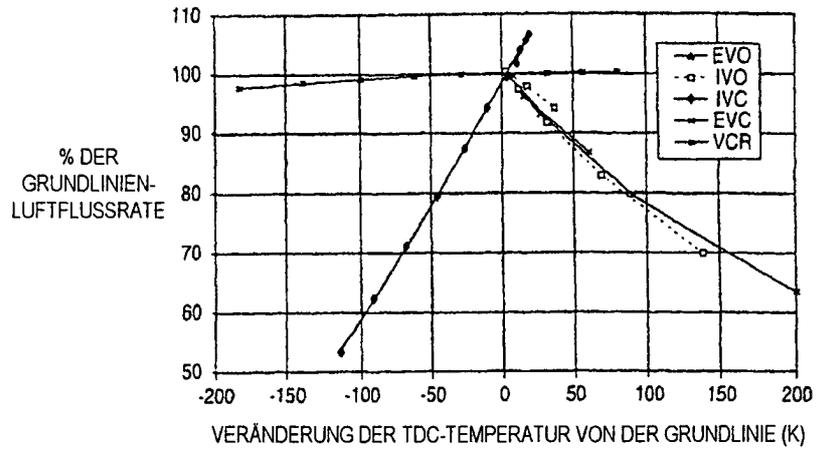


FIG. 28

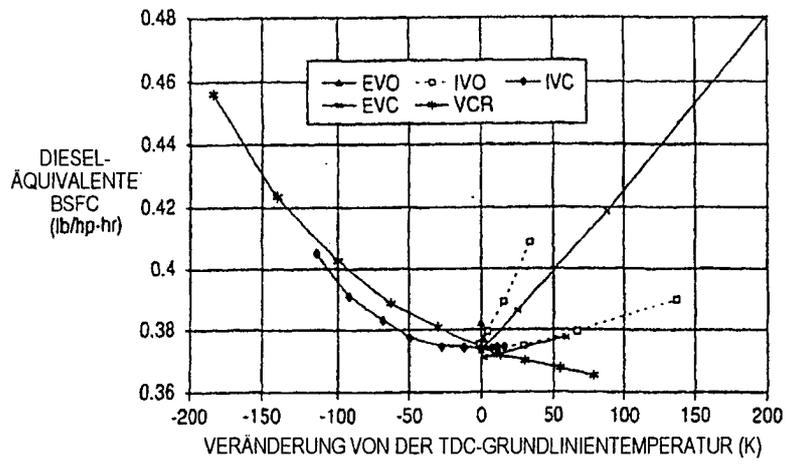


FIG. 29

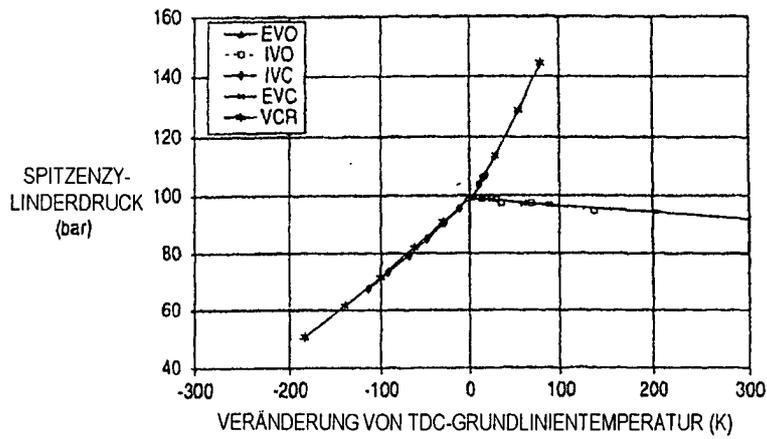
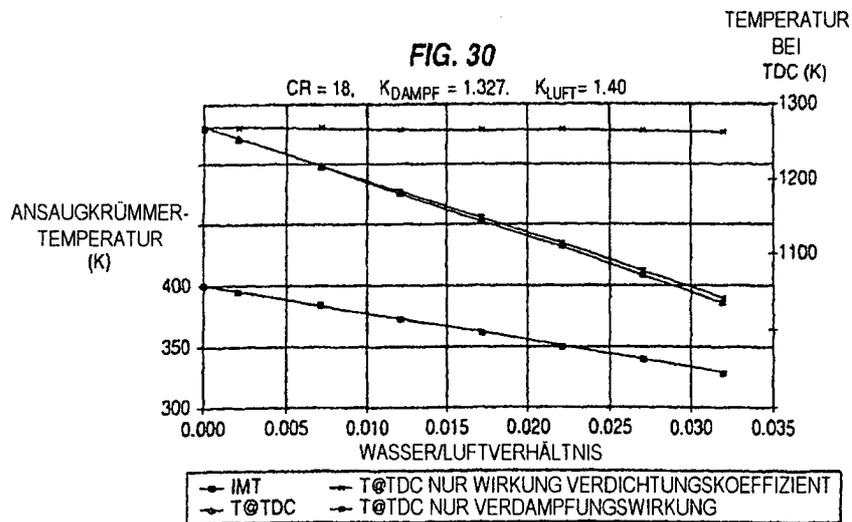
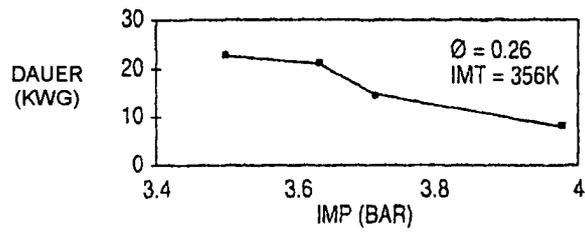


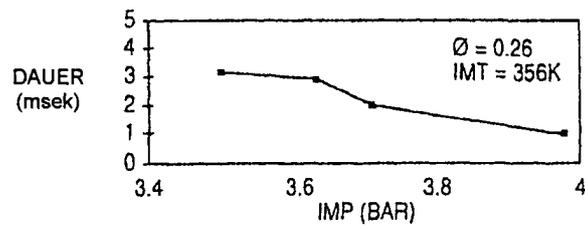
FIG. 30



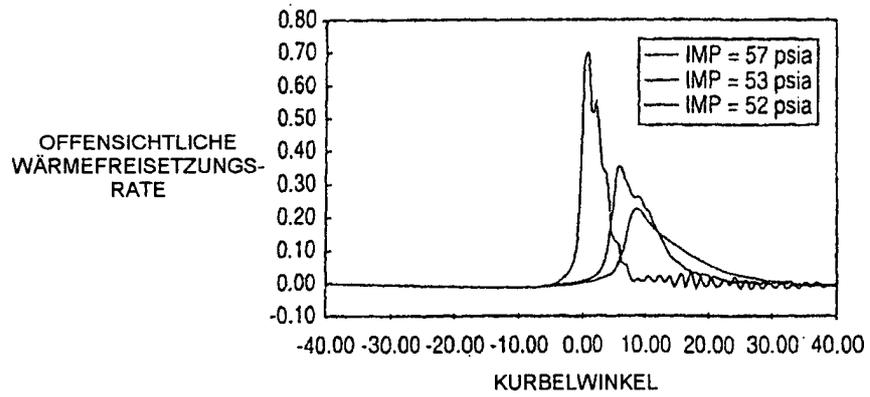
**FIG. 31a**



**FIG. 31b**



**FIG. 31c**



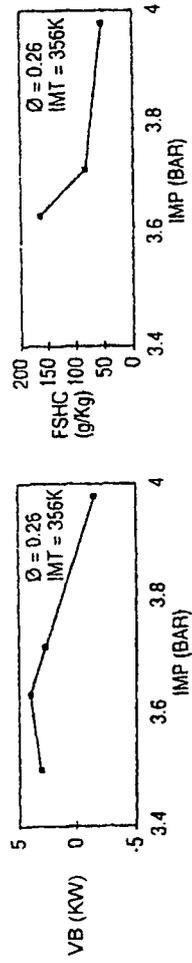


FIG. 31d

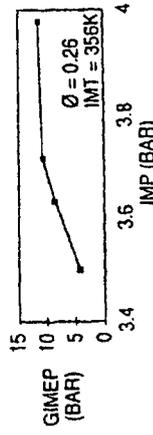


FIG. 31f

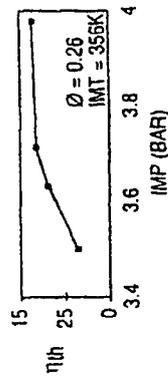


FIG. 31g

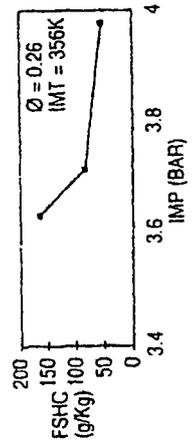


FIG. 31e

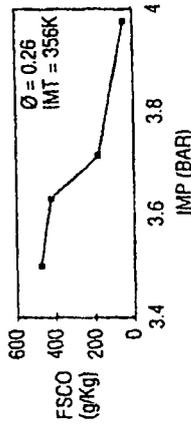
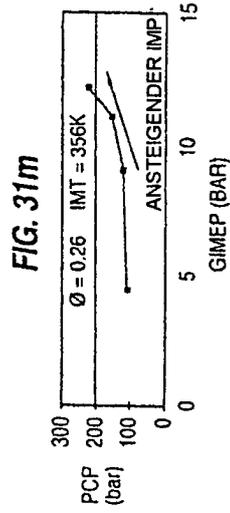
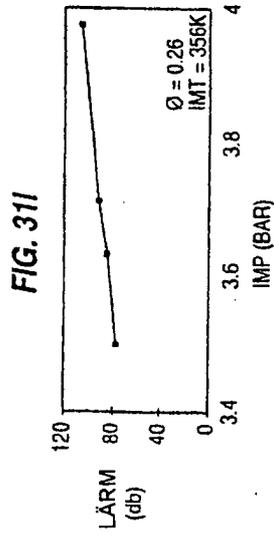
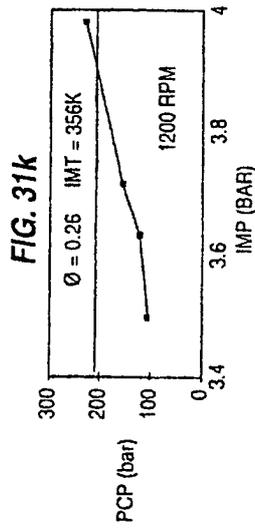
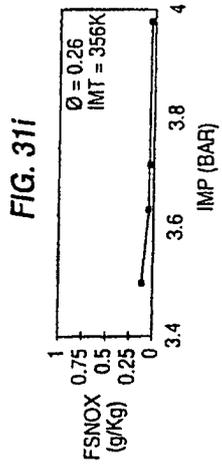
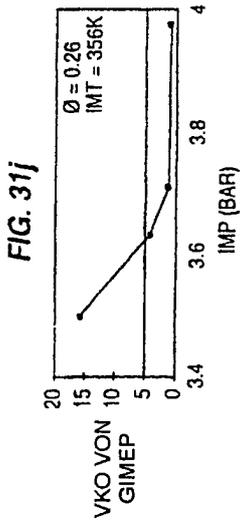


FIG. 31h



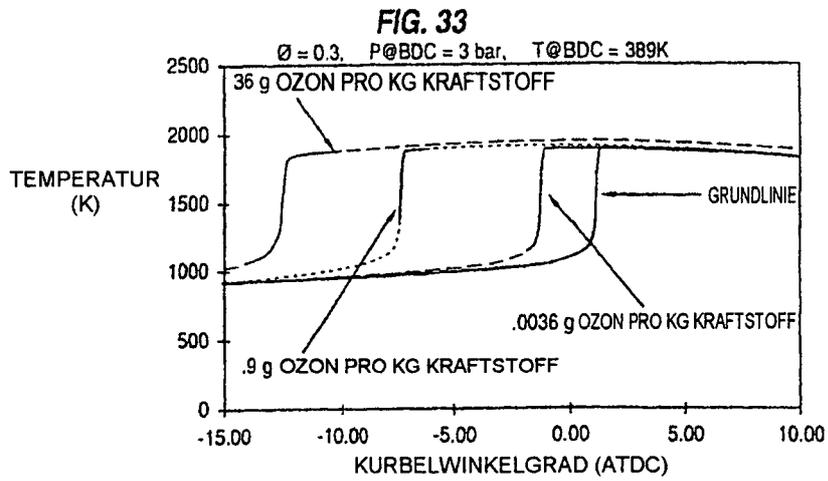
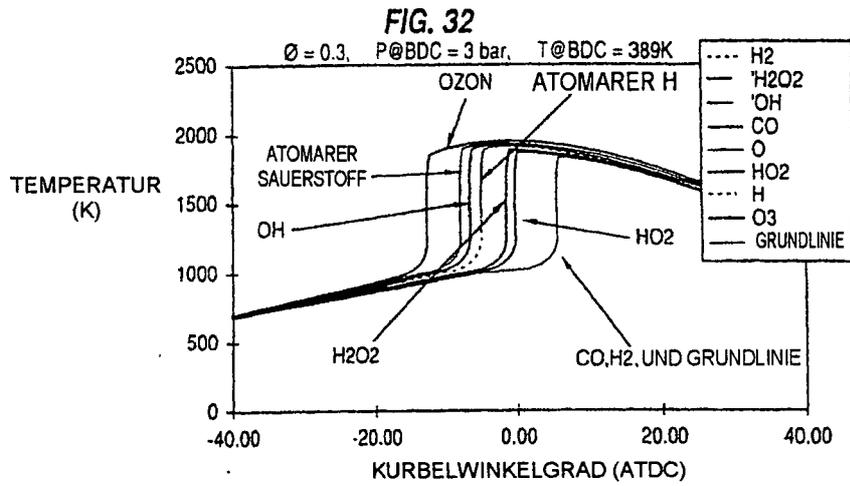


FIG. 34

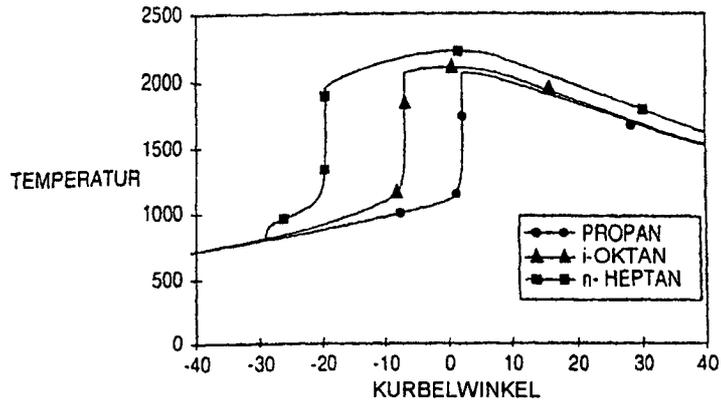


FIG. 35

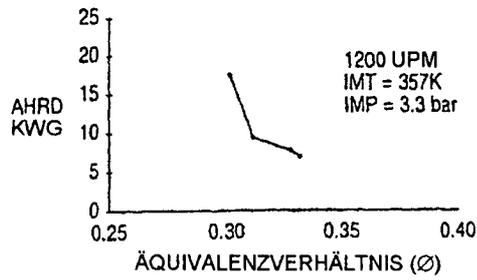


FIG. 36

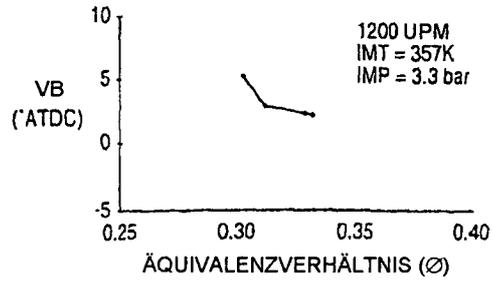


FIG. 37

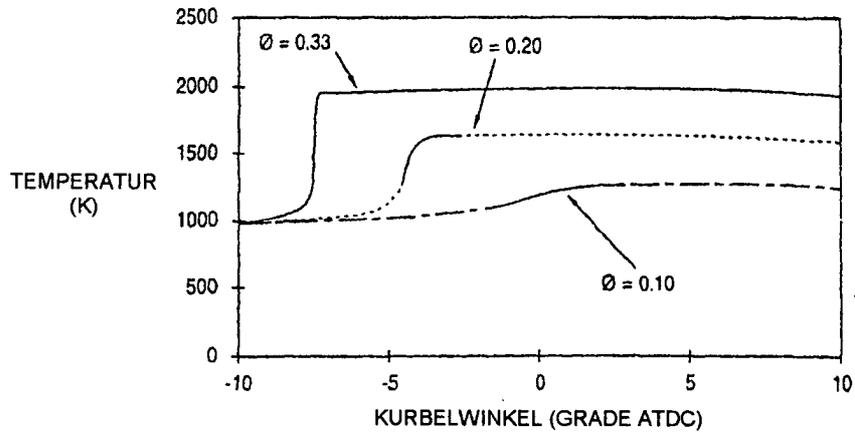


FIG. 38

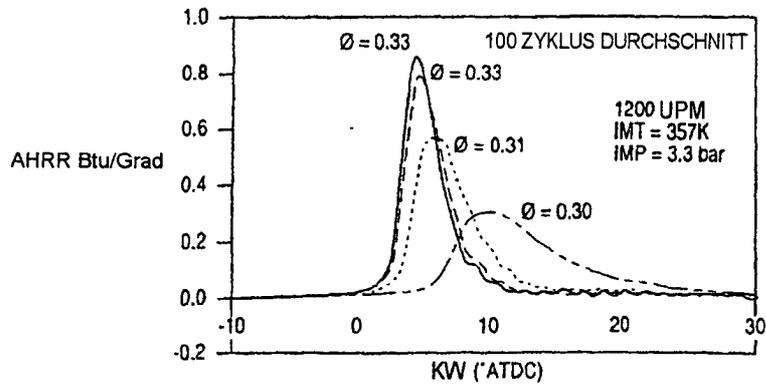


FIG. 39

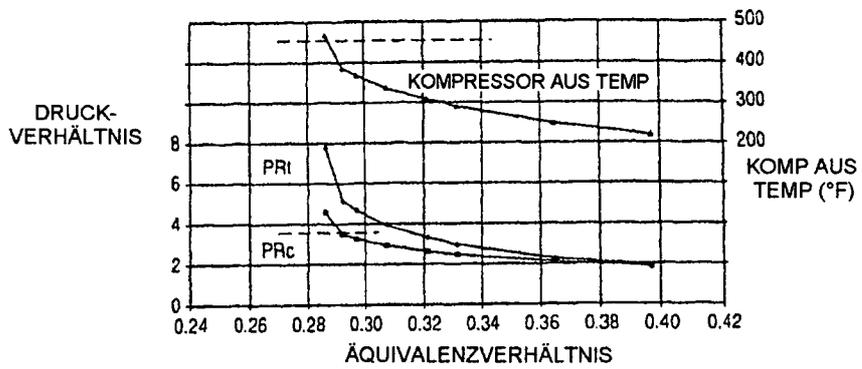


FIG. 40

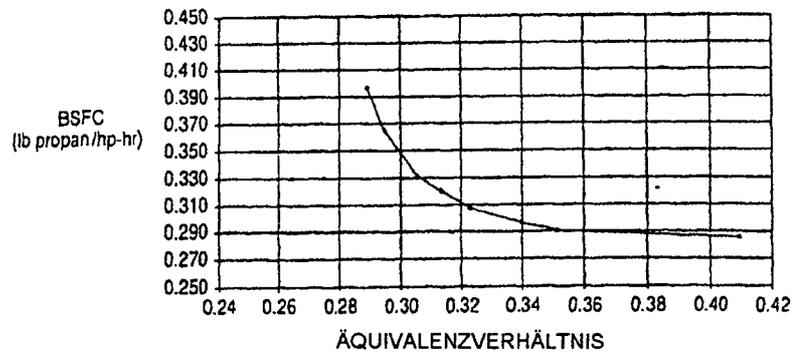


FIG. 41

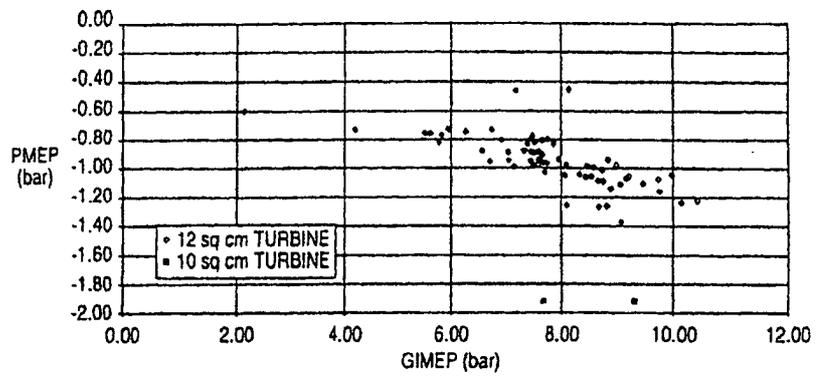


FIG. 42

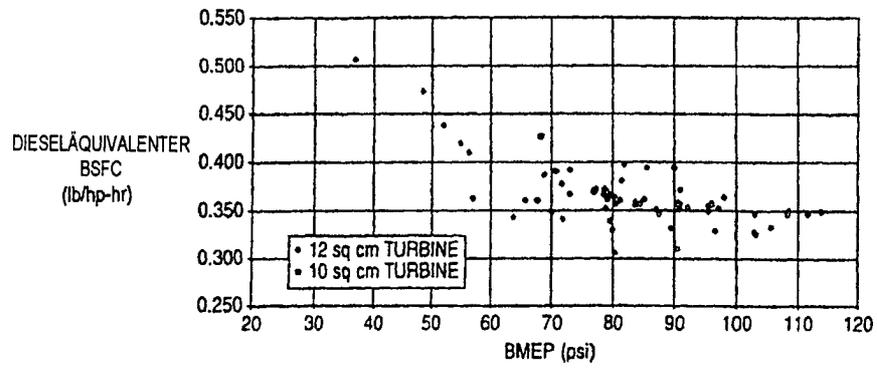


FIG. 43

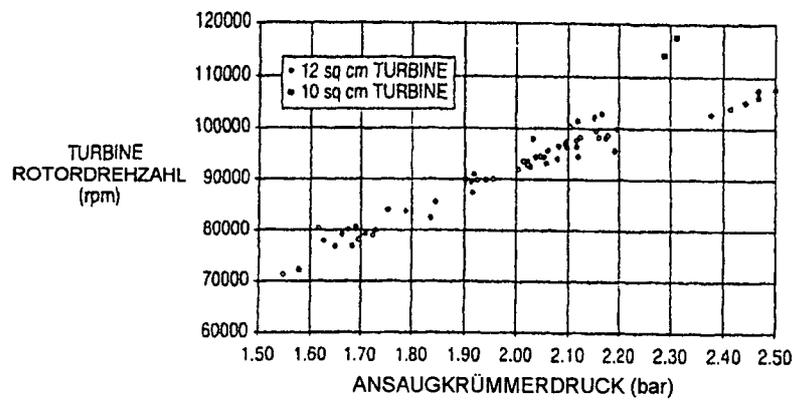


FIG. 44

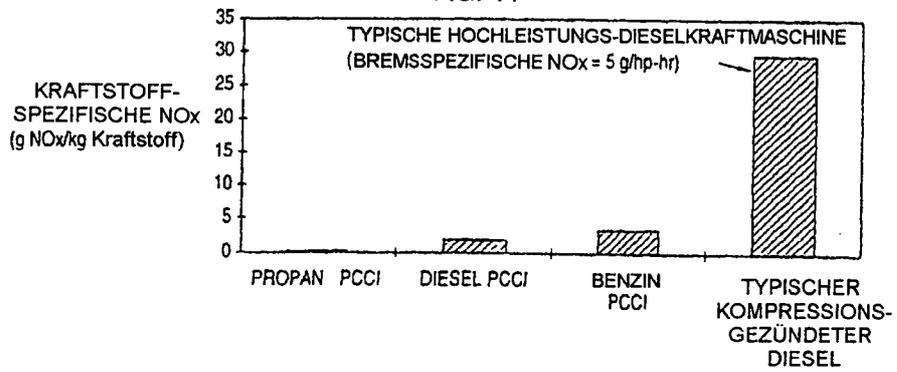


FIG. 45

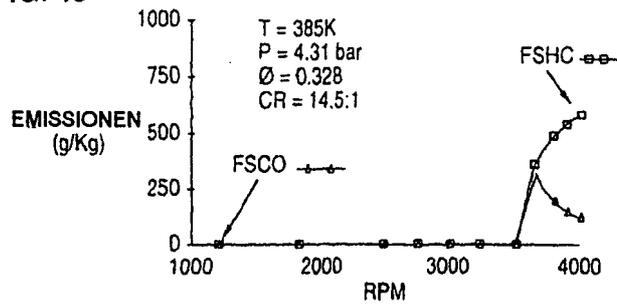


FIG. 46

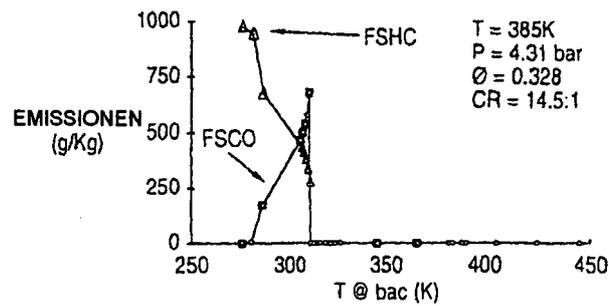
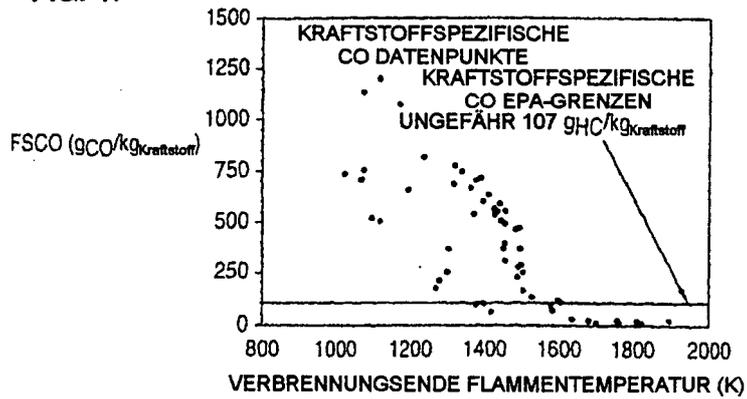
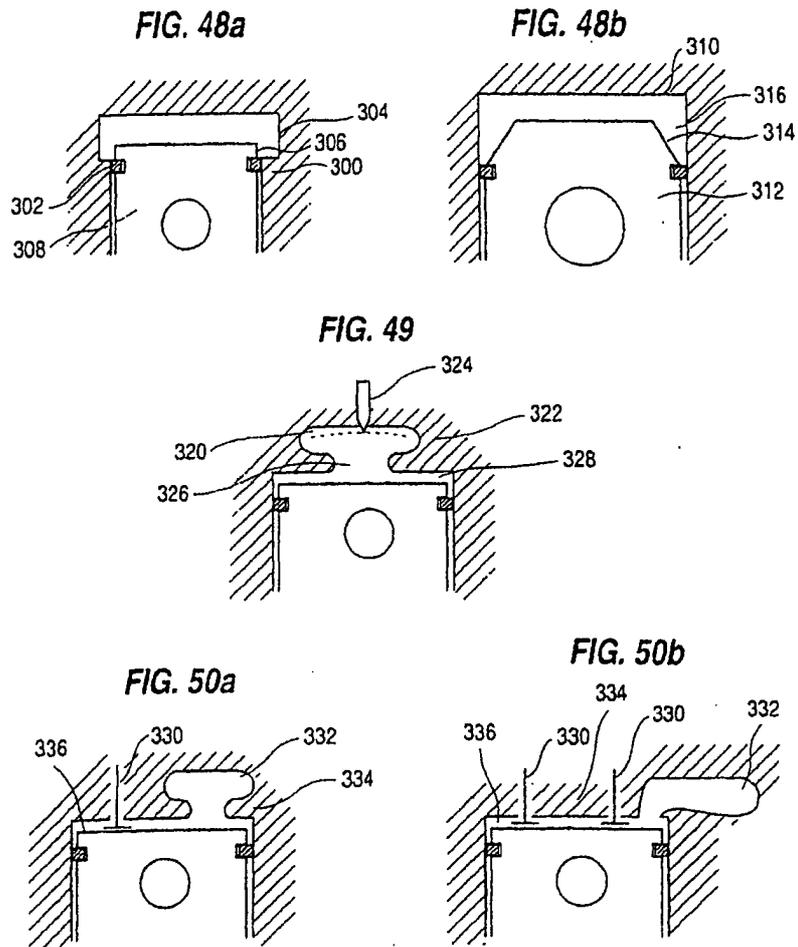


FIG. 47





**FIG. 51**

