

Optimale Auslegung umweltfreundlicher Gasmotoren mit Hilfe von Simulationswerkzeugen

Von Konstantinos Boulouchos,
Alexander Zbiorczyk,
Jürg Inhelder and
Christos Frouzakis

Prof. Dr. sc. techn. Meinrad Konrad Eberle
zum 60. Geburtstag gewidmet

Stationäre erdgasbefeuerte Ottomotoren bieten hinsichtlich Schadstoffemissionen wesentliche Vorteile im Vergleich zu Dieselmotoren, die wiederum etwas höhere Mitteldrücke und thermodynamische Wirkungsgrade aufweisen. Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Auslegung von Gasmotoren im Hinblick auf eine Optimierung deren gesamter Leistungsparameter mit besonderem Schwerpunkt auf eine weitere Absenkung der Stickoxidemissionen im Vergleich zu den heutigen Vorschriften der TA-Luft. Zu diesem Zweck wurden an der ETH in Zürich ausführliche Simulationsrechnungen für thermodynamische Prozeßauslegung, detaillierte Reaktionskinetik für die NO_x -Bildung sowie turbulente Strömung und Verbrennung durchgeführt. Die Validierung der Rechenergebnisse erfolgt anhand eines systematischen Vergleichs mit dem Stand der Technik (aufgeladene Motoren im mageren Vormischbetrieb). Davon ausgehend wird das weitere Entwicklungspotential stationärer Gasmotoren aufgrund von Extrapolationsrechnungen aufgezeigt.

1 Stand der Technik und Zielsetzung

Erdgasbetriebene Motoren für den stationären Einsatz, sei es ausschließlich für die Stromerzeugung oder vor allem als Blockheizkraftwerke, bieten hinsichtlich Schadstoffemissionen wesentliche Vorteile im Vergleich zu Dieselmotoren, dies bei annähernd ähnlich hohem Wirkungsgrad und effektivem Mitteldruck.

Für diese Anwendungen von Erdgas kommen grundsätzlich sowohl die dieselmotorische Diffusionsverbrennung als auch die ottomotorische Vormischverbrennung in Frage. Erstere eignet sich vor allem für die Modifikation bestehender größerer Dieselmotoren (ab einer Bohrung von etwa 250 mm) unter Beibehaltung sehr hoher Mitteldrücke (18 bis 24 bar) [1], wenn die zu erfüllenden NO_x -Emissionsvorschriften nicht allzu streng (das heißt etwa 1 000 mg/Nm³ bei 5 % O_2) sind. Die ottomotorische Verbrennung empfiehlt sich für kleinere Motoren im wirtschaftlich äußerst interessanten Leistungsreich von 50 bis 400 kW und bietet je nach Prozeßführung die Möglichkeit besonders niedrige NO_x -Werte zu erreichen, dies allerdings etwas auf Kosten von Wirkungsgrad und Leistungsdichte im Vergleich zu ähnlichen Dieselmotoren [2, 3, 4].

Unterscheiden kann man ferner beim ottomotorischen Erdgasbetrieb zwischen der stöchiometrischen Variante – in der Regel mit nachgeschaltetem Katalysator und entweder in atmosphärischer oder leicht aufgeladener Ausführung [5, 6] – und der Magergemischvariante, welche meist aufgeladen und ohne Abgasnachbehandlung ausgeführt ist [7, 8, 9, 10].

Das $\lambda = 1$ -Konzept kommt meistens in Fahrzeugen oder in Nischenbereichen des stationären Marktes zum Einsatz, wenn besonders niedrige Schadstoffwerte erreicht werden müssen. Insbesondere für Fahrzeugmotoren stellt allerdings der ungünstige Verbrauch im Teillastbetrieb ein wichtiges Problem dar. Die aufgeladene Magergemischvariante hingegen hat sich für stationäre Anwendungen weitgehend durchgesetzt, zumal die Erfüllung der TA-Luft-Werte in den letzten Jahren mehrmals demonstriert wurde. Diese Auslegung kommt auch für Fahrzeuganwendungen (zum Beispiel Omnibusse und Kommunal- und Verteilerfahrzeuge) in Frage, dies im Hinblick auf das eindeutige Potential, die EURO 3 Grenzwerte zu unterschreiten [11].

Aufgrund der mehr als zehnjährigen intensiven Forschungs- und Entwicklungsarbeiten auf dem Gebiet der Erdgasmotoren-Entwicklung, existieren bei der Industrie und in der akademischen Forschung

reichlich Erfahrung in der Verbrennungsoptimierung, dies betrifft besonders Effekte der Brennraumgeometrie [9, 12, 13], der Prozeßführung [7, 14, 15] und schließlich der Vorausberechnung der Stickoxidbildung für den Gasbetrieb [16, 17].

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es deshalb, Wege aufzuzeigen, um die heute erreichbaren Leistungswerte stationärer Gasmotoren noch auszuweiten und zu verbessern; dies indem vor allem eine optimale Konditionierung des Arbeitsmediums (einerseits Miller-Prozeß und andererseits besonders hohe AGR-Raten) zusammen mit einer möglichst kurzen Brenndauer und entsprechend angepaßtem Brennbeginn realisiert wird.

Motiviert wurde dieses Projekt im Industrieauftrag aufgrund der besonders strengen NO_x -Emissionsvorschriften in der Schweiz (80 mg/Nm³, in Zürich 50 mg/Nm³ jeweils bei 5 % O_2) und dem Bedürfnis nach deren Erfüllung bei gleichzeitig höherer Leistungsdichte und besserem Wirkungsgrad als dies beim stöchiometrischen Betrieb möglich ist. Eine zusätzliche Bedingung, die für das AGR-Konzept spricht, dürfte in den gegenüber dem mageren Betrieb höheren und somit für die Oxidation des Methans günstigeren Abgastemperaturen für einen zukünftigen erforderlichen Katalysator liegen.

Tabelle 1: Technische Daten des Liebherr-Otto-Gasmotors

Table 1: Technical Data of the Liebherr engine

Typ	Liebherr G926	
Bohrung x Hub	mm	122 x 142
Zylinderzahl	-	6
Hubvolumen	l	10
geom. Verdichtungsverhältnis	-	12
Nenndrehzahl	/min	1500

Heutige Magermotoren emittieren signifikante Mengen von CH_4 , das zwar keine Ozon-Vorläufersubstanz, wie die meisten übrigen Kohlenwasserstoffe ist, jedoch ein großes spezifisches Treibhauspotential aufweist und somit sinnvollerweise Bestandteil zukünftiger Emissionsvorschriften sein müßte.

Die hier berichteten Ergebnisse fassen die umfangreichen Simulationsarbeiten zusammen, welche zur Auswahl vielversprechender Konzeptvarianten führten, die zur Zeit an einem entsprechend ausgerüsteten, stationären Prüfstand erprobt werden. Wesentliche Bestandteile der Vorberechnung bilden die thermodynamische Kreisprozeßanalyse [18], die Potentialabschätzung der NO_x -Emissionen mit detaillierten Reaktionsmechanismen [17] und die mehrdimensionale Strömungs- und Verbrennungssimulation [19] für die Evaluation verschiedener Brennraumformen. Diese Teilschritte samt den erhaltenen Ergebnissen werden in der Folge ausführlicher beschrieben.

2 Thermodynamische Berechnungen

Während der thermodynamischen Berechnungen wurde das Potential von Magerbetrieb und stöchiometrischem Betrieb mit Abgasrückführung bezüglich effektivem Mitteldruck und Wirkungsgrad durch systematische Parametervariation untersucht. Ausgangslage bildet dabei ein Liebherr-Otto-Gasmotor, dessen technische Daten in Tabelle 1 zusammengestellt sind.

In erster Linie wurde das Verbrennungsluftverhältnis λ_v bei Magerbetrieb und die Abgas-Rückführate x_{AGR} beim Betrieb mit Abgasrückführung in einem genügend großen Bereich variiert; dies für verschiedene Ladedruckverhältnisse π_v bei vereinfacht konstantem Turboladerwirkungsgrad η_{TL} von 63 % und konstanter Kühllast ϵ_K des Ladeluftkühlers von 85 %. Im Fall der Abgasrückführung wurde angenommen, daß das auf eine Temperatur von 50 °C rückgekühlte Rauchgas für eine

möglichst gute Durchmischung vor dem Verdichter zugeführt wird.

Die Betriebsgrenzen der verschiedenen Motoren werden dabei durch die folgenden kritischen Größen definiert:

- mechanische Belastung (Spitzendruck)
- thermische Belastung
- Klopfgrenze
- Abgastemperatur vor einem allfälligen Katalysator.

Die wesentlichen Annahmen zur Berechnung der einzelnen Größen sind im Kapitel 2.2 zusammengefaßt.

2.1 Simulationsprogramm

Sämtliche thermodynamischen Berechnungen basieren auf einer Gasmotorenversion des am IET/LVV entwickelten Prozeßrechnungsprogramms CIRCE [20]. Dieses ist ein Programm zur Simulation eines Einzylindermotors und geht von der Vorstellung einer verbrannten und unverbrannten Zone im Brennraum aus (Zweizonen-Modell), wie sie zumindest für die Beurteilung von Klopfintensität und Schadstoffbildung erforderlich ist.

Die Berechnung der Verbrennung erfolgt darin anhand der Vibe-Funktion, wobei die Änderung des Brennverlaufs beziehungsweise der charakteristischen Parameter in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Motors empirisch beschrieben wird. Die Modellierung von Wärmeübergang und Reibmitteldruck basiert auf Ähnlichkeitstheoretischen Ansätzen. Für die Berechnung der Stoffwerte werden sowohl Realgasverhalten als auch Dissoziation berücksichtigt.

2.2 Betriebsgrenzen

2.2.1 Mechanische und thermische Belastung

Als Referenzwert für die zulässige mechanische Belastung des Motors durch die Gasdruckkräfte wurde ein Spitzendruck von maximal 140 bar festgelegt. Eine Abschätzung der thermischen Belastung erfolgt näherungsweise über die mittleren Wandwärmeverluste. In Anlehnung an die Wärmebilanz beim dieselmotorischen Betrieb wurde ein maximal zulässiger Wandwärmestrom von 75 kW festgelegt.

2.2.2 Klopfgrenze

Eine zuverlässige Vorberechnung der Klopfintensität ist bis zum heutigen Zeitpunkt noch kaum möglich, weil sowohl thermo- und fluiddynamische als auch reaktionskinetische Vorgänge hoher Komplexität in jede Simulationsrechnung eingehen. Im vorliegenden Projekt wurde deshalb ein stark vereinfachtes Kriterium verwendet, welches auf einem reaktionskinetischen Ansatz zur Berechnung der Zündverzugszeit τ_z beruht, in dem sich die Temperatur- und Druckabhängigkeit der zugrundeliegenden Elementarreaktionen (Arrheniusgesetz) widerspiegeln:

$$\tau_z \sim p_{\text{FZ}}^{-a} \cdot e^{\frac{B}{T_{\text{FZ}}}} \quad (1)$$

Das Klopfkriterium wird folgendermaßen formuliert: Für jeden Zeitschritt Δt wird aufgrund der in diesem Intervall aktuellen Zustandsgrößen (Druck, Temperatur, Zusammensetzung) der Frischgaszone FZ eine für die Klopfreaktion wirksame Zeit wie in Gl. (1) definiert. Wenn die Summe der Klopfzeitverhältnisse $\Delta t/\tau$ noch innerhalb eines bestimmten Abschnitts des Verbrennungsintervalls, der durch den Zeitpunkt t_k definiert ist, den Wert 1 erreicht, entsteht Klopfen. Für klopffreie Verbrennung gilt demnach das folgende Kriterium:

$$K = \int_{t_0}^{t_k} \tau^{-1} \cdot dt \leq 1 \quad (2)$$

Je nach Literaturstelle finden sich unterschiedliche Angaben für die Konstanten in Gleichung (1) und den kritischen Zeitpunkt t_k in Gleichung (2). Im vorliegenden Projekt wurden die Werte $a = 1,4$ und $B = 14\,840$ nach [21] verwendet und Gl. (2) bis zum Zeitpunkt des Verbrennungsendes integriert. Dies führt zum sowohl für das Mager- als auch für das Abgasrückführungs-Konzept strengsten Kriterium innerhalb der gesichteten Literatur. Die Konstante für die Zündverzugszeit in Gl. (1) wurde mit Hilfe eines Referenzpunktes an der Klopfgrenze ermittelt.

2.2.3 Abgastemperatur vor dem Katalysator

Die Abgastemperatur vor dem Katalysator ist im Hinblick auf befriedigende Konversionsraten insbesondere im Fall des Konzepts mit Abgasrückführung wichtig. Im Gegensatz zu anderen Kohlenwasserstoffen ist Methan relativ schwer umsetzbar und erfordert hohe Katalysatortemperaturen. Als Grenzwert für die Abgastemperatur vor dem Katalysator läßt sich deshalb etwa eine Temperatur von 850 K angeben [5]; unterhalb dieser Grenztemperatur

Optimal Design of Low Emissions Gas Engines Using Simulation Tools



Die englische Version dieses Aufsatzes lesen Sie in **MTZ worldwide**. Sie können das englischsprachige Supplement der MTZ abonnieren.

Abo-Hotline:
+49 7 6 11 /
78 78 151

peratur fällt die Konversionsrate von Methan deutlich ab. Für das vorliegende Projekt wurde angenommen, daß der Katalysator unmittelbar hinter der Turbine angebracht werden kann. Die berechneten Werte sind daher tendenziell optimistisch.

2.3 Ergebnisse

Die Bilder 1 und 2 zeigen die Ergebnisse für den effektiven Mitteldruck und Wirkungsgrad im Fall des Magerbetriebs und bei Abgasrückführung. Es ist offensichtlich, daß die mechanische Belastung innerhalb der betrachteten Bereiche der verschiedenen Parameter (Ladedruckverhältnis π_v , Verbrennungsluftverhältnis λ_v , rückgeführter Abgas-Massenanteil x_{AGR}) in keinem Fall limitierend ist.

Als limitierend erweist sich bei dem für die Basisversion angenommenen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 12$ in erster Linie die thermische Belastungsgrenze des Motors. Die Bilder 1 und 2 zeigen außerdem, daß mit zunehmender Abmagerung beziehungsweise mit zunehmender Abgasrückführungsrate eine Reduktion der thermi-

schen Belastung erfolgt, was zu einer verbesserten Aufladefähigkeit des Motors führt.

Insbesondere beim Magerkonzept ist somit bei zunehmender Abmagerung eine deutliche Steigerung des effektiven Mitteldrucks bis zu etwa 15 bar realisierbar; dies bei einem effektiven Wirkungsgrad von etwa 39 %. Erst bei effektiven Mitteldrücken von mehr als 15 bar wird die Klopfgrenze erreicht. Die Klopfintensität hängt dabei nur relativ wenig vom Verbrennungsluftverhältnis ab. Als nachteilig erweist sich im Fall des Magerkonzepts das relativ niedrige Abgastemperaturniveau im Hinblick auf eine allfällig notwendige Reduktion der Kohlenwasserstoff-Emissionen in einem Oxidationskatalysator.

Beim Konzept mit Abgasrückführung erlaubt die thermische Belastung nur eine relativ geringfügige Steigerung des effektiven Mitteldrucks mit zunehmender Abgasrückführung. Als kaum limitierend erweist sich in diesem Fall die Klopfgrenze. Diese wird bei Abgasrückführungen von

mehr als 20 % erst bei Mitteldrücken von mehr als 20 bar erreicht. Allerdings liegt auch bei diesen Werten der erreichbare Wirkungsgrad tiefer (etwa 38 %) als beim Magerkonzept. Die für eine befriedigende Konvertierung der Schadstoffe notwendigen Abgastemperaturen werden dagegen auch bei hohen x_{AGR} erreicht. Das Potential dieses Konzepts hängt somit wesentlich davon ab, inwieweit es gelingt, die thermische Belastungsgrenze des Motors durch konstruktive Maßnahmen zu verschieben.

Mit zunehmender Abmagerung beziehungsweise Abgasrückführung wird die Verbrennung ungünstig beeinflusst (Zunahme der zyklischen Schwankungen, Reduktion der Brenngeschwindigkeit). Durch innermotorische Maßnahmen (Beeinflussung des motorischen Strömungsfeldes) lassen sich bei Magerbetrieb beziehungsweise bei AGR eine Stabilisierung der Entflammungsphase sowie eine Steigerung der Verbrennungsgeschwindigkeit realisieren. In den Bildern 3 und 4 sind die Ergebnisse für eine konstante Brenndauer von 50 °KW dargestellt. Dies

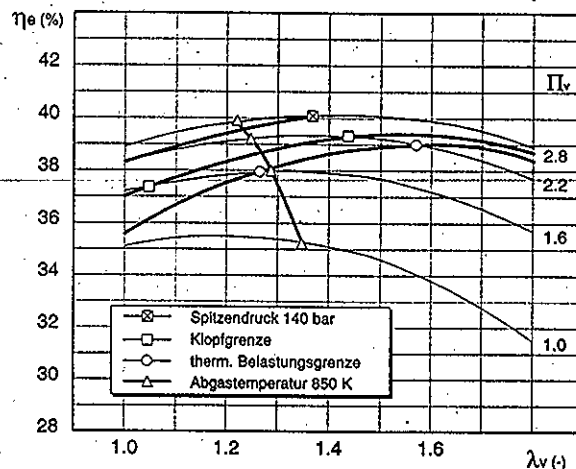
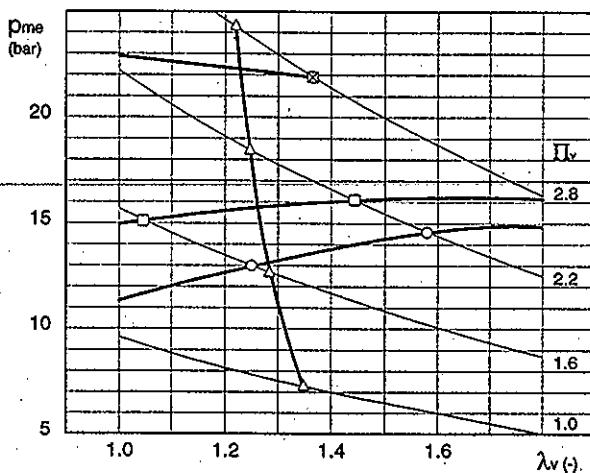


Bild 1: Effektiver Mitteldruck p_{me} und Wirkungsgrad η_e bei Magerbetrieb

Fig. 1: Break mean effective pressure p_{me} and effective efficiency η_e for lean-burn

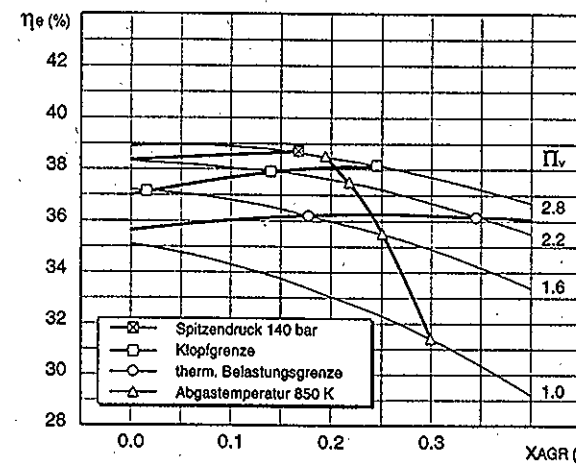
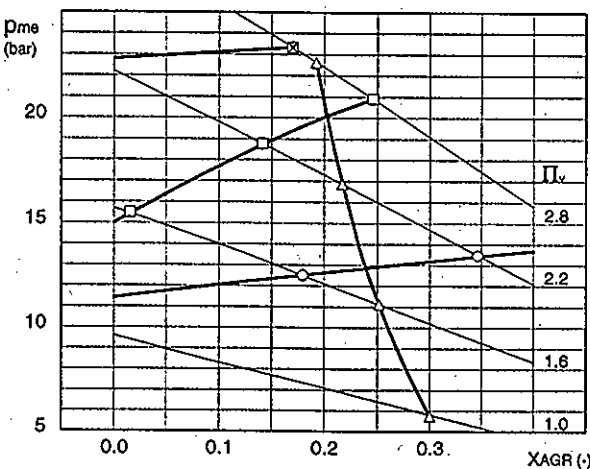


Bild 2: Effektiver Mitteldruck p_{me} und Wirkungsgrad η_e bei stöchiometrischem Betrieb mit Abgasrückführung

Fig. 2: Break mean effective pressure p_{me} and effective efficiency η_e for stoichiometric concept with EGR

Bild 3: Potential des Magerbetriebs bei konstant gehaltener kurzer Brenndauer (50 °C)

Fig. 3: Potential of lean-burn with short combustion duration (50 °C crank angle)

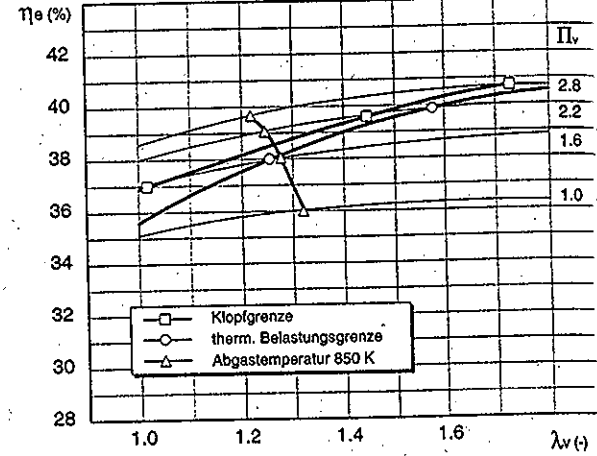
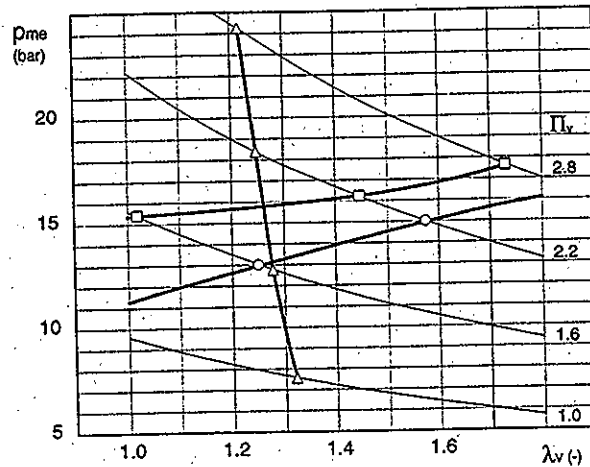
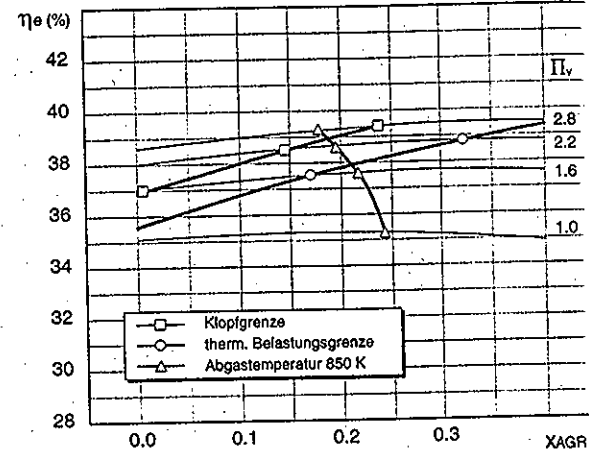
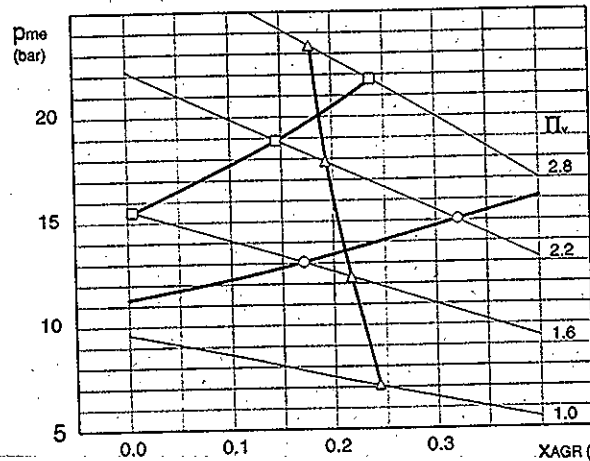


Bild 4: Potential der Abgasrückführung, bei konstant gehaltener, kurzer Brenndauer (50 °KW)

Fig. 4: Potential of EGR with constant short combustion duration (50 deg crank angle)



entspricht dem Referenzwert bei unaufgeladenem, stöchiometrischem Betrieb. Insbesondere bei hohem λ_v (1,6) beziehungsweise hohem x_{AGR} (30 %) lassen sich mit dieser Maßnahme maximale Wirkungsgrade bis zu 40 beziehungsweise 38,5 % realisieren. Durch die Verkürzung der Brenndauer läßt sich beim AGR-Konzept auch der effektive Mitteldruck bei gleichbleibender thermischer Belastung auf knapp 15 bar anheben.

Die Bilder 5 und 6 zeigen den Einfluß des geometrischen Verdichtungsverhältnisses bei beiden Konzepten. Für λ_v und x_{AGR} wurden dabei Werte von 1,6 beziehungsweise 30 % festgelegt.

Eine Erhöhung der inneren Verdichtung im Vergleich zu der Basis von 12,0 ermöglicht in beiden Fällen etwas bessere Wirkungsgrade, reduziert aber geringfügig das Potential für den erreichbaren Mitteldruck. Der Einfluß des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven Wirkungsgrad ist aber wegen dem hier vorliegenden hohen ϵ -Niveau allgemein nicht mehr so groß.

Im Fall des Magerkonzepts liegt das Verdichtungsverhältnis bereits in der Nähe des Optimums; eine weitere Erhöhung von ϵ bringt den Motor rasch an die Klopfgrenze. Beim AGR-Konzept wären höhere Verdichtungsverhältnisse denkbar; wegen dem dann geringeren Potential bezüglich p_{me} wurde das Verdichtungsverhältnis für die weiteren Untersuchungen aber auch bei diesem Konzept beibehalten. Allgemein zeigt sich hier das etwas höhere Potential des Magerkonzepts hinsichtlich Mitteldruck und Wirkungsgrad. Eine Annäherung an dieses Potential scheint auch beim AGR-Konzept möglich, wenn es gelingt, die Brenndauer entsprechend zu verkürzen, Bilder 3 und 4.

2.4 Schlußfolgerungen

Die vorliegenden Berechnungen zeigen, daß für den untersuchten Gasmotor in der gegebenen Baugröße (Bohrung $\times$ Hub 122 $\times$ 142 mm) bei homogener Vormischverbrennung im Magerbetrieb und im stöchiometrischen Betrieb mit Abgasrückführung effektive Mitteldrücke von 16 bar und Wirkungsgrade von 38 bis 40 % je

nach Konzept möglich sind. Eine höhere Leistungsdichte mit geringfügig besserem Wirkungsgrad ist dann realisierbar, wenn es gelingt, die thermische Belastungsgrenze der Motoren mit Hilfe konstruktiver Maßnahmen zu verschieben.

Das Magerkonzept verspricht dabei etwas höhere Leistungsdichten und Wirkungsgrade. Mit gezielten Maßnahmen zur Verkürzung der Brenndauer gelingt aber im Fall der Abgasrückführung mit stöchiometrischem Betrieb eine Annäherung an das Magerkonzept. Damit verspricht das AGR-Konzept bei dieser Motorengröße und in Verbindung mit einem Dreiweg-Katalysator niedrigste Schadstoffkonzentrationen bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte und gutem Wirkungsgrad.

3 Vorausberechnung der Stickoxidemissionen

Die Berechnung der Stickoxidemission setzt voraus, daß der thermodynamische Motorprozeß genügend genau nachgeb-

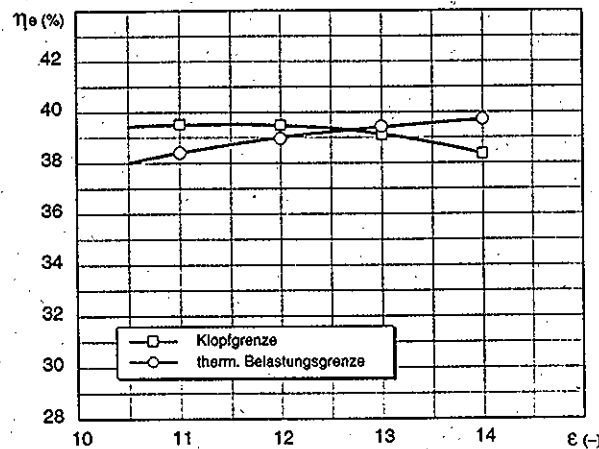
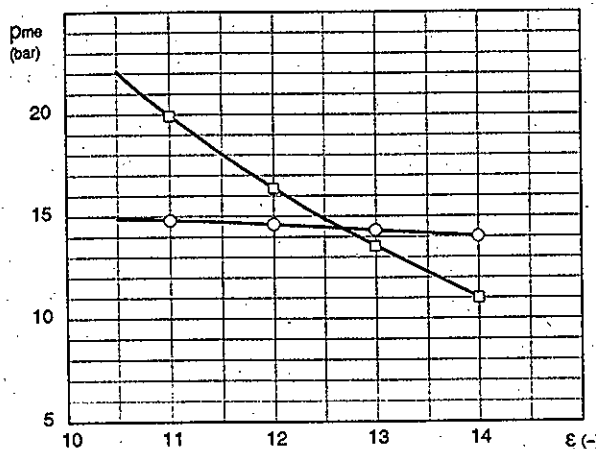


Bild 5: Einfluß des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ε auf das Potential bei Magerbetrieb mit $\lambda_v = 1,6$

Fig. 5: Potential of lean-burn with $\lambda_v = 1.6$ as a function of geometric compression ratio ε

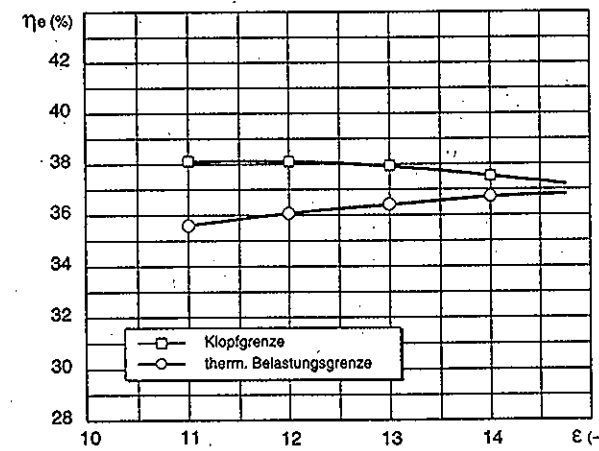
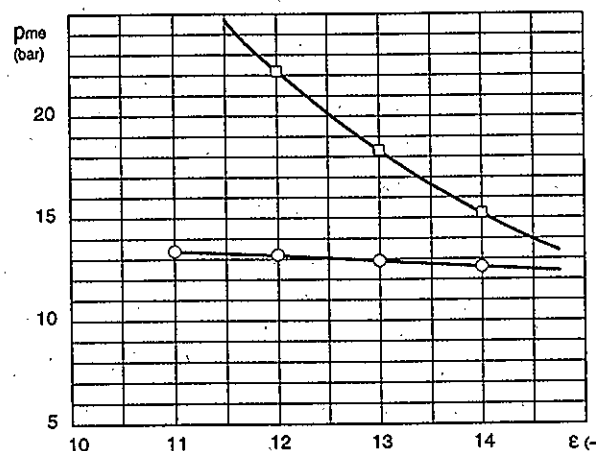


Bild 6: Einfluß des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ε auf das Potential der Abgasrückführung mit $x_{AGR} = 0,3$

Fig. 6: Potential of EGR with $x_{AGR} = 30\%$ as a function of geometric compression ratio ε

det und die entsprechende chemische Reaktionskinetik umfassend genug beschrieben wird.

Für den thermodynamischen Kreisprozeß ist der vorher beschriebene CIRCE-Algorithmus in den letzten Jahren verschiedentlich validiert und auf experimentelle Daten einer Reihe von Diesel- und Ottomotoren abgestützt worden. Was die Stickoxidbildung betrifft, wurden zwei hinsichtlich Rechenaufwand und Leistungsfähigkeit unterschiedliche Varianten für die Beschreibung des Reaktionsmechanismus verwendet: Einerseits das bekannte erweiterte Zeldovich-Schema und andererseits ein umfassender Mechanismus, der sich im Vergleich zu experimentellen Daten aus stationären mageren CH_4 -Vormischflammen besonders gut bewährt hat [22]. Dabei läuft die NO_x -Kinetik als „Post-Prozessor“ in Bezug auf die eigentliche Brennstoffumsetzung ab, die jedoch in beiden Fällen detailliert beschrieben wird, nämlich mit Hilfe von 366 Elementarreaktionen und 39 chemischen Komponenten. Somit besteht der Unterschied zwischen dem vereinfachten und

dem „vollen“ Mechanismus darin, daß ersterer mit der Zeldovich- NO -Kinetik total 372 Elementarreaktionen und 42 Komponenten berücksichtigt, wohingegen in letzterem insgesamt 488 Elementarreaktionen und 53 chemische Spezies involviert sind.

Die Reaktionskinetik berücksichtigt allein den jeweils verbrannten Anteil des Arbeitsmediums gemäß der Zweizonen Formulierung der thermodynamischen Prozeßrechnung. Zwar gibt es Hinweise, daß eine Unterteilung der Rauchgaszone in mehrere Teilzonen entsprechend deren Entstehungszeitpunkt unter Umständen genauere Ergebnisse liefern kann [16] und das gleiche läßt sich in Bezug auf die jeweils separate Berücksichtigung eines Kernbereiches („bulk-flow“) und der zugehörigen thermodynamischen Grenzschicht vermuten; die Mehrzonenbeschreibung zusammen mit dem Einbezug der komplexen NO_x -Reaktionskinetik würde aber den rechnerischen Aufwand sprengen, weswegen bewußt dem Aspekt der detaillierten Chemie der Vorrang gegeben und die thermodynamische Formulierung

einfach gehalten wurde. Die Erhaltungsgleichungen für jede chemische Komponente wurden in folgender Form geschrieben:

$$\frac{dc_i}{dt} = w_i + c_i \cdot \left[\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{dt} - \frac{RT}{p} \cdot \sum w_i \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{dT}{dt} \right] \quad (3)$$

$i = 1, \dots, k$

mit c_i Konzentration der i-ten Komponente
 p, T Druck und Temperatur der verbrannten Zone
 w_i Änderungsrate der Konzentration der i-ten Komponente
 Σ Summierung über alle Komponenten

Die numerische Integration wurde mit dem HOMREA-Algorithmus [22] durchgeführt, welcher sich auf den Solver DASSL für steife Differentialgleichungssysteme stützt.

Die Bilder 7a und 7b zeigen den Vergleich zwischen den in dieser Arbeit berechneten und verschiedenen in der Literatur angegebenen NO_x -Werten für Saug- oder aufgeladene stationäre Gasmotoren der gleichen Baugröße und ähnlicher konstruktiver Ausgestaltung wie der Berechnung zugrundeliegende Liebherr-Motor. Die Stickoxidemissionen sind in Abhängigkeit vom Luftverhältnis, Bild 7a, beziehungsweise vom AGR-Massenanteil, Bild 7b, aufgetragen. Für den Magerbetrieb sind sogar – allerdings vorläufige – Meßwerte für den berechneten Motor selber verfügbar, wohingegen sich für die AGR-Variante nur die Daten eines einzigen Saugmotors (MWM) eruieren lassen.

Die qualitative und teilweise quantitati-

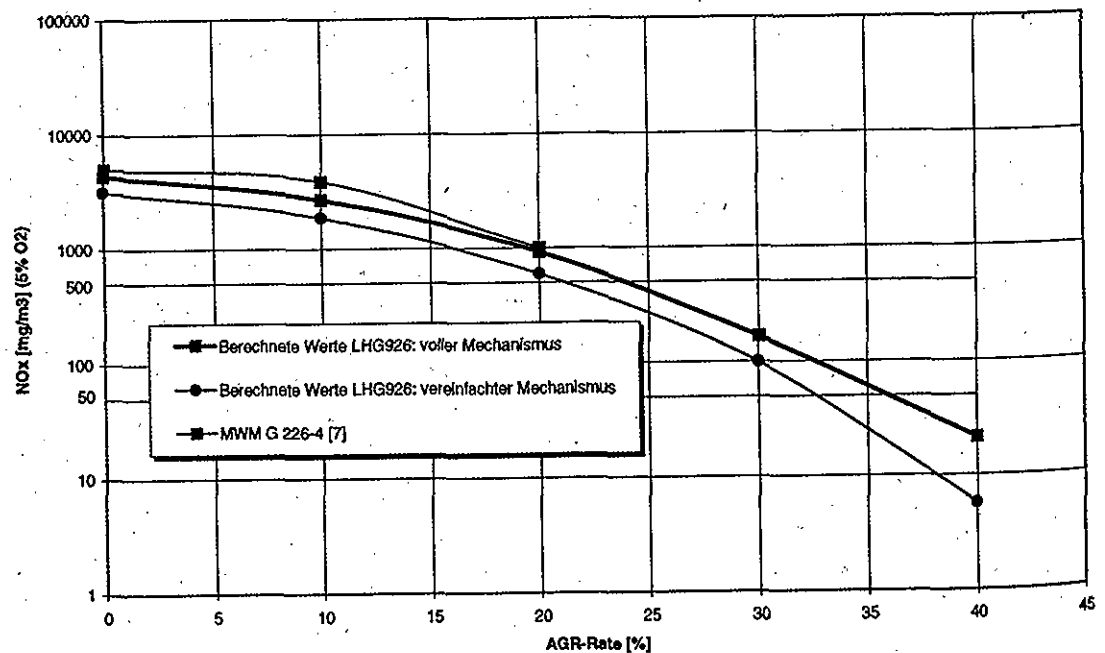
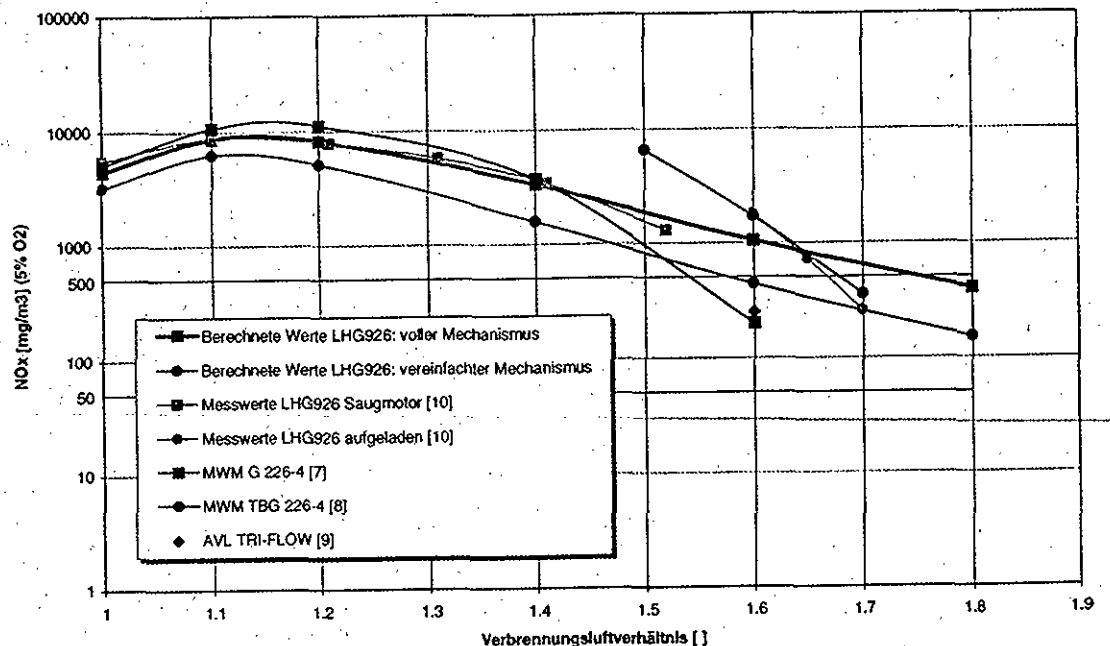
ve Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung vor allem beim vollen NO_x -Mechanismus ist sehr ermutigend, zumal viele Faktoren die direkte Vergleichbarkeit im quantitativen Sinn erschwert. So ist unter anderem im Bereich $\lambda_V = 1,5$ bis $1,7$ die NO_x -Bildung stark von der Brenndauer und deren zyklischen Fluktuation abhängig, was sich auch in der breiten Streuung der Meßergebnisse in diesem Bereich niederschlägt. Desweiteren steigen tendenziell die NO_x -Emissionen (in mg/m^3) mit dem Grad der Aufladung [9] und zwar einerseits wegen der höheren Partialdrücke von Sauerstoff und Stickstoff und andererseits wegen der unterschiedlichen Brenndauer zwischen der atmosphärischen und der aufgeladenen Variante.

Schließlich beziehen sich die berechneten NO_x -Werte auf die sich je nach λ_V und x_{AGR} ergebende Grenzkurve der maximalen thermischen Belastung, Bilder 1, 2, 3 und 4, wohingegen die Meßwerte einem über λ_V und x_{AGR} konstanten oder abnehmenden effektiven Mitteldruck entsprechen.

Der volle Mechanismus zeigt dabei klare Vorteile im Vergleich zu der Zeldovich-Kinetik für den gesamten Bereich $\lambda_V = 1,0$ bis $1,6$ und $x_{\text{AGR}} = 0$ bis 20% . Der Zeldovich-Mechanismus scheint dabei die tatsächlichen NO_x -Emissionen im mageren Bereich um einen Faktor von etwa 2 zu unterschätzen; diese Diskrepanz ist aber eben hauptsächlich auf die ungenügende Beschreibung der Reaktionskinetik

Bild 7: NO_x -Emissionen in Abhängigkeit von λ_V (a) und x_{AGR} (b) jeweils entlang der limitierenden thermischen Belastungsgrenze (lange Brenndauer)

Fig. 7: NO_x -emissions as a function of air-excess ratio λ_V (a) and EGR-rate x_{AGR} (b), each time along the limiting condition of engine thermal loading (long combustion duration)



und nicht, wie unter anderem in [6] vermutet, auf die üblicherweise ungenügende Auflösung in Teilrauch-Gaszonen zurückzuführen.

Im übrigen ist aus den Bildern 7a und 7b ersichtlich, daß eine signifikante Reduktion der NO_x -Werte deutlich unterhalb der TA-Luft-Vorschrift mit dem Magerbetrieb λ_v -Werte von mehr als 1,8 bedingen würde, was mit offenen Brennräumen im Serieneinsatz als nicht darstellbar gilt. Demgegenüber erscheint es als machbar, selbst die strengen schweizerischen Vorschriften zu erfüllen, wenn sich AGR-Raten von etwa 30 bis 35 % als verbrennungstechnisch beherrschbar erweisen.

Die gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung läßt sich anhand von Bild 8a ($\text{NO}_x = f(\text{ZZP})$ bei $\lambda_v = 1,6$) nochmals erhärten; es muß jedoch berücksichtigt werden, daß zwischen gemessenem Zündzeitpunkt (ZZP) und rechnerisch angenommenem Brennbeginn eine nicht genau spezifizierbare Entflammungsdauer von einigen wenigen °KW zu verzeichnen ist. Messung und Rechnung zeigen aber, daß durch Spätverlegung des ZZP auf Kosten von Wirkungsgrad und Mitteldruck (jeweils -10 %) eine Absenkung der NO_x -Emissionen um einen Faktor von 3 bis sogar 5 möglich ist.

Eine ähnliche Tendenz weist Bild 8b für die Abhängigkeit $\text{NO}_x = f(\text{ZZP})$ bei $x_{\text{AGR}} = 30$ % auf; diesmal scheint eine NO_x -Emissionsminderung um den Faktor 4 bis zu sensationellen Werten von etwa 25 mg/m^3 realisierbar, dies allerdings bei ungenügenden Werten vor allem für den Wirkungsgrad (etwas schlechter als die stöchiometrische Variante [10]) und zum Teil für den Mitteldruck (trotzdem besser als bei der stöchiometrischen Variante).

Derart auf experimentelle Werte abgestützt, erlaubt jetzt das Modell für die Berechnung der NO_x -Emissionen eine Extrapolation zur Potentialabschätzung von verschiedenen Prozeßführungsarten.

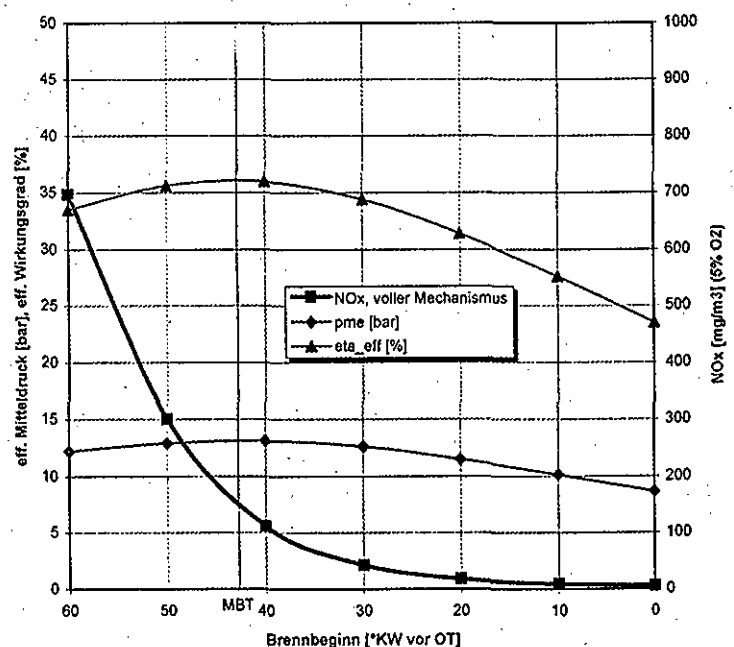
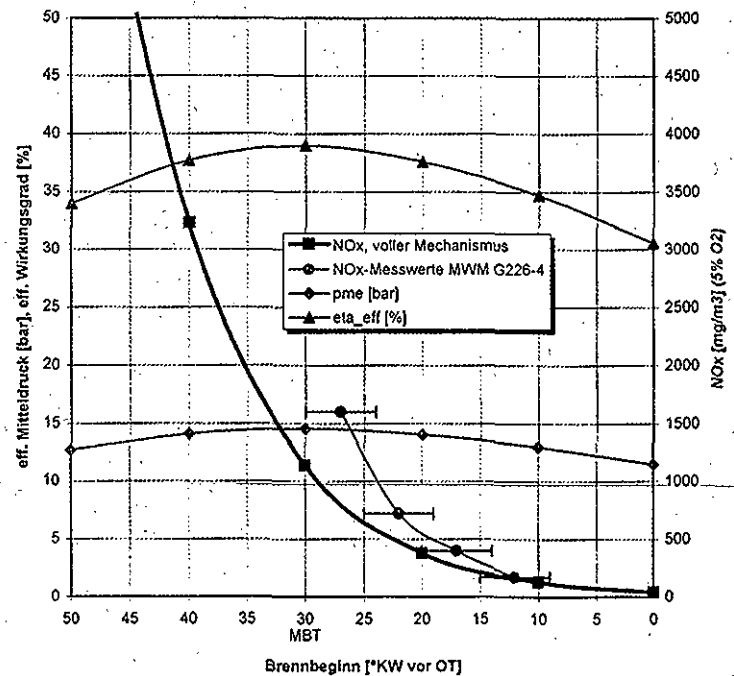
In den Bildern 9a und 9b wird die Abhängigkeit der NO_x -Emissionen von der Brenndauer für $\lambda_v = 1,6$ beziehungsweise für $x_{\text{AGR}} = 30$ % gezeigt, wobei jeweils der Zündzeitpunkt für den optimalen thermodynamischen Wirkungsgrad eingestellt wird. Ob sich solch kurze Brenndauern realisieren lassen, ist wohl noch nicht genügend erhärtet worden (trotz vereinzelt guter Ergebnisse in [9] und zum Teil in [10]) und davon handelt der nächste Abschnitt über Brennraum- und Strömungsfeldoptimierung. Es ist trotzdem aus Bild 9 ersichtlich, daß unter den erwähnten Bedingungen eine recht schnelle Verbrennung nur Vorteile mit sich bringt, nämlich bis 5 % Gewinn an p_{me} und η_e sowie eine NO_x -Absenkung von bis zu 30 % ($\lambda_v = 1,6$) beziehungsweise bis zu 40 % ($x_{\text{AGR}} = 30$ %).

Schließlich stellen die Bilder 10a und 10b den Einfluß des Zeitpunktes „Einlaß schließt“ auf die NO_x -Emissionen dar. Durch konsequente Ausnutzung des Miller-Prozesses erreicht man dementsprechend bei reduzierter thermischer Belastung und mindestens gleichbleibendem Wirkungsgrad eine NO_x -Absenkung von etwa 40 % ($\lambda_v = 1,6$) beziehungsweise 30 % ($x_{\text{AGR}} = 30$ %). Allerdings ergibt sich dabei für einen gleichbleibenden effektiven Mitteldruck ein um etwa 50 % erhöhtes Ladedruckverhältnis, was insbesondere für die Mager-Variante (Ladedruckverhältnis $> 3,0$) limitierend sein dürfte. Für einen moderat frühen Zeitpunkt

„Einlaß schließt“ spricht jedoch die Tatsache, daß die etwas höheren Ladedrucke wegen des stationären Betriebs gut beherrschbar sind.

Nimmt man schließlich alle Verbesserungsmöglichkeiten zusammen, so läßt sich, unter Einhaltung der geschätzten Randbedingungen für thermische Belastung und Klopfneigung, das in Tabelle 2 dargestellte Weiterentwicklungspotential ausrechnen. Allerdings wird erst die zur Zeit angelaufene experimentelle Phase aufzeigen, inwiefern sich dieses grundsätzliche Potential auch in die Praxis umsetzen läßt, dies insbesondere für

Bild 8: NO_x -Emissionen in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt für $\lambda_v = 1,6$ (a) und $x_{\text{AGR}} = 30$ % (b)
Fig. 8: NO_x emissions as a function of ignition timing for $\lambda_v = 1,6$ (a) and $x_{\text{AGR}} = 30$ % (b)



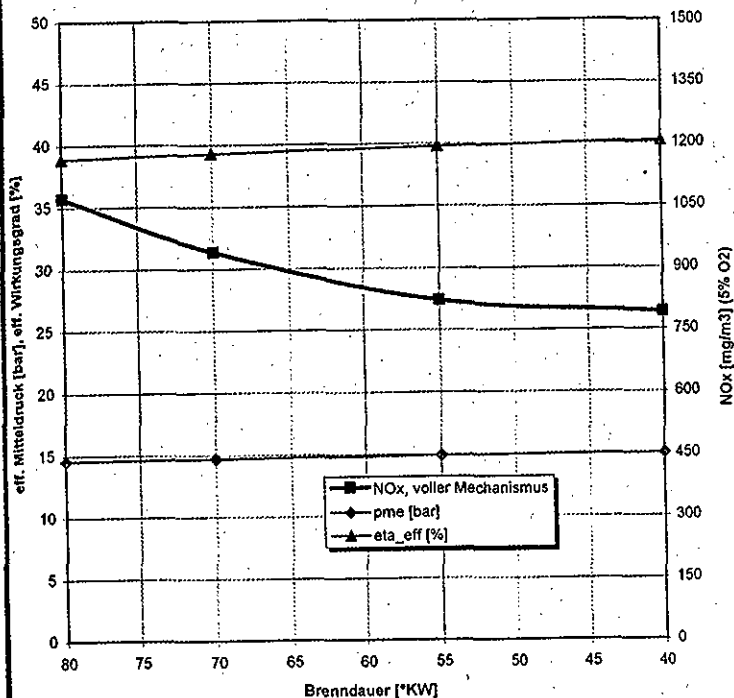
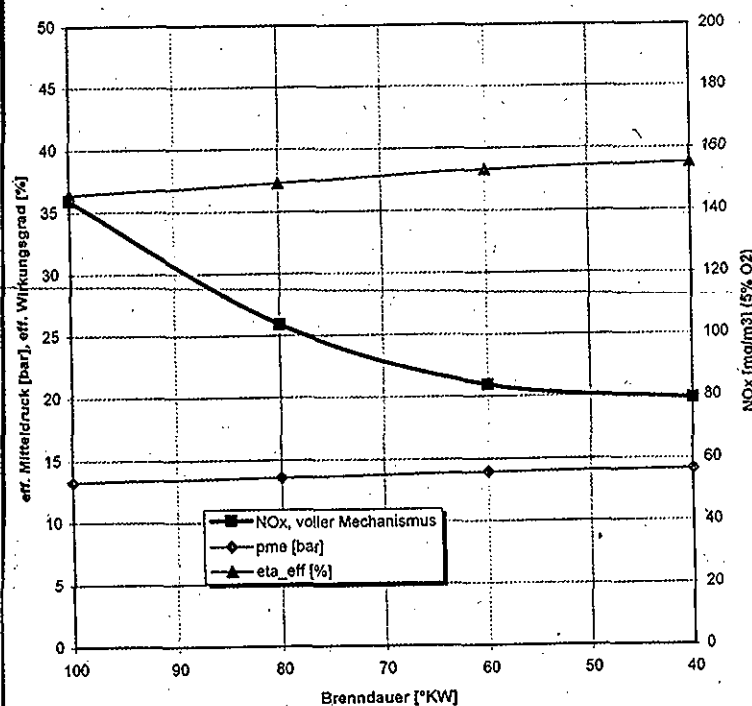


Bild 9: NO_x-Emissionen in Abhängigkeit von der Brenndauer (jeweils wirkungsgrad-optimierter Zündzeitpunkt) für $\lambda_v = 1,6$ (a) und $x_{AGR} = 30\%$ (b)

Fig. 9: NO_x-emissions as a function of combustion duration (ignition timing for highest thermal efficiency) for $\lambda_v = 1,6$ (a) and $x_{AGR} = 30\%$ (b)



den noch nicht genügend erprobten Betriebsmodus mit hohen AGR-Raten.

4 Turbulentes Strömungsfeld und Verbrennung

Maßnahmen, um eine genügend kurze Brenndauer auch bei mageren Gemischen oder solchen mit hohem AGR-Anteil zu realisieren, umfassen unter anderem höhere Zündenergien für eine stabile Entflammungsphase sowie eine optimierte Brenn-

raumform, die einerseits kurze Flammenfrontwege erlaubt und andererseits die turbulente kinetische Energie um OTP steigert (letzteres allenfalls zusammen mit einem durch geeignete Gestaltung des Einlaßkanals erzeugten Drall). Die sich grundsätzlich anbietende Möglichkeit der Schichtung der Stöchiometrie wird hier aus Gründen der Einfachheit und Robustheit des Gemischaufbereitungssystems nicht weiter berücksichtigt.

Die Auslegung des Brennraums mit dem Ziel eines hohen Turbulenzniveaus um

den Verbrennungs-OTP wurde während dieser Arbeit durch Simulationsberechnungen des dreidimensionalen Strömungsfeldes, zunächst ohne Verbrennung, entscheidend unterstützt. Dazu wurde der KIVA III Code [24] herangezogen, mit dessen Anwendung und Weiterentwicklung wir uns in den letzten Jahren intensiv befaßt haben. Die Berechnungen wurden auf Basis der gemittelten Navier-Stokes Gleichungen durchgeführt, erweitert und zwar um das klassische $k-\epsilon$ Turbulenzmodell sowie ausgehend von geeigneten, experimentell abgestützten [25] Anfangswerten für das gerichtete Strömungsfeld beziehungsweise für die turbulente kinetische Energie und deren Dissipationsrate.

Untersucht wurde einerseits die jetzige Standard-Brennraumform mit einer breiten und wenig tiefen Mulde sowie kleinen Quetschflächen, wobei numerische Versuche ohne beziehungsweise mit moderatem Drall durchgeführt wurden. Es wurde aber andererseits nach einigen Zwischenschritten eine neue Brennraumform entworfen, die bei gleicher Quetschpalhöhe und gleichem Verdichtungsverhältnis durch die wesentlich tiefere und engere Kolbenmulde mit etwas eingezogenem Muldenrand kompakter ist und höhere Turbulenzniveaus ermöglicht (dies durch einen um 60 % erhöhten Quetschflächenanteil).

Bild 11 zeigt das der numerischen Strömungsberechnung zugrundeliegende Berechnungsnetz für die räumliche Diskretisierung der Gleichungen sowohl für die Basis als auch für den optimierten Kolben (hier dargestellt bei 90 °KW vor Verbrennungs-OTP). Um den Rechenaufwand in Grenzen zu halten, begnügt sich die räumliche Diskretisierung mit etwa 15 000 Gitterpunkten für den hier gerechneten halben (180 °C) Brennraum. Dies ist zwar eine eher gröbere Auflösung, genügt aber gemäß bisherigen Erfahrungen für die vorliegende Problemstellung vollauf. Im übrigen beläuft sich der erwähnte Rechenaufwand mit dieser Auflösung auf etwa acht Stunden (kalte Strömung) beziehungsweise zwölf Stunden (mit einfachem Vormisch-Verbrennungsmodell) beim Einsatz einer „high-end“ Workstation mit RISC Prozessor; demgegenüber erfordern die thermodynamischen und reaktionskinetischen Berechnungen mit einer knappen beziehungsweise einigen wenigen CPU-Minuten deutlich weniger Rechnerkapazität.

In Bild 12 wird die räumliche Verteilung der turbulenten kinetischen Energie des kalten Strömungsfeldes im Brennraum für die drei untersuchten Varianten graphisch dargestellt, dies für den Basiskolben mit (Serienausführung) und ohne Drall sowie für den modifizierten Kolben mit Drall. Gegenüber der Serienausführung läßt sich mit der neuen Brennraumform eine Vervielfachung der turbulenten kinetischen Energie und somit eine Verdoppelung der

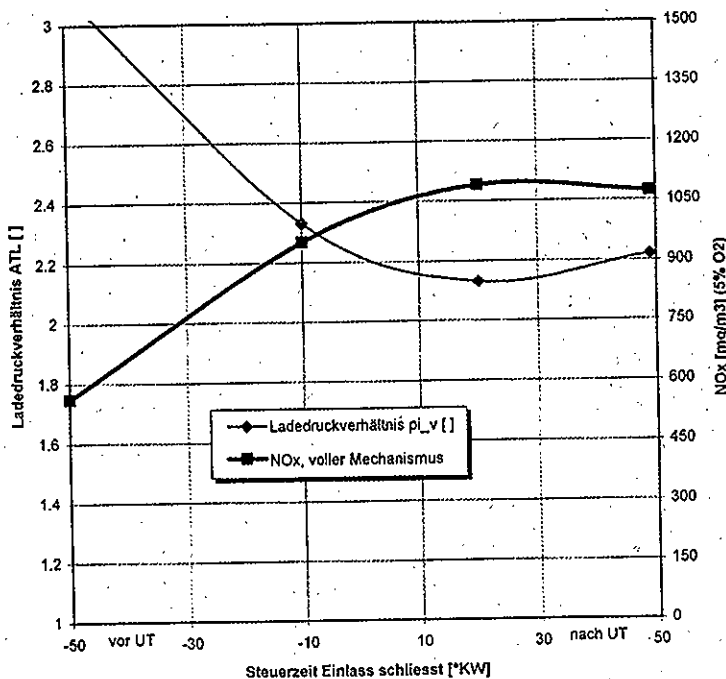


Bild 10: NO_x-Emissionen in Abhängigkeit vom Zeitpunkt „Einlaß schließt“ (Miller-Prozeß) $\lambda_v = 1,6$ (a) und $x_{AGR} = 30\%$ (b)

Fig. 10: NO_x-emissions as a function of „intake closed“ timing (Miller process) for $\lambda_v = 1,6$ (a) and $x_{AGR} = 30\%$ (b)

Um den Einfluß der Brennraumform auf die Geschwindigkeit der Energieumsetzung abschätzen zu können, wurden schließlich Berechnungen mit einem einfachen Verbrennungsmodell durchgeführt. Die laminare Flammgeschwindigkeit wurde dabei aufgrund einer Einschnitt-Arrheniuskinetik berechnet und der Einfluß der Turbulenz wurde nach [26] modelliert, ohne jedoch Löscheffekte aufgrund von Krümmung und Streckung zu berücksichtigen, Gl. (4).

$$\frac{s_T}{s_L} = \left[a_1 + a_2 \cdot \left(\frac{u'}{s_L} \right)^{0,5} + a_3 \cdot \left(\frac{u'}{s_L} \right) \right] \quad (4)$$

mit $O(a_1, a_2, a_3) = 1$

s_T turbulente Flammgeschwindigkeit
 s_L laminare Flammgeschwindigkeit
 u' Turbulenzintensität

Die Simulation hat gezeigt, daß somit eine Verkürzung der Brennauer um annähernd 50 % grundsätzlich möglich ist. Allerdings muß man den quantitativen Gehalt dieser Aussage etwas relativieren, wenn man bedenkt, daß in diesen und ähnlichen Verbrennungsmodellen die Beschreibung der Entflammungsphase [27] und der Flammausbreitung in Wandnähe [28] nicht genügend genau ist.

In Bild 13 wird indikativ der Fortschritt der Flammfront durch den Brennraum am Beispiel des $\lambda_v = 1$ Betriebs mit dem Serienkolben und zentraler Zündkerzenlage gezeigt. Als Maß für die Flammfrontposition dient die räumliche Verteilung der Gastemperatur. Zur Zeit werden ausführliche Berechnungen mit unterschiedlichen λ_v , x_{AGR} , Zündkerzenlagen und Brennraumformen etc. durchgeführt, welche mit den bald zu erwartenden Meßergebnissen verglichen und so weit wie möglich validiert werden können.

An dieser Stelle sei nochmals festgehalten, daß bestehende einfache Modelle für die turbulente Vormischverbrennung noch erheblicher Verbesserungen bedürfen, um der Forderung nach quantitativ genauen Vorausberechnungen genügen zu können. Trotzdem ist ihr Einsatz für explorative Potentialabschätzungen und Erkennung von qualitativen Tendenzen durchaus sinnvoll und gerechtfertigt.

Tabelle 2: Weiterentwicklungspotential
 Table 2: Further development potential

	p_{me} [bar]	η_e [%]	NO _x [mg/m ³ , 5 % O ₂]
für $\lambda_v = 1,6 - 1,7$	15 - 17	39 - 40	250 - 500
für $x_{AGR} = 30\%$	≈ 14,5	≈ 38,5	50 - 100

für die Flammgeschwindigkeit direkt verantwortlichen Turbulenzintensität erzielen. Bemerkenswert ist, daß diese Turbulenzerhöhung, im Gegensatz zu früheren anderswo vorgeschlagenen exotischen

Brennraumformen, mit einer für die Serienanfertigung und Dauerhaltbarkeit in der Praxis preiswerten und kaum problematischen Kolbenmulde erreicht wurde.

5 Schlußfolgerungen

Am Beispiel von stationären Erdgasmotoren wurden mögliche Auslegungen aufgezeigt, welche unter Beibehaltung von hohen effektiven Mitteldrücken und möglichst gutem thermodynamischem Wirkungsgrad die Absenkung der Stickoxidemissionen auf Werte deutlich unterhalb der Grenzwerte der TA-Luft erlauben.

Es waren dazu umfangreiche Simula

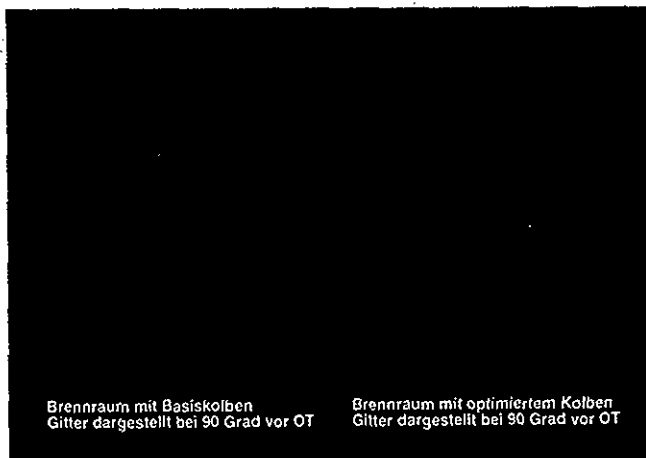


Bild 11: Darstellung des Netzes für die CFD-Berechnungen; Brennraumform mit Basiskolben (links) und mit optimiertem Kolben (rechts)

Fig. 11: Computational mesh for the CFD-simulations; original piston bowl (left) and modified piston bowl (right)

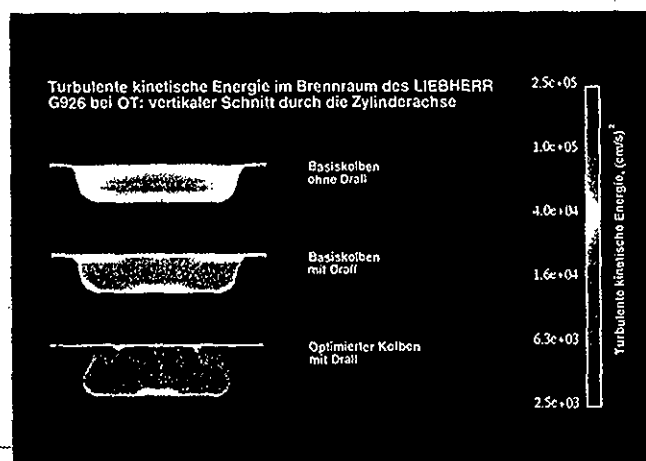


Bild 12: Turbulente kinetische Energie (kalte Strömung) beim OTP; Basiskolben mit (oben) und ohne Drall (Mitte), optimierter Kolben (unten)

Fig. 12: Turbulent kinetic energy (cold flow) at TDC; original piston bowl without (top) and with swirl (middle), modified piston bowl with swirl (bottom)

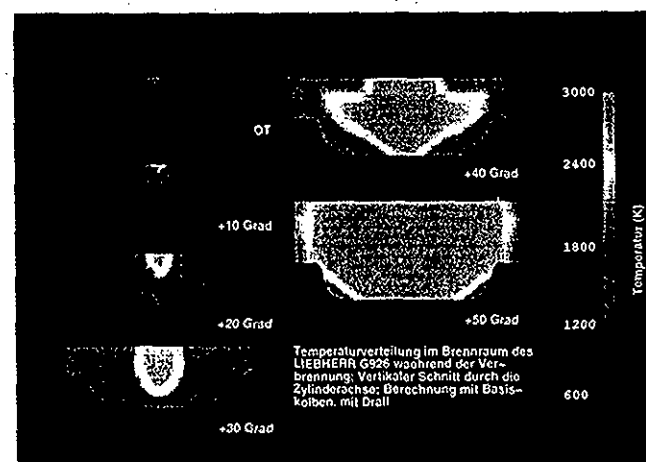


Bild 13: Flammausbreitung durch den Motorbrennraum mit Basiskolben und Dralleinlaßkanal (dargestellt werden Arbeitsmedium-Temperaturen)

Fig. 13: Flame propagation through the combustion chamber with original piston and swirl intake port (the spatial temperature distribution is shown)

tionsarbeiten notwendig, welche von der thermodynamischen Kreisprozeßberechnung über detaillierte chemische Reaktionsmechanismen bis zur dreidimensionalen Simulation der turbulenten Strömung und Vormisch-Verbrennung alle relevanten Prozesse berücksichtigen. Besonders wichtig war dabei, auf die Einhaltung von kritischen Grenzwerten zu achten, welche sich zum Beispiel aus der

Klopffneigung, der thermischen und mechanischen Belastung aber auch aufgrund der notwendigen Anspringtemperatur für einen nachgeschalteten Oxidationskatalysator ergeben. Diese Randbedingungen wurden einerseits mit Hilfe von Erfahrungswerten und andererseits von theoretisch-physikalischen Überlegungen zur Extrapolation berücksichtigt.

Die Ergebnisse dieser Arbeit kurz zusammengefaßt:

- Die verwendeten Simulationsmodelle reflektieren in mindestens zufriedenstellender, oft sogar ausgezeichneter Art Erfahrungswerte aus bestehenden Erdgasmotoren mit magerem oder stöchiometrischem Betrieb. Es ist deshalb angemessen, ihnen in Zukunft vermehrt Vertrauen in ihrer Aussagekraft als Entwicklungsinstrument zu schenken.
- Bei den untersuchten Auslegungsvarianten handelt es sich um aufgeladene Motoren mit Fremdzündung bei vorgemischtem Arbeitsmedium und zwar entweder im heute schon verbreiteten Magerbetrieb bis zu λ_v -Werten von 1,6 bis 1,8 oder im stöchiometrischen Betrieb mit zusätzlich gekühlter Abgasrezirkulation im Umfang von etwa 30 bis 40 %.
- Beim Magerbetrieb lassen sich noch deutlich niedrigere NO_x -Werte als die TA-Luft-Vorgaben erreichen, wenn eine kurze Brenndauer (hohe Turbulenz, stabile Entflammung, kompakter Brennraum) mit entsprechend nicht zu frühem Zündzeitpunkt für optimalen Wirkungsgrad realisiert werden kann oder im Zusammenhang mit erhöhtem Aufladegrad die Schließzeit des Einlaßventils im Sinne eines Miller-Prozesses nach früh verlegt wird. Erreichbar erscheinen dabei je nach Kühlsystemauslegung, Methanzahl des Brennstoffs und thermischer Belastbarkeit effektive Mitteldrücke um 16 bar und ein thermodynamischer Wirkungsgrad von etwa 40 %.
- Beim stöchiometrischen Betrieb mit sehr hohen AGR-Raten, der schließlich unseren Vorschlag für spezielle Low- NO_x -Anwendungen von stationären Erdgasmotoren darstellt, sind wiederum die gleichen Anforderungen an Entflammungsstabilität und Brenndauer relevant wie beim Magerbetrieb. Aus heutiger Sicht sind dabei Stickoxidemissionen von weniger als 100 mg/Nm³ (5 % O_2) realisierbar; dies bei effektiven Mitteldrücken um 15 bar und effektivem Wirkungsgrad von etwas mehr als 38 %, sofern die thermische Belastung der Maschine und die experimentell noch nicht ermittelte Verbrennungsstabilität bei hohen AGR-Raten entsprechend optimiert werden können. Als vorteilhaft im Vergleich zum Magerbetrieb erweist sich bei diesem Konzept die höhere Abgastemperatur, was einen besseren Konvertierungsgrad bei einem in Zukunft vermutlich erforderlichen Oxidationskatalysator für CH_4 zur Folge hat.

Besonders weil Simulationsergebnisse für die quantitative Festlegung solcher Randbedingungen nicht oder nur bedingt geeignet sind, wird der den Berechnungen zugrundeliegende Motor zur Zeit an einem stationären Prüfstand ausgemessen und dessen Betrieb laufend gemäß den Ziel-

größen optimiert. Es kann dementsprechend mit experimentell erhärteten Aussagen insbesondere zum AGR-Betrieb im Laufe des nächsten Jahres gerechnet werden.

Dank

Die vorliegende Arbeit wurde vom Fonds der Gaswirtschaft (FOGA) und vom Bundesamt für Energiewirtschaft (BEW) unterstützt. Die Unternehmen Liebherr und DIMAG trugen durch intensiven Fach- und Austausch und Überlassung der entsprechenden Hardware wesentlich zur Projektdurchführung bei. Ihnen, sowie den Herren Dipl. Ing. G. Weisser vom LVV (Unterstützung bei den CFD-Rechnungen) und Prof. Dr. D. Favrat beziehungsweise Dipl. Ing. R. Röthlisberger von der École Polytechnique Fédérale in Lausanne (für das zur Verfügungstellen erster experimenteller Ergebnisse) sind wir zu Dank verpflichtet.

Literaturhinweise

- [1] Engesser B.: Sulzer RTA Zweistoffmotor - Erdgas anstelle von Dieselöl. In: Motortechnische Zeitschrift 48 (1987) Nr. 6, S. 213-216 S. 6
- [2] Inhelder J.: Gasmotoren für stationäre Anlagen - Stand der Technik und Ausblick/ eine Literaturstudie. Interner Bericht des IET/LVV der ETH Zürich, 1995
- [3] Athenstaedt G.: Entwicklung stationärer Gasmotoren seit dem Inkrafttreten der TA-Luft. In: Motortechnische Zeitschrift 54 (1993) Nr. 11, S. 602-606
- [4] Quirchmayr G.: Der Jenbacher Magermotor - eine schadstoffarme Variante des Gas-Ottomotors. In: Motortechnische Zeitschrift 52 (1991) Nr. 1, S. 16-21
- [5] Signer M.: Erdgasmotoren - eine umweltfreundliche Alternative für Busse, Kommunal- und Verteilerfahrzeuge. IVECO Motorenforschung AG, 1994
- [6] Dietrich, W.; Langeloth, G.: Die Schadstoffminderung stationärer MWM-Ottogasmotoren mit dem 3-Weg-Katalysator-Konzept. In: Motortechnische Zeitschrift 45 (1984) Nr. 12, S. 515-522
- [7] Dietrich, W.; Grundmann, W.; Langeloth, G.: Schadstoffminderung stationärer Ottogasmotoren der MWM AG nach dem Magerkonzept. In: Motortechnische Zeitschrift MTZ 47 (1986) Nr. 3, S. 83-87
- [8] Dietrich, W.; Grundmann, W.: Die homogene Magergemischaufladung der Deutz MWM-Ottogasmotoren, Teile 1 und 2. In: Motortechnische Zeitschrift (50) 1989 Nr. 4 und 5, S. 163-169 und 231-236
- [9] Chmela, F.; Kapus, P.: Das TRI-FLOW-Verbrennungsverfahren für den Magerbetrieb von Gasmotoren. In: Motortechnische Zeitschrift (55) 1994, Nr. 9, S. 526-535
- [10] Favrat, D.; Röthlisberger R.: Modification d'un moteur diesel pour le fonctionnement au gaz naturel en cogénération. Interner Bericht der EPF Lausanne, 1996
- [11] Papst F.: Erdgasfahrzeug-Aktivitäten bei IVECO. In: Engine News, IVECO Motorenforschung AG, 1997
- [12] Mendis, K.; Stone, C.; Ladommatos, N.; Daragheh, M.: Lean Burn Low Emissions Gas Engine for Co-Generation. In: Proc. I Mech E 210, S. 203, 1996
- [13] Einewall, P.; Johansson B.: Combustion Chambers for Supercharged Natural Gas Engines. SAE Paper 970221, 1997
- [14] Lumsden, C.; Eddleston, D.; Sykes, R.: Comparing Lean Burn and EGR. SAE Paper 970505, 1997
- [15] Takagaki, S.; Raine, R.: The Effects of Compression Ratio on Nitric Oxide and Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignited Natural Gas Fuelled Engine. SAE Paper 970506, 1997
- [16] Raine, R.; Stone, C.; Gould, J.: Modelling of Nitric Oxide Formation in Spark Ignition Engines with a Multi-Zone Burned Gas. In: Comb. and Flame 102 (1995) S. 241
- [17] Zbiorczyk, A.; Boulouchos, K.: NO_x-Emissionen von Otto-Gasmotoren. Interner Bericht des IET/LVV der ETH Zürich, 1995
- [18] Zbiorczyk, A.; Boulouchos, K.: Abgasrückführung und Magerkonzept beim Otto-Gasmotor - eine Parameterstudie. Interner Bericht des IET/LVV der ETH Zürich, 1996
- [19] Zbiorczyk, A.; Boulouchos, K.: Optimale Auslegung von umweltfreundlichen Gasmotoren. Abschlußbericht zum Simulationssteil des Gasmotorenprojektes, ETH-IET/LVV, 1997
- [20] Inhelder, J.: Verbrauchs- und schadstoffoptimiertes Ottomotor-Aufladekonzept. Zürich, ETH, Dissertation, 1996
- [21] Hörler, H.: Klopfkriterium für Ottomotoren. Interner Bericht des IET/LVV der ETH Zürich, 1984
- [22] Schlegel, A.: Experimentelle und numerische Untersuchung der NO_x-Bildung bei der katalytisch stabilisierten und nicht-katalysierten, mageren Vormischverbrennung. Zürich, ETH, Dissertation Nr. 10887
- [23] Maas, U.; Warnatz, J.: Ignition Processes in Hydrogen-Oxygen Mixtures. In: Comb. and Flame 74 (1988), S. 53
- [24] Amsden, A.; O'Rourke, P.; Butler, T.: KIVA II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays. Los Alamos National Laboratory, LA-11560-MS, 1989
- [25] Dimopoulos, P.: Experimentelle Untersuchung des Strömungsfeldes in motorischen Brennräumen. Zürich, ETH, Dissertation, 1996
- [26] Peters, N.; Holdorf, J.; Wirth, M.: Laser-optische Flammenstruktur- und Strömungsfeldanalyse im VW-Transparentmotor. Kolloquium des SFB 224 der RWTH Aachen, Motorische Verbrennung, 1993
- [27] Boulouchos, K.; Steiner, T.; Dimopoulos, P.: Investigation of Flame Speed Models for the Flame Growth Period During Premixed Engine Combustion. SAE Paper 940476, 1994
- [28] Steiner, T.; Boulouchos, K.: Near Wall Unsteady Premixed Flame Propagation in S.I. Engines. SAE Paper 951001, 1995

Die Verfasser

Dr. sc. techn. Konstantinos Boulouchos leitet den Bereich Verbrennungstechnik am Laboratorium für Verbrennungsmotoren und Verbrennungstechnik (LVV) der ETH Zürich und das gemeinsame Programm Verbrennungsforschung der ETH Zürich und des Paul Scherrer Instituts (PSI) in Würenlingen, Schweiz.



Dipl.-Ing. ETH Alexander Zbiorczyk ist als wissenschaftlicher Mitarbeiter zuständig für das Projekt Erdgasmotoren am LVV der ETH Zürich.



Dr. sc. techn. Jürg Inhelder ist Wissenschaftlicher Mitarbeiter, zuständig für thermodynamische Berechnungen am LVV der ETH Zürich.



Dr. Christos Frouzakis ist Wissenschaftlicher Mitarbeiter, zuständig für chemische Reaktionsmechanismen und Simulation chemisch reaktiver Strömungen am LVV der ETH Zürich.

