

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

**Analytische Modellierung des
Betriebsverhaltens eines Gasmotors mit neuem
Gaszündstrahlverfahren für hohe Leistungsdichte**

Maximilian Prager

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Gunnar Stiesch, Leibniz Universität Hannover

Die Dissertation wurde am 16.12.2009 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 30.03.2010 angenommen.

Meinen Mädls

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technische Universität München.

Besonders möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister bedanken für seine Unterstützung im Projekt und die eingeräumten Freiräume während der Projektdurchführung.

Auch danke ich Herrn apl. Prof. Dr.-Ing. habil. Gunnar Stiesch für die Übernahme des Koreferats und Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer für die Leitung des Promotionsverfahrens.

Das Forschungsvorhaben „Das PGI-Gasmotorkonzept mit hoher Leistungsdichte und geringsten Emissionen“, in dessen Rahmen ein Großteil dieser Arbeit entstand, wurde von der Bayerischen Forschungsstiftung e.V. gefördert. Projektpartner waren hierbei die Firma MAN Diesel SE, der Lehrstuhl für Meß- und Automatisierungstechnik der Universität der Bundeswehr, Neubiberg bei München, der Lehrstuhl für Thermodynamik und der Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen von der Technische Universität München.

Mein Dank für die Unterstützung bei der Durchführung der experimentellen Arbeiten am Versuchsträger der Firma MAN Diesel SE gilt dem Projektleiter, Herr Dr.-Ing. Axel Hanenkamp der Firma MAN Diesel SE, sowie den Versuchsingenieuren der Firma MAN Diesel SE.

Ferner danke ich auch meinen Kollegen Herrn Dipl.-Ing. Matthias Auer und Herrn Dipl.-Ing. Matthias Birner für die rege Diskussionsbereitschaft bei fachlichen Fragen aller Art.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei meinen studentischen Hilfskräften, Herrn Thomas Zimmer und Herrn Hans Rösler, die mich tatkräftig bei der Datenauswertung unterstützten.

Darüber hinaus gilt mein Dank auch allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen, welche mich bei meiner Arbeit unterstützt haben.

Schlussendlich möchte ich mich bei meiner Familie bedanken für das Verständnis während der Erstellung dieser Arbeit und bei meinen Eltern für die Ermöglichung des Studiums.

München, den 22.11.2009

Maximilian Prager

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	4
2.1	Gasmotorbauarten	4
2.1.1	Stöchiometrisch betriebene Gasmotoren	6
2.1.2	Magerkonzept Gasmotoren.....	7
2.2	Modellbildung	10
2.2.1	Thermodynamische Modelle	10
2.2.2	Modelle zur Vorhersage der Laufgrenze	12
2.3	Aufgabenstellung.....	14
3	Versuchsaufbau und Messtechnik	15
3.1	Versuchsmotor	15
3.2	Messtechnik	18
3.3	Versuchsprogramm	23
4	Thermodynamische Analysewerkzeuge	25
4.1	Grundlagen	25
4.2	Anpassungen an den Versuchsmotor	27
4.2.1	Einzelkomponentenbetrachtung.....	27
4.2.2	Berechnung der kalorischen Daten	29
4.2.3	Wandwärmeübergang.....	30
4.3	Thermodynamische Analyse und Modellbildung	32
4.3.1	Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung	32
4.3.2	VIBE-Ersatzbrennverlauf.....	35
4.3.3	NO _x -Vorausberechnung	36
4.3.4	Vorausberechnung der Klopfgrenze.....	41
5	Experimentelle Untersuchung des Motorbetriebsverhaltens	43
5.1	Grenzen des Versuchsbereichs	43
5.2	Flammenausbreitung.....	45
5.3	Einfluss der Vorkammer	48
5.3.1	Einzelarbeitsspiele	48
5.3.2	Einblasedruck.....	50
5.3.3	Veränderung der heißen Stelle (Entflammungsort).....	51
6	Theoretische Analyse des Betriebsverhaltens	55

6.1	Thermodynamische Untersuchungen.....	55
6.1.1	Bestromungsbeginnvariation.....	55
6.1.2	Verbrennungsluftverhältnisvariation	62
6.1.3	Lastvariation.....	65
6.1.4	Ladeluftvariation.....	69
6.1.5	Einfluss der Methanzahl.....	72
6.2	Untersuchungen zur Klopfgrenze	78
6.2.1	Verhalten des Motors	78
6.2.2	Analyse klopfender Arbeitsspiele	78
7	Modelle zur Vorausberechnung.....	81
7.1	Vorausberechnung des Brennverlaufs	81
7.2	Vorausberechnung der NO _x -Emissionen.....	88
7.3	Vorhersage des Klopf- und Aussetzerbereichs	93
8	Zusammenfassung und Ausblick.....	98
9	Anhang.....	100
9.1	Koeffizienten Kalorik.....	100
9.2	Gasanalyse	101
9.3	Reaktionskinetische Konstanten	102
9.4	Formelzeichen und Indizes	103
9.5	Literaturverzeichnis	106
9.6	Bildverzeichnis	112
9.7	Tabellenverzeichnis.....	116

1 Einleitung

Es wird immer deutlicher, dass die Natur durch den Menschen derart beeinflusst wird, dass sie dies aus eigener Kraft nicht mehr kompensieren kann. Beispielsweise werden die verfügbaren Ressourcen stetig ausgebeutet und damit ein Ungleichgewicht, wie in der CO₂-Bilanz, geschaffen.

Bei der weiter wachsenden weltweiten Industrialisierung und dem immer stärker werdenden Wunsch nach individueller Mobilität tritt mehr und mehr die Frage in den Vordergrund, wie mit den derzeitigen Energieressourcen und deren Nutzung sinnvoll umgegangen werden soll und muss. So ist der antropogene Einfluss auf das Klima mittlerweile als Fakt anzusehen und parallel eine zunehmende Verknappung der nicht nachwachsenden Rohstoffe feststellbar. Die deutlich gestiegenen Energiekosten in den letzten Jahren belegen dies eindeutig.

Daher ist es besonders wichtig, die Ressourcen so ökonomisch wie nur möglich zu nutzen. Vor allem bei endlichen Rohstoffen, wie den fossilen Energieträgern Erdöl und Erdgas, ist der verantwortungsbewusste Umgang besonders notwendig. So reichen die aktuellen Rohöressourcen gemäß heutigen Prognosen bei der derzeitigen Nutzung noch für etwa 40 bis 50 Jahre und die Erdgasvorräte rund 20 Jahre länger. Allerdings variieren diese Zahlen in der Literatur je nach Annahme der politischen und wirtschaftlichen Randbedingungen sowie deren Quellen.

Diesem prognostizierten Ende der begrenzten Vorräte an Energieträgern wird derzeit auf zwei Arten begegnet. Zum einen versucht man die vorhandenen Ressourcen möglichst effizient zu nutzen, in dem der Wirkungsgrad der Maschinen und Prozesse, welche von der Ausbeutung der Vorkommen bis hin zur Energieverwertung zum Einsatz kommen, stetig gesteigert wird. Zum anderen werden neue Energieträger mit den vorhandenen Möglichkeiten erschlossen, um den Bedarf an Energie, der kontinuierlich wächst, weiterhin zu decken.

Dieser Umwelt und Ressourcen schonende Gedanke ist für Verbrennungsmotoren nicht neu. So war der 1863 von Nikolaus August Otto gebaute, erste Ottomotor ein Gasmotor, welcher mit Leuchtgas betrieben wurde [50]. Zu Beginn des letzten Jahrhunderts basierten dementsprechend weitere Motorentwicklungen auf Gasmotoren. Allerdings konnte durch die Erfindung des Dieselmotors der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors gesteigert werden. Zusätzlich kamen die Vorzüge von flüssigem Kraftstoff, wie höhere Energiedichte, leichtere Handhabbarkeit und einfachere Versorgungsinfrastruktur, gegenüber den gasförmigen Kraftstoffen schnell zum Tragen. Diese positiven Aspekte von flüssigen Kraftstoffen und die zum damaligen Zeitpunkt noch nicht als endlich erkannten fossilen Energieträger haben zu einer sehr starken Verbreitung der Otto- und Dieselmotoren geführt. Gasmotoren wurden

nur noch für Nischenanwendungen gebaut, wie zum Beispiel zur Entsorgung von Gichtgas.

Sowohl durch die auftretenden Emissionen der mit Benzin und Diesel betriebenen Motoren, welche die Gesundheit und die Umwelt beeinflussen, als auch durch die zunehmende Verknappung der flüssigen fossilen Rohstoffe, wurden Gasmotoren vor allem für die dezentrale Strom- und Wärmeerzeugung interessant, wodurch sie wieder eine Renaissance erlebten. Ferner gibt es in der Fahrzeugindustrie seit den letzten 30 Jahren wieder vermehrt Entwicklungstätigkeit hinsichtlich gasbetriebener Fahrzeuge. Dieser Trend ist auch vom zunehmenden Umweltbewusstsein der Verbraucher getrieben.

Da Erdgas zum Großteil aus Methan besteht, kann der CO₂-Ausstoß der Motoren um über 20 % gegenüber Benzin oder Diesel-Motoren alleine aufgrund des geringeren Kohlenstoffanteils im Kraftstoff reduziert werden. Zusätzlich ist dabei zu berücksichtigen, dass bei homogener Gemischbildung kein Ruß entsteht, was diesen Kraftstoff besonders für den Personennahverkehr in Großstädten interessant macht.

Für die Energieversorgung ist auch die Infrastruktur der Energieträger wichtig, da der Hauptabsatzmarkt für die fossilen Energieträger meist nicht am Erschließungsort liegt. Aus diesem Grund kommt der Versorgungsinfrastruktur eine wichtige Bedeutung zu. Zum Teil erfolgt diese über Land durch Pipelines, zum Teil auch mit entsprechenden Tankern über die Weltmeere. Diese Infrastruktur ist mittlerweile hervorragend ausgebaut, wie man auch an der weltweit hohen Verfügbarkeit der Energieträger ableiten kann. In den Industriestaaten existiert ein weitreichendes Versorgungsnetz mit Erdgasleitungen, welches den Einsatz dieses Brennstoffs zur Energie- und Wärmegewinnung ausgezeichnet geeignet macht. Daher bietet sich der Gasmotor vor allem dort zur dezentralen Energieversorgung an, wo Wärme und Strom benötigt werden und eine Gasinfrastruktur vorhanden ist.

Vorteilhaft bei Gasmotoren ist dabei, dass ein eigenes Vorratslager des Kraftstoffs für einen andauernden Betrieb entfallen kann, da wegen der Versorgungssicherheit so gut wie keine Lieferengpässe entstehen. Derzeit werden weltweit Großgasmotoren mit mehreren Megawatt (MW) an elektrischer und thermischer Leistung realisiert und vertrieben, welche primär zur dezentralen Energieversorgung dienen und die umliegenden Kunden mit Wärme und Strom beliefern können. Allerdings unterliegen auch diese Motoren einem hohen Kostendruck. Dies gilt für die Produktions- und Entwicklungskosten gleichermaßen, weshalb häufig Gasmotoren von vorhandenen Dieselmotoren abgeleitet werden. Zwar reduzieren sich so die Entwicklungskosten und man erhält durch Gleichteile für Diesel- und Gasmotoren einen Rationalisierungseffekt, aber dafür muss man den Kompromiss in Kauf nehmen, einen derartigen Gasmotor nicht konsequent für den Kraftstoff Gas ausgelegt zu können. Deshalb sind weder der optimal mögliche Wirkungsgrad noch die geringst möglichen

Emissionen erreichbar. Des Weiteren kann das Leistungspotential dieser Motoren bei Gasbetrieb nicht vollständig ausgenutzt werden. [18]

Damit aber Gasmotoren, ähnlich dem Dieselmotor, sehr hohe Wirkungsgrade von annähernd 50% erreichen können, werden neue Motoren und neue Brennverfahren für Gasmotoren entwickelt. Einer dieser neuen Hochleistungsgasmotoren ist der MAN 32/40 PGI mit dem PGI-Brennverfahren (**P**erformance **G**as **I**njection). Der effektive Wirkungsgrad dieses Motors mit 47,7% erreicht beinahe das Niveau von Dieselmotoren gleicher Größe, welches bei etwa 48% liegt. [25]

In dieser Arbeit werden nach dem aktuellen Stand der Technik von Großgasmotoren die Versuchstechnik und die thermodynamischen Grundlagen zu deren Berechnung vorgestellt. Daran schließt sich eine Grundlagenuntersuchung zum Motorbetriebsverhalten an. Anhand der gewonnenen Erkenntnisse werden die Analysewerkzeuge für eine optimale Motorprozesssimulation erläutert und das entstandene Modell zur Vorausberechnung von Betriebsverhalten, Stickoxiden und Klopf- bzw. Aussetzer-grenze vorgestellt. Als Abschluss wird ein Ausblick auf die Anwendung der Ergebnisse dieser Arbeit und deren Weiterentwicklung gegeben.

2 Stand der Technik

2.1 Gasmotorbauarten

Die Gasmotoren waren nach Nikolaus August Ottos Erfindung nur noch eine Randerscheinung im Motorenbau, da die Vorteile flüssigen Kraftstoffs, wie z.B. hohe Energiespeicherdichte und sehr einfache Handhabung bei hoher Verfügbarkeit, den Betreibern entgegen kamen. Mit Beginn der 1980er Jahre kamen allerdings die Gasmotoren erneut in den Fokus der Entwickler, da die flüssigen Kraftstoffe teurer wurden. So entdeckte man die Gasmotoren wieder, vor allem zur dezentralen Energieversorgung und zur Entsorgung von Sondergasen, welche bei Eisenverhüttung, chemischen Prozessen oder Abfalldponien entstehen. So konnte die thermische Verwertung der Umweltschadstoffe wie Methan im Gegensatz zur ursprünglich üblichen Abfackelung günstig für die Energiegewinnung eingesetzt werden.

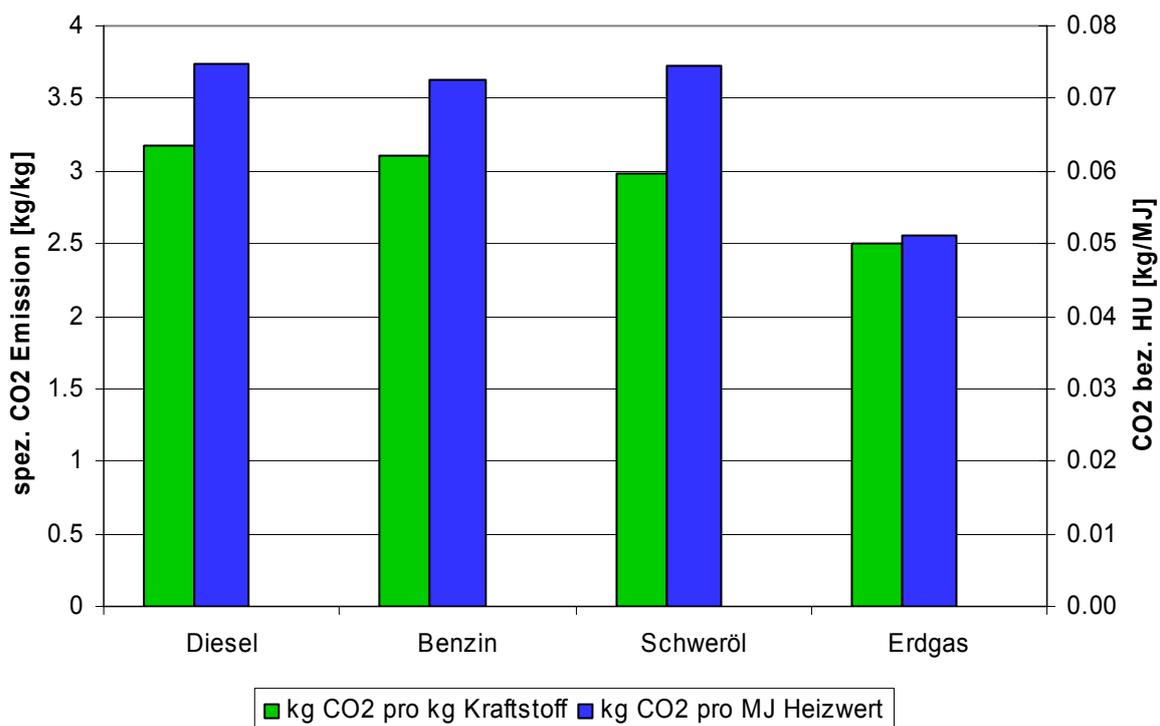


Bild 2-1: Kohlendioxidemission bei Verbrennung von je 1 kg Kraftstoff und bezogen auf den jeweiligen Heizwert

Da Erdgas mittlerweile eine hervorragende Verfügbarkeit in Europa aufgrund des flächendeckend ausgebauten Versorgungsnetzes inne hat, ist dieser Kraftstoff auch zur kommunalen Energieversorgung interessant geworden. Der große Vorteil von Erdgas gegenüber flüssigen Kraftstoffen ist die wegen seines geringen Kohlenstoffanteils reduzierte CO₂-Belastung für die Umwelt. So werden bei der Verbrennung

von Erdgas massebezogen über 20 % weniger CO₂ ausgestoßen als bei einer Verbrennung von Diesel oder Benzin (Bild 2-1).

Ein zusätzlicher positiver Aspekt von Erdgas ist die höhere Klopfestigkeit gegenüber Benzin, die bei entsprechender Auslegung des Motors durch Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses einen Wirkungsgradvorteil bringt. Dies bedingt allerdings einen für diesen Kraftstoff konsequent ausgelegten Motor.

Anfangs unterschieden sich Gasmotoren von Stationärdieselmotoren lediglich dadurch, dass der Verbrennungsluft die anfallenden Schwachgase zugemischt und der eingespritzte Dieselkraftstoff entsprechend reduziert wurde. Allerdings setzte in diesem Marktsegment ebenfalls ein Streben nach höherem Wirkungsgrad ein und machte die Gasmotoren auch für Strom- und Fernwärmeerzeuger interessant. Somit boten aufgrund der gestiegenen Nachfrage immer mehr Motorenfirmen Gasmotoren an und trieben deren Entwicklung voran.

Die Hauptziele bei dieser Entwicklung sind zum einen eine immer stärker geforderte Reduzierung der Produktlebenszykluskosten und zum anderen aber auch das kontinuierlich gestiegene Umweltbewusstsein der Betreiber und deren Kunden. Für die dezentrale Energietechnik wird der Gasmotor immer wichtiger, da aufgrund seiner optimierten Brennverfahren mittlerweile die Wirkungsgrade von Dieselmotoren annähernd erreicht werden, und das ohne nennenswerte Mengen an Partikeln bzw. Feinstaub im Abgas.

Betrachtet man die unterschiedlichen Gasmotoren und deren Einsatzzweck, so erstrecken sich die Baugrößen von kleinen Bohrungen mit unter 80 mm bis hin zu Großmotoren mit einer Bohrung deutlich über 500 mm. Der Einsatzbereich umfasst dabei sowohl stationäre Anwendungen wie Blockheizkraftwerke, als auch den mobilen Einsatzzweck als Fahrzeugantrieb vom PKW über LKW- und Busantrieb bis hin zum Schiffsantrieb.

Bei mobilen Anwendungen sind derzeit vor allem PKW-Motoren im Vordergrund der Entwicklung, aber auch leichte Nutzfahrzeuge mit Gasmotoren werden mittlerweile für den Nahverteilerverkehr in Großstädten eingesetzt. Der Vorteil für Logistikunternehmen im Nahverteilerverkehr ist, dass wegen der emissionsgünstigen Verbrennung von Erdgas Innenstädte feinstaubarm befahren werden können. Dies macht den Erdgasmotor trotz der geringeren spezifischen Speicherdichte des Kraftstoffs beachtenswert, da so aufgrund von Umweltgesichtspunkten beschränkte Verkehrszonen in Großstädten ungehindert befahren werden können, während die Reichweite nicht im primären Fokus des Einsatzzweckes steht.

Gasmotoren werden ebenso als Schiffsantrieb eingesetzt, was vor allem bei LNG-Gastankern interessant ist. Bei diesen Tankern können die Abdampfverluste, das sog. Boil-off-Gas, sinnvoll zum Schiffsantrieb verwendet werden und müssen nicht

ungenutzt entsorgt werden, wie durch Abfackeln. Die Verwendung des Boil-off-Gases bringt auch für den Reeder einen Kostenvorteil, da der Schiffsantrieb entsprechend weniger Schweröl benötigt.

So vielfältig wie die Anwendungsgebiete von Gasmotoren sind, so unterschiedliche Strategien gibt es, um den gasförmigen Kraftstoff im Motor umzusetzen. Bei den derzeitigen Serienmotoren wird dabei überwiegend auf Gemisch verdichtende Verfahren gesetzt. Dazu kommen einige wenige Motoren, bei denen das gesamte Brenngas auf hohe Drücke verdichtet, in die komprimierte Luft im Brennraum eingeblasen und dieselmotorisch verbrannt wird [13]. Diese Motoren sind bisher nur in Versuchsständen und als Erprobungsträger im Einsatz. Nachteil bei letzteren Motoren ist der sehr hohe Energiebedarf bei der Verdichtung des Gases, wodurch die Gesamtenergiebilanz trotz der wirkungsgradgünstigen dieselmotorischen Verbrennung stark geschmälert und damit der Motor wirtschaftlich uninteressant wird.

Bei den Gemisch verdichtenden Motoren gibt es zwei grundlegend verschiedene Verbrennungskonzepte, welche anhand des Verbrennungsluftverhältnisses unterschieden werden können [50]:

- $\lambda = 1$ betriebene Motoren mit 3-Wege-Katalysator
- Magerkonzepte ($\lambda \gg 1$) mit geringen Rohemissionen.

2.1.1 Stöchiometrisch betriebene Gasmotoren

Beim $\lambda = 1$ Betrieb wird der Motor stöchiometrisch gefahren. Der größte Vorzug dieses Brennverfahrens ist, dass bei Stöchiometrie eine hohe spezifische Leistung aufgrund der hohen Ladungsdichte erzielt wird. Vorteilhaft ist dabei auch das mit geringer Energie entflammbare Gemisch im Zylinder, da die Verbrennung direkt durch eine Zündkerze im Brennraum eingeleitet werden kann. Die kostengünstige, einfache Gemischbildung mittels einer Niederdruckgaseinblasung oder einer Venturi-Mischanlage ist ebenso als positiv zu werten. Ein weiterer vorteilhafter Aspekt bei stöchiometrisch betriebenen Gasmotoren ist die Möglichkeit des bivalenten Betriebs, d.h. der motorische Betrieb mit gasförmigem und flüssigem Kraftstoff. Dies findet speziell im mobilen Einsatz bei PKW-Antrieben zur Reichweitenerhöhung Anwendung. Der bivalente Betrieb beinhaltet in den derzeit ausgeführten Bauarten allerdings immer einen motorischen Kompromiss zwischen den Anforderungen der beiden Kraftstoffe. Nachteilig ist allerdings, dass für jeden Kraftstoff ein eigenständiges Versorgungssystem vom Tank bis zur Zudosiereinheit verbaut werden muss.

Die Emissionen können bei Motoren mit $\lambda = 1$ Betrieb mit Hilfe eines geregelten 3-Wegekatalysators sowohl bei monovalenter als auch bei bivalenter Auslegung gering gehalten werden. Jedoch müssen die bivalenten, stöchiometrisch betriebenen Motoren Wirkungsgradnachteile im Gasbetrieb hinnehmen, da die Verdichtung für Ben-

zinbetrieb ausgelegt wird und damit unter der für Erdgasmotoren möglichen, aber Wirkungsgrad erhöhenden Kompressionsrate liegt. Darüber hinaus findet die Gemischbildung bei diesen Motoren aus Kostengründen meist im Saugrohr statt und bei Saugmotoren eine Reduzierung der Leistungsdichte bedeutet, da Erdgas bei Umgebungsbedingungen wegen seines gasförmigen Aggregatzustandes eine etwa 1000-fach geringere Dichte als das flüssig vorliegende Benzin besitzt. Ausgeglichen werden kann dies mittels Aufladung. Dies macht den Motor aber teurer und aufwändiger in der Gestaltung.

Bei monovalentem, auf Erdgas optimierten Betrieb, ist der Wirkungsgrad des Motors insofern beschränkt, dass der nach geschaltete 3-Wege-Katalysator seine Wirksamkeit außerhalb der Stöchiometrie verliert und deshalb konzeptbedingt ein Wirkungsgrad günstigeres Verbrennungsluftverhältnis nicht eingestellt werden kann. Ebenso sind die Kosten des relativ teureren Katalysators als negativ zu bewerten.

Im Stationärmotorenbereich wird diese Betriebsstrategie meist bei umgerüsteten Motoren eingesetzt, welche allerdings ursprünglich für andere Kraftstoffe konzipiert waren und somit das volle Potential des Gasbetriebs bei Verbrauch und Emissionen nicht nutzen können [50]. Wirtschaftlich betrieben werden diese Motoren in der Regel nur bei der vorher genannten Abfallentsorgung oder durch entsprechende, politisch geprägte Randbedingungen.

2.1.2 Magerkonzept Gasmotoren

Das Ziel bei Gasmotoren mit Magerkonzept ist, möglichst geringe Rohemissionen bei einer sehr hohen Effizienz des Motors zu erreichen. Hierbei wird das Brennstoff-Luft-Gemisch so sehr abgemagert, dass die Schadstoffgrenzwerte des Abgases, primär jener für Stickoxide, ohne aufwändige Nachbehandlung eingehalten werden. Durch den hohen Luftüberschuss muss aber deutlich mehr Zündenergie zur Einleitung der Verbrennung aufgebracht werden, als dies im stöchiometrischen Betrieb der Fall ist. Hierfür reicht jedoch eine herkömmliche Zündkerze nicht mehr aus, da infolge der sehr hohen notwendigen Zündenergie und dem dadurch bedingten Elektrodenabbrand wegen der hohen Spannungen bei der Funkenerzeugung die Lebensdauer rapide abnimmt. Diese notwendige, hohe Aktivierungsenergie des stark überstöchiometrischen Gemisches kann alternativ entweder durch eine Vorkammer mit Zündkerze oder über einen Zündstrahl, in der Regel eine Diesel-Piloteinspritzung, erreicht werden. Vorteil der Vorkammer ist die sehr hohe Mikroturbulenz im Bereich der Zündquelle durch das Überströmen von Ladung aus dem Hauptbrennraum während der Verdichtung, was die Entflammung begünstigt. Es haben sich aber auch spezielle Zündkerzen und sogenannte Vorkammerzündkerzen etabliert, Bild 2-2.

Bei kleinen stationären Gasmotoren wird die Direktzündung sehr häufig eingesetzt, da so die Kosten und der Applikationsaufwand des Brennverfahrens geringer ausfallen. Die notwendige Lebensdauer der Zündkerzen wird mit höherwertigen Werkstoffen und mehr Elektroden sichergestellt, wie z.B. eine vierfach Iridium Elektrode (Bild 2-2). Zur Stabilisierung der Ladungsbewegung um die Elektrode werden auch Zündkerzen mit einem Käfig um die Elektroden eingesetzt, um gleich bleibende Strömungsbedingungen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel im Bereich des Zündfunken zu gewähren.

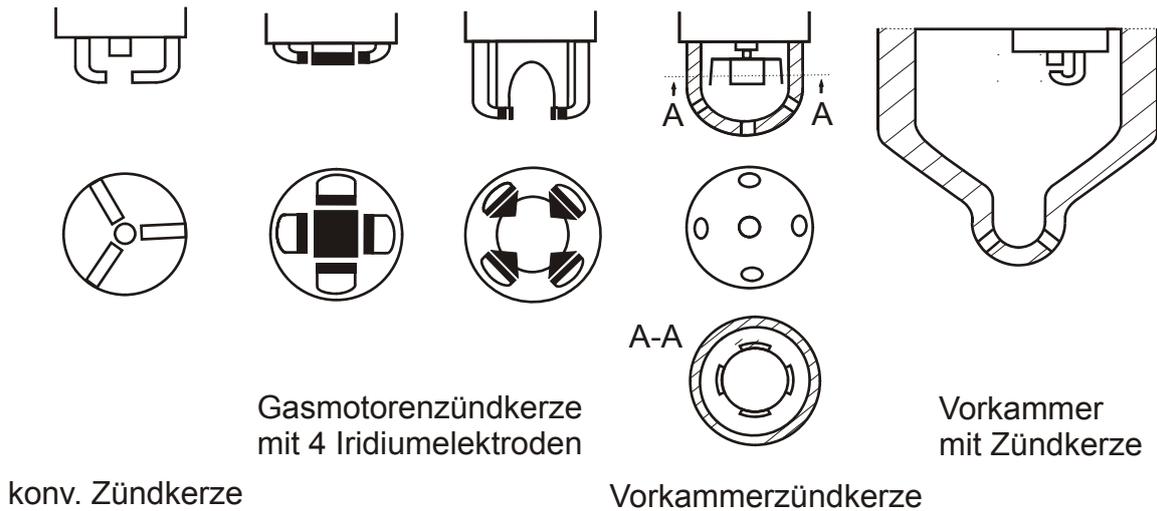


Bild 2-2: Schematische Darstellung verschiedener Zündquellen bei Mager-Gasmotoren

Eine weiterentwickelte Form der Zündkerzen sind die Vorkammerzündkerzen, die kostengünstig und besonders kompakt den eigentlichen Zündfunken mit einer Abschirmhülse vom restlichen Brennraum abtrennen. Dies hat den Vorteil, dass um den Zündfunken immer gleiche Strömungsbedingungen und eine hohe Gemischhomogenität vorliegen und so dieser Bereich optimal gestaltet werden kann. Dadurch wird bei den gegebenen Randbedingungen eine sichere Entflammung erzielt.

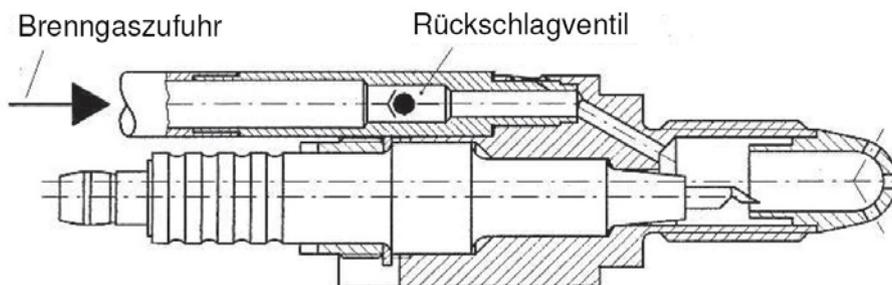


Bild 2-3: Schema einer mit Brenngas gespülten Vorkammerzündkerze [29]

Die Vorkammer bietet ebenfalls den Vorteil, dass ein kleiner Teil des Brennraums (meist etwa 1 - 5 % des Kompressionsvolumens) abgeteilt ist. Zum einen ermöglicht das eine stabilisierte Ladungsbewegung für die Entflammung des Gemisches durch eine Zündkerze. Zum anderen kann die Vorkammer wie auch die Vorkammerzünd-

kerze mit Brenngas (Bild 2-3) oder Brenngas-Luft-Gemisch gespült werden, um dort ein für die Entflammung günstiges, nahe der Stöchiometrie liegendes Verbrennungsluftverhältnis zu erzeugen. Diese Spülung kann einerseits durch Absaugen von Restgas im Ladungswechsel erfolgen oder andererseits durch Einblasen von Brenngas, wodurch die Vorkammer angefettet wird. Bei beiden Arten der Vorkammerspülung wird die Vorkammer mit Frischluft aus der in den Hauptbrennraum eingebrachten Ladungsmenge versorgt.

Die Zündkerze hat bei allen vorher genannten Verfahren den Nachteil, dass ihre Standzeit in der Regel kürzer ist als das eigentliche Wartungsintervall der restlichen Motorbauteile. Die Verkürzung der Standzeit ist letztendlich durch das magere Gemisch bedingt, da für die Entflammung eine höhere Aktivierungsenergie in Form des Zündfunken eingebracht werden muss. Dies wiederum verlangt nach höheren Zündspannungen, welche jedoch einen erhöhten Elektrodenverschleiß (Abbrand der Elektroden) hervorrufen. Durch hochwertigere Materialien kann dieser Umstand zum Teil ausgeglichen werden, verteuert aber die Zündkerze. Vor allem im Großmotorenbereich liegt das geforderte Wartungsintervall im Bereich einiger tausend Betriebsstunden, was sehr hochwertige, kostenintensive Zündkerzenmaterialien erfordert. Hinzu kommt, dass durch einen Zündkerzenwechsel der Motorbetrieb unterbrochen ist, wodurch die Laufstunden des Motors reduziert und damit die Kostenrechnung des Betreibers negativ beeinflusst werden.

Bei Großmotoren mit Bohrungen über 250 mm wird alternativ zur Vorkammer auch ein Zündstrahl eingesetzt. Dieser Zündstrahl besteht in der Regel aus einer kleinen Menge Dieselöl, die etwa ein bis fünf Prozent der gesamten, zugeführten Kraftstoffenergie umfasst und in den Brennraum direkt eingespritzt wird. Dort entzündet das Dieselöl wegen der hohen Temperatur und dem hohen Druck der verdichteten Zylinderladung selbst und die Verbrennung des mageren Gas-Luftgemisches wird eingeleitet. Bei diesem energiereichen Zündverfahren kann der Motor mit einem sehr mageren Gemisch betrieben werden. Nachteilig dabei ist, dass der Motor das Gemischbildungssystem für einen zweiten Kraftstoff besitzen muss und deshalb zu höheren Kosten in der Produktion und Wartung führt. Bei der Logistik für den Motor ist zusätzlich ein Tank für den zweiten Kraftstoff notwendig. Auch muss als Kompromiss zwischen beiden Kraftstoffen der Motor ein zur Selbstentzündung des Zündöls ausreichend hohes Verdichtungsverhältnis besitzen, welches allerdings noch keine Selbstentzündung des Gases innerhalb der motorischen Parameter bewirkt.

Einen Überblick verschiedener Gasmotoren gibt Tabelle 2-1. Diese Tabelle erstreckt sich auf Motoren über 3 MW elektrischer Leistung, da diese im gleichen Marktsegment wie der PGI-Gasmotor positioniert sind. Dieses Segment wird durch die „Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft“ [7] – kurz „TA Luft“ genannt – vorgegeben, da die Motorleistungsgrenze bei den Emissionsvorschriften motorbetriebener Feue-

rungsanlagen bei 3 MW für gasbetriebene Selbstzündungsmotoren (Zündstrahlmotoren) und Fremdzündungsmotoren gezogen wird. Die aufgeführten Daten sind Herstellerangaben.

Tabelle 2-1: Übersicht verschiedener Gasmotoren mit über 3 MW Leistung (Herstellerangaben)

Firma	Motor	Gesamtleistung	Bohrung	Hub	Zylinderzahl	P_e/Zyl	V_h/Zyl	p_{me}	Drehzahl	Wirkungsgrad	Zündverfahren
		[kW]	[mm]	[mm]	[-]	[kW]	[dm ³]	[bar]	[1/min]	[%]	[-]
Deutz	TCG 2032	4000	260	320	16	250	16.99	17.66	1000	43.2	Zündkerze
GE Jenbacher	J624 GS	4000	190	220	24	167	6.24	21.38	1500	46.0	Vorkammer / Zündkerze
Caterpillar	G3616 TA	3551	300	300	16	222	21.21	12.56	1000	37.8	Zündkerze
Caterpillar	G12CM34	4572	340	420	12	381	38.13	15.99	750	44.4	Vorkammer / Zündkerze
Mitsubishi	16MACH-30G	5100	300	380	16	319	26.86	18.99	750	43.3	Vorkammer / Zündkerze
Wärtsilä	12V34DF	5400	340	400	12	450	36.32	19.82	750	46.7	Diesel Zündstrahl
Wärtsilä	16V34SG	6970	340	400	16	436	36.32	19.19	750	45.3	Vorkammer / Zündkerze
Rolls Royce Bergen	KVGS-18G4	3635	250	300	18	202	14.73	16.45	1000	44.8	Zündkerze
Rolls Royce Bergen	B35:40-V12 AG	5100	350	400	12	425	38.48	17.67	750	46.0	Zündkerze
Waukesha Engine	APG3000	3300	220	240	18	183	9.12	16.08	1500	42.5	Zündkerze
MAN Diesel	32/40 12V DF	4800	320	400	12	400	32.17	19.89	750	43.8	Diesel Zündstrahl
MAN Diesel	32/40 12V PGI	5400	320	400	12	450	32.17	22.38	750	47.7	Glühkerze / Vorkammer

2.2 Modellbildung

2.2.1 Thermodynamische Modelle

Bei der thermodynamischen Modellbildung von Motoren haben sich verschiedene Detaillierungsstufen für unterschiedliche Betrachtungen und Phasen des Entwicklungsprozesses etabliert. Die Modelle hierfür lassen sich nach ihrer Komplexität und Detaillierung hin unterteilen, was proportional zu der notwendigen Rechendauer ist.

Die ersten Programme zur Berechnung, Analyse und Vorausberechnung des Brennverlaufs entstanden Anfang der 1970er Jahre und waren die für den Dieselmotor entwickelte Druckverlaufsanalyse (DVA) und Arbeitsprozessrechnung (APR) [32,46]. Da sich die Vorausberechnung des Arbeitsprozesses als Ziel führend erwies, erfolgte die Adaption der Programme an homogen und geschichtet betriebene Ottomotoren [21]. Infolge der immer komplexeren Systeme und der deutlich gestiegenen Zahl der

zu applizierenden Parameter ist die Simulation mittlerweile ein essentielles Werkzeug bei der Auslegung, Berechnung und Entwicklung von Brennverfahren. Auch für Gasmotoren werden diese Werkzeuge erfolgreich in der Konzeptionierung und Entwicklung eingesetzt [34, 45, 51].

So gibt es sehr schnelle Rechenmodelle, welche globale Aussagen über den Motorbetrieb zulassen. Diese Modelle sind nulldimensionale Einzonenmodelle und bilden den Brennraum als eine einzelne Zone ab, in welcher keine örtliche Unterscheidung hinsichtlich Temperatur oder Konzentration der verschiedenen Brennstoff-Luft-Komponenten getroffen wird. Es sind bei diesen Modellen nur globale Aussagen über die zeitliche Änderung im Brennraum möglich. Als sehr aussagekräftiges Ergebnis kann bei diesen einfach zu handhabenden Modellen mit Hilfe der Druckverlaufanalyse (DVA) der Energieumsatz aus den statischen Größen des Motors und dem dynamischen Druckverlauf im Brennraum bestimmt werden. Ebenso sind auch einfache Ladungswechselrechnungen nach der „Füll- und Entleer-Methode“ möglich.

Die Arbeitprozessrechnung (APR) geht den umgekehrten Weg und ermittelt aufgrund von Geometriedaten und dem vorgegebenen Durchbrennverhalten den Druck- und Temperaturverlauf. Als weitere globale Aussage können mit diesem Modell die Leistung und der Verbrauch des Motors bestimmt werden. Für tiefer greifende Aussagen, wie Temperaturbereiche oder Ladungsschichtung im Brennraum, reicht der geringe Detaillierungsgrad dieser Modelle jedoch nicht aus. Vor allem dort, wo die zu beschreibenden Abläufe stark vom drei-dimensionalen Strömungsfeld der Zylinderladung abhängen, ist dieser Modellansatz in seiner Aussagekraft beschränkt [8].

Diese nulldimensionalen Einzonenmodelle haben sich als verlässlich erwiesen, um Aussagen über noch nicht existente Motoren treffen zu können. Sie stellen ebenfalls die Grundlage von quasi Zwei- oder Mehrzonenmodellen dar, welche basierend auf der nulldimensionalen, einzonigen Rechnung Rückschlüsse auf eine mehrzonige Unterteilung des Brennraums zulassen. Damit können Vorgänge beschrieben werden, für welche sich die globale Betrachtung des Brennraums als zu ungenau erwiesen hat, wie zum Beispiel die Vorausberechnung der Stickoxidemissionen [19].

Bei der Druckverlaufsanalyse und der Arbeitprozessrechnung etablieren sich aufgrund der deutlich gestiegenen Rechenleistung mehrzonige Modelle, welche zum Teil sehr detaillierte Mechanismen der Reaktionskinetik von Kraftstoff und Luft als Eingangsgröße benötigen.

Die Basis dieser Modelle kann auf verschiedene Arten entstehen. So gibt es zum einen rein empirische Modelle, welche sich auf eine global beschreibende Art der Vorgänge beschränken, ohne die genauen Wirkmechanismen darzustellen. Für die Beschreibung des Betriebsverhaltens haben sich diese aber bewährt, wie z.B. in [52].

Zum anderen versucht man bei phänomenologischen Modellen auf Grundlage von physikalisch-chemischen Vorgängen die realen Vorgänge vereinfacht darzustellen und somit der Wirklichkeit Rechnung zu tragen. Allerdings ist wegen dem notwendigen vertieften Verständnis der im Motor stattfindenden Prozesse eine breite Versuchsbasis zur Erstellung der Modelle notwendig. So werden hier verschiedene, die Verbrennung beeinflussende Mechanismen, wie die turbulente kinetische Energie, die laminare Brenngeschwindigkeit und die Flammenfrontfläche berücksichtigt. Vorteilhaft ist damit, dass die Verbrennungsvorgänge im Modell selbst berücksichtigt werden und die Beschreibung exakter erfolgt. Allerdings kann dafür in Pre-Processing-Schritten ein erhöhter Aufwand zum Abgleich der Phänomene notwendig sein [3]. So wird z.B. beim OCR Modell des Large Engine Competence Center (LEC Graz) mittels 3D-CFD Rechnung die turbulente kinetische Energie für die 1D-Rechnung bestimmt [36]. Aber Strömungsvorgänge im Motor können diese Modelle nicht auflösen.

Den höchsten Detaillierungsgrad weisen 3D-Modelle auf, welche im Gegensatz zu empirischen oder phänomenologischen Modellen sowohl örtlich als auch zeitlich getrennte Abläufe mittels dreidimensionaler Fluidodynamik beschreiben. Allerdings sind hierfür die Randbedingungen sehr präzise zu belegen und die Rechenzeit ist deutlich höher (Stunden bis hin zu Wochen) als bei den vorher genannten Modellen (Minutenbereich). Ein sehr detailliertes Wissen um die einzelnen, grundlegenden Vorgänge und deren Interaktion ist hierbei zwingend notwendig, woraus ein sehr ausführliches, aber komplexes Modell geschaffen werden kann. Derzeit werden verschiedene Turbulenzmodelle, wie das k - ϵ -Turbulenzmodell, welches die turbulente kinetische Energie und die isotrope Dissipationsrate beschreibt, oder ein Flammenoberflächendichte-Ansatz, wie das Extended Coherent Flame Model, ECFM [11], genutzt, um die Strömungsvorgänge im Motor und die Verbrennung selbst mittels Reaktionskinetik-Datenbanken, wie z.B. CHEMKIN, zu berechnen.

Zur Vertiefung der verschiedenen Möglichkeiten der Modellierung von Motoren und den jeweiligen Vor- und Nachteilen sei auf die Literatur verwiesen, wie z.B. [39].

2.2.2 Modelle zur Vorhersage der Laufgrenze

Für Gemisch verdichtende Motoren gibt es zwei essentielle Grenzen, welche den Betriebsbereich des Motors limitieren. Dies sind zum einen die Klopfgrenze, bei welcher eine unkontrollierte Selbstentzündung des Gemisches stattfindet, und zum anderen die Aussetzergrenze.

Bei der Aussetzergrenze werden die Zyklenschwankungen des Motors zu hoch, da sich die Ungleichförmigkeit der Verbrennung auf den Gleichlauf des Motors auswirkt. Ursache hierfür ist ein schlechter Ausbrand der Zylinderladung oder gar Zündaussetzer, welche wiederum durch zu starke Abmagerung oder ungünstige Entflammungs-

bedingungen zum Zündzeitpunkt an der Zündkerze aufgrund von Gemischinhomogenitäten hervorgerufen werden. Dies verschlechtert das Emissionsverhalten deutlich, da ein Teil oder sogar die ganze Zylinderladung unverbrannt in den Abgastrakt übergeschoben werden kann. Die größte Gefahr geht hierbei von möglichen Verpuffungen aus, welche durch die überschobene Zylinderladung hervorgerufen werden und erhebliche Schäden am Motor und dessen Umgebung verursachen können.

Die Kenntnis über Zündaussetzer ist für einen effizienten und emissionsarmen Betrieb wichtig, wie die Verwendung von verschiedenen Sensoren am Motor zur Erkennung von aussetzenden Arbeitsspielen belegt. Es wird bei Motoren mit geringer Zylinderzahl meist die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle analysiert, um einen Zündaussetzer zu detektieren. Bei Motoren mit höheren Zylinderzahlen ist dies allerdings für eine zylinderspezifische Erkennung nicht genau genug, weshalb zylinderspezifische Temperatursensoren oder auch sehr teure Ionenstromsonden verbaut werden, um eine unvollständige Verbrennung zu erkennen [14].

In der Regel wird bei der Auslegung von Motoren ein Betrieb nahe der Aussetzer-
grenze vermieden, da hier nur relativ geringe Wirkungsgrade bei ungünstigen Emissionen erreicht werden. Allerdings ist die Abschätzung eines sinnvollen und damit wirtschaftlichen Einsatzes des Motors durch eine Vorhersage dieses limitierenden Faktors sehr wichtig. Vor allem bei Gasmotoren ist dies aufgrund der in manchen Regionen sehr stark schwankenden Gaszusammensetzung und dem damit veränderten Laufverhalten ein wertvolles Wissen um den Methanschupf am Motor zu reduzieren.

Die andere, wesentlich kritischere Betriebsgrenze von Gemisch verdichtenden Motoren stellt die Klopfgrenze dar. Klopfen, d.h. die Selbstentflammung von noch unverbranntem Gemisch im Brennraum, ist eine schon sehr lange bekannte Erscheinung. Die ersten Untersuchungen bezüglich der ungewollten Selbstentflammung des Kraftstoff-Luftgemisches bei Ottomotoren fanden Anfang des 20. Jahrhunderts statt.

Da Motorklopfen wegen der extrem hohen Druckgradienten, den dabei auftretenden hohen Druckschwankungen und der sehr hohen Wärmefreisetzungsrate zu erheblichen Motorschäden innerhalb weniger Arbeitsspiele führen kann, ist die Erforschung dieser Erscheinung stark vorangetrieben worden. Auf Basis dieses Wissens ist es Ziel der Simulation, die Klopfneigung des Motors vorhersagen zu können. Die ersten Modellansätze zur Beschreibung der Klopfgrenze gehen von globalen Aussagen über die Zylinderladung aus. So werden typischer Weise bei einzylinderigen Verbrennungsmodellen Wahrscheinlichkeiten vorhergesagt, welche das Klopfisiko wiedergeben [38, 40].

Mit Hilfe der gestiegenen Rechenleistung gibt es mittlerweile auch mehrdimensionale Rechenmodelle zur Bestimmung von voraussichtlichen Klopforten, allerdings erfor-

dem diese einerseits sehr viel Rechenzeit, andererseits müssen sehr detaillierte Daten des Motors bereits vorhanden sein. Derzeit gibt es noch keine Modelle, welche das stochastische Auftreten von klopfenden Erscheinungen arbeitsspielspezifisch vorhersagen können. Es können jedoch mit aufwändigen CFD-Simulationen bevorzugte Klopforte im Brennraum untersucht und motorspezifisch vorherbestimmt werden [1, 16].

Für eine effiziente Motorentwicklung und Abstimmung der Betriebseinstellungen ist es meist günstiger, ein einfaches Modell zu besitzen, welches die Abstimmung der verschiedenen Motorparameter ermöglicht. Die komplexen, stochastischen Zusammenhänge der Selbstentflammung setzen für eine Parametervariation zu hohe Rechenzeiten oder noch nicht zur Verfügung stehendes Detailwissen voraus.

2.3 Aufgabenstellung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein Berechnungsmodell des neuen PGI-Gasmotors zu entwickeln, welches das Motorbetriebsverhalten wieder gibt und auch Aussagen über die Betriebsgrenzen hinsichtlich Emissionen und Klopfen zulässt. Vor allem die Methodik und die Werkzeuge zur Analyse und Vorausberechnung von Hochleistungsgasmotoren sollen in dieser Arbeit betrachtet werden. So soll ein einfach zu handhabendes Modell entstehen, welches es erlaubt, die Hauptbetriebsparameter zu variieren und damit Aussagen über die Emissionen und das Klopfverhalten zu erhalten.

Mit den damit gewonnenen Erkenntnissen kann ein Motor schneller an die erwarteten Randbedingungen appliziert werden und ermöglicht bei konstruktiv ähnlichen Motoren eine kürzere Entwicklungs- und Versuchszeit. Letztendlich sollen Motorversuche nur noch für die Validierung dienen. Randbereiche im Kennfeld, die messtechnisch nur sehr schwer zu erfassen sind, wie Klopfbetrieb, können auf dem Weg der Simulation näher eingegrenzt werden. Vor allem eine Reduzierung der Versuchszeiten ist bei Großmotoren in Anbetracht der Kraftstoff- und Prüfstandskosten ein wirtschaftlich sehr interessanter Aspekt.

3 Versuchsaufbau und Messtechnik

3.1 Versuchsmotor

Der Versuchsträger ist ein MAN 32/40 PGI Motor mit 12 Zylindern [17]. Dieser Motor basiert auf der 4-Takt-Motorenreihe 32/40 der Firma MAN Diesel SE, die in verschiedenen Ausführungen als Diesel- oder Gasmotor gebaut wird. Die technischen Daten der verschiedenen Motorausführungen sind in Tabelle 3-1 aufgelistet, der Versuchsmotor ist in Bild 3-1 im Schnitt dargestellt.

Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsmotors [13]

	Dieselmotor		Gasmotor	
	MAN 32/40	MAN 32/44 CR	MAN 32/40 DF	MAN 32/40 PGI
Brennverfahren	Pumpe – Leitung – Düse	Common-Rail	Dieselszündstrahl	Vorkammervor- fahren mit Hochdruck- gaseinblasung
Bohrung D [mm]	320	320	320	320
Hub s [mm]	400	440	400	400
Nenn Drehzahl n_{nenn} [1/min]	720/750	720/750	720/750	720/750
Nennleistung P_e [kW/Zylinder]	500	560	400	450
spezifischer effektiver Mitteldruck p_{me} [bar]	24,9/25,9	25,3/26,4	19,9	22,4
Spezifischer Verbrauch [kJ/kWh]	7607	7437	8210 (Gas) 8326 (Diesel)	7740
Wirkungsgrad [%]	47,3	48,4	43,8 (Gas) 43,2 (Diesel)	47,7

Basis des Versuchsmotors ist der MAN 32/40 Dieselmotor bzw. die DF-Version (Dual-Fuel). In letzterer Ausführung wird ein Dieselszündstrahl für die Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im homogenen, abgemagerten Hauptbrennraum eingesetzt. Da dies aber ein zweites Kraftstoffsystem erfordert, wurde der Motor zum PGI-Brennverfahren weiterentwickelt. Der entscheidende Unterschied beim PGI-Brennverfahren [17] zum Diesel-Zündstrahl ist, dass kein zweiter Kraftstoff zur Einleitung der Verbrennung nötig ist. Bei diesem neuem Brennverfahren entfällt auch die die Betriebsdauer einschränkende Zündkerze.

Die Entflammung beim PGI-Verfahren wird durch eine gezielte Anfettung der Vorkammer mittels einer Hochdruckgaseinblasung erreicht, welche dort für ein zündwilliges Gemisch sorgt. Etwa 1 % der Gesamtbrennstoffenergiemenge wird durch einen externen Kompressor auf rund 230 bar Einblasedruck verdichtet. Die Entflammung der angefetteten Vorkammer (Bild 3-2) erfolgt über eine heiße Stelle (Glühkerze), von der aus die Ladung in der Vorkammer durchbrennt und den stark abgemagerten

Hauptbrennraum ($\lambda > 2$) über Schusskanäle entzündet. Diese heiße Stelle wird nur während der Startphase aktiv beheizt. Im normalen Motorbetrieb wird die hohe Temperatur der Glühkerze durch die Verbrennung selbst gewährleistet.

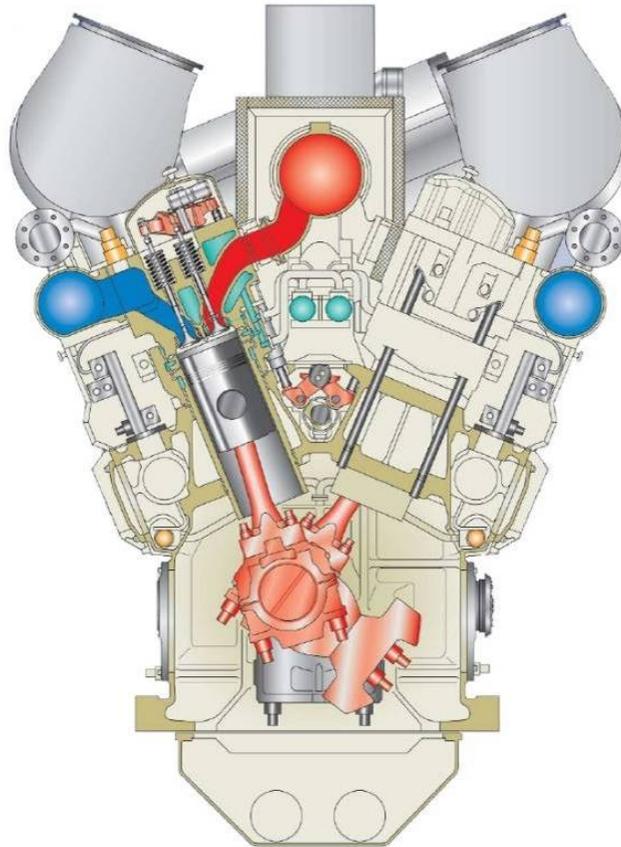


Bild 3-1: Schnittbild des Versuchsmotors MAN 32/40 PGI [17]

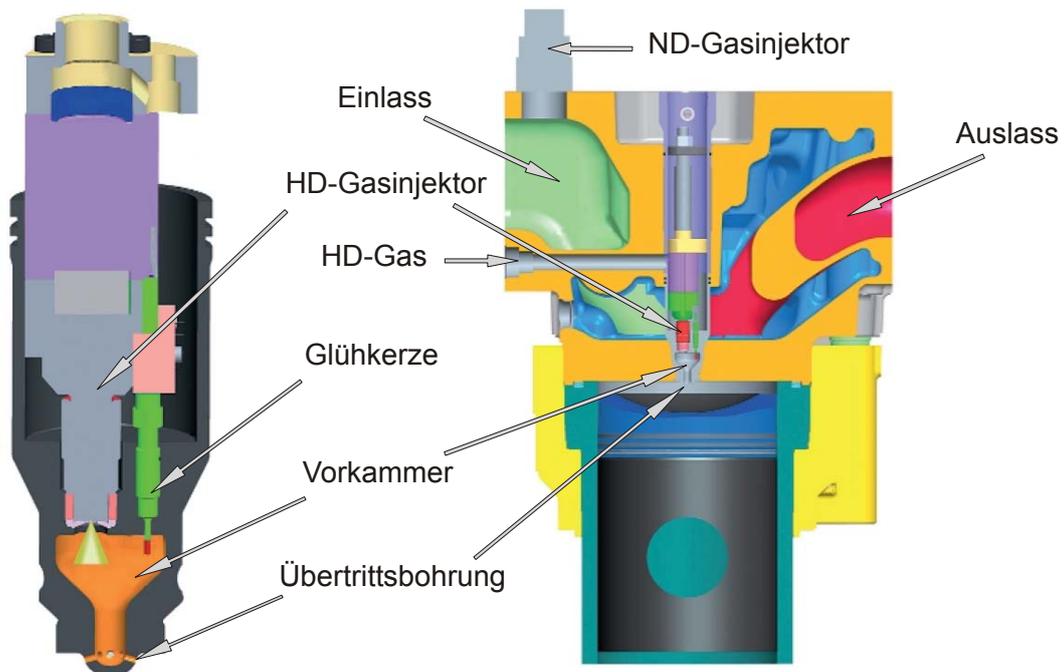


Bild 3-2: Schema der Vorkammer und des Hauptbrennraums [17]

Das Brenngas für den Hauptbrennraum wird der Frischluft durch getaktete, zylinderselektive Einblasung in den Einlasskanal direkt vor den jeweiligen Einlassventilen zugegeben. Aufgrund der Umströmung der Einlassventile wird eine hohe Turbulenz erreicht, was zu einer sehr guten Homogenisierung der Zylinderladung führt.

Die durch die Vorkammer in den Hauptbrennraum eingebrachte Energie ist etwa 10^5 mal höher als die einer konventionellen Zündkerze, wodurch eine stärkere Abmagerung des Gasmotors und somit geringere Rohemissionen, v. a. der Stickoxide, möglich werden. Darüber hinaus ist auch das Kontrollieren oder Nachstellen der Zündkerzen nicht mehr notwendig und es können Wartungsintervalle auf dem Niveau von Großdieselmotoren erreicht werden [17].

Der Kolben des Motors hat eine linsenförmige Mulde mit einem Verhältnis zwischen Mulden- und Kolbendurchmesser von 0,81. Dies ergibt einen Quetschflächenanteil von 34 %. Gegenüber dem Dieselmotorbetrieb wurde die Ventilüberschneidung verkürzt, um das Überschieben von unverbranntem Kraftstoff während des Ladungswechsels zu vermindern [17].

Für den Motor wurde von MAN Diesel SE eigens ein neuer Turbolader mit variabler Turbinengeometrie entwickelt, welcher die Lastregelung des ottomotorischen Prozesses übernimmt und somit eine Drosselklappe überflüssig macht. Pro Zylinderbank ist je ein Turbolader mit Ladeluftkühler verbaut.

Die Kühlwasser- und Ölversorgung erfolgt über extern angetriebene Pumpen. In beiden Kreisläufen sind Heiz-/Kühlsysteme integriert, welche eine genaue Einhaltung von definierten Betriebszuständen ermöglichen.

Die Durchführung der Versuche erfolgte an einem Versuchsmotor, der im Kraftwerk bei MAN Diesel SE betrieben wurde. Daher wird auch die Systemantwort des gesamten Motors auf die veränderten Motor- und Betriebsparameter in die Betrachtung mit einbezogen. Die Untersuchungen am Motor fanden an einem Zylinder des Vollmotors statt, da kein Einzylinder-Forschungsmotor zur Verfügung stand. Am Versuchsträger wurde der Zylinder B1, vorne rechts in Bild 3-3 zu sehen, für die Untersuchungen ausgewählt. In Voruntersuchungen zeigte sich dieser Zylinder als repräsentativ für den gesamten Motor. Außerdem war der OT-Geber für die Indizierung an der Schwungscheibe angebracht, also direkt neben dem Messzylinder. Somit sind mögliche Störeinflüsse auf die Kurbelwinkelzuordnung der Drucksignale durch Dreh-schwingung der Kurbelwelle auf ein Minimum reduziert.

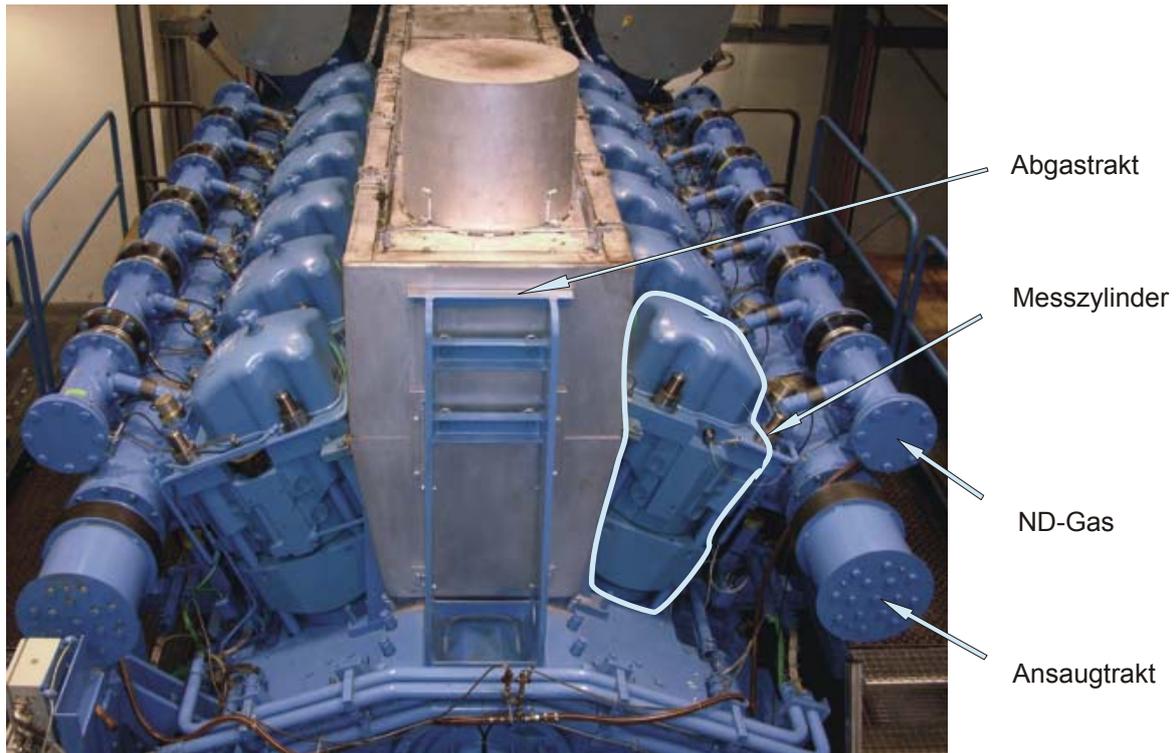


Bild 3-3: Kraftwerksmotor MAN 32/40 12V als Versuchsträger, Messzylinder vorne rechts [17]

3.2 Messtechnik

Die Messtechnik umfasst bei den dynamischen Größen Indizierung von Vorkammer und Hauptbrennraum, sowie Druckmessung im Saug- und Abgasrohr. Zusätzlich wurden zur Beurteilung der Flammenausbreitung schnell ansprechende Oberflächenthermoelemente (OTE, Bild 3-4) im Brennraumdach und in der Vorkammer appliziert. Die Spezifikationen der Messsensoren kann aus Tabelle 3-2 entnommen werden.

Tabelle 3-2: Übersicht der verwendeten Messsensoren

Dynamische Messgröße	Messprinzip / Messsensor
Drucksensor im Hauptbrennraum	Piezoelektrischer Druckaufnehmer Kistler 7061
Drucksensor in der Vorkammer	Piezoelektrischer Druckaufnehmer Kistler 6041
Drucksensor im Saugrohr	Piezoresistiver Drucksensor Kistler 4045A10
Drucksensor im Abgasrohr	Piezoresistiver Drucksensor Kistler 4047A10
Temperaturgradient im Hauptbrennraum	Oberflächenthermoelemente Typ K der Fa. Medtherm
Gasmassenmessgerät für Hauptbrennraum	Massenstrommessgerät nach dem Coriolis-Prinzip der Fa. Rheonik
Gasmassenmessgerät für Vorkammer	Massenstrommessgerät nach dem Coriolis-Prinzip der Fa. Rheonik

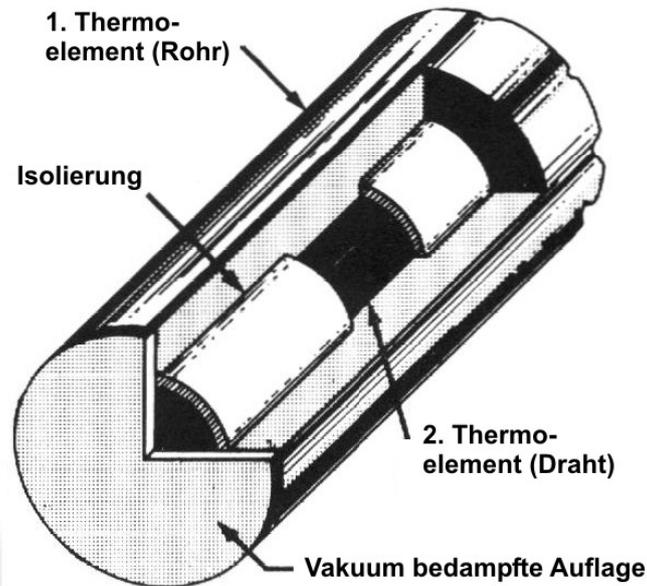


Bild 3-4: Aufbau der schnell ansprechenden Thermoelemente [26]

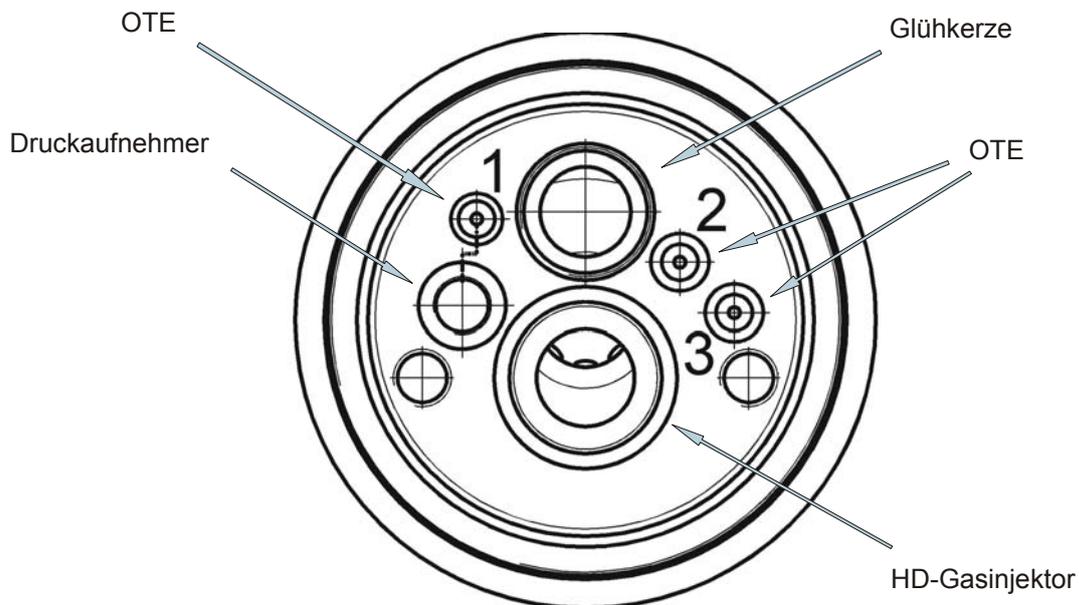


Bild 3-5: Draufsicht auf die rückwärtige Seite der Vorkammer mit den Messstellen für Flammenfortschritt (OTE) und Druck

Die Lage des Druckaufnehmers im Hauptbrennraum ist in Bild 3-6 (goldfarbener Sensor, nahe Punkt „BA“) und in der Messvorkammer in Bild 3-5 zu sehen.

Die Messdatenerfassung auf PC-Messkartenbasis (5 Stück 4-Kanal-Analogmesskarten Adlink DAQ2016) erfolgte zeitbasiert, das beim Versuchsträger eine Auflösung von 0,05 °KW und kleiner ermöglichte. Aufgezeichnet wurde auf Zeitbasis und dann über ein OT-Trigger-Signal in °KW für die Druckverlaufsanalyse umgerechnet, da am Versuchsträger nur mit unverhältnismäßigem Aufwand ein Inkrementgeber an einer ungünstigen Stelle anzubringen gewesen wäre. Da der Motor

aber als 12 Zylinder im Generatorbetrieb läuft, ist nur eine sehr geringe Drehungleichförmigkeit anzunehmen.

Die brennraumbündig eingesetzten Oberflächenthermoelemente (OTE) detektieren infolge ihres Aufbaus Temperaturänderungen mit einer zeitlichen Auflösung von kleiner $10\ \mu\text{s}$. Dies entspricht bei dem untersuchten Motor mit einer Maximaldrehzahl von $750\ \text{min}^{-1}$ einer minimalen Auflösung von weniger als $0,05\ \text{°KW}$. Die Signale der OTE wurden mittels eines modifizierten Verstärkers (Basis Imtron 61-AS4K) um 60 dB (1000 fach) verstärkt aufgezeichnet.

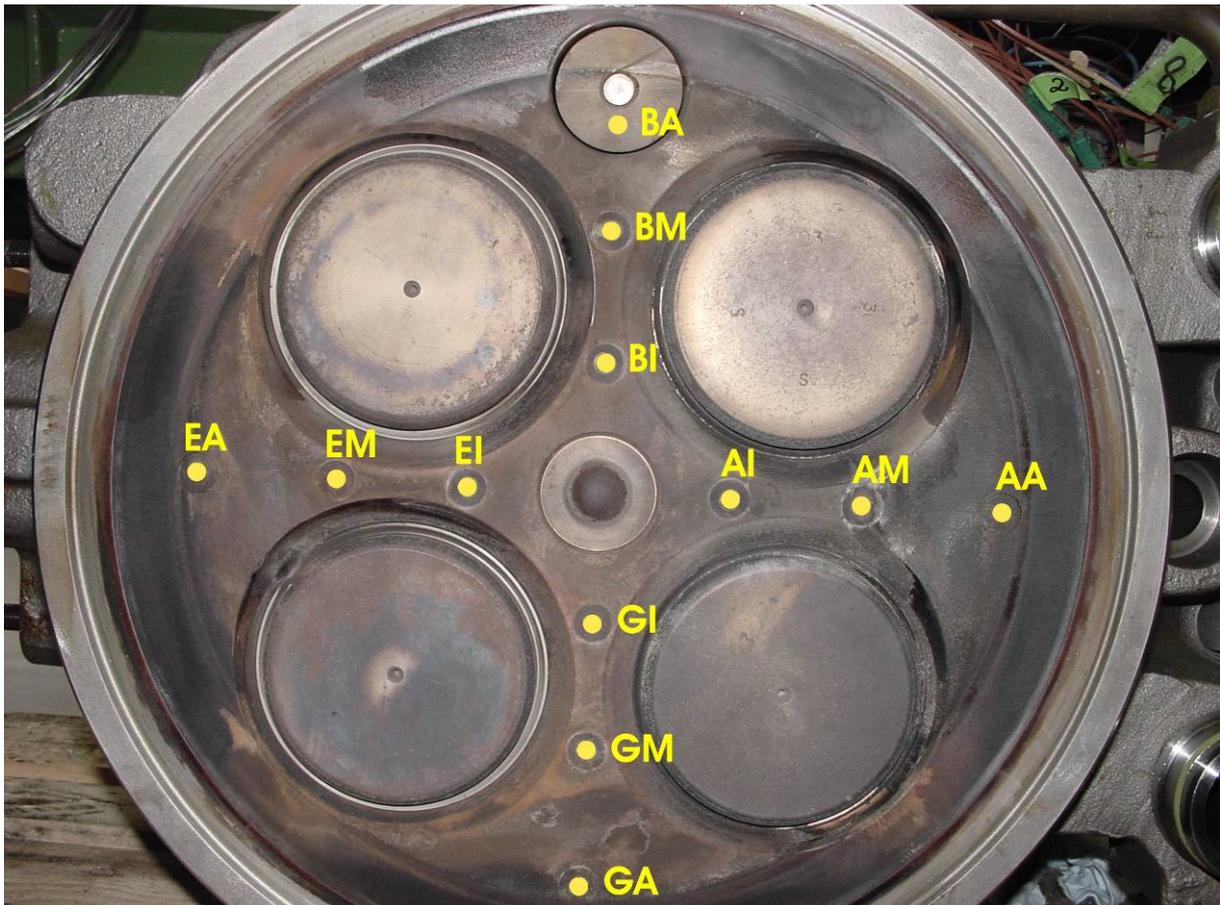


Bild 3-6: Ansicht des Messzylinderkopfes mit Indizierquarz (bei Markierung BA) und Oberflächenthermoelementmessstellen

Die Anordnung der Oberflächenthermoelemente im Hauptbrennraum erfolgte in drei zur Vorkammer konzentrischen Kreisen (Bild 3-6) von 50 mm Abstand, um über die Flammenausbreitung Aussagen treffen zu können. Hierdurch wurde das Thermomanagement des Zylinderkopfes nur minimal verändert. Die neu entwickelten Fittings für die OTE wurden von der Brennraumseite her montiert, was eine Sicherung gegen Losreißen erforderte. Dies wurde durch Selbsthemmung und Einkleben der Druckstücke mit einem keramischen Höchsttemperaturkleber mit einem Einsatzbereich von bis zu $1800\ \text{°C}$ erreicht (Ceramabond 671). Die mit Edelstahl ummantelten Thermo-elementkabel wurden über die integrierten Kühlkanäle von der jeweiligen Messstelle

innerhalb des Zylinderkopfs und mittels einer speziell applizierten Dichtplatte nach außen geführt.

Die Lage im Zylinderkopf ist in Bild 3-6 durch eine Abkürzung bestehend aus zwei Buchstaben gekennzeichnet, welche sich aus der Richtung und der Lage in der Ausrichtungsachse zusammensetzt. Hierbei stehen die Abkürzungen als Ausrichtungshilfe

„A“ für Auslassseite,

„B“ für Bankseite, (auch Kupplungsgegenseite)

„E“ für Einlassseite,

„G“ für Generatorseite, (auch Kupplungsseite)

und die relative Lage in der Ausrichtung durch den Zusatz

„I“ für innen,

„M“ für Mitte und

„A“ für Außen.

Die Abkürzung „AI“ ergibt demzufolge „Auslassseite innen“.

In die Vorkammer wurden drei Oberflächenthermoelemente (Bild 3-5, Beschriftung 1, 2, 3) eingebaut, um auch hier die Flammenausbreitung beurteilen zu können. Die Montage erfolgte anfangs mit Schneidringverschraubungen und im letzten Versuchsabschnitt mit keramischen Hochtemperaturkleber (Swiss-Composite Hochtemperaturkleber 1100), da sich die Schneidringverschraubung bei diesem Anwendungsfall als nur bedingt tauglich erwies.

Ein Heißfilmanemometer erfasste die Luftmasse und ein Drehkolbengaszähler den Brenngasmassenstrom des Gesamtmotors. Der Massenstrom des Hochdruckgases für die Vorkammer (HD-Gas) wurde mit einem Gasmassenstrommesser nach dem Coriolis-Prinzip bestimmt. Die Brenngas- und Luftmassenströme wurden für den gesamten Motor ermittelt, da eine separate Messung der Einzelmassenströme am Versuchszylinder nur mit unverhältnismäßig hohem Aufwand möglich gewesen wäre. Diese hätte einen zu großen Druckverlust am Gaseinblaseventil des Messzylinders bedeutet und eine erhebliche Verstimmung der Gaseinblasung des Gesamtmotors hervorgerufen.

Die Temperaturen der Zylinderbüchse und des Zylinderkopfes stammten aus separaten Messungen der Fa. MAN Diesel SE.

Die Versuchsdurchführung erfolgte in einem Kraftwerk, in dem der MAN 32/40 12V PGI Motor als Gen-Set (Motor-Generator-Einheit) betrieben wird. An diesem Kraftwerksprüfstand wurden folgende stationäre Messgrößen durch die vorhandene Messdatenerfassung protokolliert:

- Leistung des Gesamtmotors
- Drehzahl
- Ladedruck, statisch
- Abgasgegendruck, statisch
- Brenngastemperatur
- Einblasedruck Vorkammer, statisch
- Bestromungsbeginn Vorkammereinblasung, zylinderselektiv
- Bestromungsdauer Vorkammereinblasung, zylinderselektiv
- Bestromungsbeginn Hauptbrennraumgasinblasung, zylinderselektiv
- Bestromungsdauer Hauptbrennraumgasinblasung, zylinderselektiv
- Stellung Turbinengeometrie
- Masse Luft, bankselektiv
- Gesamtgasmassenstrom Hauptbrennraum, global
- Gesamtgasmassenstrom Vorkammer, global
- Ladelufttemperatur, bankselektiv
- Verbrennungsluftverhältnis, global
- Abgastemperatur, zylinderselektiv
- Öltemperatur, Ein- und Austritt, global
- Kühlwassertemperatur, Ein- und Austritt, global

Zeitsynchron mit der thermodynamischen Messwerterfassung erfolgte auch die Erfassung der Abgaswerte des Gesamtmotors. Die Abgasmessanlage war als autarke Einheit ausgeführt, welche voll automatisiert eine 24 h Überwachung des Motors ermöglichte und in die Messdatenerfassung integriert war.

Die Abgasproben wurden aus dem zentralen Abgasrohr entnommen, über eine beheizte Leitung dem Presampler und dann den Abgasanalysegeräten zugeleitet, welche nach den in Tabelle 3-3 aufgeführten Verfahren die Schadstoffe HC, CO, NO_x und CO₂ messen und an die Messdatenerfassung weitergeben.

Tabelle 3-3: Messverfahren zur Schadstoffmessung

Messgröße	Einheit	Messverfahren
Kohlenwasserstoffe HC	ppm	Flammenionisationsdetektor
Stickoxide NO _x	ppm	Chemilumineszenzdetektor
Kohlenmonoxid CO	ppm	Infrarotabsorptionsanalysator
Kohlendioxid CO ₂	Vol.-%	Infrarotabsorptionsanalysator

3.3 *Versuchsprogramm*

Das Versuchsprogramm umfasste eine Variation folgender Betriebs- und Motor-Parameter:

- Bestromungsbeginn der Hochdruckeinblasung der Pilotgasmenge
- Einblasedruck in die Vorkammer
- Last
- Verbrennungsluftverhältnis
- Ladelufttemperatur
- Methanzahl
- Glühkerze

Die Versuche wurden systematisch nach dem OFAT-Prinzip (One Faktor at a Time) durchgeführt und - soweit möglich - immer nur eine Größe verändert, um deren Einzeleinfluss genau bestimmen zu können. Ziel war eine Aussage über das grundlegende Verhalten des Systems „Gesamtmotor“ zu erhalten.

Als grundlegendes Brenngas kam wegen des sehr hohen Reinheitsgehalts Erdgas zum Einsatz, welches aus dem städtischen Gasversorgungsnetz entnommen und dem Motor zugeleitet wurde. Um mögliche Versorgungsengpässe zu umgehen, ist ein Erdgaszwischenpeicher in der Gasversorgungsanlage integriert, welcher einen ungestörten Motorbetrieb für etwa einen Versuchstag ermöglicht.

Die Verringerung der Methanzahl wurde durch Zumischen von Propan erreicht. Von einem bereitgestellten Gastank wurde Propan entnommen, über einen Verdampfer auf über 60 °C erhitzt und dem Erdgas beigemischt. Um eine Kondensation der schwereren Gasanteile zu verhindern, wurde die Brenngasmischung in einer temperierten Leitung zum Motorprüfstand geführt.

Tabelle 3-4: Stoffwerte der Versuchsgase

	Einheit	MZ 92	MZ 70	MZ 60
Anteil Erdgas vol.	[%]	100	92	86
Anteil Propan vol.	[%]	0	8	14
Anteil Erdgas grav.	[%]	100	80,7	60,9
Anteil Propan grav.	[%]	0	19,2	39,1
Heizwert H_u	[MJ/kg]	49,628	49,365	49,167
Dichte ρ	[kg/m ³]	0,738	0,836	0,910
Mindestluftbedarf λ_{\min}	[kg/kg]	17,01	16,89	16,81

Die wichtigsten Werte der verschiedenen Versuchsgase sind in Tabelle 3-4 enthalten. Die ausführliche Analyse der am Versuchsort vorhandenen Gasqualität befindet

sich im Anhang (Kap. 9.2). Da sehr hochwertiges Erdgas mit einem Methananteil von über 97 % zur Verfügung steht, wird bei der Methanzahlvariation auch von einer Mischung aus reinem Methan und Propan ausgegangen, was die Bestimmung der kalorischen Daten deutlich erleichtert.

Die Methanzahl wurde mit Hilfe eines Methanzahlsensors an der Versorgungsleitung direkt vor dem Motor kontrolliert. Um die Zuverlässigkeit des Sensors der Fa. E.ON Ruhrgas zu gewähren, wurde vor jedem Versuchsabschnitt die Zusammensetzung des Brenngases bei den Stadtwerken vor Ort analysiert und damit der Sensor kalibriert.

4 Thermodynamische Analysewerkzeuge

4.1 Grundlagen

Für die thermodynamische Analyse des PGI-Brennverfahrens werden die hierfür allgemein üblichen Ansätze verwendet. Das folgend vorgestellte thermodynamische Verbrennungsmodell soll einen grundsätzlichen Überblick zur Abgrenzung gegenüber den für Otto- und Dieselmotoren entwickelten Berechnungsmethoden geben.

Basis ist ein nulldimensionales Einzonenmodell, Bild 4-1, welches von den Brennraumwänden begrenzt wird und über dessen Grenzen sämtliche Massen- und Energieströme mit der Umgebung interagieren. Während des Hochdruckteils ist das Einzonenmodell ein instationäres, geschlossenes System (unter Vernachlässigung von Blow-By), während des Ladungswechsels ein instationäres, offenes System.

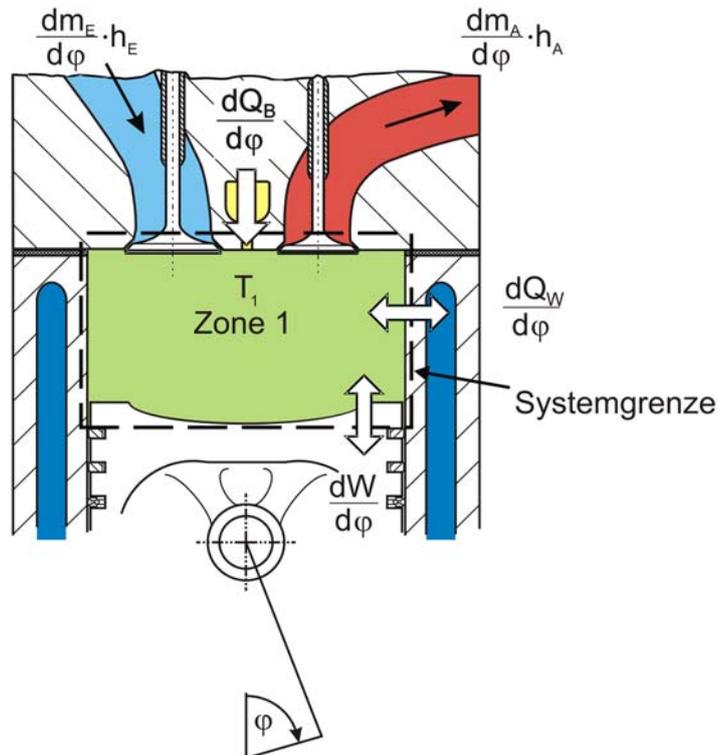


Bild 4-1: Schema eines nulldimensionalen Einzonenmodells

Durch die drei Zustandsgrößen Masse m , Temperatur T und Druck p der Zylinderladung wird die Gesamtenergie E des Systems vollständig beschrieben. Zur Bestimmung dieser Energie dienen der erste Hauptsatz der Thermodynamik, die Massenbilanz zur Betrachtung des Systems während des Ladungswechsels, und die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase. Mit diesen Gleichungen können die Zustandsgrößen als Funktion der Zeit berechnet werden, allerdings ohne örtliche Differenzierung. Im Folgenden werden diese Gleichungen kurz dargestellt.

Erster Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\frac{dE}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + \frac{dW}{d\varphi} + \sum_i \left(\frac{dm_i}{d\varphi} h_i \right) \quad (\text{Gl.4-1})$$

Mit:

- $\frac{dU}{d\varphi}$ Änderung der inneren Energie
- $\frac{dQ_B}{d\varphi}$ Brennverlauf
- $\frac{dQ_W}{d\varphi}$ Änderung des Wandwärmestroms
- $\frac{dW}{d\varphi}$ Änderung der Volumenänderungsarbeit
- $\frac{dm_i}{d\varphi} h_i$ über die Systemgrenzen fließenden Massenenthalpieströme

Die Massebilanz des Systems Brennraum verhält sich folgender Maßen:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_a}{d\varphi} + \frac{dm_e}{d\varphi} + \frac{dm_l}{d\varphi} \quad (\text{Gl.4-2})$$

mit:

- $\frac{dm_a}{d\varphi}$: Änderung der ausströmenden Masse
- $\frac{dm_e}{d\varphi}$: Änderung der einströmenden Masse
- $\frac{dm_l}{d\varphi}$: Änderung der Leckagemasse

Die Masseströme beim Ladungswechsel werden mit Hilfe der Durchflussgleichungen bestimmt. Notwendig dafür ist die Kenntnis der jeweiligen Druckdifferenz zwischen Einlasskanal, Brennraum und Auslasskanal, um die Massenströme korrekt wiedergeben zu können. Die Durchflussbeiwerte der Ventilöffnungen stellte die Firma MAN Diesel SE zur Verfügung.

Da die über die Kolbenringe strömende Leckagemasse $dm_l/d\varphi$ sehr gering ist, kann diese für die vorliegende Untersuchung vernachlässigt werden [30].

Zur Darstellung der Zustandsgrößen Temperatur T , Druck p und Masse m gilt die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase. Diese muss allerdings in differentieller Form betrachtet werden, um die zeitliche Veränderung des Systems zu beschreiben.

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad (\text{Gl.4-3})$$

Somit kann die motorische Verbrennung mit den drei bereits genannten, miteinander gekoppelten Differentialgleichungen berechnet werden. Die numerische Lösung dieser Gleichung erfolgt nach dem Runge-Kutta-Verfahren.

4.2 Anpassungen an den Versuchsmotor

4.2.1 Einzelkomponentenbetrachtung

Bei herkömmlichen Otto- und Dieselmotoren erlaubt es die weitgehende Konstanz der stofflichen Zusammensetzung, ein festes C/H-Verhältnis bei der Berechnung der stofflichen Umsetzung sowie der kalorischen Daten anzunehmen. In den bestehenden Programmen (Kapitel 2.2.1) werden dabei der von Justi [23] entwickelte Ansatz, welcher eine Bestimmung in Abhängigkeit von Temperatur und Verbrennungsluftverhältnis ermöglicht, und der Ansatz von Zacharias [49], welcher zusätzlich einen Druckeinfluss berücksichtigt, verwendet. Für beide gilt, dass der reale Kraftstoff, welcher mehrere Hundert verschiedene Einzelkomponenten besitzt, durch einen einzigen homogenen Brennstoff idealisiert wird.

Für den gasmotorischen Einsatz ist dies leider nicht so einfach zu realisieren. Sowohl Erdgas kann in seinen Bestandteilen sehr stark schwanken, als auch die Nutzung von brennbaren Gasen aus der Abfallverwertung (Bio- oder Deponiegas) oder Restgasen (aus chemischen Prozessen, Bergbau oder Stahlherstellung) bedeutet eine sehr unterschiedliche Zusammensetzung ihrer Einzelkomponenten. Deshalb müssen unterschiedliche Gaseigenschaften in der Prozessrechnung des Gasmotors berücksichtigt werden. Für die Entwicklung der Berechnungsprogramme ist es somit notwendig, eine Einzelkomponentenbetrachtung heranzuziehen. Als mögliche Bestandteile des Brenngases sind dabei vor allem die Stoffe Methan (CH_4), Propan (C_3H_8), Kohlenmonoxid (CO), Wasserstoff (H_2), die Inertgase Stickstoff (N_2) und Kohlendioxid (CO_2) sowie Dieselmotorkraftstoff ($\text{C}_{10,8}\text{H}_{18,7}$) als möglicher Pilotstrahl zu berücksichtigen.

Mit Hilfe der Einzelkomponentenbetrachtung [35] kann der Heizwert H_u und das stöchiometrische Mindestluftverhältnis L_{\min} der Brenngasmischung bestimmt werden, sofern die Massenanteile ξ_i der einzelnen Stoffkomponenten i des Brenngases auf dessen Gesamtmasse $m_{\text{B,ges}}$ bezogen werden:

$$\xi_i = \frac{m_i}{m_{\text{B,ges}}} \quad [-] \quad (\text{Gl.4-4})$$

$$\text{mit: } m_{\text{B,ges}} = m_{\text{CH}_4} + m_{\text{C}_3\text{H}_8} + m_{\text{CO}} + m_{\text{H}_2} + m_{\text{C}_{10,8}\text{H}_{18,7}} + m_{\text{N}_2} + m_{\text{CO}_2} \quad [\text{kg}]$$

$$H_u = \sum_i \xi_i \cdot H_{u,i} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] \quad (\text{Gl.4-5})$$

$$L_{\min} = \sum_i \xi_i \cdot L_{\min,i} \left[\frac{\text{kg}_{\text{Luft}}}{\text{kg}_{\text{Brenngas}}} \right] \quad (\text{Gl.4-6})$$

Setzt man eine vollständige Verbrennung voraus, so ergeben sich folgende Einzelreaktionsgleichungen für die vorher genannten Kraftstoffkomponenten:



Vereinfacht man die Zusammensetzung der Frischluft zu 21 vol.-% Sauerstoff O_2 und 79 vol.-% Stickstoff N_2 , kann man die im Brennraum zu Beginn des Hochdruckteils vorliegenden Stoffmengen n_i der Einzelkomponenten nach folgender Gleichung Gl.4-12 ermitteln. Da aufgeladene Magermotoren stets ein positives Spülgefälle besitzen und vergleichsweise lange Ventilüberschneidungszeiten haben, kann der Restgasgehalt bei der Berechnung vernachlässigt werden.

$$n_i = \frac{m_i}{M_i} \quad [\text{kmol}] \quad (\text{Gl.4-12})$$

Um während der Verbrennung bei Luftüberschuss ($\lambda \geq 1$) die aktuelle stoffliche Zusammensetzung der Zylinderladung zu bestimmen, wird die Menge der bis zum jeweiligen Kurbelwinkel φ freigesetzten Wärme auf dessen Maximalwert bezogen, was den Verbrennungsfortschritt $X(\varphi)$ ergibt:

$$X(\varphi) = \frac{\int_{\varphi_{VA}}^{\varphi} \frac{dq_B}{d\varphi} d\varphi}{\int_{\varphi_{VA}}^{\varphi_{VE}} \frac{dq_B}{d\varphi} d\varphi} \quad [-] \quad (\text{Gl.4-13})$$

Der Wertebereich kann hierbei nur zwischen 0 und 1 variieren.

Da der eigentliche Energieumsatz noch nicht bekannt ist, wird die Funktion $X(\varphi)$ in der DVA für den ersten Iterationsschritt zur Bestimmung des Brennverlaufs als ein Polynom dritten Grades vorgegeben, welches zunächst mit angenommenen Startwerten für die Größen Verbrennungsanfang φ_{VA} und Verbrennungsende φ_{VE} belegt wird. Die Annäherung an den realen Brennverlauf erfolgt dann in weiteren iterativen

Berechnungsschritten. Bei der Arbeitsprozessrechnung hingegen liegt der reale Brennverlauf oder ein Ersatzbrennverlauf, z.B. nach VIBE [42], vor.

Setzt man eine stofflich gleichmäßige und vollständige Umsetzung voraus, so ergibt sich für die jeweilige Stoffmenge $n_{Z,i}$ der einzelnen Brennstoffbestandteile i folgende Gleichung:

$$n_{Z,i} = n_i \cdot (1 - X(\varphi)) \quad (\text{Gl.4-14})$$

Die Stoffmengen im Zylinder können in Abhängigkeit der bekannten Stoffmengen der Ausgangsstoffe von Brenngas und Luft sowie des Verbrennungsfortschrittes $X(\varphi)$ bestimmt werden. Allerdings muss hierbei bereits mit dem Brenngas zugeführtes CO_2 und N_2 berücksichtigt werden:

$$n_{Z,\text{CO}_2} = n_{\text{CO}_2} + X(\varphi) \cdot (n_{\text{CH}_4} + 3 \cdot n_{\text{C}_3\text{H}_8} + n_{\text{CO}} + 10,8 \cdot n_{\text{C}_{10,8\text{H}_{18,7}}}) \quad (\text{Gl.4-15})$$

$$n_{Z,\text{H}_2\text{O}} = X(\varphi) \cdot (2 \cdot n_{\text{CH}_4} + 4 \cdot n_{\text{C}_3\text{H}_8} + n_{\text{H}_2} + 9,35 \cdot n_{\text{C}_{10,8\text{H}_{18,7}}}) \quad (\text{Gl.4-16})$$

$$n_{Z,\text{O}_2} = 0,21 \cdot n_{\text{Luft}} - X(\varphi) \cdot (2 \cdot n_{\text{CH}_4} + 5 \cdot n_{\text{C}_3\text{H}_8} + 0,5 \cdot n_{\text{CO}} + 0,5 \cdot n_{\text{H}_2} + 15,475 \cdot n_{\text{C}_{10,8\text{H}_{18,7}}}) \quad (\text{Gl.4-17})$$

$$n_{Z,\text{N}_2} = n_{\text{N}_2} + 0,79 \cdot n_{\text{Luft}} \quad (\text{Gl.4-18})$$

4.2.2 Berechnung der kalorischen Daten

Zur Berechnung der Gaskalorik sind die Ansätze für herkömmliche Otto- oder Dieselmotoren nicht geeignet, da diese einer realen Gasbeschaffenheit nicht gerecht werden können.

Die für den Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ benötigte innere Energie U und die weiteren erforderlichen kalorischen Daten werden durch die für jeden °KW festgelegte stoffliche Zusammensetzung der Zylinderladung ermittelt. Für die Berechnung des Differenzials $du/d\varphi$ wird zunächst für Brenngas, Luft und die Verbrennungsprodukte der Nullpunkt für die innere Energie bei einer Bezugstemperatur von Null Kelvin festgelegt. Durch die kurbelwinkelbezogene Differenz der inneren Energie, welche durch stoffliche Umsetzung und Temperaturänderung bestimmt ist, sowie den Energieanteilen aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik kann dann der Brennverlauf innerhalb der Druckverlaufsanalyse bzw. der Temperaturverlauf bei der Arbeitsprozessrechnung bestimmt werden.

Die absolute, molare Enthalpie wird mit einem Berechnungsmodell nach Heywood [20] durchgeführt, das dafür temperaturabhängige Polynomansätze verwendet. Diese Polynomansätze werden mit den Konstanten aus den Janaf-Tabellen [22] für CO_2 , N_2 , H_2O , H_2 , O_2 , und CO und mit den Koeffizienten von Rossini [33] für CH_4 , C_3H_8 und Dieselkraftstoff angewendet und in die jeweiligen Terme eingesetzt. So gibt folgende Gleichung den Berechnungsansatz für die spezifische molare Enthalpie der Elemente CO_2 , H_2O , H_2 , O_2 , N_2 und CO :

$$h_m = R_m \cdot \left(a_{i1} T + \frac{a_{i2}}{2} T^2 + \frac{a_{i3}}{3} T^3 + \frac{a_{i4}}{4} T^4 + \frac{a_{i5}}{5} T^5 + a_{i6} \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right] \quad (\text{Gl.4-19})$$

$$\text{mit: } R_m = 8,31451 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

Aus der Ableitung der spezifischen molare Enthalpie h_m nach der Temperatur T in obiger Gleichung Gl.4-19 kann die spezifische molare Wärmekapazität $c_{p,m}$ berechnet werden:

$$c_{p,m} = \frac{dh_m}{dT} = R_m \cdot \left(a_{i1} + a_{i2} T + a_{i3} T^2 + a_{i4} T^3 + a_{i5} T^4 \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \right] \quad (\text{Gl.4-20})$$

Nach dem Ansatz von Rossini gelten für die Berechnung der spezifischen molaren Enthalpie und der spezifischen Wärmekapazität für Methan (CH_4), Propan (C_3H_8) und Dieselkraftstoff folgende Gleichungen:

$$h_m = 4186,8 \cdot \left(A_{f1} \cdot t + \frac{A_{f2}}{2} \cdot t^2 + \frac{A_{f3}}{3} \cdot t^3 + \frac{A_{f4}}{4} \cdot t^4 - \frac{A_{f5}}{t} + A_{f6} + A_{f8} \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right] \quad (\text{Gl.4-21})$$

$$c_{p,m} = \frac{dh_m}{dT} = 4186,8 \cdot \left(A_{f1} + A_{f2} \cdot t + A_{f3} \cdot t^2 + A_{f4} \cdot t^3 + \frac{A_{f5}}{t^2} \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \right] \quad (\text{Gl.4-22})$$

$$\text{mit } t = \frac{T[\text{K}]}{1000}$$

Eine tabellarische Übersicht der einzelnen Koeffizienten dieser Ansätze befindet sich im Anhang, Kap. 9.1. Für die Umrechnung der Enthalpie in die entsprechenden Werte der inneren Energie gilt:

$$u_m = h_m - R_m \cdot T \quad (\text{Gl.4-23})$$

Zur Bestimmung der molaren Wärmekapazität $c_{p,v}$ bei konstantem Volumen gilt:

$$c_{v,m} = c_{p,m} - R_m \quad (\text{Gl.4-24})$$

4.2.3 Wandwärmübergang

Gegenüber der Berechnung am Dieselmotor muss der Ansatz für den Wandwärmübergang ebenfalls wie die kalorischen Daten der stofflichen Umsetzung an den Einsatz von Gas als Brennstoff angepasst werden. So entfällt bei der ottomotorischen Verbrennung mit homogenem Gemisch die brennraumisolierende Rußschicht, was zu einem erhöhten Wandwärmübergang führt. Dieses wird durch eine Anpassung der Konstanten C_1 und C_2 gegenüber dem bekannten Ansatz nach Woschni [47] berücksichtigt, welcher hauptsächlich für Dieselmotoren entwickelt wurde. Bei dem hier vorliegenden Gasmotor wurden die Werte von Vogel [43] für die rußfreie

Verbrennung von Methanol verwendet, da sich diese Konstanten bereits bei vorhergehenden Forschungsvorhaben [34, 51] bewährt haben.

So gilt für die Berechnung des Wandwärmübergangs für die Teilenergieströme $dQ_{W,i}/d\varphi$ über Kolben, Zylinderkopf und Zylinderbuchse in dem vorliegenden Fall jeweils:

$$\frac{dQ_{W,i}}{d\varphi} = \alpha(\varphi) \cdot A_i \cdot (T - T_{W,i}) \frac{dt}{d\varphi} \quad (\text{Gl.4-25})$$

und damit als Gesamtwärmestrom $dQ_W/d\varphi$:

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \frac{dQ_{W,i}}{d\varphi} \quad (\text{Gl.4-26})$$

Der Wandwärmübergangskoeffizient $\alpha(\varphi)$ wird entsprechend dem Ansatz nach Woschni bestimmt:

$$\alpha = 130 \cdot d^{-0,2} \cdot T^{-0,53} \cdot p^{0,8} \cdot \left(C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_H \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right)^{0,8} \quad (\text{Gl.4-27})$$

Wenn folgende Beziehung gilt:

$$2 \cdot C_1 \cdot c_m \cdot \left(\frac{V_c}{V_0} \right)^2 \cdot C_3 \geq C_2 \cdot \frac{V_H T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \quad (\text{Gl.4-28})$$

wird der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha(\varphi)$ über folgende Gleichung berechnet:

$$\alpha = 130 \cdot d^{-0,2} \cdot T^{-0,53} \cdot p^{0,8} \cdot \left[C_1 \cdot c_m \cdot \left(1 + 2 \cdot \left(\frac{V_c}{V_0} \right)^2 \cdot C_3 \right) \right]^{0,8} \quad (\text{Gl.4-29})$$

Die eingesetzten Konstanten für Strömungs- und Verbrennungsglied sind für die vorliegende gasmotorische Verbrennung:

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{C_u}{C_a} \quad \text{im Ladungswechselteil}$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_u}{C_a} \quad \text{im Hochdruckteil}$$

$$C_2 = 0,004 \quad \text{Turbulenzhöhung durch Verbrennung für Methanol}$$

$$C_3 = 1$$

Die noch nicht explizit angesprochenen Terme der Energiebilanz (mechanische Arbeit $dW/d\varphi$ und Enthalpie h_i der Masse m_i für die Ladungswechselrechnung) werden nach den aus der einschlägigen Literatur bekannten Verfahren bestimmt, z.B. [27].

4.3 Thermodynamische Analyse und Modellbildung

4.3.1 Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung

Zur thermodynamischen Auswertung werden die Werkzeuge Druckverlaufsanalyse (DVA) und Arbeitsprozessrechnung (APR) verwendet. Grundlage für beide sind Differenzialgleichungen für die Energie- und Massebilanzen (Kap. 4.1).

Die DVA dient zur Bestimmung des realen Brennverlaufs $dQ_B/d\varphi$ aus dem gemessenen Druckverlauf im Zylinder nach folgender Grundgleichung:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \quad (\text{Gl.4-30})$$

Der Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ beschreibt die Energieumsetzung bei Verbrennungsmotoren und wird aus der differentiellen Betrachtung der Energiebilanz gewonnen. Neben den stationären Größen des Betriebspunktes, wie Bauteiltemperaturen, Luft- und Brenngasmasse, ist der gemessene Zylinderdruckverlauf die wichtigste Eingangsgröße für die DVA. Der Druckverlauf im Brennraum wird mit Hilfe von piezoelektrischen Druckaufnehmern gemessen, welche jedoch nur relative Signale liefern. Dies bedeutet, dass für das richtige Druckniveau dieser Verlauf korrigiert werden muss, was durch verschiedene Methoden geschehen kann.

Die einfachste Möglichkeit, das Druckniveau im Brennraum anzupassen, ist ein Abgleich mit dem absoluten Saugrohrdruck, dem der Zylinderdruck zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ gleich gesetzt wird.

Bei dem Verfahren „polytrope Verdichtung“ wird im Bereich zwischen 250 °KW und 295 °KW der Druckverlauf mit einer polytropen Verdichtung mit konstantem Polytropenexponenten korreliert. Dies ist nach Bargende [4] als gute Näherung erlaubt. Mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate wird dann das Druckniveau so lange korrigiert bis die Summe der Fehlerquadrate über den Vergleichsbereich minimal und so der Anfangsdruck p_0 bestimmt ist.

Eine exaktere als die beiden vorhergehenden Methoden ist das „Summenbrennverlaufskriterium“. Hierfür wird angenommen, dass der Brennverlauf während der Verdichtungsphase den Wert Null hat, da frühestens mit der Zündung bzw. Selbstentflammung der Frischladung eine Wärmefreisetzung statt finden kann. Der Brennverlauf und die Durchbrennfunktion müssen folglich bis zu diesem Zeitpunkt Null sein. Dies wird durch eine Abstimmung des gemessenen Druckverlaufs erreicht, bis dieser mit dem realen Druckniveau konvergiert und der Summenbrennverlauf im Intervall von „Einlass schließt“ bis hin zu 40 °KW vor dem Einblasebeginn mit der Forderung „Summenbrennverlauf gleich Null“ übereinstimmt:

$$\int_{\varphi_{ES}}^{\varphi_{EB-40}} \frac{dQ_B}{d\varphi} d\varphi = 0 \quad (\text{Gl.4-31})$$

Dieses Kriterium hat sich auch bei der thermodynamischen Beschreibung des PGI-Motors als das zuverlässigste erwiesen.

Da bei der ottomotorischen, äußeren Gemischbildung kein vollkommen homogenes Gemisch entsteht, liegen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel marginal unterschiedliche Zündbedingungen an der Zündquelle vor. Dies bewirkt aber auch einen unterschiedlichen Verbrennungsverlauf und damit verschieden hohen Spitzendruck zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Diese Zyklenschwankungen sind ein wichtiges Kriterium zur Beurteilung der Lauf- und Verbrennungsqualität des Motors bei der Optimierung des Motorverhaltens hinsichtlich Wirkungsgrad und Einhaltung der Abgasgrenzwerte.

Zur Bestimmung der Verbrennungsqualität wird die Standardabweichung des Spitzendrucks σ_{p_Zmax} als auch des Mitteldrucks σ_{p_mi} herangezogen. Bei Motoren mit geringen Spitzendruckschwankungen liefert die Aussage über die Variation des Spitzendrucks ein gutes Kriterium zur Beurteilung des Laufverhaltens. Sind allerdings große Ladungs- und Gemischzustandsänderungen zu erwarten, ist es sinnvoller, die Auswirkung der zyklischen Schwankungen auf den indizierten Mitteldruck zu beurteilen.

In Anlehnung an Athenstaedt [2] wird der Variationskoeffizient des Mitteldrucks V_{pmi} definiert zu:

$$V_{pmi} = \frac{\sigma_{pmi}}{\mu_{pmi}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (\text{Gl.4-32})$$

mit dem Erwartungswert μ_{pmi}

$$\mu_{pmi} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_{mi,i} \quad (\text{Gl.4-33})$$

und der Standardabweichung σ_{pmi}

$$\sigma_{pmi} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_{mi,i} - \mu_{pmi})^2} \quad (\text{Gl.4-34})$$

für jeweils $i = 1$ bis n Arbeitsspiele.

Nach Chmela [9] ist die tolerierbare Grenze von V_{pmi} bei 5 % für den industriellen Einsatz von Mehrzylindermotoren. In der Beurteilung des Laufverhaltens des Versuchsmotors werden 50 Arbeitsspiele ausgewertet und gemittelt, um bei der thermodynamische Analyse ein durchschnittliches Arbeitsspiel für die Modellbildung zu erhalten.

Die im Projekt verwendete Arbeitsprozessrechnung (APR) basiert wie die DVA auf einem nulldimensionalen Einzonenmodell. Die Arbeitsprozessrechnung stellt die komplementäre Form der Berechnung zur DVA dar, da bei ihr die grundlegende Eingangsgröße der Brennverlauf und die Ausgabegrößen Temperatur- und Druckverlauf sind. Durch iterative Lösung nach dem Runge-Kutta-Verfahren wird die Differentialgleichung Gl.4-35 aus thermischer Zustandgleichung, Energie- und Massebilanz nach der Temperatur aufgelöst:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{m \cdot c_v} \cdot \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} - p \cdot \frac{dV}{d\varphi} - u \cdot \frac{dm}{d\varphi} - m \cdot \frac{\partial u}{\partial c_\lambda} \cdot \frac{dc_\lambda}{d\varphi} \right) \quad (\text{Gl.4-35})$$

Der Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ wird hierbei entweder als realer, aus der DVA gewonnener Verlauf oder als Ersatzbrennverlauf eingesetzt. Werden der Energieumsatz durch vorausbestimmte Ersatzbrennverläufe sowie die stationären Größen des Motors vorgegeben, kann das motorspezifische Verhalten, wie der Druckverlauf, berechnet und die innermotorischen Vorgänge analysiert werden. Diese Vorgehensweise ist auch als Druckverlaufssynthese bekannt und in Bild 4-2 schematisch aufgezeigt.

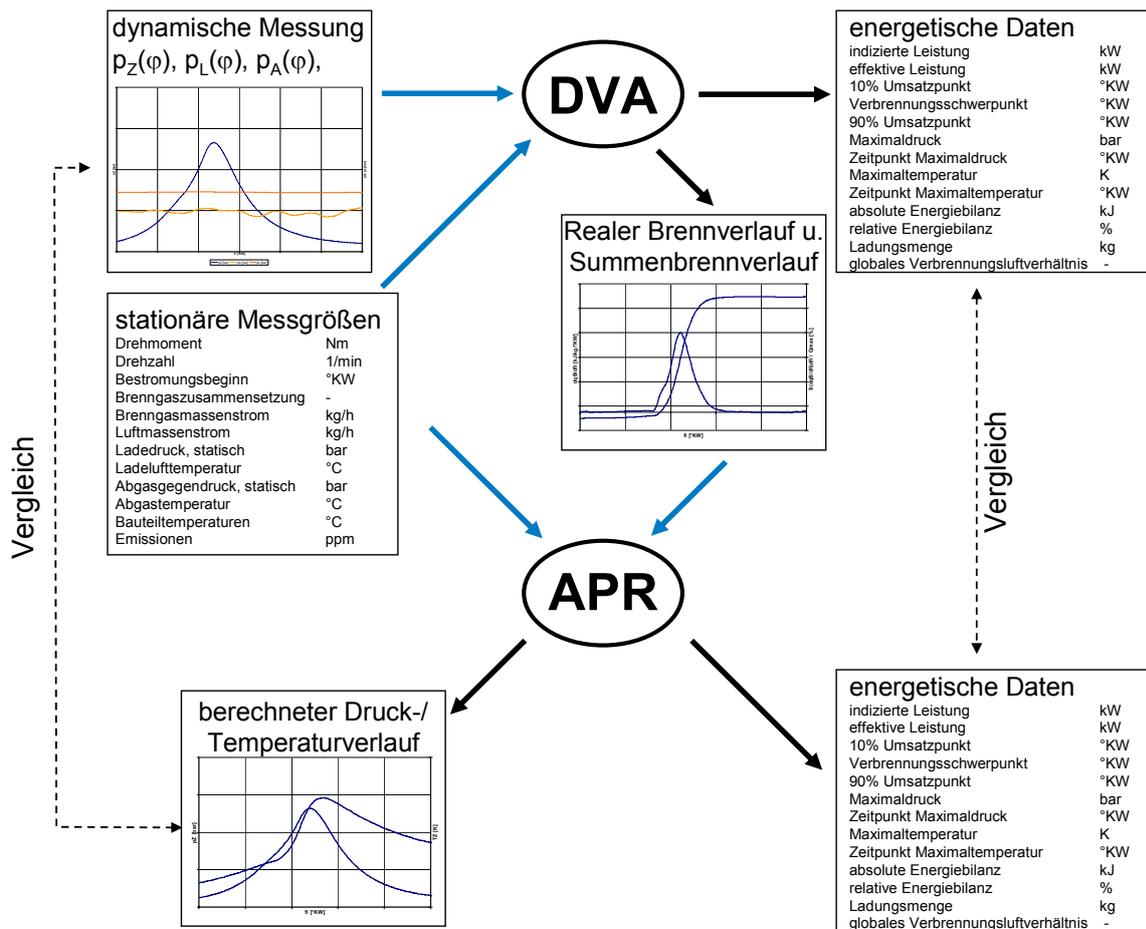


Bild 4-2: Schematischer Ablauf der thermodynamischen Analyse

Wird dieses Ablaufschema auf alle Versuchspunkte ausgeweitet, erhält man die Veränderung des Brennverlaufs aufgrund der verschiedenen Versuchsparameter. Somit entsteht eine sehr aussagekräftige Basis für die Annäherung der realen Energieumsetzung durch Ersatzbrennverläufe und damit für die Vorausberechnung des Motors und den darauf basierenden Überlegungen zur Betriebsstrategie.

4.3.2 VIBE-Ersatzbrennverlauf

Als gute mathematische Annäherung an den realen Brennverlauf hat sich der Ersatzbrennverlauf nach VIBE vielfach bewährt [21, 51]. Die grundlegende Funktion dieser Art der Energieumsatzratenbeschreibung basiert auf der Theorie der effektiven Zentren. Aussage dieser ist, dass im Mikrobereich stattfindende Kettenreaktionen und chemische Umwandlungsprozesse, welche während der Verbrennung auftreten, durch makroskopische Gesetzmäßigkeiten beschrieben werden können.

Die effektiven Zentren, welche durch die mit Wärme oder Zündfunken erzeugten freien Atome und Radikale gebildet werden, leiten die Verbrennung ein und bestimmen diese maßgeblich. Durch die schnelle Energiefreisetzung und der damit verbundenen Erhöhung von Druck und Temperatur im Brennraum bilden sich weitere effektive Zentren, welche die Verbrennung beschleunigen und zu einer Kettenreaktion führen. Der Verbrennungsablauf beruht letztendlich auf der Bildung und dem Verbrauchen der freien Atome und Radikale. Diese Verbrennungscharakteristik durch Zu- und Abnahme der effektiven Zentren wird im VIBE-Ersatzbrennverlauf durch den Formfaktor m beschrieben, Gl.4-36. Zusammen mit Brennbeginn φ_{VA} und -ende φ_{VE} sowie dem Formfaktor m wird der Verbrennungsablauf durch den Ersatzbrennverlauf definiert. Wird dieser Ersatzbrennverlauf auf die umgesetzte Energie skaliert, so kann der Verbrennungsablauf modelliert werden.

Der Verbrennungsfortschritt $X(\varphi)$ steht für die bis zum Kurbelwinkel φ umgesetzte Wärmemenge Q_B , welche auf die Gesamtwärmemenge Q_{B0} bezogen ist.

$$X = \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B0}} = 1 - \exp(-a \cdot y^{m+1}) \quad (\text{Gl.4-36})$$

Die Variable y stellt in obiger Gleichung die auf die Gesamtbrenndauer normierte Brennzeit dar und enthält folgenden Bezug von aktuellem Kurbelwinkel φ , Verbrennungsbeginn φ_{VA} und Verbrennungsende φ_{VE} :

$$y = \frac{\varphi - \varphi_{VA}}{\varphi_{VE} - \varphi_{VA}} \quad (\text{Gl.4-37})$$

Als dimensionslose Darstellung in differentieller Betrachtung nach dem Kurbelwinkel und damit der Zeit, ergibt sich aus Gleichung Gl.4-36:

$$\frac{dX}{dy} = a \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot \exp(-a \cdot y^{m+1}) \quad (\text{Gl.4-38})$$

Der Verbrennungsbeginn ist damit bei $y = 0$ und $X = 0$ und das Verbrennungsende bei $y = 1$ und $X = 1$. Bei der realen Verbrennung wird allerdings die angenommene vollständige Umsetzung des Brennstoffs nicht erreicht. Hier hat es sich bewährt den Faktor a , welcher die Umsatzrate des zugeführten Kraftstoffs wiedergibt, auf einen Wert von $a = 6,908$ zu setzen, das einem Umsatz von 99,9 % entspricht. Wird die Konstante a auf kleinere Werte gesetzt, ergibt sich eine sehr dominante Unstetigkeit am Ende des Brennverlaufs, da die VIBE-Funktion sich erst bei hohen, vorgegebenen Umsatzraten von fast 100% der Nulllinie asymptotisch nähert. Eine unvollständige Verbrennung wird daher mit einer entsprechend reduzierten Brennstoffmasse und geringerem Gemischheizwert berücksichtigt.

Wird der Formfaktor m verkleinert, so wird ein immer größerer Anteil der zugeführten Kraftstoffwärme zu Beginn der Verbrennung umgesetzt und das Ausbrennen der Zylinderladung sehr verschleppt. Wird der Formfaktor m erhöht, so verschiebt sich die Verbrennung nach spät, so dass sich auch der Schwerpunkt der Verbrennung zum Verbrennungsende hin verlagert. In Kombination von Formfaktor m und den Werten für Verbrennungsanfang φ_{VA} und Verbrennungsende φ_{VE} wird der komplette Verbrennungsablauf eindeutig mit nur drei Parametern wiedergegeben.

4.3.3 NO_x-Vorausberechnung

Die bisherige thermodynamische Analyse beinhaltet lediglich ein nulldimensionales Einzonenmodell, bei dem die Gastemperatur im Brennraum global bestimmt wird, so dass eine lokale Temperaturdifferenzierung nicht möglich ist. Dies ist eine wesentliche Vereinfachung gegenüber dem komplexen realen System Brennraum. Eine derartige Vereinfachung für Druckverlaufsanalyse und Arbeitsprozessrechnung ist jedoch durchaus zulässig und sinnvoll.

Bei der Bestimmung der Stickoxidbildung, die erst ab einer lokalen Temperatur von über 2000 K nennenswert statt findet, ist die Aussagekraft eines Einzonenmodells aber nicht ausreichend. Die Massenmitteltemperatur weicht hier zu sehr von der tatsächlichen Temperatur in der Reaktionszone ab, in welcher die Stickoxidbildung nahezu ausschließlich auftritt. Die für die Stickoxidberechnung notwendige Bestimmung der Temperatur in der Reaktionszone erfolgt über so genannte Zweizonenmodelle, welche den Brennraum in eine Zone mit verbranntem und eine Zone mit unverbranntem Gemisch unterteilen. Die jeweilige Zone ist dabei ein in sich homogener Teilbereich des Brennraums. Betrachtet man anschließend die reaktive Zone mit der Reaktionskinetik nach dem Zeldovich-Mechanismus [53], kann die Stickoxidbildung sehr gut beschrieben werden.

Diese beiden Zonen sind über verschiedene Randbedingungen miteinander verknüpft:

- die Konzentrationsverteilung ist vor der Verbrennung in beiden Zonen gleich
- der Druck ist in beiden Zonen identisch mit dem Zylinderdruck
- die beiden Zonenvolumina ergeben das Zylindervolumen
- die Gesamtmasse des Brennraums setzt sich aus den beiden Zonenmassen zusammen
- die Temperatur ist vor der Verbrennung in beiden Zonen identisch mit der Massenmitteltemperatur
- die Berechnung der Wandwärmeverluste entspricht dem einzonigen Modell

Die Differentialgleichung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik liefert in der Arbeitsprozessrechnung die Massenmitteltemperatur $T(\varphi)$ und den Brennraumdruck $p(\varphi)$, aus welchen die Zonentemperaturen berechnet werden. Der Temperaturverlauf in Zone 1 (Reaktionszone) wird über die freigesetzte Energie aus der Verbrennung bestimmt. Durch Wärmestrom aus der Zone 1 in Zone 2 wird dann deren Temperatur berechnet. Die dabei umgesetzte Brennstoffmasse, welche sich aus dem Brennverlauf und dem Heizwert sowie der zu berücksichtigenden Restgasmasse bestimmt, wird nach Gl.4-39 berechnet.

$$m_B(\varphi) = \frac{1}{H_u} \int \frac{dQ_B}{d\varphi} d\varphi + m_{B0} \quad (\text{Gl.4-39})$$

Die Masse $m_{\text{Zone1}}(\varphi)$ der Reaktionszone ergibt sich unter Voraussetzung eines konstanten Verbrennungsluftverhältnisses λ_0 zu:

$$m_{\text{Zone1}}(\varphi) = \lambda_0 \cdot L_{\text{min}} \cdot m_B(\varphi) + m_B(\varphi) \quad (\text{Gl.4-40})$$

Die jeweiligen thermischen Zustandsgleichungen werden als weitere Berechnungsgleichungen für beide Zonen herangezogen, wodurch die Kalorik mit den Polynomansätzen nach Heywood [20] und Rossini [33] als Funktion von Temperatur und Verbrennungsluftverhältnis entsprechend der aktuellen Stoffumsetzung ermittelt werden kann.

Der Eintrag der in der Reaktionszone freigesetzten Energie in die unverbrannte Zone wird durch die Temperaturdifferenz der beiden Zonen bestimmt. Bei Verbrennungsbeginn ist diese Differenz wegen der Temperaturunterschiede zwischen Flamme und Unverbranntem maximal und wird im Modell durch den „A-Wert“ charakterisiert. In dieser Kenngröße werden alle motorspezifischen Größen wie Brennraumgeometrie, Gemischbildungs- und Entflammungsbedingungen zusammengefasst. Dieser A-Wert wird mit Hilfe eines Betriebspunktes, an dem der Brennverlauf und die Stickoxidemissionen bekannt sind, für den Motor abgestimmt.

Die Temperaturdifferenz zwischen beiden Zonen sinkt mit fortschreitender Verbrennung kontinuierlich aufgrund von Wärmeleitung und der ebenfalls stattfindenden Durchmischung. Bei Verbrennungsende mit vollständiger Durchmischung der Zylinderladung ist die Temperatur im gesamten Brennraum wieder identisch und somit die Temperaturdifferenz gleich Null. Dies wird auch im Ansatz für die Temperaturdifferenz der Zonen ausgedrückt:

$$T_{Zone1}(\varphi) - T_{Zone2}(\varphi) = B(\varphi) \cdot A \quad (\text{Gl.4-41})$$

Die Funktion $B(\varphi)$ dient dabei zur Beschreibung der Temperaturdifferenz zwischen beiden Zonen, indem ihr der Betrag der Druckerhöhung durch die Verbrennung - $p(\varphi) - p_0(\varphi)$ als Maß für die Turbulenz im Brennraum - zugrunde gelegt wird. Diese Größe hat sich bereits bei der Bestimmung des Wärmeübergangs im Motor bewährt. Zusätzlich wird der bereits umgesetzte Brennstoff über die Masse der Reaktionszone $m_{Zone1}(\varphi)$ berücksichtigt.

$$B(\varphi) = \frac{\int_{\varphi_{VA}}^{\varphi_{AÖ}} (p(\varphi) - p_0(\varphi)) \cdot m_{Zone1}(\varphi) \cdot d\varphi - \int_{\varphi_{VA}}^{\varphi} (p(\varphi) - p_0(\varphi)) \cdot m_{Zone1}(\varphi) \cdot d\varphi}{\int_{\varphi_{VA}}^{\varphi_{AÖ}} (p(\varphi) - p_0(\varphi)) \cdot m_{Zone1}(\varphi) \cdot d\varphi} \quad (\text{Gl.4-42})$$

Somit liegt $B(\varphi)$ im Wertebereich zwischen 1 und 0. Als Integrationsbeginn gilt der Zeitpunkt Verbrennungsbeginn φ_{VA} und als Integrationsende „Auslass öffnet“ $\varphi_{AÖ}$, da hier eine vollständige Durchmischung und deshalb auch die Temperaturdifferenz als Null angenommen werden kann.

Bei dieser Berechnung werden dem Zylinderdruck alle Einflüsse der Gemischbildung, Verbrennung, des Wärmeübergangs zwischen den Zonen und der Zylinderladung und der Brennraumwand zugeschrieben. Da keine geometrische Abhängigkeit enthalten ist, kann dieser Ansatz als allgemeingültig und das Zweizonenmodell für die Verbrennung als vollständig beschrieben angesehen werden.

Die Stickoxidvorausberechnung wird durch den Temperaturverlauf in der Reaktionszone nach dem Zeldovich-Mechanismus bestimmt. Die Ausgangsstoffe für die NO-Bildung \dot{O} , O_2 , \dot{N} , N_2 , und \dot{OH} sind während der Verbrennung als im Gleichgewicht anzusehen, da deren chemische Reaktionen deutlich schneller als die Verbrennung ablaufen. Die Konzentrationsänderungen der an der Reaktion beteiligten Stoffe lassen sich daher mit dem Massenwirkungsgesetz und den Gleichgewichtskonstanten bestimmen.

Ausgehend von den Konzentrationen der Ausgangsstoffe wird die momentane Konzentration an Stickstoffmonoxid und atomarem Stickstoff über folgende Reaktionsgleichungen des erweiterten Zeldovich-Mechanismus berechnet:



Diese Reaktionen laufen erst bei Temperaturen über 2000 K nennenswert ab. Der Gleichgewichtszustand wird allerdings innerhalb der sehr schnell ablaufenden motorischen Verbrennung nie erreicht. Die Reaktionen des molekularen Stickstoffs, der Verbrennungsluft und der Radikale \dot{N} , \dot{O} , $\dot{O}H$ finden im Bereich des Verbrannten statt (Post-Flame-Reaktion). Diese Gleichungen werden quantitativ mittels der zugehörigen Geschwindigkeitskonstanten k_{1V} bis k_{3R} nach der Arrhenius-Beziehung berechnet:

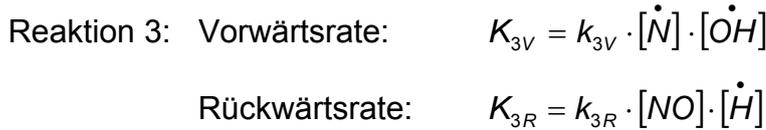
$$k = 1 \cdot 10^{-3} \cdot A \cdot T^B \cdot e^{\frac{-E_{4,19}}{R_m \cdot T}} \quad (\text{Gl.4-46})$$

In der Literatur finden sich für die reaktionskinetischen Konstanten Stoßzahl A, Temperaturbeiwert B sowie Aktivierungsenergie E zahlreiche unterschiedliche Angaben. Im Anhang, Kapitel 9.3, sind Werte für diese Konstanten A, B, E von sechs verschiedenen Autoren aufgeführt. Pattas [28], Heywood [20] und Urlaub [41] gehören zu den wenigen Autoren, die für alle drei Gleichungen jeweils die Hin- und Rückreaktionskonstanten angeben. Bei Baulch / Bracco [5, 6] und Wray [48] wurden die Konstanten k_{3V} und k_{3R} mit denen nach Urlaub substituiert, bei den Werten nach Warnatz [44] wurden die Rückreaktionen durch Approximation bestimmt, siehe auch Zitzler [52].

Die Reaktionsrate K, welche ein Maß für die Konzentrationsänderungen der beteiligten Stoffe ist, bestimmt sich durch das Produkt der Konzentrationen der Ausgangsstoffe in der jeweiligen Reaktionsrichtung mit den Geschwindigkeitskonstanten k.

Die sechs Teilreaktionen werden damit durch folgendes Gleichungssystem beschrieben:

$$\begin{aligned} \text{Reaktion 1: Vorwärtsrate:} & \quad K_{1V} = k_{1V} \cdot [N_2] \cdot [\dot{O}] \\ & \quad \text{Rückwärtsrate:} \quad K_{1R} = k_{1R} \cdot [NO] \cdot [\dot{N}] \\ \text{Reaktion 2: Vorwärtsrate:} & \quad K_{2V} = k_{2V} \cdot [O_2] \cdot [\dot{N}] \\ & \quad \text{Rückwärtsrate:} \quad K_{2R} = k_{2R} \cdot [NO] \cdot [\dot{O}] \end{aligned}$$



Der NO-Konzentrationsgradient berechnet sich aus der Summe aller sechs Einzelraten:

$$\frac{d[NO]}{dt} = K_{1V} - K_{1R} + K_{2V} - K_{2R} + K_{3V} - K_{3R} \quad (\text{Gl.4-47})$$

Durch Integration der NO-Bildungsrate über der Verbrennungsdauer erhält man den absoluten Verlauf der Stickoxidkonzentration. Der iterative Weg zur Bestimmung des A-Wertes ist in Bild 4-4 schematisch beschrieben.

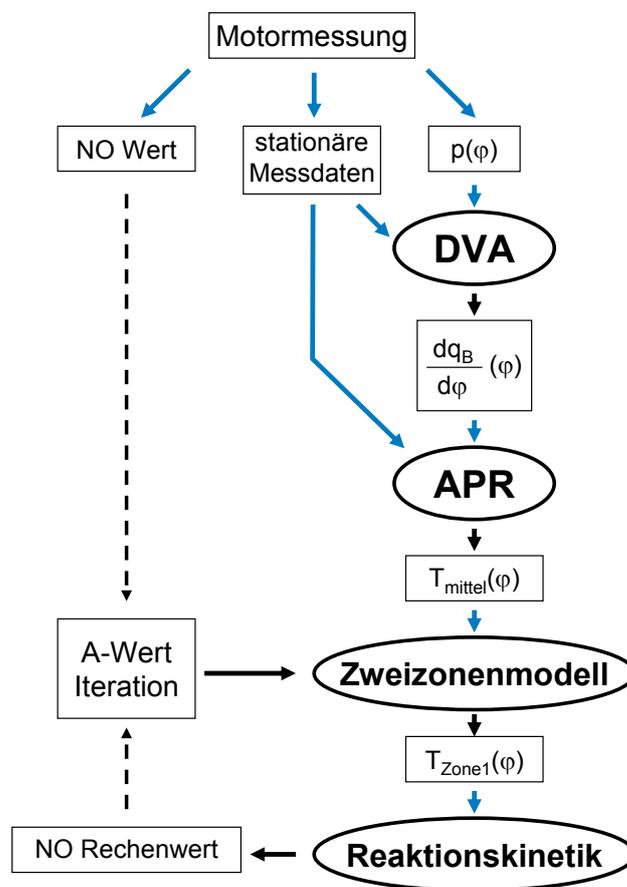


Bild 4-4: Schematische Darstellung der iterativen Anpassung des A-Wertes an den Versuchsmotor

4.3.4 Vorausberechnung der Klopfgrenze

Zur Vorausberechnung der Klopfgrenze gibt es unterschiedliche Ansatzmöglichkeiten. Die Methoden variieren dabei von einfachen nulldimensionalen Modellen über mehrzonige bis hin zu mit 3D-CFD-Rechnung bestimmten konzentrationsabhängigen Modellen [38].

Ein Kriterium, welches mit einem relativ einfachen, empirischen modellbasierten Ansatz auf der mittleren Reaktionskinetik des Kraftstoff-Luftgemisches, einer sog. Querschnittskinetik aller Reaktionspartner, entwickelt wurde, ist das Model nach Franzke [15].

Franzke definiert in seinem Modell einen sog. Vorreaktionszustand I_p , den die unverbrannte Zylinderladung überschreiten muss, damit eine Selbstentflammung erfolgen kann. In diesem Ansatz eines integralen Zündverzuges wird der Fortschritt der nicht näher definierten Vorreaktionen durch das zeitliche Integral über der Vorreaktionsgeschwindigkeit beschrieben, welche in pauschaler Form entsprechend dem Arrhenius-Ansatz als Funktion von Temperatur $T(\varphi)$ und Druck $p(\varphi)$ des unverbrannten Gemisches formuliert wurde. Der Brennraum wird dabei als nulldimensionales Einzonenmodell behandelt, wobei der Temperaturverlauf im Unverbrannten durch eine polytrophe Verdichtung mittels des Zylinderdrucks $p(\varphi)$ berechnet wird.

$$I_p = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_{ES}}^{\varphi_K} \frac{p^a}{\exp\left(\frac{b}{T_{UV}}\right)} d\varphi \quad (\text{Gl.4-48})$$

Die Integration des Vorreaktionszustandes I_p erfolgt nach Franzke vom Beginn des Hochdruckteils zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ φ_{ES} bis zu einem definierten kritischen Grad Kurbelwinkel φ_K .

Der klopfrelevante Abschnitt während der Verbrennung ist dann überwunden, wenn der kritische Grad Kurbelwinkel φ_K überschritten ist. Dies wird durch den Quotienten K festgelegt, welcher ein motorspezifischer Wert ist und sich zu:

$$K = \frac{\Delta\varphi_K}{\Delta\varphi_{VD}} \quad (\text{Gl.4-49})$$

mit $\Delta\varphi = \varphi_K - \varphi_{VA}$ und $\Delta\varphi_{VD} = \varphi_{VE} - \varphi_{VA}$

definiert. Das benötigte Zeitintervall $\Delta\varphi_K$ bis zur Selbstentflammung bezieht Franzke dabei auf die gesamte Brenndauer $\Delta\varphi_{VD}$ des Brennverlaufes. Der Ansatz, dass ein Einsetzen von Klopfen gleichzeitig mit dem Auftreten des Maximaldrucks im Zylinder angenommen werden kann, erwies sich nach den Ausführungen von Franzke bei seinen Untersuchungen als nicht genau genug. Bei dem Forschungsmotor von Franzke, welcher mit Propan betrieben wurde, ergab sich K zu 0,53, d.h. der kritische Teil der Verbrennung war kurz nach der halben Brenndauer überschritten.

Die beiden stoffabhängigen Exponenten a und b lehnen sich an die Literaturwerte [37] für den Zündverzug von Isooktan und Luft in Stoßwellenrohren an. Franzke bestimmte diese zu $a = 1,13$ und $b = 14900$ für Propan, wobei dies empirische festgesetzte Werte sind.

5 Experimentelle Untersuchung des Motorbetriebsverhaltens

5.1 Grenzen des Versuchsbereichs

Als Basis für die thermodynamische Auswertung wurde eine Grundvermessung des Versuchsträgers durchgeführt. Die bereits applizierten Einstellungen am Motor dienten dabei als Referenz. Um eine Aussage über die Klopf- und Aussetzergrenze (KG / AG) zu treffen, wurde bei verschiedenen Lasten der Bestromungsbeginn der Vorkammereinblasung variiert.

Im gesamten Versuchsbetrieb wurde die mit der Pilotgasmenge zugeführte Energiemenge auf demselben Niveau von 1 % der gesamten Brenngasmenge gehalten. Um dies zu erreichen ist die Einblasedauer der Pilotgasmenge entsprechend dem Einblasebeginn und den dabei vorliegenden Druck- und Strömungsbedingungen in der Vorkammer angepasst worden.

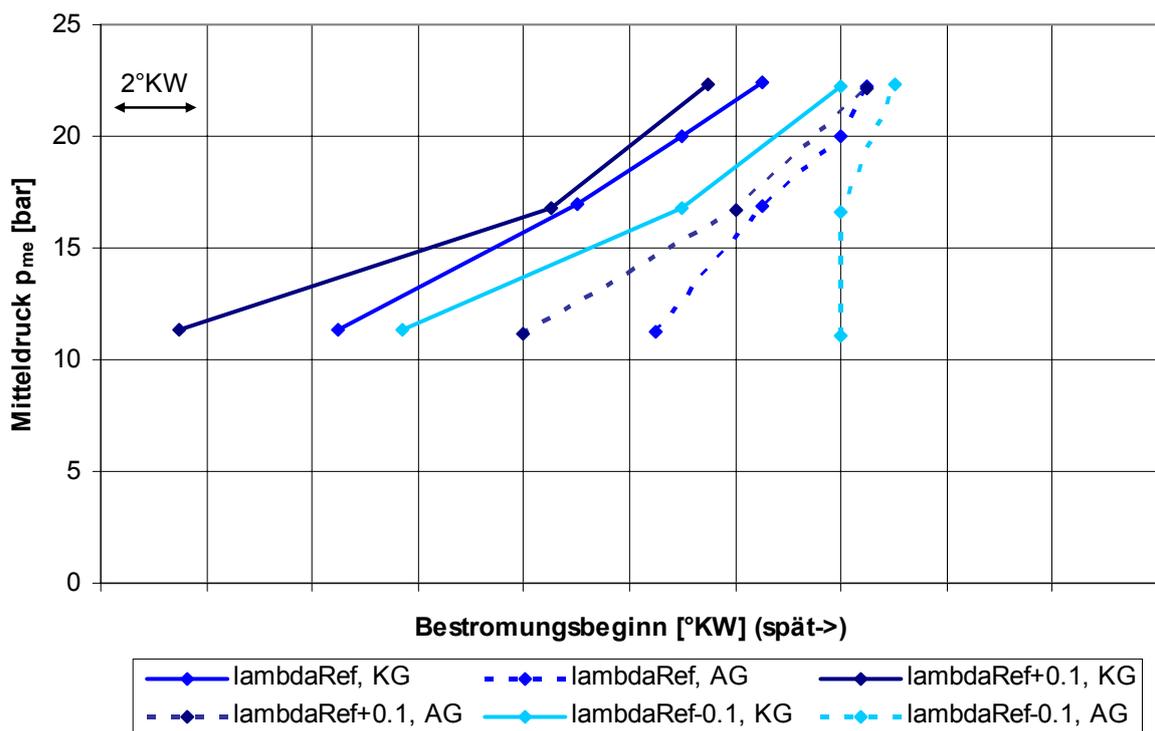


Bild 5-1: Versuchsbereich bei Methanzahl MZ 92 zwischen Klopfgrenze (KG, durchgezogene Linie) und Aussetzergrenze (AG, strichliert) und unterschiedlichem Verbrennungsluftverhältnis über dem Bestromungsbeginn

Während der Messungen zeigte sich, dass der Motor ein sehr enges Betriebsfenster besitzt. Als Konsequenz konnte nur mit Einschränkungen der gesamte Lastbereich bis über 22 bar effektiven Mitteldruck untersucht werden.

Für Kraftstoff der Methanzahl MZ 92, der reinem Erdgas aus der städtischen Gasversorgungsleitung entspricht, ist der Betriebsbereich bei verschiedenen Lasten und unterschiedlichen Verbrennungsluftverhältnissen über dem Bestromungsbeginn in Bild 5-1 dargestellt. Die Klopfgrenze (KG) ist für jede Methanzahl als durchgezogene Linie eingetragen und die Aussetzergrenze (AG) als unterbrochene Linie eingetragen.

Nach Plohberger [31] sind für Methanzahlen größer MZ 80 die Motorbetriebswerte als konstant anzusehen. Erst Methanzahlen unter MZ 80 haben nennenswert einschränkenden Einfluss auf die Leistungsausbeute der Motoren, bzw. deren Wirkungsgrad. Daher wurden zum verfügbaren, hochwertigen Erdgas aus dem städtischen Versorgungsnetz mit einer Methanzahl von MZ 92 auch Erdgas-Propanmischungen mit einer Methanzahl von MZ 70 und MZ 60 untersucht. Der dabei erfasste Bereich ist in Bild 5-2 dargestellt. Bei diesen Untersuchungen ist der Motor allerdings mit gegenüber der Methanzahl MZ 92 erhöhtem Verbrennungsluftverhältnis betrieben worden, um annähernd die gleichen Verbrennungsschwerpunkte zu erhalten.

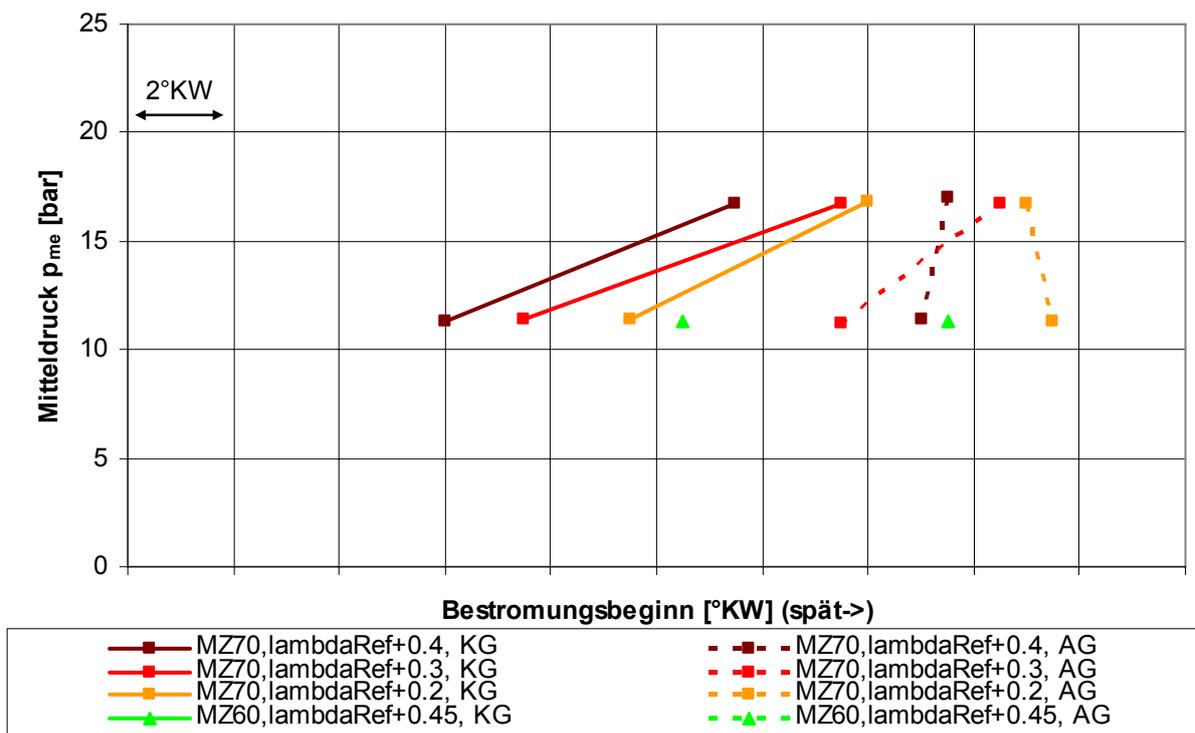


Bild 5-2: Betriebsbereich zwischen Klopf- (KG) und Aussetzergrenze (AG) bei Methanzahl MZ70 und MZ60 und angepasstem Verbrennungsluftverhältnis

Bei jeder Laststufe wurde ebenfalls der Bestromungsbeginn der Hochdruckgaseinblasung von der Klopfgrenze bis zum Aussetzerbetrieb variiert. Als klopfender Betrieb wurde definiert, wenn einer der am Motor verbauten Klopfensoren nach den in der Klopfüberwachung implementierten Algorithmen klopfende Arbeitsspiele an einem der 12 Zylinder detektierte. Es musste also nicht zwingend der Messzylinder

der Auslöser sein. Einige Zylinder erwiesen sich als klopfreudiger als andere, d.h. unabhängig von der Motorkonfiguration identifizierte der Klopfintegrator den entsprechenden Zylinder.

Die Aussetzergrenze wurde dann als erreicht angenommen, wenn ein Zylinder deutliche Zyklenschwankung bzw. eine verschleppte Verbrennung bis hin zu einigen aussetzenden Arbeitsspielen zeigte. Wiederum erwiesen sich einige Zylinder als guter Indikator für diese Betriebsgrenze, da diese als erste sehr hohe Zyklenschwankungen aufwiesen.

Dass nicht alle Zylinder exakt gleich reagieren, liegt an verschiedensten Einflüssen, welche kleine Ursachen haben können. Als Gründe kommen hierfür unter anderem durch den Ladungswechsel induzierte Druckschwankungen im Saugrohr, welche die Zylinder bei der Luftmengenverteilung unterschiedlich versorgen, aber auch die Einregelung des Gesamtmotors nach Spitzendruck und Abgastemperatur der einzelnen Zylinder in Frage.

Nachteilig dabei ist, dass bei der Erfassung des Grenzbereiches nicht alle Zylinder exakt gleich eingestellt sind und der Grenzbereich somit nicht als „scharfe Grenze“ für den Gesamtmotor ermittelt werden kann. Zum Schutz des Motors wurde der Messzylinder nicht an die jeweilige Grenze gebracht, da bereits andere Zylinder die jeweilige Grenze überschritten haben und somit das Risiko einer massiven Schädigung des Motors als zu hoch angesehen wurde.

Vor allem im Betrieb des Motors mit hoher Last hat sich der Versuchsmotor aufgrund des leistungsgesteuerten Betriebes als sehr sensibel erwiesen, da die in der Motorsteuerung hinterlegten Regelalgorithmen versuchen die geforderte Leistung zu halten. Vor allem aber bei den Untersuchungen zur Klopfgrenze ist dies schwierig, da zum Motorschutz bei kritischem, klopfendem Motorzylinder mit der Leistung innerhalb zwei aufeinander folgender Arbeitsspiel der Bestromungsbeginn nach spät verschoben wird. Diesen Leistungsverlust müssen die restlichen Zylinder ausgleichen. Da somit die verbleibenden Zylinder aufgrund der noch höheren spezifischen Leistungsabgabe näher an die Klopfgrenze rücken und diese sogar überschreiten können, führt dies unter ungünstigen Umständen zu einer Notabschaltung.

5.2 *Flammenausbreitung*

Um Aussagen zur Verbrennung treffen und auch das unterschiedliche Brennverhalten besser verstehen zu können, wurden, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, sehr schnell ansprechende Oberflächenthermoelemente (OTE) im Zylinderkopf und der Vorkammer eingebaut (Bild 3-5 und Bild 3-6). Diese Thermoelemente wurden zur Erkennung der vorbei eilenden Flammenfront genutzt. Die Flammenfront zeigt sich je nach Ort des OTE durch eine Spannungserhöhung von 1 – 2 mV, was einer Tempe-

raturerhöhung von 30 – 60 K entspricht. In der Vorkammer wurde eine bis zu 3 mV hohe Temperaturspannung innerhalb eines Arbeitsspiels detektiert, das etwa 100 K Temperaturerhöhung entspricht.

Die Auswertung der Signale erfolgte, nachdem sie durch eine digitale Nachbearbeitung mit einem Tschebyscheff-Filter in einer Fast-Fourier-Transformation von Störgrößen wie Rauschen (hauptsächlich 50 Hz Netzfrequenz) befreit wurden.

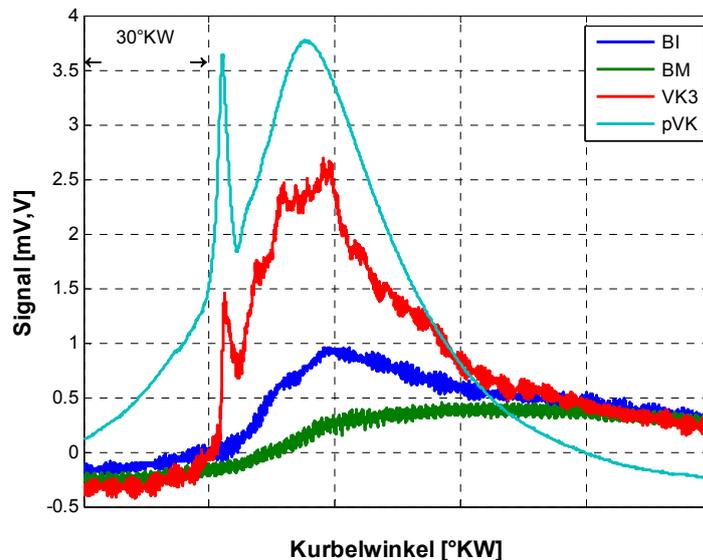


Bild 5-3: Rohsignale von Vorkammerdruck, Vorkammerthermoelement VK3 und OTE im Hauptbrennraum BI und BM

In Bild 5-3 sind exemplarisch die dynamischen Anteile der Rohsignalverläufe der Oberflächenthermoelemente an den Stellen „Bank Innen“ (BI), „Bank Mitte“ (BM), Vorkammer „VK3“ und das Drucksignal in der Vorkammer „pVK“ des gleichen Arbeitsspiels dargestellt (Nomenklatur nach Bild 3-6). Bei den Verläufen der Messstellen „BI“ und „BM“ erkennt man den zeitlichen Verzug und damit den Fortschritt der Flammenfront durch den Brennraum sowie auch die zeitliche Verzögerung zur Verbrennung in der Vorkammer. Analog dem Druckverlauf in der Vorkammer ist im Temperaturverlauf des Vorkammerthermoelements „VK3“ die Vorkammerverbrennung ebenso erkennbar. So steigt der gemessene Wärmeeintrag analog dem Druckverlauf während der Initialverbrennung in der Vorkammer, sinkt wieder ab und detektiert erneut einen Temperaturanstieg durch die Verbrennung im Hauptbrennraum. Dieser zweite Anstieg ist auf die vom Hauptbrennraum in die Vorkammer einströmenden verbrannten Anteile der Ladung des Hauptbrennraumes zurückzuführen, welche durch die Überströmkanäle in die Vorkammer eindringen. Durch die dabei auftretende hohe Turbulenz in der Vorkammer wird die Grenzschicht an der Wand verkleinert und es strömt verbranntes, heißes Gas deutlich näher an der Messstelle vorbei, wodurch ein höherer Wärmestrom und damit ein erhöhter Wärmeeintrag in die Bauteile der Vorkammer hervorgerufen wird.

Zur Bestimmung des Zeitpunktes, an welchem die Flamme die Messstelle passiert, wurde der maximale Gradient der gefilterten Temperatursignale definiert, da so das gleiche Kriterium zur Erkennung der Flamme für alle Messstellen unabhängig von der tatsächlichen Temperaturerhöhung gilt.

$$\varphi_{\text{Flamme}} = \left. \frac{dT}{d\varphi} \right|_{\text{max}}$$

Mithilfe dieses Ansatzes kann die unterschiedliche Laufzeit bis zu den verschiedenen Messstellen bestimmt und so auch auf die unterschiedliche Flammenausbreitung im Brennraum analysiert werden. Im Falle des Referenzpunktes ergibt sich somit für die jeweiligen Messstellen die in Bild 5-4 dargestellte zeitliche Abfolge.

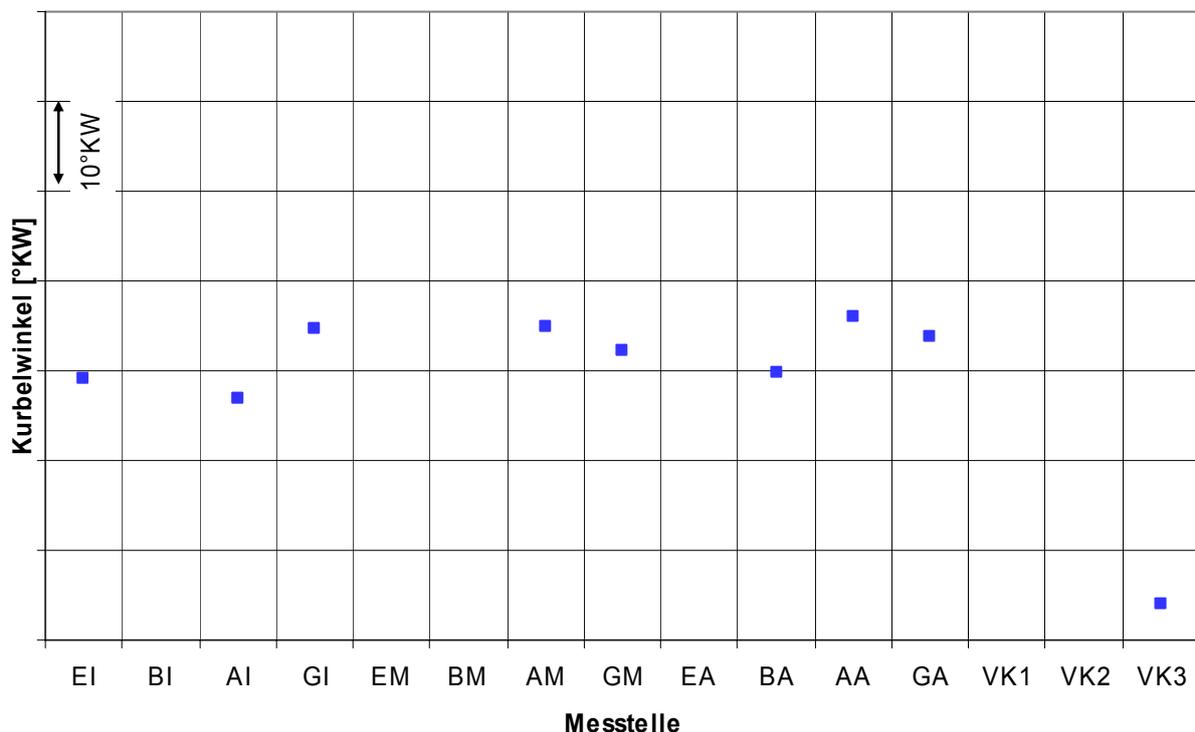


Bild 5-4: Vergleich der erkannten Flamme an den verschiedenen Messstellen über 50 gemittelten Arbeitsspielen

Diese Messtechnik hat sich bei der extrem hohen mechanisch-thermische Einwirkung an einigen Messstellen als nur begrenzt haltbar erwiesen, weshalb nicht alle Versuchsmessstellen während der gesamten Versuchszeit zur Verfügung standen. Folglich ist kein vollständiges, zeitliches Abbild der Flammenfront im Brennraum möglich, sondern nur von den verbleibenden Messstellen eine relative Aussage zur lokalen Änderung der Flammenfront aufgrund der geänderten Motorparameter.

An den jeweiligen Zeitpunkten der Flammendetektion mit Hilfe des jeweiligen OTE lässt sich ableiten, dass die Verbrennung im inneren Ring, also nach Austreten aus der Vorkammer, in Richtung Einlass- und Auslassventile etwas schneller stattfindet als quer dazu. Grund hierfür ist die asymmetrische Ausbreitung der Zündfackeln aus

den Übertrittsbohrungen der Vorkammer und der sehr geringe Drall der Ladung im Hauptbrennraum.

Bei der Betrachtung der Einzelarbeitsspiele wurde aufgrund der Temperaturerhöhung der Bauteile durch die Verbrennung in Zusammenarbeit mit dem Projektpartner Institut für Automatisierungstechnik der Universität der Bundeswehr, Neubiberg bei München, ein Detektionskriterium [12] entwickelt, welches erlaubt, Zündaussetzer mit Hilfe der verbauten Glühkerze zu erkennen. Dieser Ansatz basiert auf einer Widerstandsänderung der Vorkammerglühkerze über der Temperatur und kann mit einer kleinen angelegten Spannung das Aufheizverhalten der Glühkerze durch die Verbrennung bewerten. Fällt das Aufheizen geringer aus als bei den vorhergehenden Arbeitsspielen, liegt ein aussetzendes Arbeitsspiel vor und es kann Arbeitsspiel spezifisch und Zylinder individuell die Bestromung der Glühkerze nachgeregelt werden. Damit lässt sich eine sichere Entflammung durch den erhöhten Wärmeeintrag in die Entflammungshilfe der Vorkammer für die folgenden Arbeitsspiele gewährleisten und damit das Laufverhalten des Motors stabilisieren.

Somit kann beim vorliegenden Brennverfahren mit der Glühkerze als Zündquelle eine Aussetzererkennung ohne weitere zusätzliche Sensorik erfolgen.

5.3 Einfluss der Vorkammer

5.3.1 Einzelarbeitsspiele

Zur thermodynamischen Auswertung wurden aus 50 Einzelarbeitsspielen gemittelte Arbeitsspiele herangezogen, um eine gute Aussagequalität über den jeweiligen Betriebspunkt zu erhalten. Zur Detektion der Entflammungseigenschaften in der Vorkammer und zur Erkennung einzelner klopfender Arbeitsspiele ist dies wiederum zu ungenau. Daher wurde die Druckverlaufsanalyse so angepasst, dass auch die einzelnen Arbeitsspiele der gemittelten 50 Arbeitsspiele detailliert analysiert werden können. So ist hier vor allem der Druckverlauf bezüglich klopfender Verbrennung interessant.

In Bild 5-5 ist der aus 50 Arbeitsspielen gemittelte Druckverlauf in der Vorkammer (pVK) für den Referenzpunkt bei etwa 17 bar effektivem Mitteldruck dargestellt. Charakteristisch für den Vorkammerdruckverlauf ist der deutliche Anstieg durch die dort stattfindende Verbrennung, dann fällt der Druck mit Vorkammerbrennende wieder ab, um mit einsetzender Verbrennung im Hauptbrennraum wieder anzusteigen.

Die Abweichungen von 50 aufeinander folgenden Arbeitsspielen sind ebenfalls eingetragen, um die Streuung sowohl im Niveau als auch in der zeitlichen Abfolge exemplarisch aufzuzeigen. Im gemittelten Verlauf des Druckes in der Vorkammer,

grau dargestellt, erkennt man durch eine leichte Absenkung der Steigung nach dem Bestromungsbeginn der Hochdruckeinblasung den tatsächlichen Beginn der Einblasung der Pilotgasmasse und damit den effektiven Verzögerung, bis merklich Brenngas in die Vorkammer einströmt und einen geringen Kühlungseffekt aufgrund der Entspannung um über 100 bar bewirkt. Der Druckanstieg durch die Entflammung in der Vorkammer liegt relativ stabil nach dem bemerkbaren Kühlungseffekt.

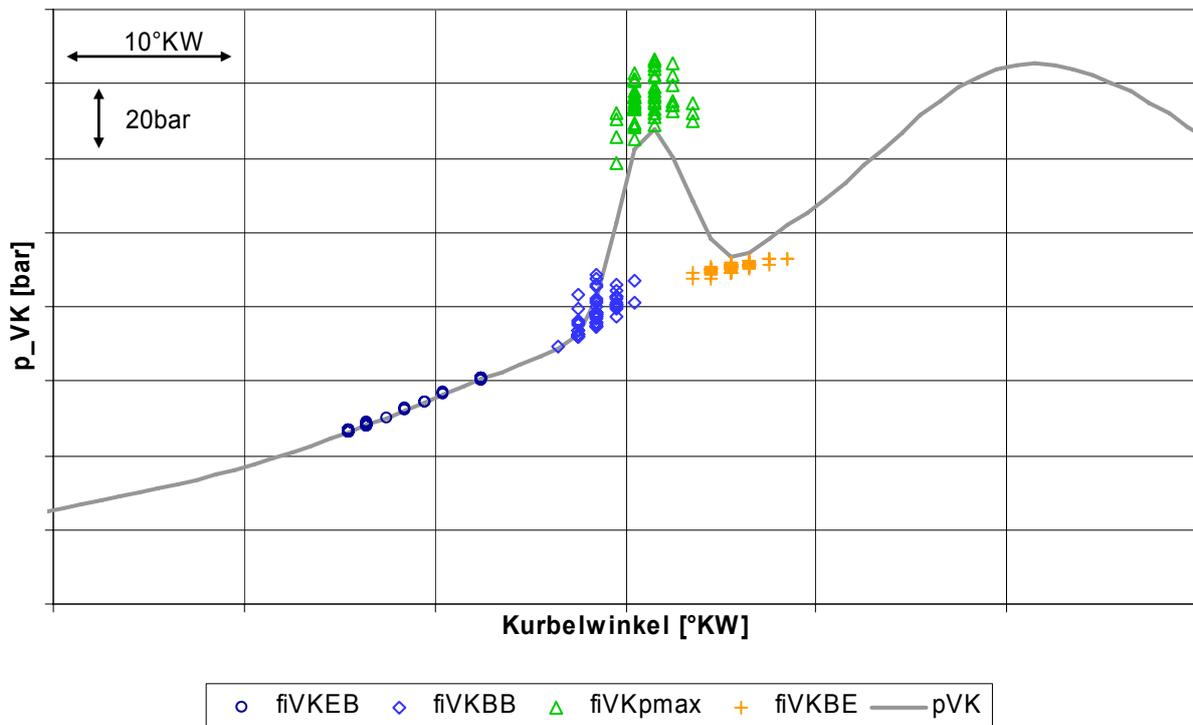


Bild 5-5: Gemittelter Druckverlauf von 50 Arbeitsspielen in der Vorkammer mit den arbeitsspiel-spezifischen Werten von Einblasebeginn, Verbrennungsbeginn, maximaler Vorkammer-verbrennungsdruck und Ende Vorkammervverbrennung

Vergleicht man jedes einzelne der 50 Arbeitsspiele (Bild 5-6) untereinander mit den Zeitpunkten von

- Bestromungsbeginn des Hochdruckinjektors,
- erkennbarer Druckabsenkung durch tatsächlichen Einblasebeginn (fiVKEB),
- Druckanstieg durch Verbrennung (fiVKBB),
- Lage des Maximaldrucks durch die Vorkammervverbrennung (fiVKmax) und
- Angleichung des Vorkammerdrucks nach Verbrennung auf das Druckniveau im Hauptbrennraum (VKBE),

so erkennt man, dass der Verlauf der Druckkurve ab Gaseinblasung verhältnismäßig stabil liegt. Somit ist die Variation der Verbrennung in der Vorkammer hauptsächlich auf die Schwankung der Gemischbildung in der Vorkammer zurück zu führen.

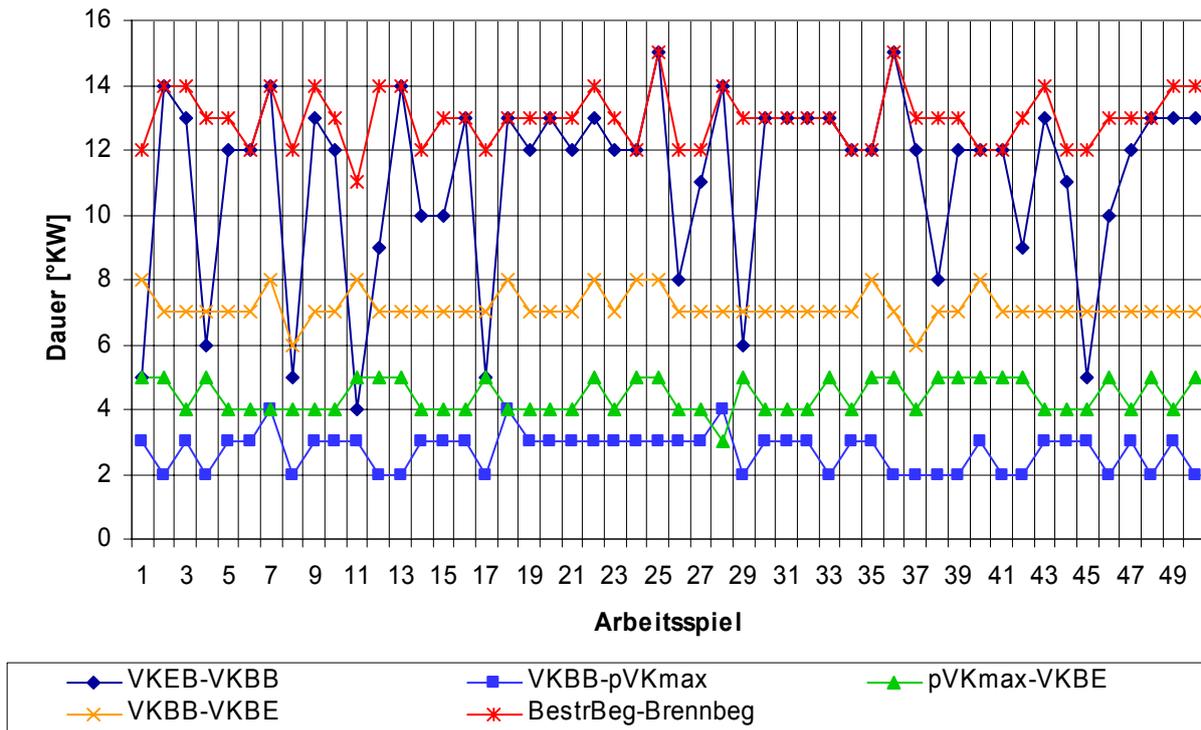


Bild 5-6: Vergleich der Dauern zwischen Bestromungsbeginn in der Vorkammer und Brenndauer der Vorkammervverbrennung

Da die Vorkammer den Initialort der Verbrennung darstellt, wurde gezielt die Entflammung in der Vorkammer untersucht bzw. deren Beeinflussung durch Motorparameter. Es wurden Untersuchungen über die Vorkammergeometrie Seitens MAN Diesel SE unternommen, welche in [17] veröffentlicht sind. Daher wird diese Variationsgröße hier nicht betrachtet.

5.3.2 Einblasedruck

Der Einfluss des eingeblasenen Pilotgases wurde am Referenzpunkt bei etwa 17 bar effektiven Mitteldruck untersucht. Das Verbrennungsluftverhältnis im Hauptbrennraum blieb auf Referenzniveau. Die Variation des Vorkammer-Einblasedruckes erfolgte von 219 bar bis 249 bar. Der Prüfstands Aufbau des Projektpartners ließ keinen größeren Bereich zu. Einerseits kann der externe Erdgaskompressor nur bis 250 bar verdichten. Andererseits sah das Sicherheitskonzept des Prüfstands eine Notabschaltung vor, wenn der Einblasedruck unterhalb eines globalen Niveaus von 215 bar absinken würde, da das Risiko von Aussetzern aufgrund zu langsamen Einbringens der Pilotgasmenge und des damit einhergehenden möglichen Motorschadens zum damaligen Zeitpunkt als zu hoch eingeschätzt wurde.

Damit der an der Gesamtgasmenge gleiche Anteil als Pilotgasmenge in die Vorkammer eingeblasen wurde, ist die Einblasedauer in die Vorkammer entsprechend angepasst worden. So war sichergestellt, dass das Verbrennungsluftverhältnis in der

Vorkammer zum Entflammungsbeginn als konstant bei den verschiedenen untersuchten Betriebspunkten angenommen werden konnte.

Innerhalb des untersuchten Druckbereiches blieben die gemessenen Druckverläufe in Vorkammer und Hauptbrennraum deckungsgleich. Somit ist kein Unterschied auf die Verbrennung durch eine Veränderung des Einblasedrucks innerhalb der variierten Grenzen nachzuweisen.

5.3.3 Veränderung der heißen Stelle (Entflammungsort)

Für die Entflammung und damit den Verbrennungsbeginn ist eine heiße Stelle in der Vorkammer verantwortlich. Da dies der Ausgangspunkt für die Verbrennung ist, wurde auch der geometrische Einfluss dieses Initialortes der Verbrennung untersucht. Anstelle der ursprünglich eingesetzten keramischen Glühkerze (Bild 5-7) wurde eine Eigenentwicklung der MAN Diesel SE, im folgenden als Hotspot bezeichnet, als Alternativlösung untersucht. Diese Entflammungshilfe kennzeichnet sich vor allem durch eine fünf mal größere nutzbare Mantelfläche und ein etwa 50 % größeres Reaktionsvolumen sowie durch eine andere Werkstoffauswahl aus, welche bessere Hochtemperatureigenschaften erwarten lässt.

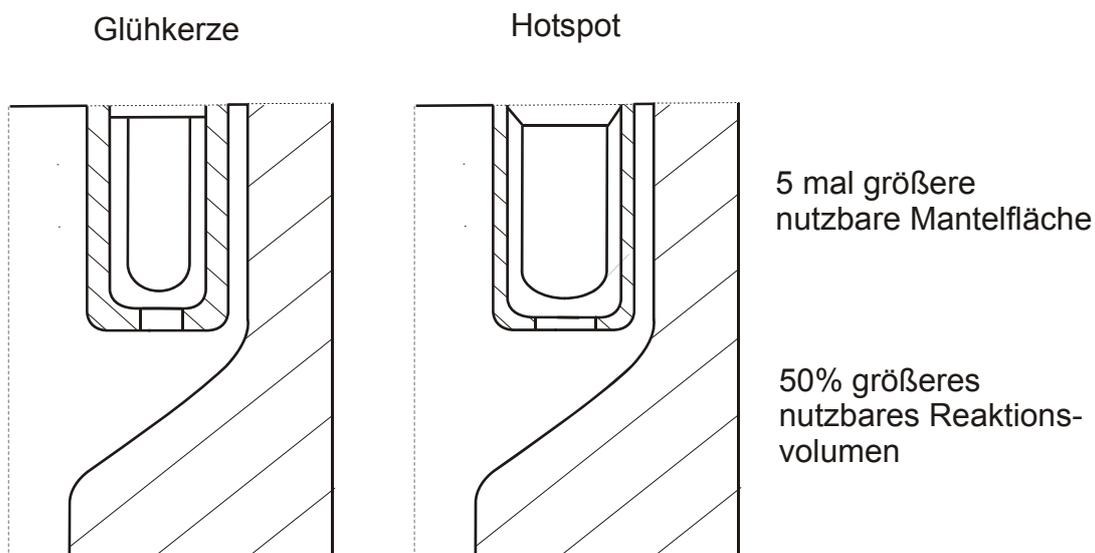


Bild 5-7: Schematischer Vergleich der Glühkerze und des sog. Hotspot in der Vorkammer

Bei den untersuchten Betriebspunkten war im Referenzpunkt keine Änderung im Druckverlauf und somit auch bei der Verbrennung erkennbar. Der Druckverlauf im Hauptbrennraum und der daraus berechnete Brennverlauf liegen innerhalb der messbaren Toleranz.

Allerdings zeigt sich an den Laufgrenzen des Motors ein anderes Verhalten. Die Laufruhe des Motors ist vor allem an der Aussetzergrenze ($R+3^{\circ}KW$) deutlich besser. Die Varianz und die Standardabweichung gehen im Vergleich zur herkömmlichen

Glühkerze fast auf die Hälfte zurück und der Motor läuft dementsprechend gleichmäßiger (Bild 5-8).

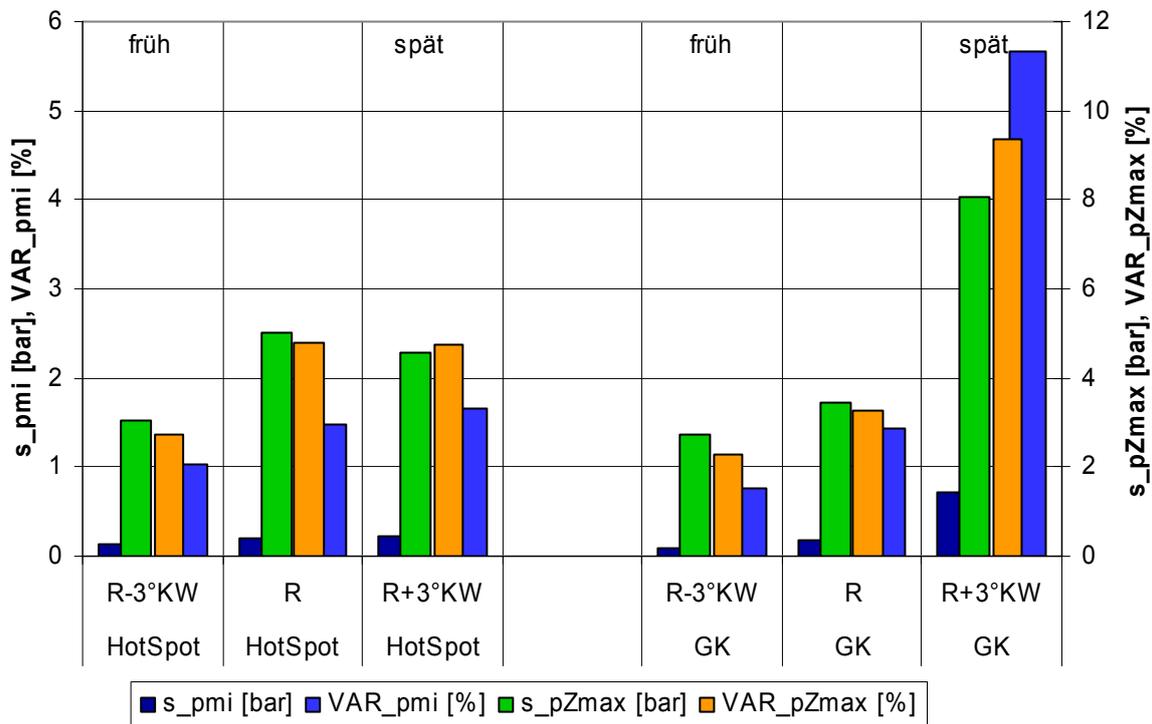


Bild 5-8: Varianz und Standardabweichung von indiziertem Mitteldruck und Spitzendruck bei Einsatz einer keramischen Standardglühkerze (GK) und des Hotspots und verschiedenem Bestromungsbeginn (Mitte, Referenz, eff. Mitteldruck 11 bar

Als Beispiel für die bessere Entflammung an der Aussetzergrenze sind in Bild 5-9 und Bild 5-10 die Druckverläufe in der Vorkammer von 50 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen bei einem effektivem Mitteldruck von 11 bar, Referenzverbrennungsluftverhältnis und gleichem Bestromungsbeginn bei der keramischen Glühkerze und dem Hotspot dargestellt. Die bessere Entflammung ist an der deutlich geringeren zeitlichen Variation der Vorkammerverschönbrennung (6 °KW Hotspot zu 17° KW Glühkerze) und dem höheren Druckanstieg und –niveau (etwa doppelter Druckanstieg) während der Vorkammerverschönbrennung als auch an der geringeren Schwankung der Druckkurven im Hauptbrennraum erkennbar. Bei der herkömmlichen Glühkerze sind bei diesem Betriebspunkt sowohl bereits erste aussetzende Arbeitsspiele im Druckverlauf erkennbar als auch eine sehr hohe Streuung des Maximaldrucks im Hauptbrennraum.

Dies ist auf die größere zur Verfügung stehende Oberfläche des Hotspots zurückzuführen, welche eine zuverlässigere Entflammung unter ungünstigen Rahmenbedingungen durch eine größere aktivierende Fläche an der Initialstelle sicher stellt. So wird die Vorkammerentflammung sowohl deutlich stabiler als auch intensiver und in engeren Grenzen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel reproduziert.

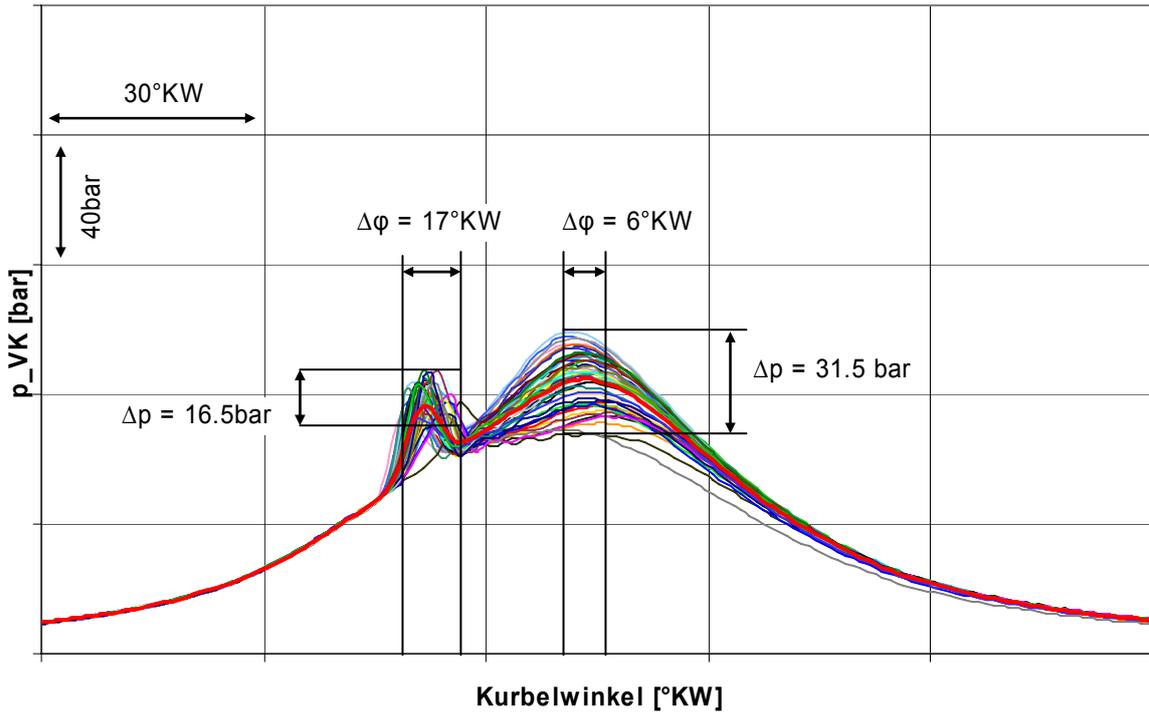


Bild 5-9: Vorkammerdruckverlauf von 50 Arbeitsspielen mit keramischer Glühkerze bei 11 bar effektivem Mitteldruck, nahe der Aussetzergrenze und gleichem Bestromungsbeginn ($R+3^{\circ}KW$)

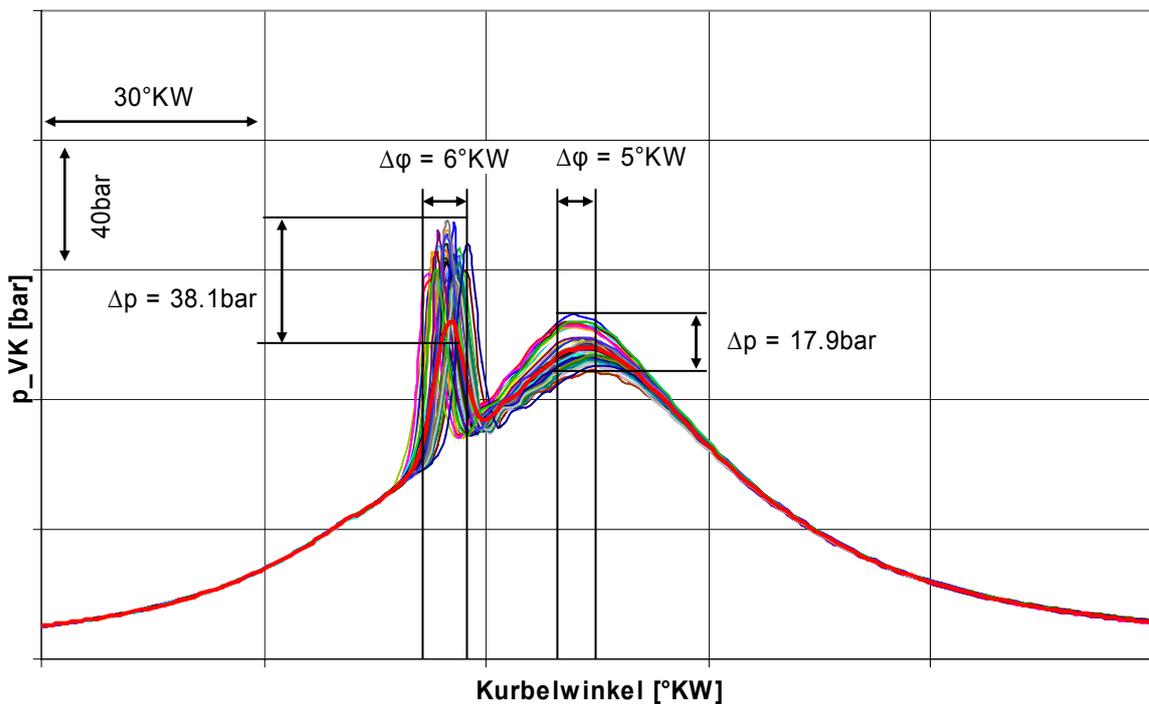


Bild 5-10: Vorkammerdruckverlauf von 50 Arbeitsspielen mit Hotspot bei 11 bar effektivem Mitteldruck, nahe der Aussetzergrenze und gleichem Bestromungsbeginn ($R+3^{\circ}KW$)

Dieses stabilere Laufverhalten ist vor allem bei geringeren Lasten festzustellen. Bei sehr hoher Last von 20 bar effektivem Mitteldruck und höher ist die Laufruhe mit dem

Hotspot nur geringfügig besser gegenüber der keramischen Glühkerze. Erklärbar ist dies durch die höheren auftretenden Temperaturen und Drücke zum Zeitpunkt der Entflammung.

Diese Optimierung der Entflammungshilfe bietet vor allem bei Verwendung von Kraftstoff mit unwilligem Verbrennungseigenschaften einen bessern nutzbaren Arbeitsbereich des Motors aufgrund der sichereren Entflammungsrandbedingungen v.a. im Bereich zur Aussetzergrenze hin.

6 Theoretische Analyse des Betriebsverhaltens

6.1 Thermodynamische Untersuchungen

6.1.1 Bestromungsbeginnvariation

Die Versuche zum Einfluss des Bestromungsbeginns fanden beim Referenz-Verbrennungsluftverhältnis statt. Ausgehend vom voreingestellten Bestromungsbeginn R wurde an allen Zylindern die Pilotgaseinblasung mit dem gleichen Offset nach „Früh“ (R-x) verstellt, bis an einem der Motorzylinder Klopfen detektiert wurde. Nach „Spät“ (R+x) wurde der Bestromungsbeginn ebenfalls an allen Zylindern gleich verstellt, bis erste Zündaussetzer auf einem der Motorzylinder auftraten.

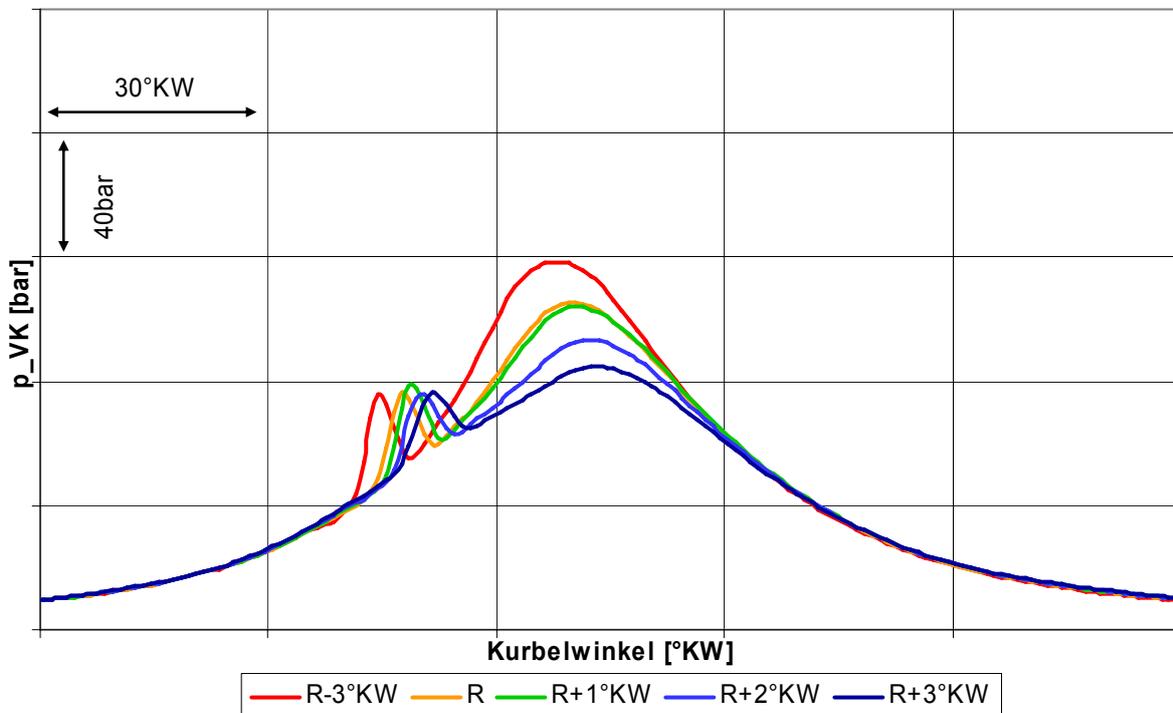


Bild 6-1: Vergleich der Druckverläufe in der Vorkammer bei unterschiedlichem Bestromungsbeginn

Dies wurde bei verschiedenen Lasten untersucht, siehe Bild 5-1, und dabei unterschiedlich große Bereiche bei der Variationsbreite ergab. So war bei dem Referenzverbrennungsluftverhältnis der größtmögliche Variationsbereich bei etwa 11 bar Mitteldruck (Bild 6-1). Hier liegen etwa 6 °KW zwischen Klopfgrenze (R-3°KW) und Aussetzergrenze (R+3°KW) des Gesamtmotors. Mit höherer Last engt sich dieser Bereich stark ein und verschiebt sich insgesamt nach „Spät“, was durch die erhöhte Reaktionswilligkeit der Zylinderladung aufgrund der hohen Ladungsdichte und höhe-

ren Drücken sowie Temperaturen mit steigender Last bewirkt wird. Bei Maximallast (etwa 22,4 bar effektiver Mitteldruck) ergibt sich ein Unterschied im Bestromungsbeginn zwischen Klopf- und Aussetzergrenze von nur noch 2 °KW. Dies stellt hohe Anforderungen nach einer exakten Regelung des Beginns der Hochdruckeinblasung. Vergleicht man bei einem effektiven Mitteldruck von ca. 11 bar die Druckverläufe in der Vorkammer, Bild 6-1, so beträgt der Zündverzug, d.h. die Zeitspanne zwischen Bestromungsbeginn und merklichem Druckanstieg in der Vorkammer konstant 12,5 °KW. Die Druckanstiegsgeschwindigkeit nimmt bei frühem Bestromungsbeginn zu, während der in der Vorkammer erreichte Spitzendruck durch die dortige Verbrennung bei allen Betriebspunkten innerhalb dieser Versuchsreihe auf gleichem Niveau liegt. Durch die gegen Null gehende Kolbengeschwindigkeit am OT wird mit späterem Einblasebeginn entsprechend weniger Ladungsmasse aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer pro °KW geschoben, was zu einer geringeren Turbulenz in der Vorkammer führt und dort eine langsamere Verbrennung aufgrund geringerer Transportgeschwindigkeit bedeutet.

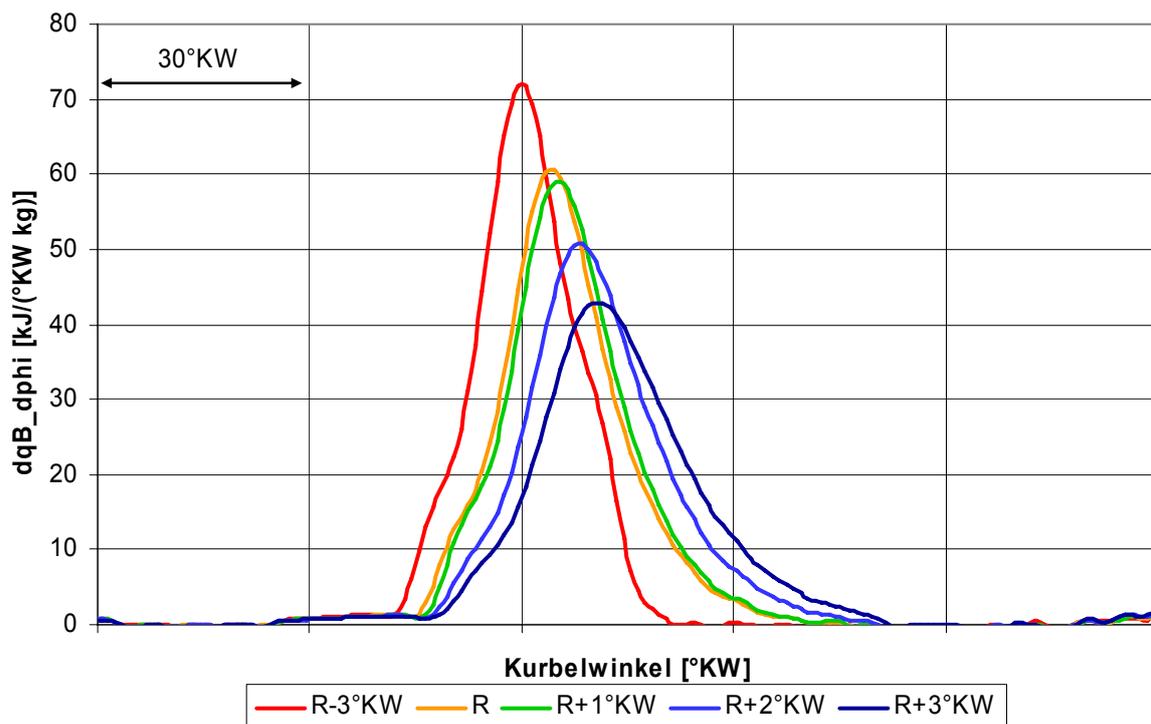


Bild 6-2: Spezifischer Brennverlauf bei verschiedenem Bestromungsbeginn, Referenzverbrennungsluftverhältnis und einem effektivem Mitteldruck von $p_{me}=11\text{bar}$

Der Zeitpunkt des maximalen Druckes durch die Vorkammerverbrennung liegt bei 16 °KW nach dem jeweiligen Bestromungsbeginn, unabhängig wann dieser stattgefunden hat. Die Vorkammerverbrennung ist nach weiteren 4 °KW abgeschlossen. Das am Ende der Vorkammerverbrennung erreichte Druckniveau wird nur durch die

Kompression im Hauptbrennraum bestimmt, während die Verbrennung in der Vorkammer hierauf keinen nachweisbaren Einfluss hat.

Betrachtet man den Hauptbrennraum, erkennt man deutliche Unterschiede bei verändertem Bestromungsbeginn der Hochdruckeinblasung. Der Brennverlauf, Bild 6-2, reagiert signifikant auf einen veränderten Bestromungsbeginn der Pilotgaseinblasung. An ihm ist sehr gut die für Vorkammernmotoren typische Überhöhung am Anfang der Verbrennung aufgrund der fetten Vorkammerverschönerung erkennbar. Die Entflammung und Verbrennung wird sowohl von der Temperatur und dem Druck im Brennraum als auch durch die Ladungsbewegung beeinflusst. So ist aufgrund der Brennraumgeometrie mit einem linsenförmigen Kolben vor dem Zünd-OT eine starke Quetschströmung vorhanden, welche eine hohe Brenngeschwindigkeit aufgrund der hohen Turbulenz (v. a. Squish) im Brennraum ermöglicht. Dies fördert eine hohe Verbrennungsrate. Bei spätem Bestromungsbeginn erfolgt der Großteil der Verbrennung erst nach dem ZOT. In diesem Zeitraum liegt aufgrund der Volumenvergrößerung allerdings eine geringere globale, abfallende Turbulenz im Brennraum vor, weshalb auch die Energieumsetzung verschleppt stattfindet.

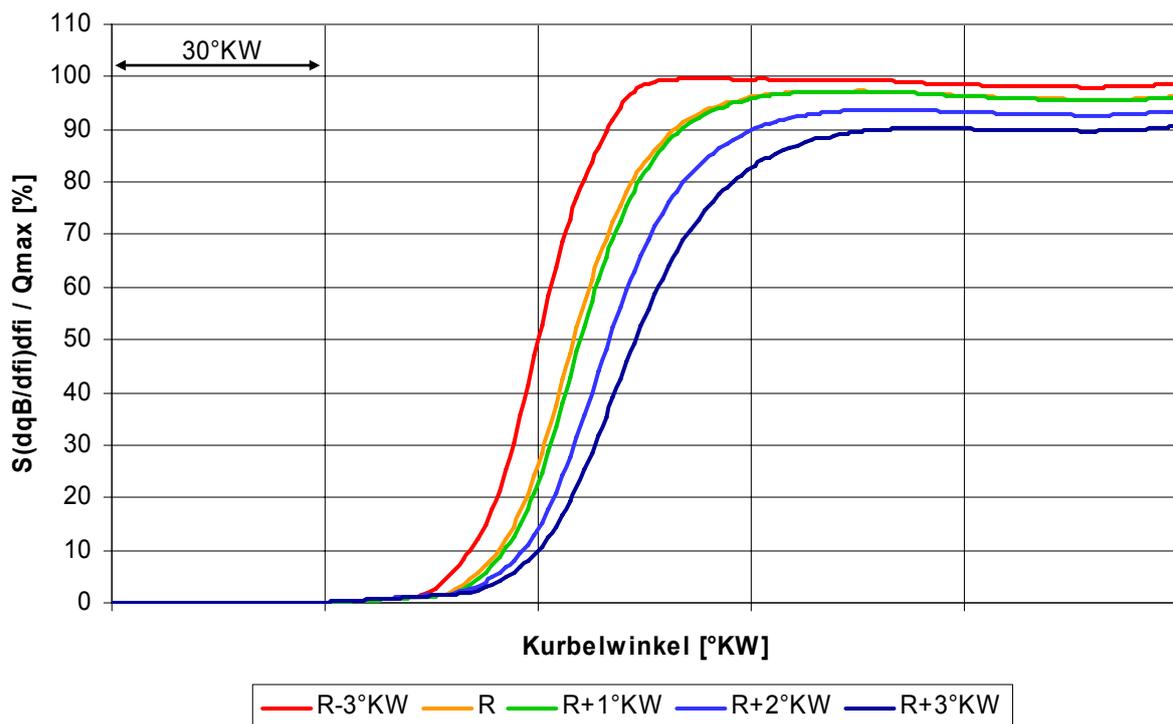


Bild 6-3: Summenbrennverlauf bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar)

Die Brenndauer wird daher mit späterem Bestromungsbeginn länger. Bei früherem Bestromungsbeginn (R-3°KW) brennt die Zylinderladung schneller durch, wie der aus dem Druckverlauf berechnete Brennverlauf bzw. der spezifische Summenbrennverlauf, Bild 6-3, verdeutlichen. Der Abstand von 10 % bis 90 % der Energieumsetzung erhöht sich von 20 °KW auf 32 °KW, vergleicht man die beiden Punkte

„R-3°KW“ und „R+3°KW“ dieser Versuchsreihe, also jeweils um 3 °KW früherer und späterer Bestromungsbeginn als Referenz.

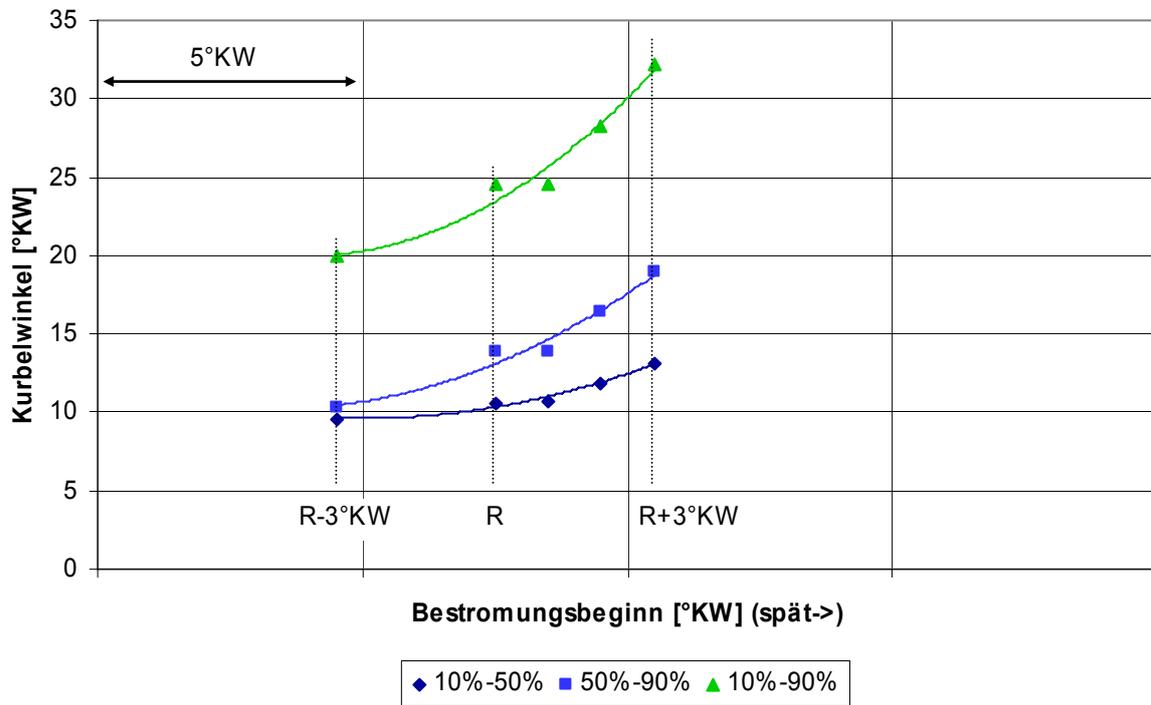


Bild 6-4: Veränderung der Brennverlaufsabschnitte 10 % - 50 % Umsatz, 50 % - 90 % Umsatz und kumuliert 10 % - 90 % Umsatz (p_{me} etwa 11 bar)

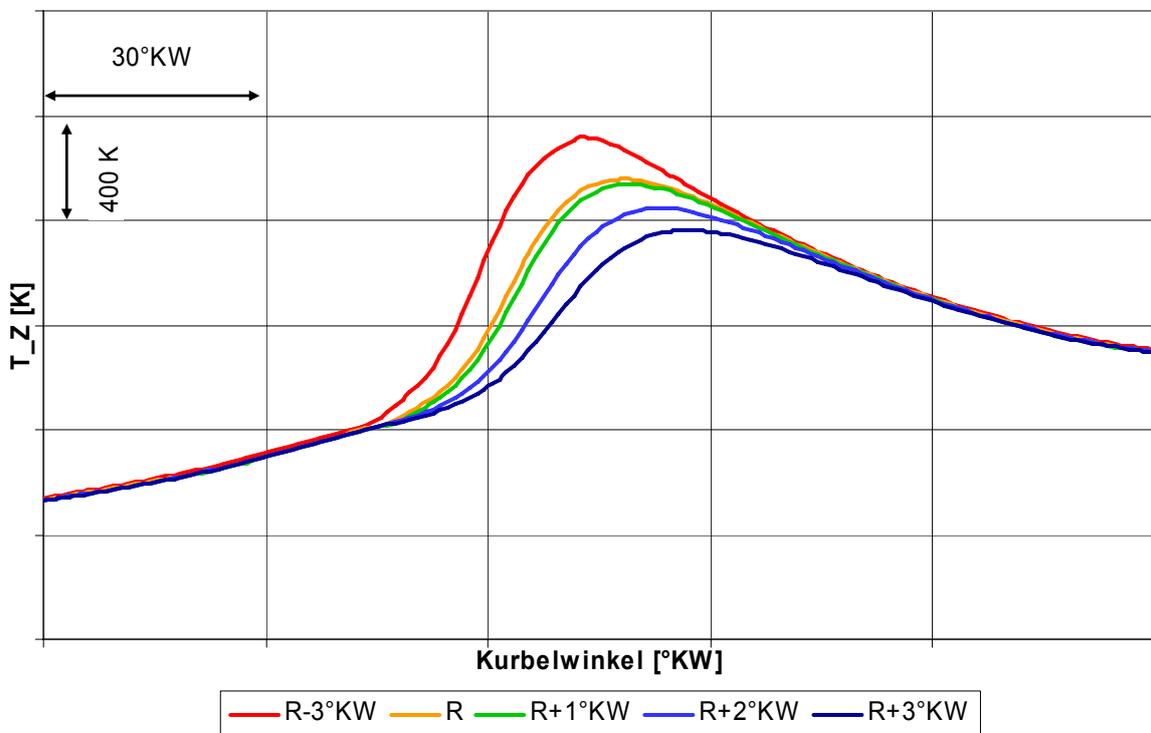


Bild 6-5: Temperaturverlauf bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar)

Dabei sind in der ersten Hälfte der Verbrennung geringere Anstiege in der Brenndauer feststellbar als in der zweiten Hälfte, siehe Bild 6-4. Hier steigt mit späterem Bestromungsbeginn die Zeit von 10 % - 50 % Energieumsatz in geringerem Maße an als der Zeitraum von 50 % - 90% Energieumsatz. Dies ist auch mit der im Brennraum vorhandenen Turbulenz erklärbar, welche stetig abnimmt und damit die Transportgeschwindigkeit im Brennraum reduziert. Dabei ist aber zu berücksichtigen, dass der Ausbrand mit spätem Bestromungsbeginn auf etwa 90 % der gesamten Zylinderladung sinkt, wie auch die erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen belegen (Bild 6-7).

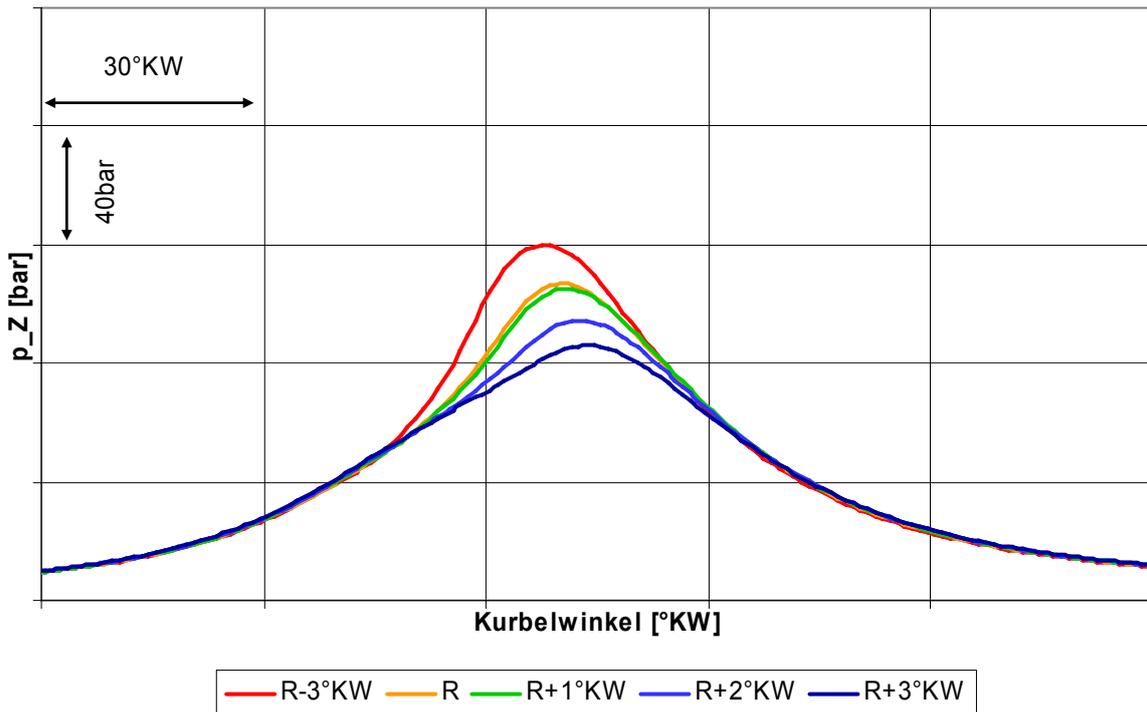


Bild 6-6: Druckverläufe bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar)

Das unterschiedliche Durchbrennen ist ebenfalls im Druck- und Temperaturverlauf erkennbar (Bild 6-5 und Bild 6-6), welche letztendlich Folge der unterschiedlich schnellen Energieumsetzung ist. So steigt das Niveau des auftretenden Drucks und der Massenmitteltemperatur mit früherem Bestromungsbeginn. Hierbei bedeuten etwa 3 °KW früherer Bestromungsbeginn gegenüber der Referenz „R“ eine erhöhte Spitzentemperatur von etwa 160 K, welche sogar 6 °KW früher erreicht wird. Wird um 3 °KW später als Referenz mit der Einblasung begonnen, so reduziert sich die Spitzentemperatur um 200 K, welche aber auch deutlich später gegenüber dem Wert der Referenz erreicht wird.

Der Spitzendruck wird bei um 3 °KW nach „Früh“ verschobenem Bestromungsbeginn um ebenfalls etwa 3 °KW früher erreicht, wobei der maximale Druck um ca. 12 bar höher liegt. Wird der Bestromungsbeginn um 3 °KW nach spät gelegt, so sinkt wegen der verschleppten Verbrennung der erreichte Spitzendruck deutlich um 20 bar bei

einer 6 °KW späteren Lage. Der indizierte Mitteldruck p_{mi} des Messzylinders unterscheidet sich dabei zwischen den beiden Werten um etwa 0,4 bar.

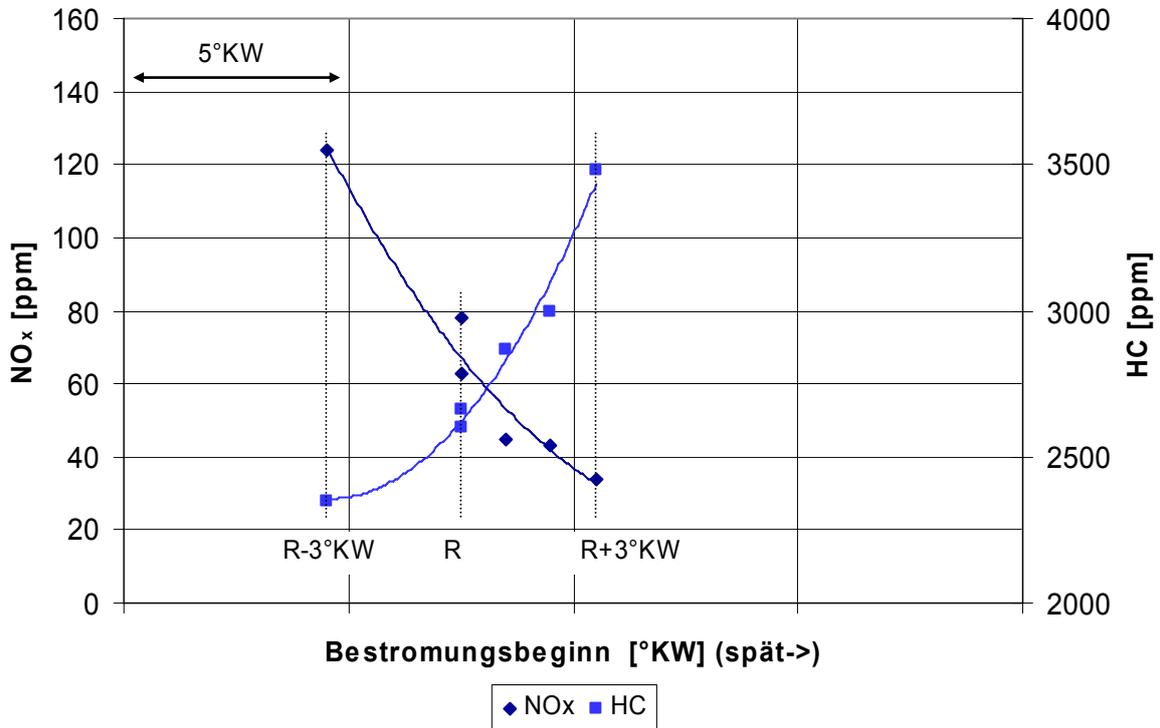


Bild 6-7: NO_x- und HC-Rohemissionen bei unterschiedlichem Bestromungsbeginn

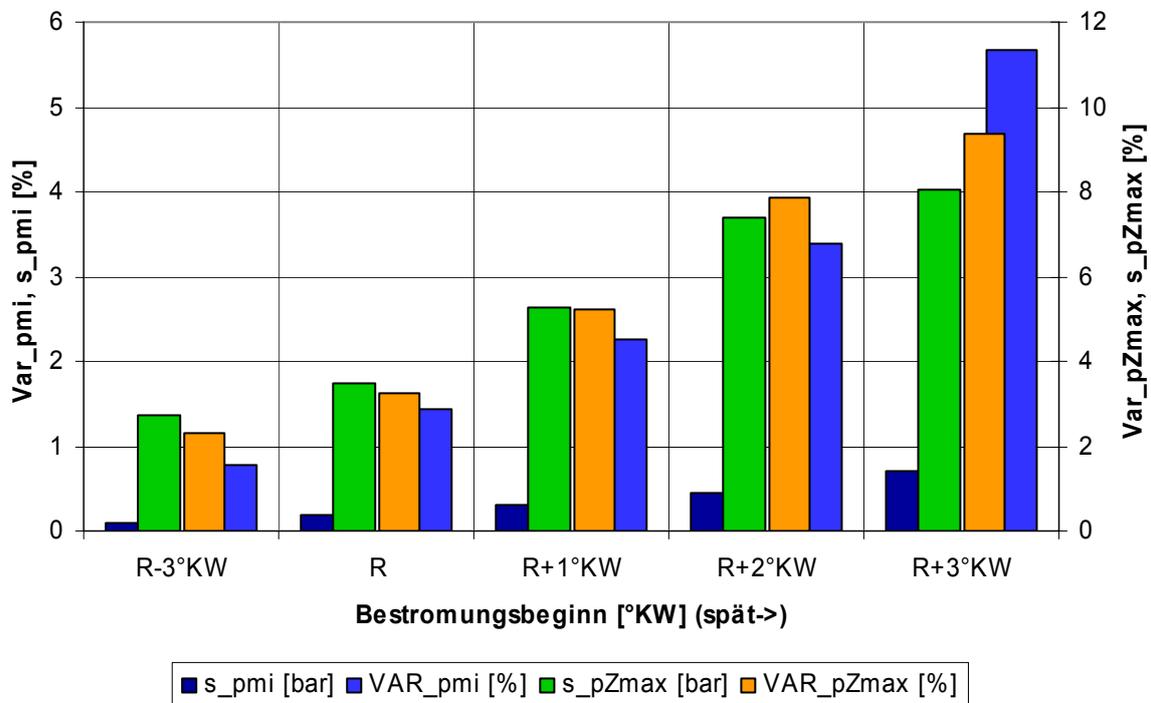


Bild 6-8: Vergleich des Variationskoeffizienten VAR und der Standardabweichung σ des indizierten Mitteldrucks p_{mi} und des Spitzendrucks p_{Zmax} bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar)

Wie bereits vorher erwähnt, bestätigen die Emissionen dieses Verhalten mit hohen Spitzentemperaturen und hohen Kraftstoffumsatz bei frühem Bestromungsbeginn sowie geringerem Temperaturniveau bei schlechterem Ausbrennen mit spätem Bestromungsbeginn wieder, Bild 6-7. Die Stickoxidemissionen des Gesamtmotors steigen bei diesem Lastniveau auf etwa das Doppelte an, wenn der Bestromungsbeginn um 3 °KW nach „Früh“ (R-3°KW) gegenüber der Referenz gelegt wird. Dies korreliert sehr gut mit der deutlich gestiegenen Massenmitteltemperatur, da die NO_x-Emissionen im motorischen Bereich dominant von der Temperatur beeinflusst werden.

Wird der Bestromungsbeginn um 3 °KW nach „Spät“ (R+3°KW) gegenüber der Referenz (R) Richtung Aussetzergrenze verschoben, erkennt man an den deutlich gestiegenen HC-Emissionen, dass der Motor an der Laufgrenze betrieben wird. Diese Verschiebung des Bestromungsbeginns bewirkt eine Verschlechterung des tatsächlichen Ausbrandes der Zylinderladung um etwa 3 % und bedeutet letztendlich eine Erhöhung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe um über 50 %.

Ein weiteres Indiz für die Laufgrenze des Betriebspunktes R+3°KW ist auch die deutlich gestiegene Varianz des Zylinderspitzen druckes auf etwa den dreifachen Wert verglichen mit dem Referenzwert, Bild 6-8.

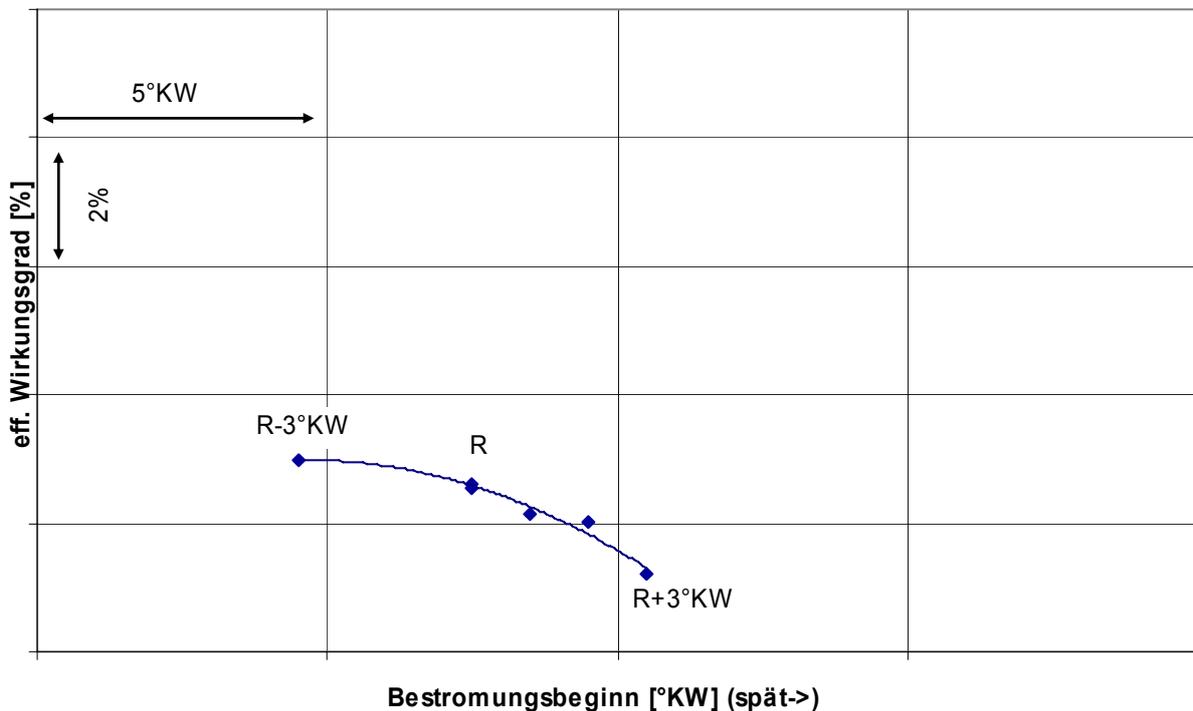


Bild 6-9: Auswirkungen des Bestromungsbeginns auf den Wirkungsgrad des Motors bei einem p_{me} von etwa 11 bar

Der effektive Wirkungsgrad des Motors sinkt mit spätem Bestromungsbeginn, wofür zum einen der verschleppte Brennverlauf als auch der damit einher gehende gerin-

gere Ausbrand der Zylinderladung Ursachen sind. Verstärkt wird dies durch die nach spät wandernde Lage des Verbrennungsschwerpunktes, welche ebenfalls zu einer den Wirkungsgrad mindernden Wärmefreisetzung führt.

Bei höherer Last liegen die Grenzen des Betriebsbereiches näher beieinander, wobei aber die Verschleppung des Brennverlaufs an der Aussetzergrenze nicht so deutlich auftritt wie bei der hier betrachteten mittleren Last.

6.1.2 Verbrennungsluftverhältnisvariation

Beim zur Verfügung gestellten Versuchsträger erfolgten die Untersuchungen im leistungsgeregelten Generatorbetrieb, d.h. die Motorregelung hielt die Drehzahl und die Leistung des Motors immer konstant. Die Haupteinflussgröße für die Leistung ist die zugeführte Brenngasmenge, weshalb für die Variation des Verbrennungsluftverhältnisses die Luftmenge variiert werden musste, da bei Reduzierung der Kraftstoffmenge der Motor Leistung verliert. Dies bedingt allerdings beim Vergleich der verschiedenen Verbrennungsluftverhältnisse andere Kompressionslinien des Motors, da die Kraftstoffmenge nur etwa 3 % der Gesamtladungsmenge beträgt, entsprechend dem Mindestluftbedarf von Ergas mit 17 kg Luft pro kg Brennstoff. Dies bedeutet letztendlich unterschiedliche Temperatur- und Druckverhältnisse im Brennraum bei Verbrennungsbeginn.

Vorteilhaft bei diesem Vorgehen ist, dass innerhalb der Variation der Mitteldruck konstant bleibt, was für industrielle Anwendungen des Motors im Generatorbetrieb die sinnvollere Variationsrichtlinie darstellt. Ein weiterer Vorteil ist, dass immer die gleiche Gesamtenergiemenge an Kraftstoff umgesetzt wird.

Vergleicht man den Wirkungsgrad bei verschiedenem Verbrennungsluftverhältnis, Bild 6-10, so erkennt man, dass bei anteilig geringerer Luftmasse der Wirkungsgrad steigt und erhöhte Stickoxidemissionen messbar sind. Dieses Verhalten spricht für eine schnellere Verbrennung bei luftärmerem Gemisch, wodurch höhere Spitzentemperaturen erzielt werden, wofür die NO_x -Emissionen einen guten Indikator darstellen.

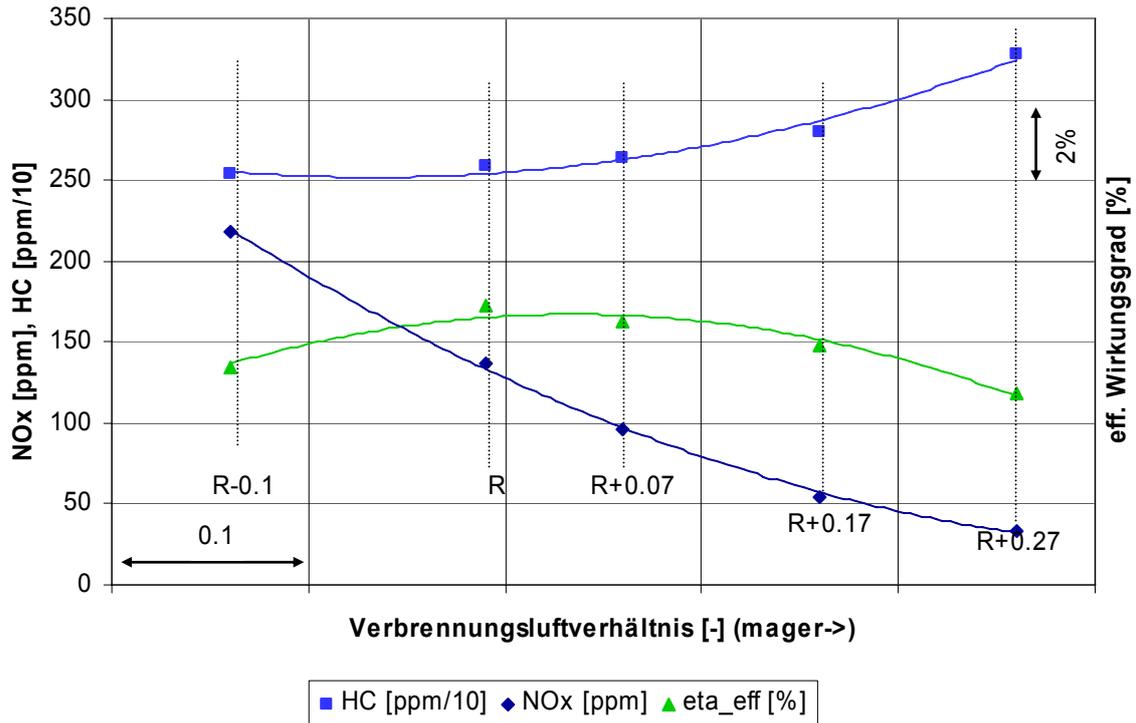


Bild 6-10: Vergleich des Wirkungsgrades bei verschiedenem Verbrennungsluftverhältnis und konstantem Bestromungsbeginn

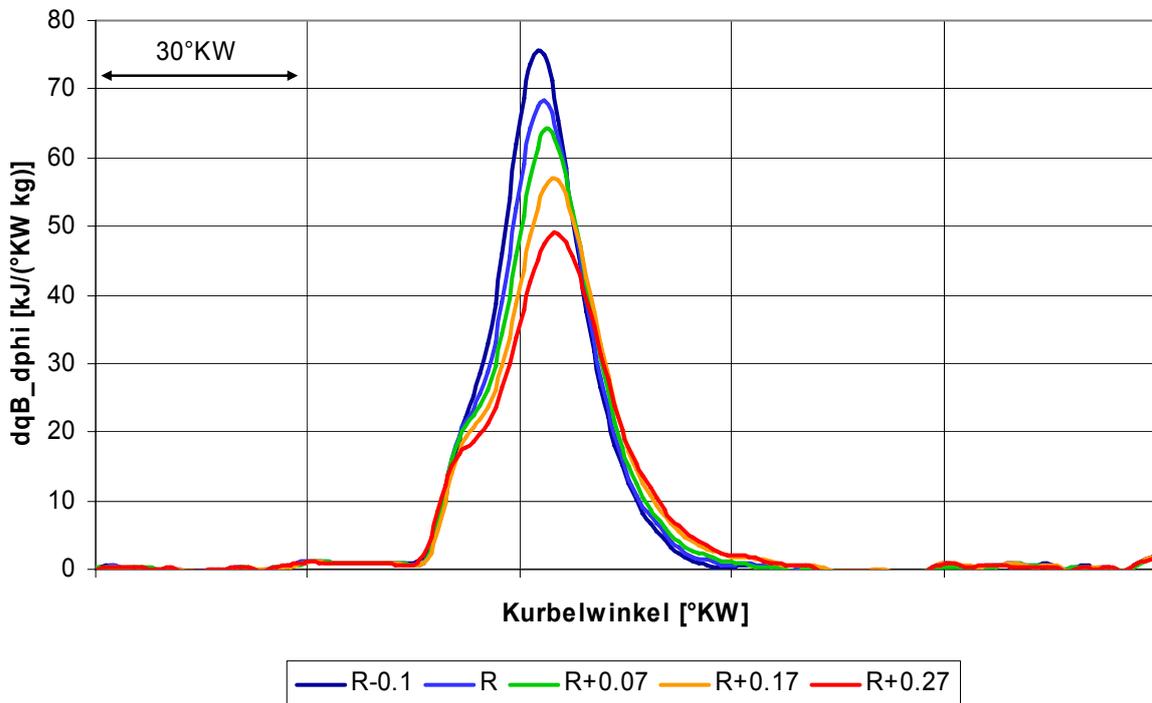


Bild 6-11: Vergleich der spezifischen Brennverläufe bei unterschiedlichem Verbrennungsluftverhältnis und konstantem Bestromungsbeginn

Die Brennverläufe der untersuchten Betriebspunkte bei verschiedenem Verbrennungsluftverhältnis (Bild 6-11) zeigen, dass bei geringerem Luftüberschuss (R-0.1,

„fetter“) die Energieumsetzung am schnellsten stattfindet und auch die höchste absolute Rate erreicht. Bei allen Brennverläufen ist der für Vorkammermotoren typische steile Anstieg am Beginn des Brennverlaufs feststellbar, wobei die Energieumsetzung bei dem geringsten untersuchtem Verbrennungsluftverhältnis mit dem gleichen Gradienten in der Hauptverbrennung weiter geführt wird, welcher durch die Vorkammervverbrennung initiiert wird. Dieser sehr hohe Gradient bringt die höchste Energieumsatzrate und das schnellste und effektivste Durchbrennen der Ladung. Dies findet sich auch im Druck- und Temperaturverlauf wieder. Bei steigendem Verbrennungsluftverhältnis (=mager) wird die Überhöhung durch die fette Vorkammervverbrennung am Anfang des Brennverlaufs immer deutlicher. Dies deutet auf die höhere Aktivierungsenergie der im Hauptbrennraum befindlichen Ladung hin. Damit lässt sich bei magerer Ladung auch das langsamere Durchbrennen mit einem geringeren Maximalwert bei der Energieumsetzung erklären. Die Brenndauer verlängert sich um 20 % bei einer Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses um 0,4 Einheiten von R-0.1 („fett“) auf R+0.27 („mager“).

Da der Bestromungsbeginn konstant gehalten wurde, liefert das schnelle Durchbrennen bei geringem, fetterem Verbrennungsluftverhältnis allerdings eine Reduzierung des Wirkungsgrades. Grund hierfür ist, dass der Schwerpunkt der Verbrennung bei konstant gehaltenem Bestromungsbeginn der Pilotgaseinblasung zu früh liegt, um eine Wirkungsgradverbesserung zu erzielen.

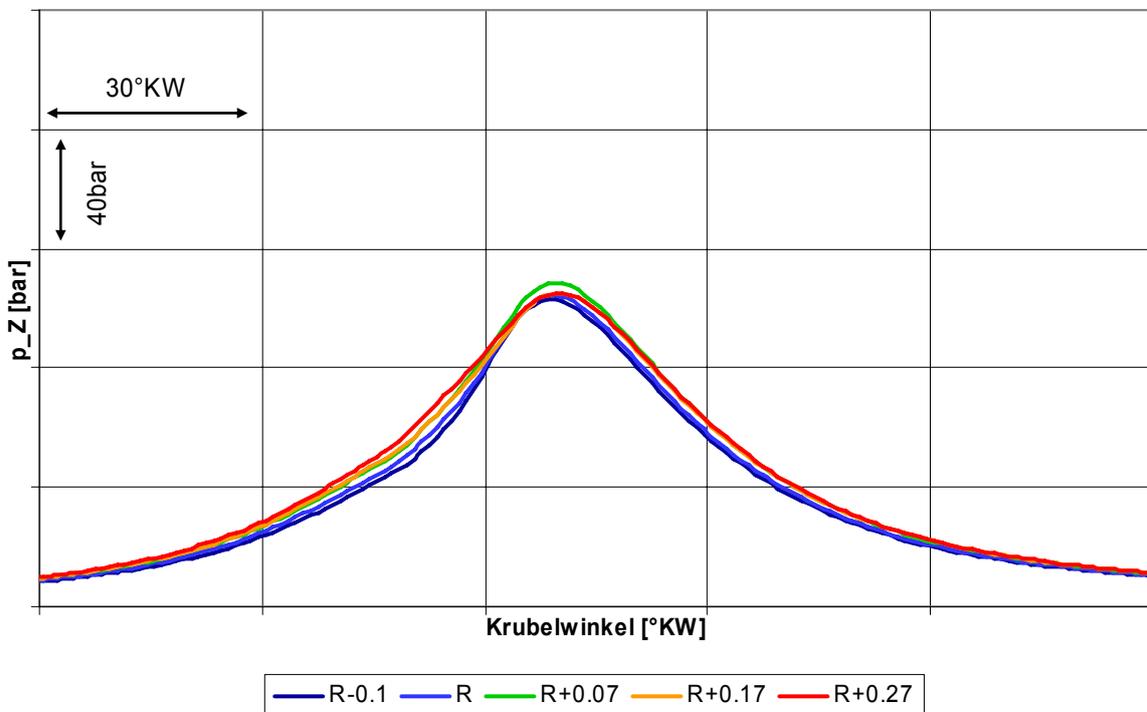


Bild 6-12: Druckverlauf der Versuchsreihe Verbrennungsluftverhältnis

Im Vergleich der Druckverläufe (Bild 6-12) erkennt man die verschiedenen Kompressionslinien sehr gut, welche durch die unterschiedlichen Luftmengen bei konstanter Kraftstoffmenge in dieser Versuchsreihe bedingt sind. Trotz des um etwa 10 bar geringeren Druckniveaus zu Verbrennungsbeginn bei dem „fettesten“, d. h. luftärms-ten Verbrennungsluftverhältnis (R-0.1) wird durch die schnelle Verbrennung ein Zünddruck auf etwa gleichem Niveau innerhalb dieser Versuchsreihe erreicht. Insgesamt wird der bei fetterem Verbrennungsluftverhältnis wegen der geringeren Luftmasse niedrigere Kompressionsdruckverlauf durch den schnelleren und höheren Druckanstieg infolge der Verbrennung ausgeglichen. Dies bedeutet, dass die Druckerhöhung durch die schnellere Verbrennung über 10 bar beträgt.

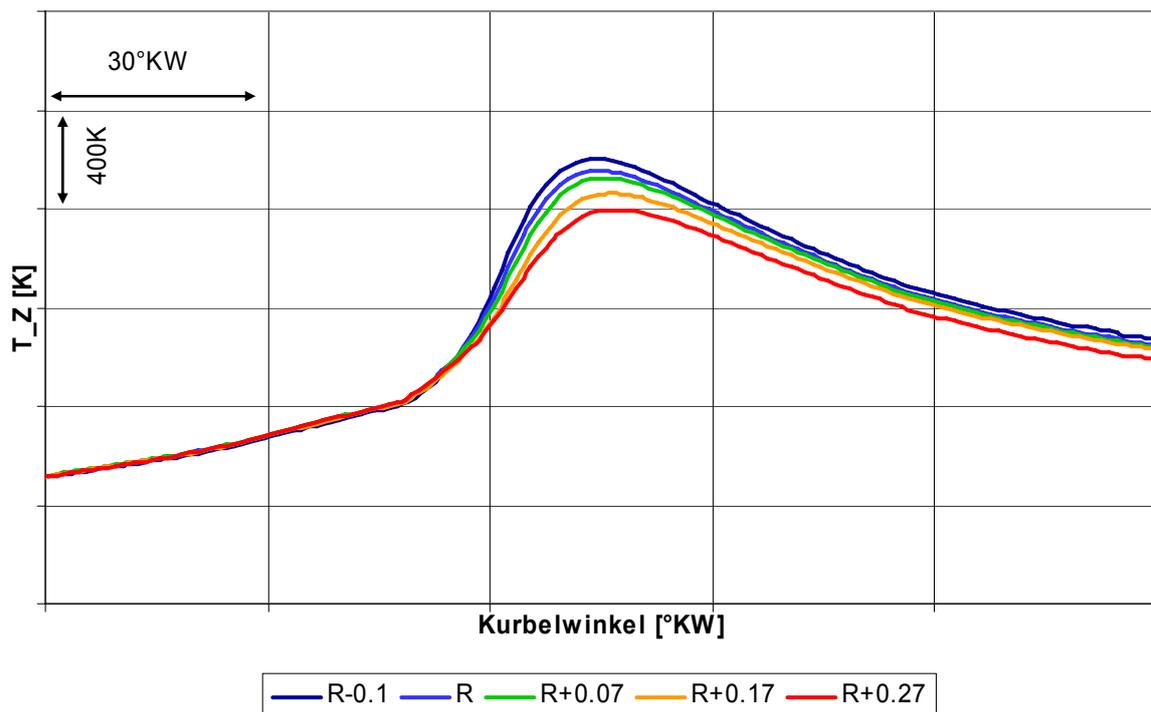


Bild 6-13: Temperaturverlauf der Versuchsreihe Verbrennungsluftverhältnis

Beim Vergleich der Temperaturkurven (Bild 6-13) liegen die Kompressionslinien auf gleichem Niveau, während sich die Spitzentemperaturen deutlich unterscheiden. Durch die unterschiedlich schnelle Wärmefreisetzung werden zwischen den beiden Extremwerten dieser Versuchsreihe etwa 200 K Spitzentemperaturdifferenz erreicht. In dieser Messreihe fällt die gemessene Abgastemperatur zwischen dem fetttestem und magerstem Versuchspunkt um rund 60K ab.

6.1.3 Lastvariation

Mit einer Lastvariation wurde der Einzeleinfluss des Mitteldruckes auf die Verbrennung untersucht. Allerdings war bei Referenzverbrennungsluftverhältnis aufgrund des engen und nach spät verschobenem Betriebsfensters bei hoher Last keine

Variation des Mitteldruck mit gleichem Bestromungsbeginn möglich (Bild 5-1). So musste, um mit dem gleichen Bestromungsbeginn die Last variieren zu können, gegenüber dem Referenzverbrennungsluftverhältnis um 0,1 Einheiten angefettet werden.

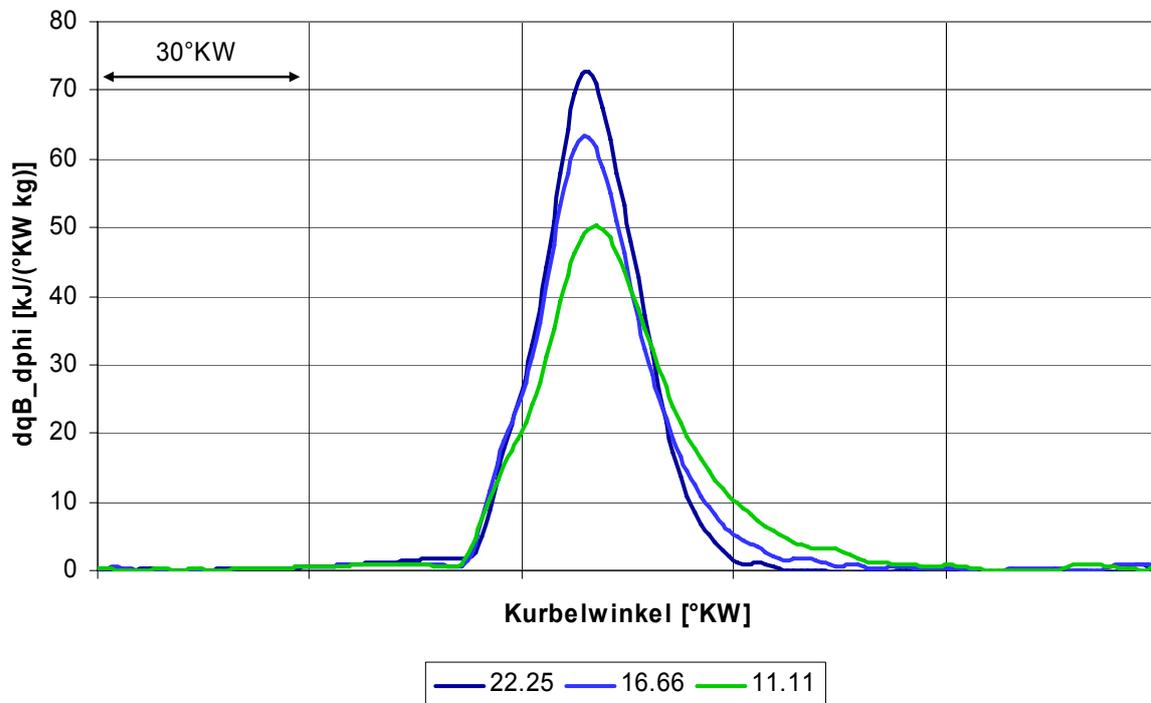


Bild 6-14: Spezifischer Brennverlauf bei unterschiedlichem effektivem Mitteldruck

Vergleicht man die mit der DVA ermittelten Brennverläufe (Bild 6-14) bei einem effektiven Mitteldruck von rund 11 bar, 17 bar und 22 bar, so bewirkt eine höhere Last eine kürzere Verbrennung. Zum einen wird der Versuchsmotor bei gesteigertem Mitteldruck mit einem höheren Ladedruck betrieben. Dies begünstigt ein schnelles Durchbrennen der Ladung, da bei gleicher Kompression höhere Verdichtungsdrucke erreicht werden. Zum anderen ergibt die höhere Energiemenge mit höherer Last ebenfalls ein schnelleres Durchbrennen, da die Temperatur während der Verbrennung schneller ansteigt und diese ebenfalls die Reaktionsgeschwindigkeit begünstigt.

Das höhere Druckniveau durch die größere Ladungsdichte bei höherem Mitteldruck ist im jeweiligen Druckverlauf (Bild 6-15) eindeutig erkennbar, wogegen die Massentemperatur während der Verdichtungsphase gleiches Niveau besitzt und erst durch die Verbrennung deutliche Differenzen aufweist. Dies geht auch aus der höheren maximalen Massentemperatur und dem früherem Erreichen dieser mit steigender Last in Bild 6-16 hervor.

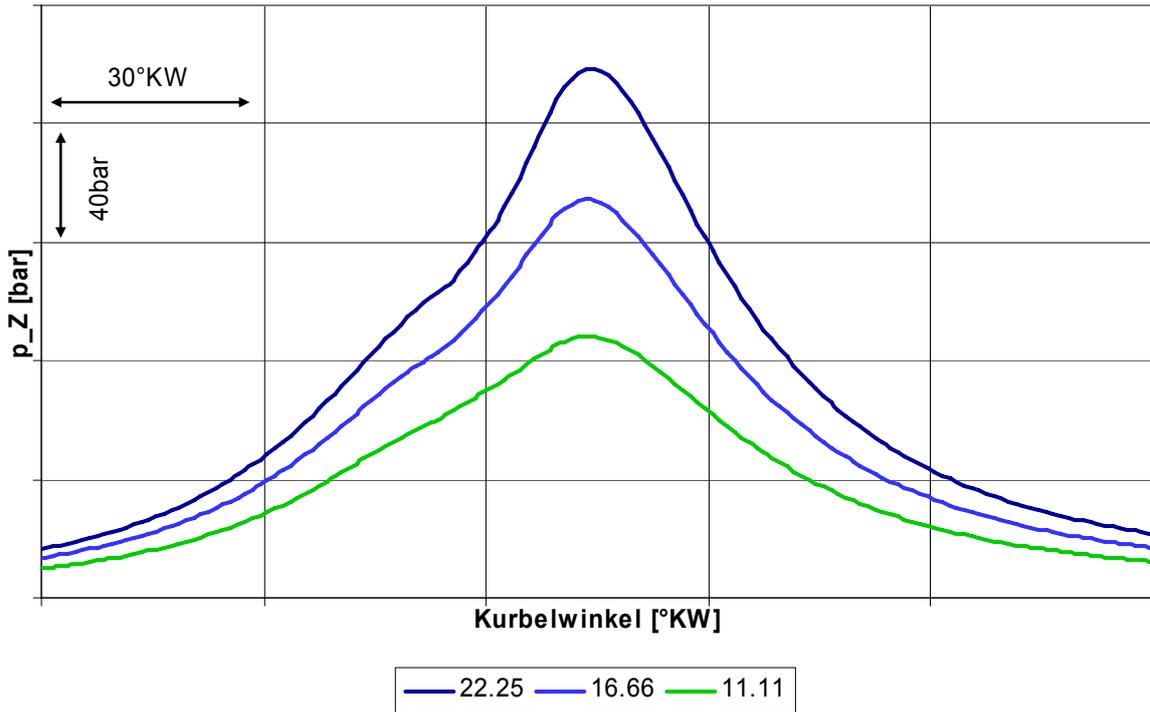


Bild 6-15: Druckverlauf bei unterschiedlichem effektivem Mitteldruck

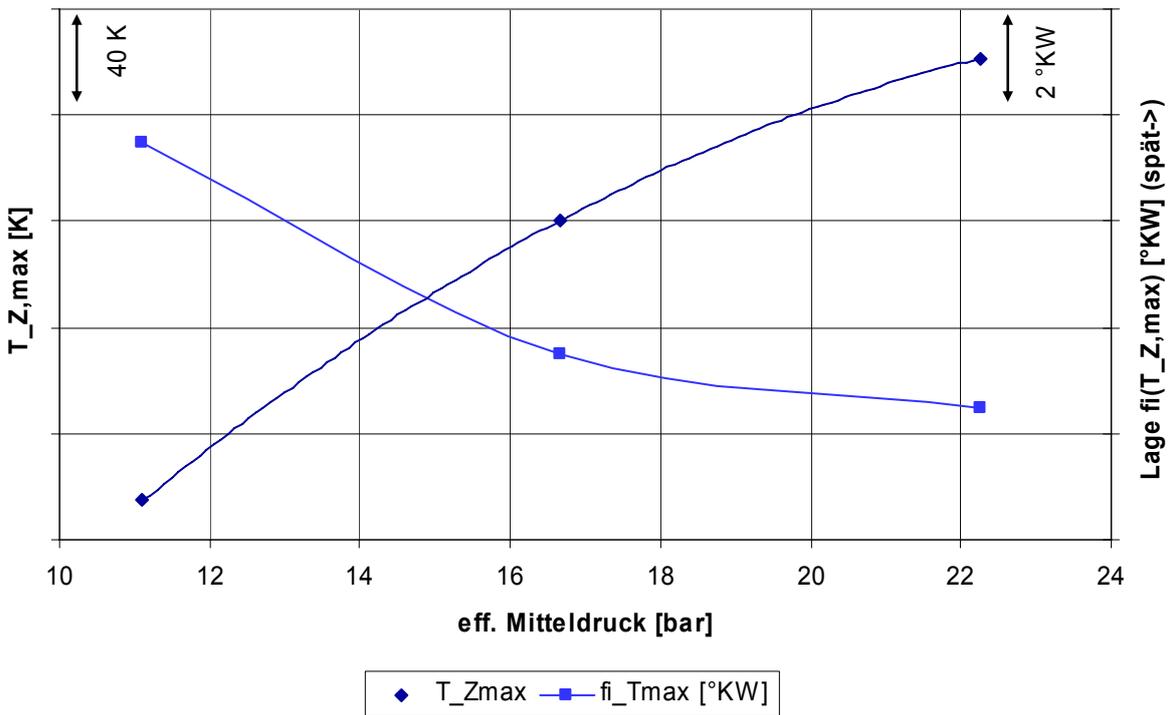


Bild 6-16: Maximale Massenmitteltemperatur bei unterschiedlicher Last, sowie deren relative Lage

Dies begünstigt die Entflammungsneigung im Endgasbereich, weshalb sich die Betriebsgrenzen, Klopfgrenze Richtung „früh“ und Aussetzergrenze Richtung „spät“, mit steigender Last zu späterem Bestromungsbeginn verschieben, wie auch Bild

6-17 verdeutlicht. So wird trotz späterem Bestromungsbeginn bei höherer Last ein besserer Wirkungsgrad wegen der schnelleren Verbrennung erreicht.

Bei mittlerer Last ($p_{me}=11.11$ bar) und konstantem Bestromungsbeginn, wird ein um etwa 3,5 % geringerer Wirkungsgrad als bei Maximallast erreicht. Dies wird durch die vorher beschriebenen Mechanismen, geringeres Druckniveau und dadurch langsames Durchbrennen der Ladung, verursacht. Dass der höchste Wirkungsgrad nicht bei Vollast erreicht wird, liegt an der Verstellung des Verbrennungsluftverhältnisses hin zu fett gegenüber der Referenz, da sonst der Bestromungsbeginn innerhalb dieser Versuchsreihe wegen der Klopfgrenze nicht konstant gehalten werden konnte. Deshalb stellt diese Versuchsreihe keinen optimalen Betrieb für den Motor mehr dar.

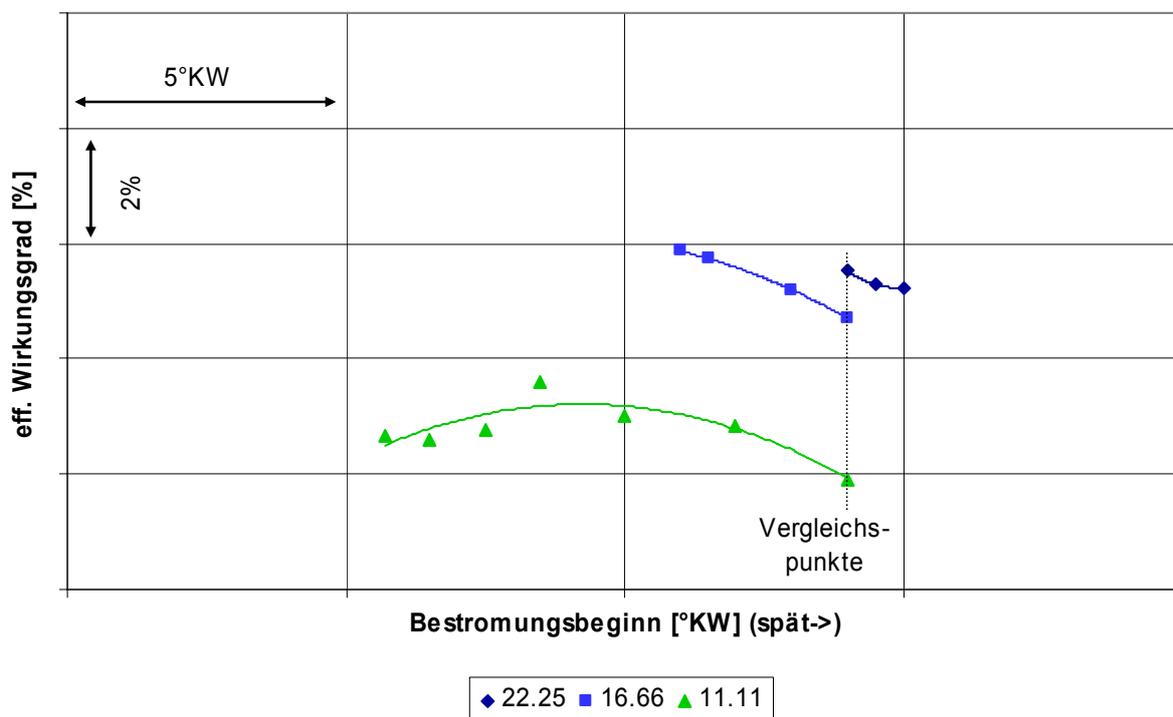


Bild 6-17: Vergleich des Wirkungsgrades bei verschiedener Last und dabei jeweils variiertem Bestromungsbeginn

Vergleicht man die unverbrannten Kohlenwasserstoffe und die Stickoxidemissionen bei den verschiedenen Lasten, Bild 6-18, so spiegelt sich auch hier der Verlauf des Wirkungsgrades wieder. Mit steigender Last sinken die HC-Emissionen, entsprechend einem guten Ausbrand der Ladung und dem damit einhergehenden guten indizierten Wirkungsgrad. Analog steigen die NO_x -Emissionen mit höherer Last, welche auf die im Brennverlauf belegte schnelle Verbrennung bei steigendem Mittel- druck und die damit einher gehenden höheren Maximaltemperaturen im Brennraum zurückzuführen ist. Zur Verdeutlichung der Laufgrenze, welche der eingestellte Bestromungsbeginn bei diesem Verbrennungsluftverhältnis darstellt, ist die jeweilige

Variationsbreite des Bestromungsbeginns und dessen Auswirkung auf die Emissionen in Bild 6-18 dargestellt.

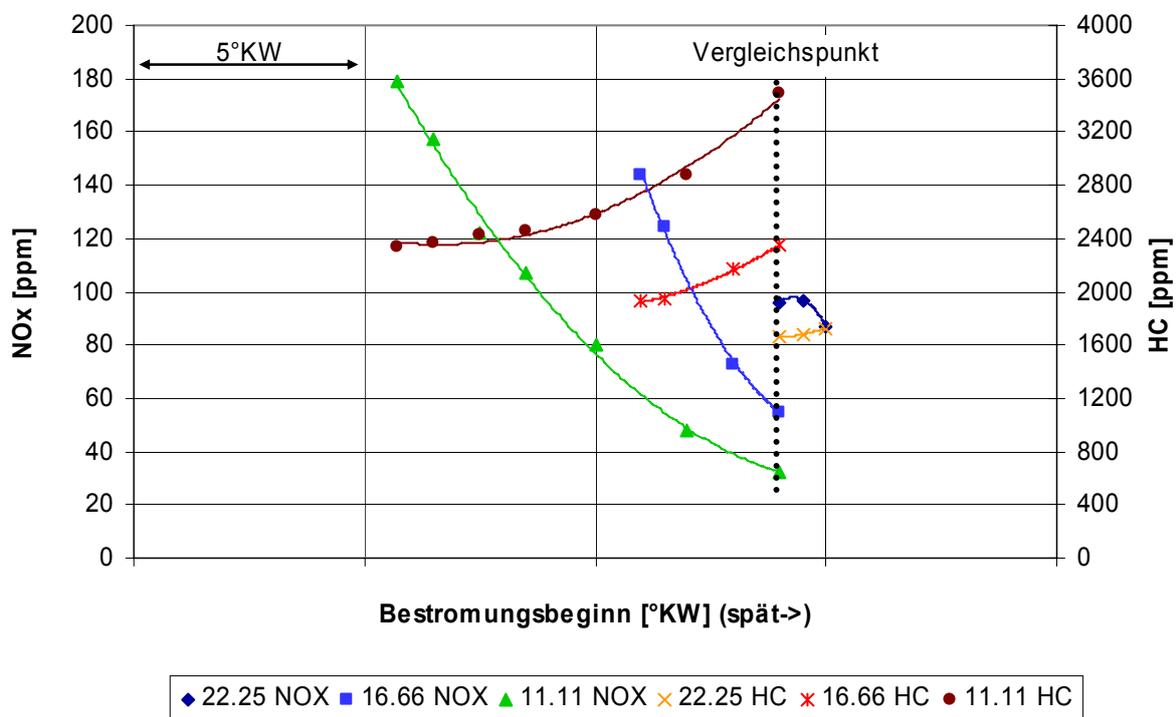


Bild 6-18: NO_x- und HC-Emissionen bei unterschiedlicher Last

6.1.4 Ladeluftvariation

Als Einflussgröße wurde die Ladelufttemperatur mit der thermodynamischen Auswertung ebenfalls untersucht. Der Versuchsbereich erstreckte sich zwischen 33 °C bis 52 °C Ladelufttemperatur, welche über den am Motor verbauten Ladeluftkühler innerhalb dessen Grenzen eingeregelt wurde, d. h. zwischen maximalem und minimalem Kühlwasserdurchsatz.

Die Erhöhung der Ladelufttemperatur spiegelt sich in der erhöhten Temperatur zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ wieder (Bild 6-19).

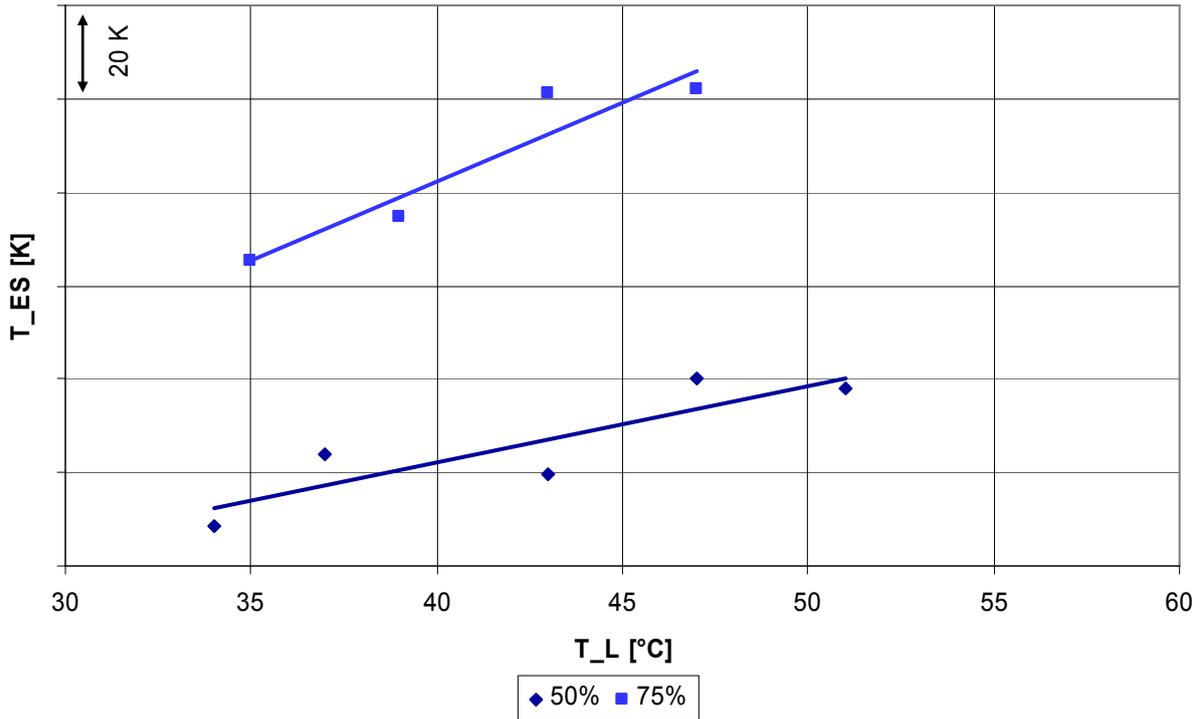


Bild 6-19: Vergleich der Temperatur im Brennraum zum Zeitpunkt "Einlass schließt"

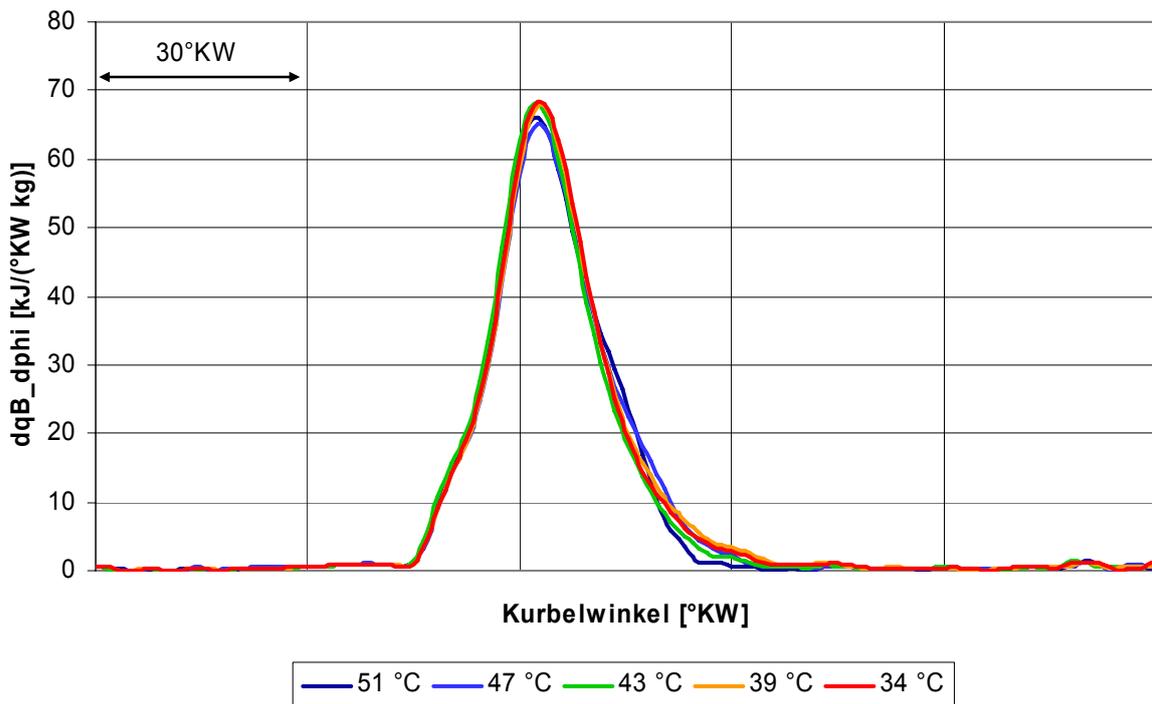


Bild 6-20: Brennverlauf bei unterschiedlicher Ladelufttemperatur

Bei Betrachtung der Brennverlaufes (Bild 6-20) stellt sich heraus, dass der Einfluss der Ladelufttemperatur für den Energieumsatz und den erreichten Spitzendruck sehr gering ausfällt. So ändert sich der Brennverlauf bei unterschiedlicher Ladelufttempe-

ratur nur wenig. Lediglich bei Verbrennungsende sind geringe Unterschiede erkennbar.

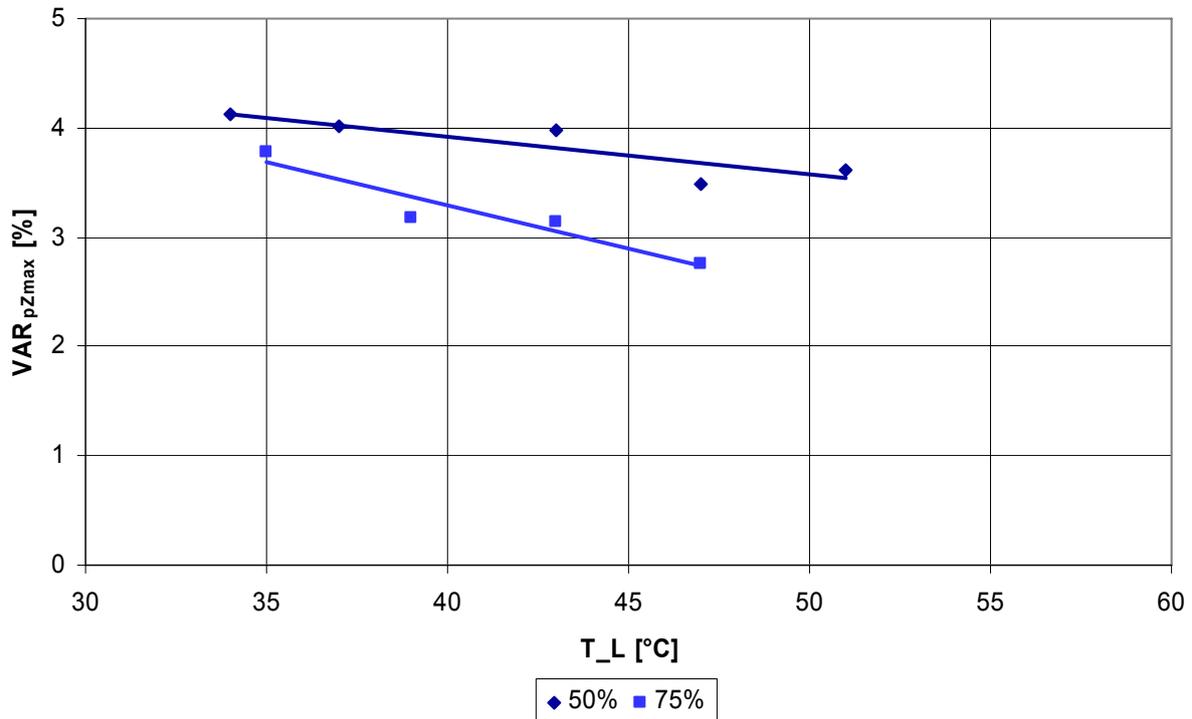


Bild 6-21: Vergleich der Varianz des Spitzendrucks bei unterschiedlicher Ladelufttemperatur

Auf die Verbrennungsstabilität hat die Ladelufttemperatur ebenfalls nur einen geringen Einfluss. Die Varianz des Spitzendrucks nimmt mit höherer Ladelufttemperatur tendenziell ab. In Bild 6-21 kann man die sinkende Varianz des Spitzendrucks VAR_{pZmax} bei verschiedener Last (11 bar und 17 bar effektiver Mitteldruck) über der Ladelufttemperatur erkennen.

Auf die Emissionen hat die Ladelufttemperatur einen etwas größeren Einfluss (Bild 6-22). So bringt eine Erhöhung der Ladelufttemperatur von 33 °C auf 52 °C eine Reduzierung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe von über 8 %. Förderlich für die Reduzierung der HC-Emissionen ist sicherlich das höhere Temperaturniveau, auf dem die gesamte Verbrennung stattfindet. Die Stickoxide werden bei dieser Versuchsreihe erst ab einer Ladelufttemperatur unter 35 °C reduziert, darüber bleiben sie auf gleichem Niveau.

Diese Unterschiede in den Emissionen sind in erster Linie auf das unterschiedliche Temperaturniveau zurück zu führen, da der Brennverlauf bei den höheren Ladelufttemperaturen erst zu Verbrennungsende eine geringe Verkürzung erkennen lässt. Dies bestätigen auch der bessere Ausbrand der Ladung bei höherer Ladelufttemperatur und die damit einhergehenden, geringeren Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Aufgrund der steigenden Temperaturen im Brennraum mit höherer Ladelufttemperatur erhöht sich aber auch die Abgastemperatur, was eine

höhere Enthalpie im Abgas bedeutet. Dies wiederum wirkt sich auf den am Versuchsmotor verbauten Abgasturbolader aus. Somit wirkt mehr Energie auf die Turbine, was eine geringe Erhöhung der Luftmenge verdichterseitig hervorruft und somit das Gemisch abmagert. Das bewirkt ein etwa gleichbleibendes Niveau der Stickoxide ab einer Ladelufttemperatur von 40°C, da die erhöhte Brennraumtemperatur nach außen hin durch die geringfügige Abmagerung kompensiert wird.

Der Wirkungsgrad des Gesamtmotors wurde durch den untersuchten Ladelufttemperaturbereich nur innerhalb der Messtoleranz beeinflusst.

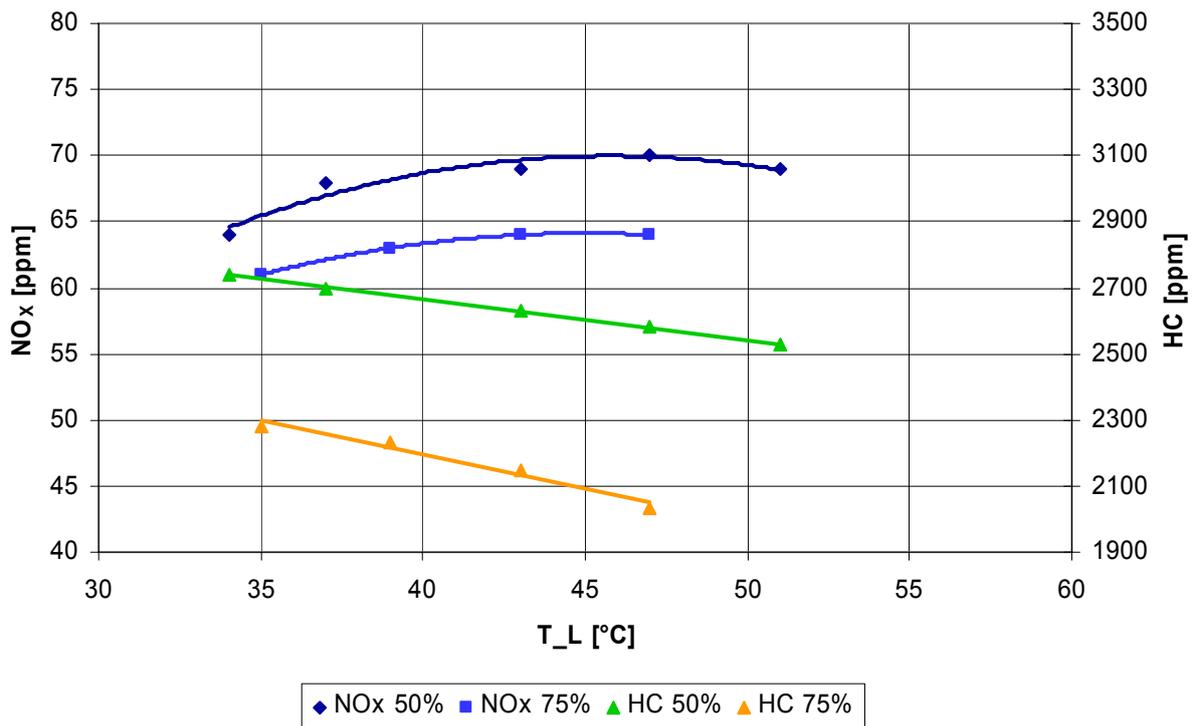


Bild 6-22: NO_x- und HC-Emissionen bei verschiedener Ladelufttemperatur

6.1.5 Einfluss der Methanzahl

Die Methanzahl hat einen sehr starken Einfluss auf das Entflammungs- und Durchbrennverhalten der Zylinderladung. Sinkt die Methanzahl unter MZ 80, so ist auch der erreichbare Mitteldruck limitiert, da durch die Verdichtung der Ladung bereits so hohe Drücke und Temperaturen im Brennraum entstehen, dass das Risiko klopfender Verbrennung extrem steigt [31]. Diesem wird mit einem angepassten Motorbetrieb, wie magerem Verbrennungsluftverhältnis und späterem Bestromungsbeginn, begegnet.

Die Verbrennungseigenschaften der untersuchten Gase mit Methanzahl MZ 92, MZ 70 und MZ 60 ermöglichten es nicht, die Versuche mit der gleichen Motoreinstellung durch zu führen. Deshalb erfolgte die Differenzierung zwischen den verschiede-

nen Klopfestigkeiten des Kraftstoffs gestuft, d.h. bei angepasstem Verbrennungsluftverhältnis, siehe auch Bild 5-2. Diese Versuchsreihe erfolgte bei einem effektiven Mitteldruck von ca. 11 bar, um eine möglichst große Basis abdecken zu können.

Dem Erdgas aus dem kommunalen Versorgungsnetz wurde zur Variation der Methanzahl Propan zugemischt. Mit Hilfe eines Methanzahlsensors ist die Methanzahl und damit das Mischungsverhältnis überprüft worden. Ziel war es, einen Wirkungsgrad optimalen Betrieb des Motors bei unterschiedlicher Methanzahl zu erreichen. Vorteilhaft bei Propan ist, dass der Heizwert dem von Methan entspricht und die Dichte der Gesamtladung nur geringfügig beeinflusst wird.

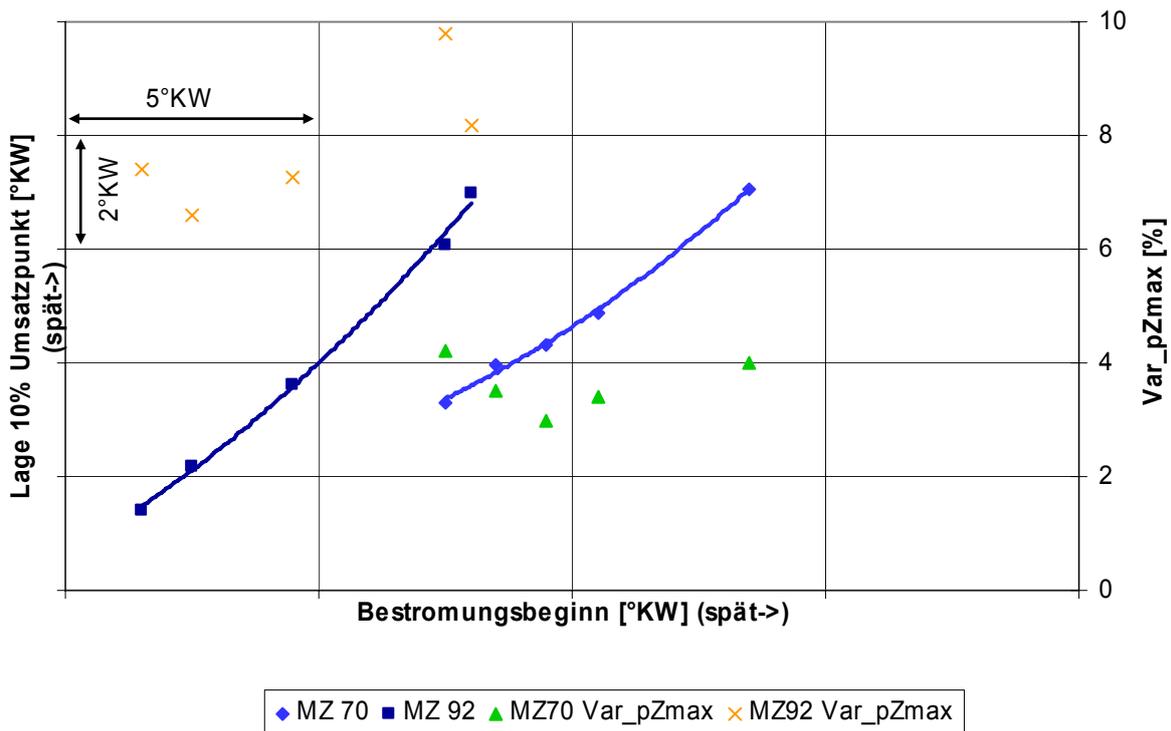


Bild 6-23: Vergleich des 10 % Energieumsatzpunktes bei einer Methanzahl von MZ 92 und MZ 70 über dem Bestromungsbeginn

Bei gegenüber reinem Erdgas reduzierter Methanzahl erfolgt das Durchbrennen der Zylinderladung entsprechend der günstigeren Entflammungseigenschaften des Kraftstoffs schneller. Der Zündverzug reduziert sich mit kleinerer Methanzahl ebenfalls, da das Gas eine geringere Aktivierungsenergie benötigt. Bei einer Absenkung der Methanzahl von MZ 92 auf MZ 70 und sonst gleichen Motoreinstellungen wird daher der 10 % Umsatzpunkt um 3 °KW früher erreicht, siehe Bild 6-23. Alternativ muss für einen gleichen 10% Umsatzpunkt die Hochdruckeinblasung etwa 5°KW später begonnen werden, d.h. der Zündverzug sinkt erheblich. Die Brenndauer selbst verkürzt sich vor allem bei späterem Bestromungsbeginn um bis zu 35 % (Bild 6-24). Die Kurve des fahrbaren Bereiches liegt etwa 6°KW später als bei MZ 92, d.h. Aussetzer und Klopfgrenze sind entsprechend nach spät verschoben. Die minimalen HC-

Emissionen liegen bei beiden Methanzahlen an der Klopfgrenze bei etwa 2500 ppm und steigen mit jeweils späterem Bestromungsbeginn an, wobei die Kurve bei geringerer Methanzahl flacher verläuft. Dieser bessere Ausbrand ist durch die höhere Reaktionsfreudigkeit der Propan-Erdgasmischung begründet.

Dieses schnellere Durchbrennen erkennt man ebenfalls am besseren Laufverhalten des Motors. So nimmt das Niveau der Varianz des Spitzendrucks mit fallender Methanzahl ab. Mit dem besseren Entflammungsverhalten bei niedrigerer Methanzahl und damit stabileren Verbrennungsablauf ist dies erklärbar.

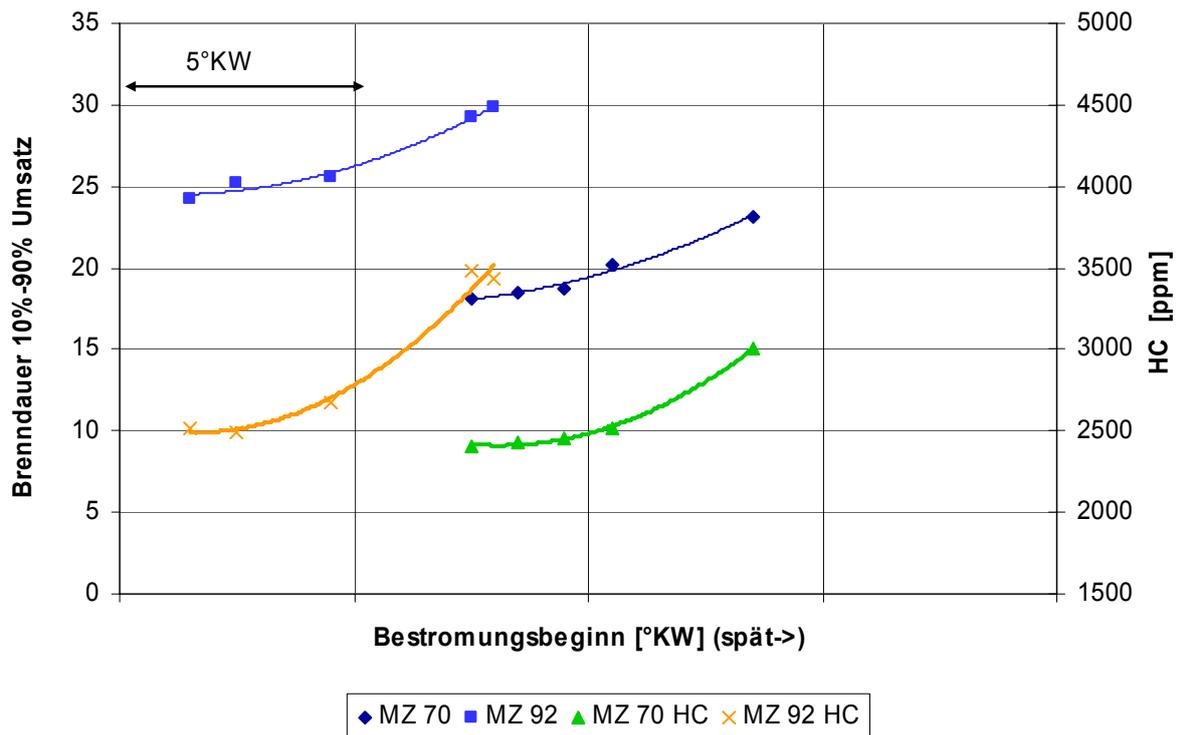


Bild 6-24: Vergleich der Brenndauer und HC Emissionen bei verschiedener Methanzahl und sonst gleichen Bedingungen

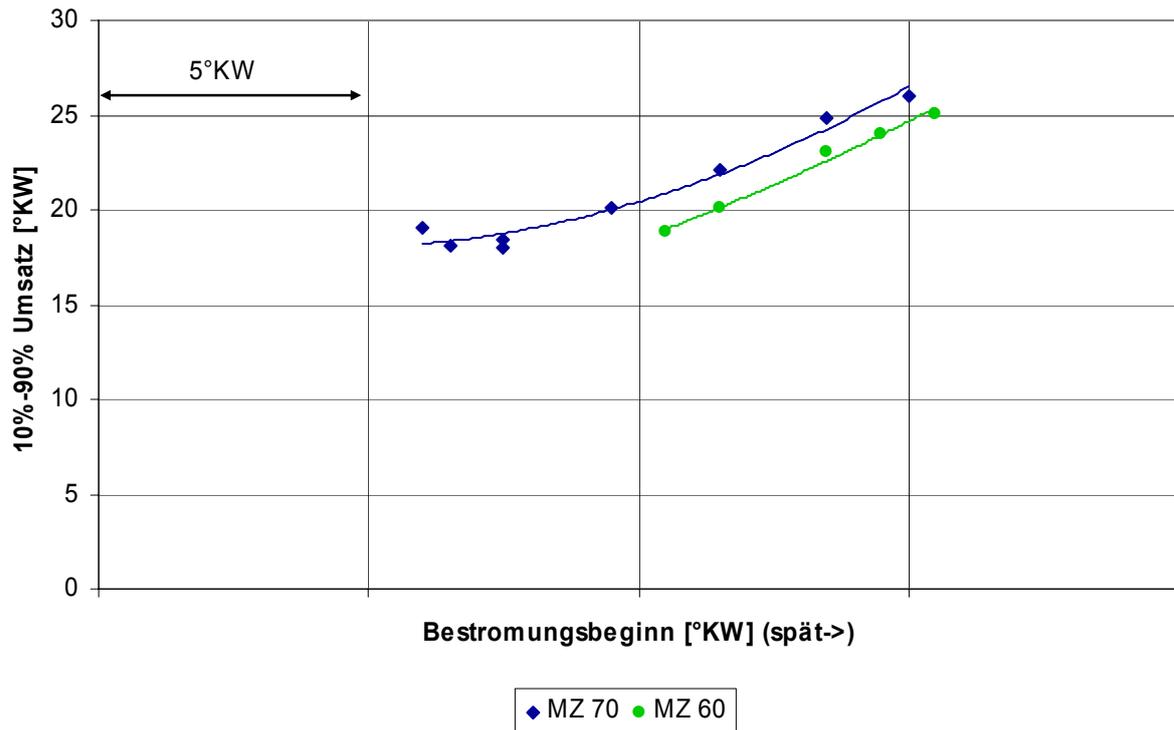


Bild 6-25: Einfluss der Methanzahl auf die Brenndauer (10 % - 90 %) bei zueinander gleichem, aber zu Referenzbedingungen erhöhtem Verbrennungsluftverhältnis

Bei den Untersuchungen zur Methanzahl MZ 60 musste das Verbrennungsluftverhältnis um 0,3 Einheiten zur Referenz abgemagert werden, damit der gleiche Bereich des Bestromungsbeginns abgedeckt werden konnte wie bei einer Methanzahl MZ 92. Dementsprechend wurde auch bei MZ 70 abgemagert (Bild 6-25). Die Umsetzungsraten 10%-90% erfolgen bei MZ 60 etwa konstant 2°KW schneller als bei MZ 70 aufgrund der günstigeren Zündwilligkeit.

Bei konstantem Bestromungsbeginn sinken die Rohemissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen mit fallender Methanzahl, während die Stickoxidemissionen steigen, Bild 6-26 und Bild 6-27. Beides liegt am beschleunigten Durchbrennen der Ladung, weshalb höhere Massenmitteltemperaturen auftreten, welche einerseits für einen besseren Ausbrand förderlich sind und andererseits aber die NO_x-Emissionen erhöhen. Bei einer Reduzierung der Methanzahl von MZ 92 auf MZ 70 stellt sich der gleiche Emissionswert der Stickoxide bei etwa 5°KW späterem Bestromungsbeginn ein.

Auch mit der Zumischung von Propan war der minimal erreichbare Wert an HC-Rohemissionen bei knapp 2500 ppm. Trotz der geringeren Aktivierungsenergie bei sinkender Methanzahl brennt der Zylinderinhalt im Bestpunkt nicht besser aus. Dies deutet auf den Anteil an HC hin, welcher am Versuchsmotor durch Quencheffekte verursacht wird und durch die Verbrennung alleine nicht mehr reduzierbar ist.

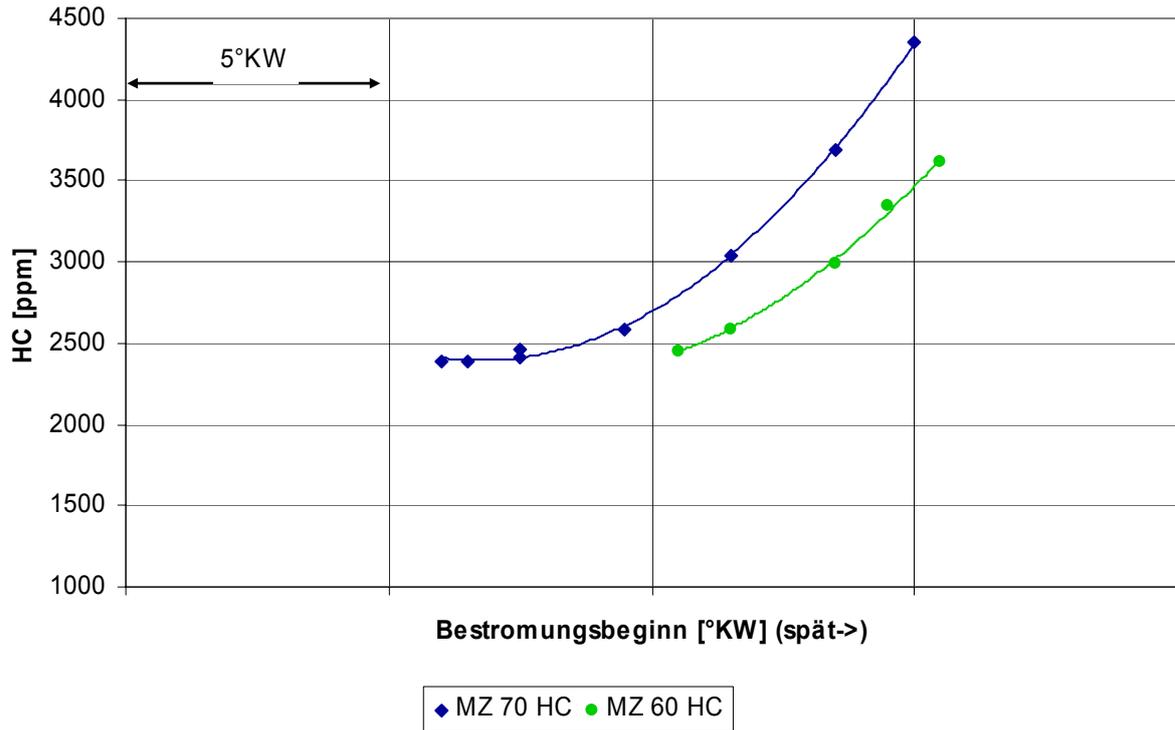


Bild 6-26: Unverbrannte Kohlenwasserstoffe bei verschiedener Methanzahl

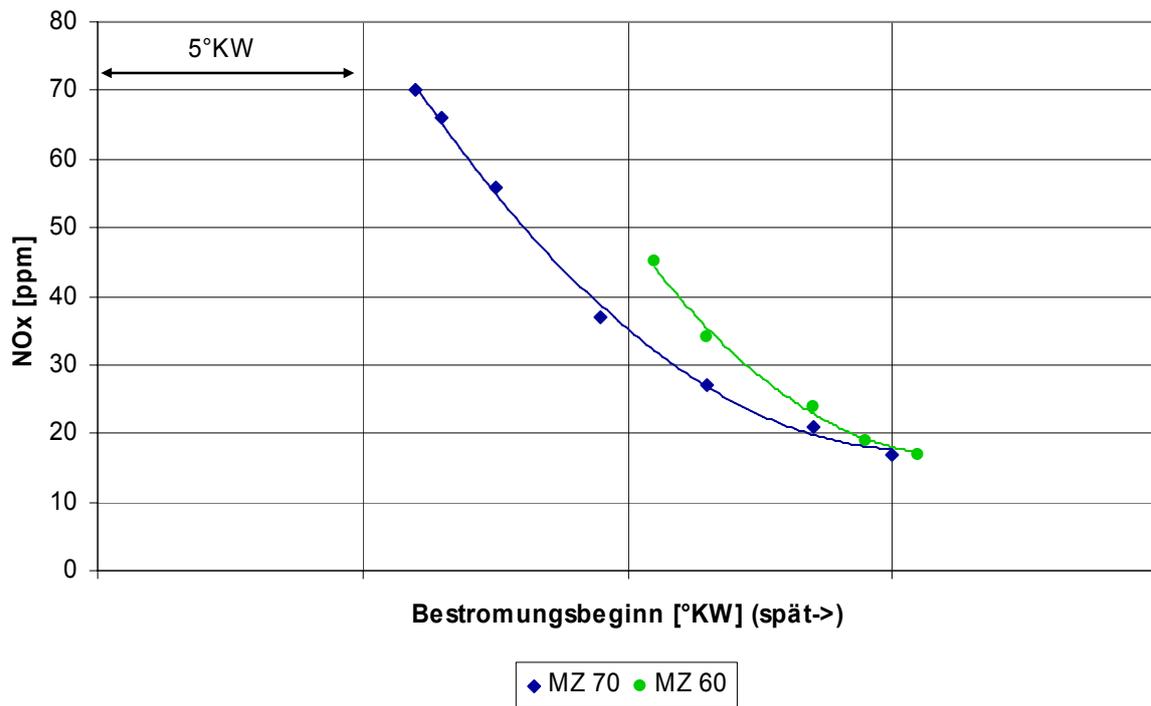


Bild 6-27: Stickoxidemissionen bei verschiedener Methanzahl, Verbrennungsluftverhältnis um 0,3 Einheiten erhöht zu Referenz MZ 92

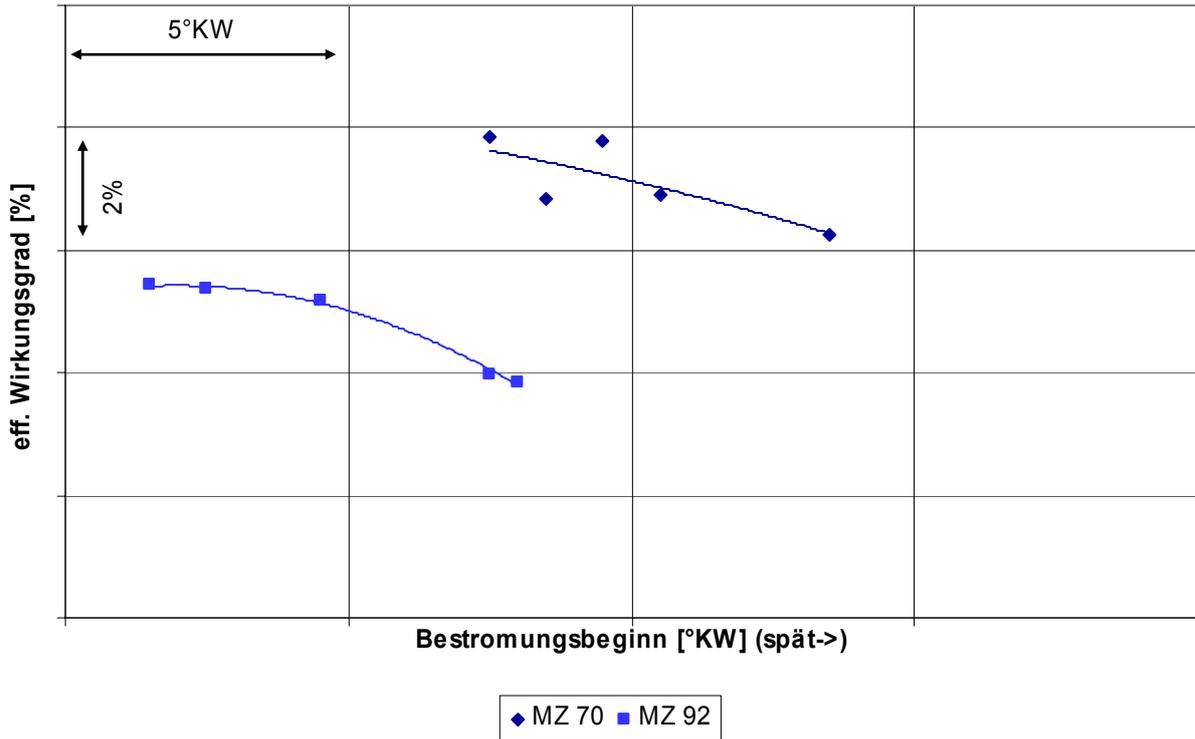


Bild 6-28: Wirkungsgrad bei Methanzahl MZ 92 und MZ 70 und gleichem Verbrennungsluftverhältnis

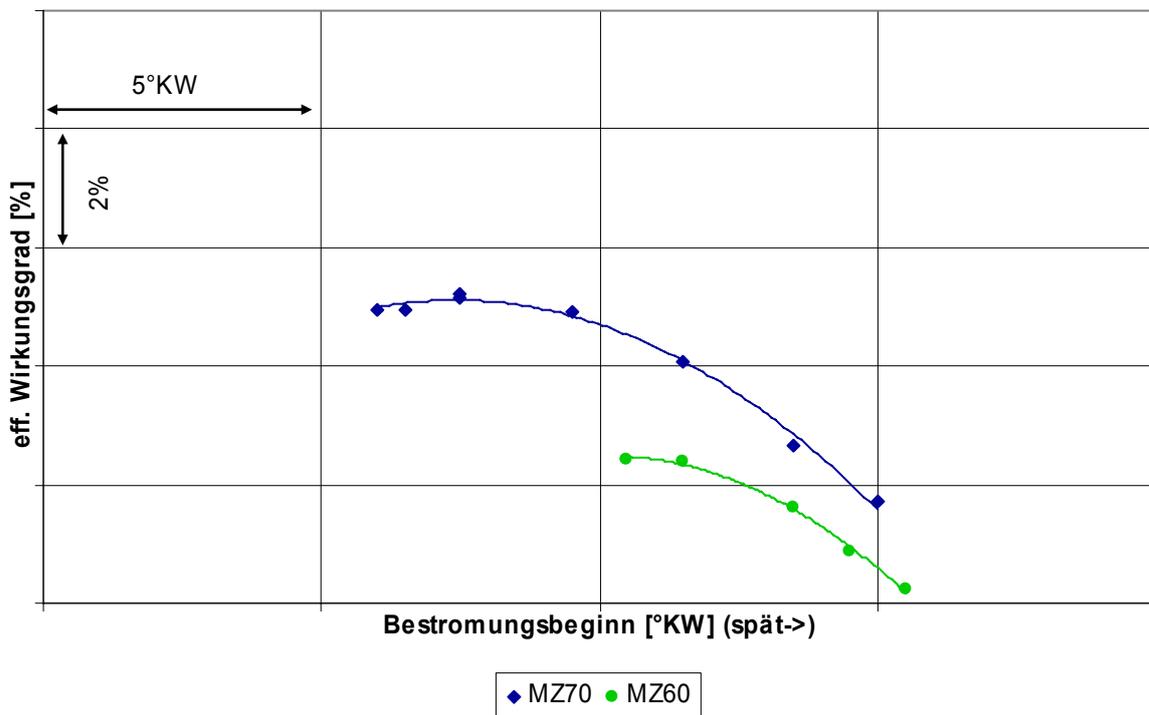


Bild 6-29: Vergleich des Wirkungsgrades bei MZ 70 und MZ 60 und gleichem Verbrennungsluftverhältnis

Der Wirkungsgrad steigt bei diesem Lastbereich von etwa 11 bar effektivem Mittel-
druck aufgrund des schnelleren Durchbrennens mit abnehmender Methanzahl an,

sofern der Bestromungsbeginn konstant gehalten werden kann. Allerdings ist unterhalb einer Methanzahl von MZ 70 die Klopfgrenze diesbezüglich einschränkend, weshalb eine wirkungsgradoptimale Pilotgaseinblasung nicht mehr einstellbar ist, siehe Bild 6-29.

6.2 Untersuchungen zur Klopfgrenze

6.2.1 Verhalten des Motors

Die Klopfgrenze wurde auf zwei verschiedene Arten angefahren. Zum einen wurde der gesamte Motor nahe kritischer Werte eingestellt und dann sukzessive über den Bestromungsbeginn weiter verstellt bis an einem oder mehreren Zylindern Klopferscheinungen durch die Klopferkennung detektiert wurden. Bei diesem Vorgehen wurde also die Gesamtantwort des Motors betrachtet, welche die Streuung der Motorzylinder berücksichtigt und somit ein Toleranzband um den Messzylinder legt.

Bei der zweiten Variante des Anfahrens der Klopfgrenze wurden die Motoreinstellungen der restlichen elf Zylinder konstant gehalten und nur der Messzylinder gezielt verstellt, um sicher auf diesem Zylinder klopfende Arbeitsspiele provozieren zu können. Allerdings war dann die abgegebene Leistung des Zylinders nicht messbar, d.h. der effektive Mitteldruck des Messzylinders konnte nicht explizit bestimmt werden. Dafür konnte aber die Klopfgrenze sicher herausgestellt werden.

6.2.2 Analyse klopfender Arbeitsspiele

Als Detektionskriterium für klopfende Arbeitsspiele des Gesamtmotors wurden Körperschallsensoren am Motor verwendet, welche eine zylinderselektiv Klopferkennung ermöglichen. Hierfür wurde der klopftypische Bereich des Körperschalls von 5 kHz benutzt.

Arbeitsspiele bei der thermodynamischen Auswertung wurden dann als klopfend bezeichnet, wenn innerhalb der gemessenen 50 Arbeitsspiele eine Druckamplitude von mehr als 2 bar auf- und 3 bar absteigend innerhalb von 2 °KW oder umgekehrt aufgetreten ist. Darüber hinaus wurde auch ausgewertet, wie groß die maximale Druckschwankung im jeweiligen Arbeitsspiel war. Dementsprechend soll folgend kurz auf die Regelung des Motors und die Besonderheiten bei der thermodynamischen Auswertung der klopfenden Arbeitsspiele eingegangen werden.

Der Messzylinder stellt einen repräsentativen Zylinder des Gesamtmotors dar, welcher nicht bevorzugt ins Klopfen gerät, aber auch nicht als erster die Aussetzergrenze erreicht.

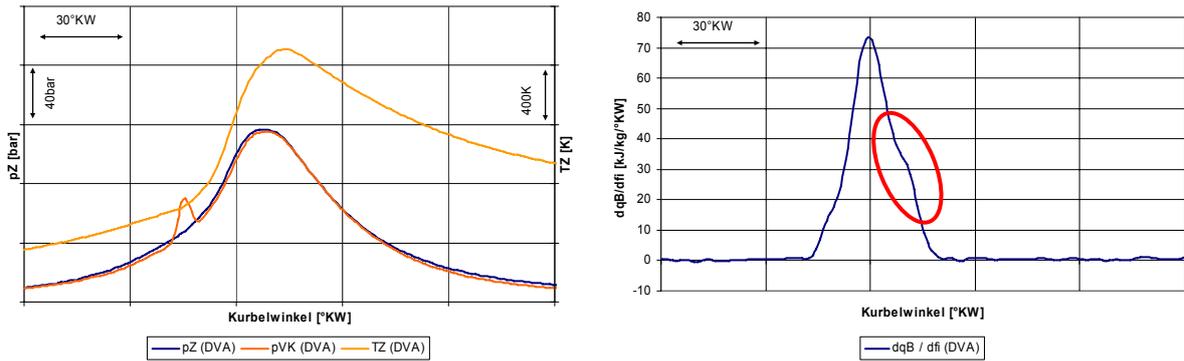


Bild 6-30: Druck-, Temperatur- und Brennverlauf von 50 gemittelten Arbeitsspielen eines klopfenden Betriebspunktes

Bei klopfenden Arbeitsspielen ist am Versuchsmotor eine stochastische Verteilung aufgetreten. So konnte die Klopfgrenze des Gesamtmotors zwar reproduzierbar eingestellt werden, allerdings waren nicht alle Arbeitsspiele klopfend, sondern von der für Gemisch verdichtenden Motoren typischen Streubreite der Verbrennung geprägt. Trat Klopfen auf, so ist in den gemittelten Arbeitsspielen im Brennverlauf ein beschleunigtes Ausbrennen erkennbar, siehe Markierung Bild 6-30.

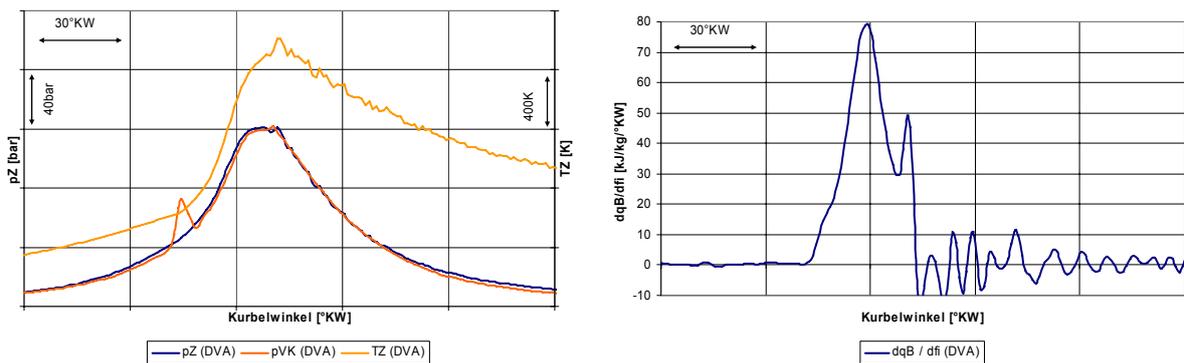


Bild 6-31: Klopfendes Einzelarbeitsspiel, Druckverlauf, Temperaturverlauf und Brennverlauf

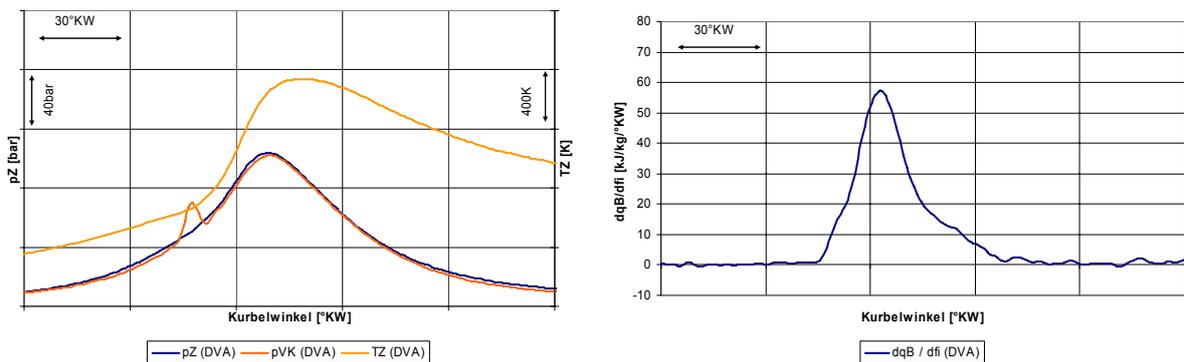


Bild 6-32: Einzelarbeitsspiel nach Anpassung des Bestromungsbeginns aufgrund Klopfregelung, Druckverlauf, Temperaturverlauf und Brennverlauf

Bei den einzelnen Arbeitsspielen ist ein Klopfen sehr gut erkennbar, Bild 6-31. Allerdings ist im Rahmen der Klopfregelung innerhalb der nächsten zwei Arbeitsspiele, Bild 6-32, der Bestromungsbeginn des klopfenden Zylinders entsprechend der Klopf-

stärke nach spät verstellt worden, um den kritischen Bereich zu vermeiden. Damit läuft dieser Zylinder bei deutlich reduzierter Last. Dies ruft jedoch, wie vorher beschrieben, innerhalb des leistungsgeregelten Motors eine Lasterhöhung der anderen Motorzylinder hervor. Bei dem dargestellten, nachgeregelten Arbeitsspiel ist der Brennverlauf stark verschleppt, womit der etwa 20 bar geringere Zylinderspitzen-
druck korrespondiert.

Aufgrund dieser zwingend notwendigen Regelung des Motors zur Vermeidung von kapitalen Schäden aufgrund von Klopfen und des dadurch innerhalb einer Messung verschobenen Bestromungsbeginns, ist auch für die Klopfvorhersage ein Modell bevorzugt worden, welches klopfkritische Bereiche global bestimmen kann.

7 Modelle zur Vorausberechnung

7.1 Vorausberechnung des Brennverlaufs

Zur Vorausberechnung des Motors wurde ein Modell entwickelt, das unter Einbeziehung der in Kapitel 4 erwähnten Gleichungen für die Energie- und Massebilanz sowie des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik das System Brennraum auf Basis eines nulldimensionalen Einzonenmodells beschreibt. Die Analyse und Modellbildung des Motors ist in Bild 4-2 schematisch gezeigt. Ausgehend von den Motormessungen, welche sich in dynamische Größen, wie Zylinderdruck, Saugrohr- und Abgasgedruck, und statische Messgrößen wie Leistung, Brennstoff- und Luftmassenstrom aufteilen, wird mit Hilfe der Druckverlaufsanalyse der reale Brennverlauf gewonnen. Auf Basis des so gewonnenen, realen Brennverlaufs wird mit der Arbeitsprozessrechnung der Druckverlauf und der Temperaturverlauf zurück gerechnet und so die Güte des Motormodells verifiziert. Dieses Vorgehen wird auch als Druckverlaufssynthese bezeichnet.

Mit Hilfe dieses Motormodells, welches die Motoreigenschaften wiedergibt, werden die realen Brennverläufe mittels sogenannter Ersatzbrennverläufe nachgebildet. Ersatzbrennverläufe haben den Vorteil mit einer sehr geringen Anzahl an Parametern den Energieumsatz im Brennraum exakt zu beschreiben. Für die verschiedenen Versuchsreihen wurden die Ersatzbrennverlaufparameter bestimmt und auf den gesamten Motor angewendet. Das Ablaufschema für diese Modellierung zeigt Bild 7-1.

Für die Beschreibung des Brennverlaufs bei unterschiedlichen Motorparametern wurde der Ersatzbrennverlauf nach VIBE verwendet, siehe Kapitel 4.3.2. Auf den Ansatz eines Doppel-VIBE-Brennverlaufs wurde verzichtet, da der Abstimmungsaufwand aufgrund der Parameter für beide Brennverläufe (jeweils Zündverzögerung, Brenndauer, Formfaktor und deren Aufteilung und Zeitversatz) deutlich ansteigt, während die Aussagekraft beim untersuchten Brennverfahren nicht erkennbar zunimmt.

Bestätigt wurde diese grundlegende Überlegung mit dem für die Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) angefertigten Optimierungstool zur Brennverlaufsbestimmung [10]. Das Optimierungstool wurde zur Bestimmung der Ersatzbrennverläufe bei verschiedenen Betriebspunkten eingesetzt und die Möglichkeit eines Doppel-VIBE-Brennverlaufs jeweils gegeben. Als Ergebnis wurden dabei allerdings immer Einzel-VIBE-Brennverläufe als optimale Näherung ausgegeben. Dies bestätigt, dass der durch die Vorkammervverbrennung hervorgerufene, überhöhte Anstieg am Brennverlaufsanfang in dieser Modellbildungstiefe als vernachlässigt

bar gegenüber dem Einfluss des Hauptbrennraums anzusehen ist. Bei Verwendung dieses Optimierungswerkzeuges hat sich allerdings herausgestellt, dass die jeweiligen Ergebnisse stark von den Ausgangswerten der Optimierung abhängig sind. Die Qualität der Abstimmung ist am Referenzpunkt in Tabelle 7-1 aufgelistet.

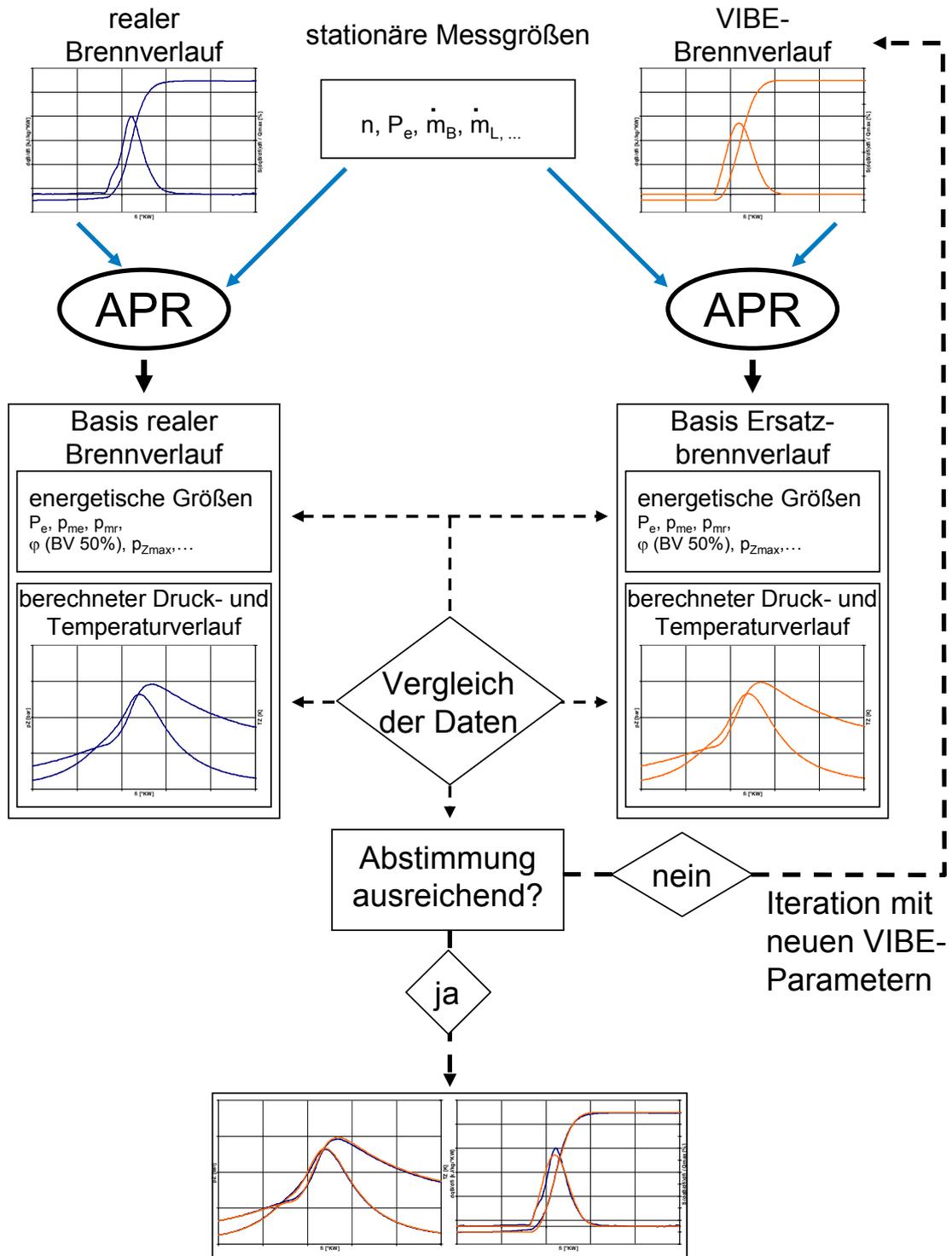


Bild 7-1: Schematische Darstellung der iterativen Vorgehensweise bei der Ersatzbrennverlaufsbestimmung

Bei der Beschreibung der realen Energieumsatzrate mit Hilfe von VIBE-Ersatzbrennverläufen wurde besonders darauf geachtet, dass eine sehr gute Übereinstimmung erzielt wird, indem:

- der Zündverzug sehr genau wiedergegeben wird,
- der Schwerpunkt exakt eingehalten wird,
- die Brennverlaufskurve möglichst gleich ist,
- der Maximaldruck im Brennraum von Niveau und der zeitlichen Lage genau erreicht wird,
- die Temperaturkurve bzgl. des Maximalniveaus und des zeitlichen Verlaufs gut wiedergegeben wird,
- der indizierte Mitteldruck gut übereinstimmt.

Tabelle 7-1: Vergleich der wichtigsten Verbrennungskenngrößen am Referenzpunkt mit realem Brennverlauf, abgestimmten Brennverlauf und Brennverlauf mittels FVV-Optimierer

Berechnungsart		Realer BV	VIBE Abstimmung	absolute Abweichung	relative Abweichung [%]	VIBE Optimierer	relative Abweichung	absolute Abweichung [%]
T_{ZV}	[°KW]		13			12.5		
$\Delta\phi_{VIBE}$	[°KW]		46			43		
m_{VIBE}	[-]		1.5			1.8		
p_{mi}	[bar]	18.78	19.27	0.49	2.61	19.31	0.53	2.82
Schwerpkt. $dq_B/d\phi$	[°KW]	366.87	366.84	-0.03	-0.01	367.33	0.46	0.13
p_{max}	[bar]	145.0	146.1	1.10	0.76	146.4	1.35	0.93
$\phi(p_{max})$	[°KW]	371.5	372.5	1.00	0.27	372.5	1.00	0.27
T_{max}	[K]	1804	1834	30.00	1.66	1852	47.30	2.62
$\phi(T_{max})$	[°KW]	380.5	380.5	0.00	0.00	380.5	0.00	0.00
$(dq_B/d\phi)_{max}$	[kJ/kg/°KW]	64.98	59.22	-5.76	-8.86	63.68	-1.29	-1.99
$\phi((dq_B/d\phi)_{max})$	[°KW]	366.5	365.5	-1.00	-0.27	366.5	0.00	0.00

Dieser Betriebspunkt bei etwa 19 bar indiziertem Mitteldruck dient als Referenzwert für das Motormodell. Dazu wurden die in Kap.6.1 dargestellten Einflüsse auf den Brennverlauf durch Bestromungsbeginn ϕ_{BB} , Verbrennungsluftverhältnis λ , Last p_{me} und Ladelufttemperatur T_L bewertet und die jeweilige relative Änderung des Brennverlaufs abgeleitet (sog. Einflussfaktor). Basierend auf den Referenzwerten für den Brennverlauf und den jeweiligen Änderungen durch die Betriebseinstellung ist ein Motormodell aufgebaut worden.

Aufgrund des absolut betrachteten sehr schmalen Versuchsbandes vor allem im Hochlastbereich werden die Einflussfaktoren für den Zündverzug und den Formfaktor als lineare Abhängigkeiten ausgewählt, da so Extrapolationsfehler gering gehalten sind. Dies ist z.B. der Fall, wenn der Motor mit anderen Randbedingungen, wie geänderte

Emissionsrichtlinien, ausgelegt werden soll. Für die Brenndauer hat sich für den Versuchsmotor bewährt, diese mit einem Polynom 2. Ordnung zu beschreiben, da so am Besten dem verschleppten Ausbrand bei ungünstigen Betriebsbedingungen Rechnung getragen wird.

Die gefundenen Einflussfaktoren $f_i(\tau_{ZV})$ für den Zündverzug, $g_i(\varphi_{VD})$ für die Brenndauer und $h_i(m)$ für den Formfaktor sind dimensionslose Größen, welche für den jeweiligen Motorparameter Bestromungsbeginn φ_{BB} , Verbrennungsluftverhältnis λ , Last p_{me} und Ladelufttemperatur T_L die relative Änderung des jeweiligen VIBE-Parameters beschreiben.

Diese Einflussfaktoren beschreiben den physikalischen Einfluss, welcher durch die Motorparameter verursacht wird, bezogen auf einen gemessenen Betriebspunkt als spezifischen Ausgangspunkt des Motors, Index 0. Dieser motortypische Betriebspunkt berücksichtigt die Besonderheiten des Motors wie etwa Brennraumgeometrie, Ladungsbewegung und Gemischbildung. Der gemessene Betriebspunkt liegt idealer Weise im mittleren Kennfeldbereich des Motors, um so eine gute Aussage über das Motorbetriebsverhalten zu erhalten.

$$\text{Zündverzug: } f_i(\tau_{ZV}) = \frac{\tau_{ZV}}{\tau_{ZV,0}}$$

$$\text{Brenndauer: } g_i(\varphi_{VD}) = \frac{\varphi_{VD}}{\varphi_{VD,0}}$$

$$\text{Formfaktor: } f_i(m) = \frac{m}{m_0}$$

Je näher der voraus zu berechnende neue Betriebspunkt am Ausgangspunkt liegt, desto besser ist die Qualität der Vorausberechnung. Zum anderen sind so auch beliebige Betriebspunkte berechenbar, da die Einzeleinflussfaktoren miteinander verknüpft werden können. Die möglichen Abweichungen zum realen Verhalten werden aufgrund der Polynomansätze maximal 2. Ordnung sehr gering gehalten. Die neu zu bestimmenden VIBE-Faktoren für den voraus zu berechnenden Betriebspunkt bestimmen sich nach folgenden Formeln:

Verbrennungsbeginn φ_{VA} :

$$\varphi_{VA} = \varphi_{BB,0} + \Delta\varphi_{BB} + \tau_{ZV,0} + \Delta\tau_{ZV}$$

$$\Delta\varphi_{BB} = \varphi_{BB} - \varphi_{BB,0} \quad \text{Änderung des Bestromungsbeginns}$$

$$\Delta\tau_{ZV} = \tau_{ZV} - \tau_{ZV,0} \quad \text{Änderung des Zündverzugs}$$

Verbrennungsende φ_{VE} :

$$\varphi_{VE} = \varphi_{VA} + \varphi_{VD,0} + \Delta\varphi_{VD}$$

$$\Delta\varphi_{VD} = \varphi_{VD} - \varphi_{VD,0} \quad \text{Änderung der Brenndauer}$$

Formfaktor m:

$$m = m_0 + \Delta m$$

Die Einflussfaktoren des jeweiligen Motorparameters (i) sind nach folgender Gleichung entsprechend den dafür abgestimmten VIBE-Parametern zu berechnen:

$$y_i = \frac{a_2 i^2 + a_1 i + a_0}{a_2 i_0^2 + a_1 i_0 + a_0}$$

Die Koeffizienten der Einzeleinflüsse Bestromungsbeginn (BB), Verbrennungsluftverhältnis (λ), Ladelufttemperatur (T_L) und Last (p_{mi}) sind in Tabelle 7-2 zusammengefasst.

Tabelle 7-2: Koeffizienten der Einflussparameter

Motorparameter	VIBE-Faktor	Koeffizient a_2	Koeffizient a_1	Koeffizient a_0
Bestromungsbeginn	T_{ZV}	0	-0,058299	32,574240
	$\Delta\varphi_{VD}$	0,095498	-62,920578	10413,65367
	m	0	0	1
Verbrennungsluftverhältnis	T_{ZV}	0	0	1
	$\Delta\varphi_{VD}$	0	16,660164	3,309013
	m	0	0,440890	0,398927
Ladelufttemperatur	T_{ZV}	0	0	1
	$\Delta\varphi_{VD}$	0	-0,117828	52,995902
	m	0	0	1
Last	T_{ZV}	0	0,261356	7,942556
	$\Delta\varphi_{VD}$	0	-0,867671	63,576875
	m	0	-0,017353	1,691537

Aus den Einzeleinflüssen ergibt sich eine multiplikative Abhängigkeit des vorauszuberechnenden Betriebspunktes bzw. dessen Energieumsatzrate. Dementsprechend setzt sich für den Zündverzögerung die Einflussfunktion $f(\tau_{ZV})$, für die Brenndauer die Einflussfunktion $g(\varphi_{VD})$ und für den Formfaktor die Einflussfunktion $h(m)$ aus den Einzelfunktionen i der jeweiligen Einzeleinflüsse folgendermaßen zusammen:

$$f(\tau_{ZV}) = f_{BB} \cdot f_{\lambda} \cdot f_{TL} \cdot f_{p_{mi}} = \prod_{i=1}^n f_i(\tau_{ZV})$$

$$g(\varphi_{VD}) = g_{BB} \cdot g_{\lambda} \cdot g_{TL} \cdot g_{p_{mi}} = \prod_{i=1}^n g_i(\varphi_{VD})$$

$$h(m) = h_{BB} \cdot h_{\lambda} \cdot h_{TL} \cdot h_{p_{mi}} = \prod_{i=1}^n h_i(m)$$

Damit ergibt sich für die vorauszuberechnenden Betriebspunkte ausgehend vom Referenzpunkt (Index 0) folgende Beziehung für:

Verbrennungsbeginn φ_{VA} :

$$\varphi_{VA} = \varphi_{VA,0} + \Delta\varphi_{BB} + \tau_{ZV,0} \cdot \prod_{i=1}^n f_i(\tau_{ZV})$$

Verbrennungsende φ_{VE} :

$$\varphi_{VE} = \varphi_{VE,0} + \varphi_{VD,0} \cdot \prod_{i=1}^n g_i(\varphi_{VD})$$

Formfaktor m :

$$m = m_0 \cdot \prod_{i=1}^n h_i(m)$$

Mit dem beschriebenen Verfahren können somit die VIBE-Parameter bestimmt und beliebige Betriebspunkte im Kennfeld berechnet werden. Voraussetzung ist lediglich die Vermessung eines Basis-Betriebspunktes am Motor und dessen Analyse.

Die Diagramme des Druckverlaufs und des Brennverlaufs von verschiedenen Punkten des Betriebskennfeldes sind in Bild 7-2, Bild 7-3, Bild 7-4 und Bild 7-5 abgebildet. Die Ausgangsbasis hierfür ist der Referenzpunkt, Tabelle 7-1. Die relative Änderung der vier dargestellten Betriebspunkte bildet den in Bild 5-1 gezeigten Fahrbereich mit einer Variation des Verbrennungsluftverhältnisses der Last und des Bestromungsbeginns ab. Die dazugehörigen absoluten Veränderungen der Eingangswerte von Bestromungsbeginn, Verbrennungsluftverhältnis, Ladelufttemperatur und Last sind in Tabelle 7-3 als absolute Änderung, die Ergebniswerte der APR mit realem Brennverlauf und der mittels Einflussfaktoren bestimmten VIBE-Brennverläufe als prozentuale Veränderung zueinander eingetragen.

Tabelle 7-3: Vergleich spezifischer Werte Messung – Modellberechnung

Absoluter Änderungswert bezogen auf Referenzwert	Betriebspunkt	BP1	BP2	BP3	BP4
	Bestromungsbeginn [°KW]	3.5 (spät)	-4.8(früh)	2.0 (spät)	4.5 (spät)
	$\lambda_{\text{global}} [-]$	-0.1	-0.1	0.1	-0.1
	Ladelufttemperatur [K]	0.0	1.0	0.0	-1.0
	p_{mi} [bar]	-6.1	-5.7	4.6	5.1
rel. Abweichung in der APR von realem Brennverlauf zu VIBE-Ersatzbrennverlauf		$\Delta[\%]$	$\Delta[\%]$	$\Delta[\%]$	$\Delta[\%]$
Leistung	p_{mi} [bar]	4.0	3.3	-2.3	1.2
Verbrennungskenngrößen	φ_{VA} [°KW]	0.9	0.3	2.6	2.9
	φ_{VE} [°KW]	-3.7	-0.3	-0.3	0.3
	Schwerpkt.dq _B /dφ [°KW]	0.1	0.1	-0.1	0.0
abs. Maxima	p_{max} [bar]	0.7	0.4	-0.4	0.0
	$\varphi_{p_{\text{max}}}$ [°KW]	0.0	0.3	-0.3	0.0
	T_{max} [K]	4.4	0.9	-1.6	0.0
	$\varphi_{T_{\text{max}}}$ [°KW]	0.5	0.3	0.0	0.0
	$(dq_B/d\varphi)_{\text{max}}$ [kJ/kg/°KW]	-4.7	-15.9	-9.5	-11.4
	$\varphi(dq_B/d\varphi)_{\text{max}}$ [°KW]	0.3	0.3	-0.5	-0.5
	$Q_{B_{\text{max}}}$ [kJ]	-0.4	-1.3	-0.3	-0.5
	$\varphi_{Q_{B_{\text{max}}}}$ [°KW]	1.7	0.4	0.0	0.2

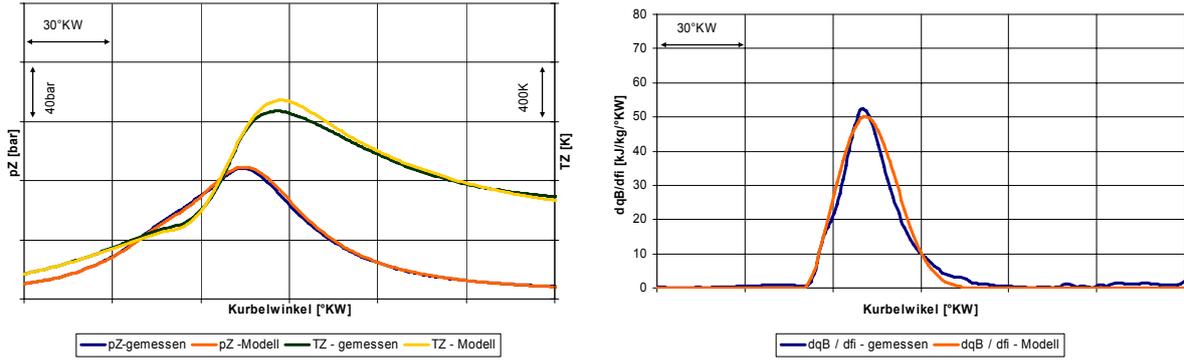


Bild 7-2: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP1

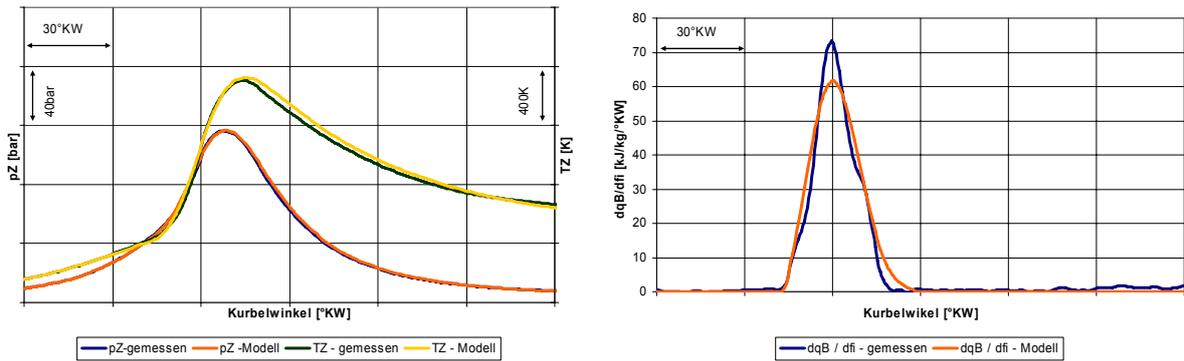


Bild 7-3: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP2

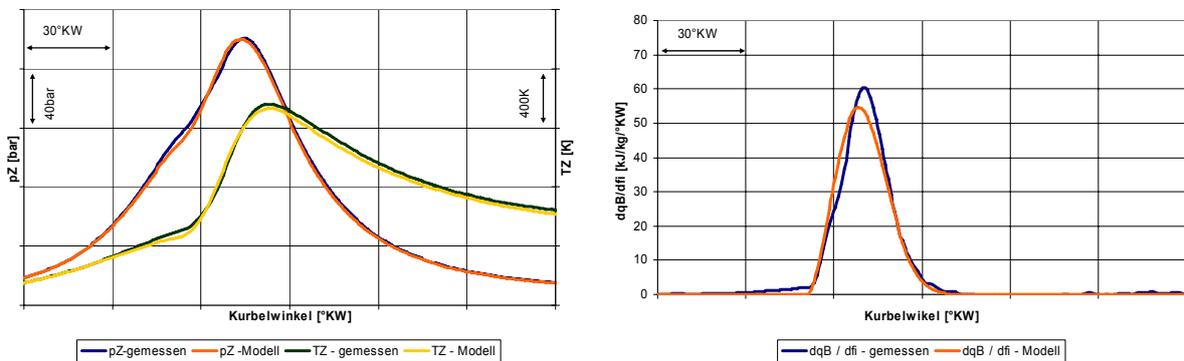


Bild 7-4: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP 3

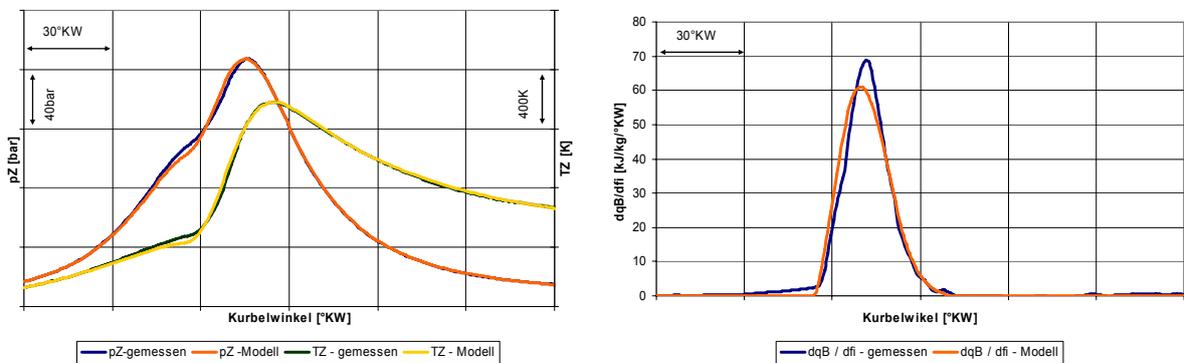


Bild 7-5: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP 4

7.2 Vorausberechnung der NO_x -Emissionen

Das Stickoxid-Vorausberechnungsmodell wurde auf dem quasi Zweizonenmodell nach Heider [19], Kapitel 4.3.3, aufgebaut. Allerdings musste die Berechnung der beiden Zonen, Reaktionszone und unverbrannte Zone, modifiziert werden, da keine physikalisch sinnvollen Eigenschaften des Versuchsmotors dargestellt wurden. Grund hierfür ist zum einen, dass das Ausgangsmodell für den Dieselmotor mit heterogenem Gemisch entwickelt wurde. Weiter kommt hinzu, dass der PGI-Gasmotor für extrem niedrige Stickoxidemissionen konzipiert wurde und bereits kleinste Unstimmigkeiten im Modell eine deutliche Einbuße in der Aussagequalität bedeuten. Mit einer modifizierten Berechnung der Zonentemperaturen zeigt sich dieses Modell jedoch als sehr gut anwendbar innerhalb der Grenzen, auf welche der Motor ausgelegt wurde („TA-Luft-Halbe“).

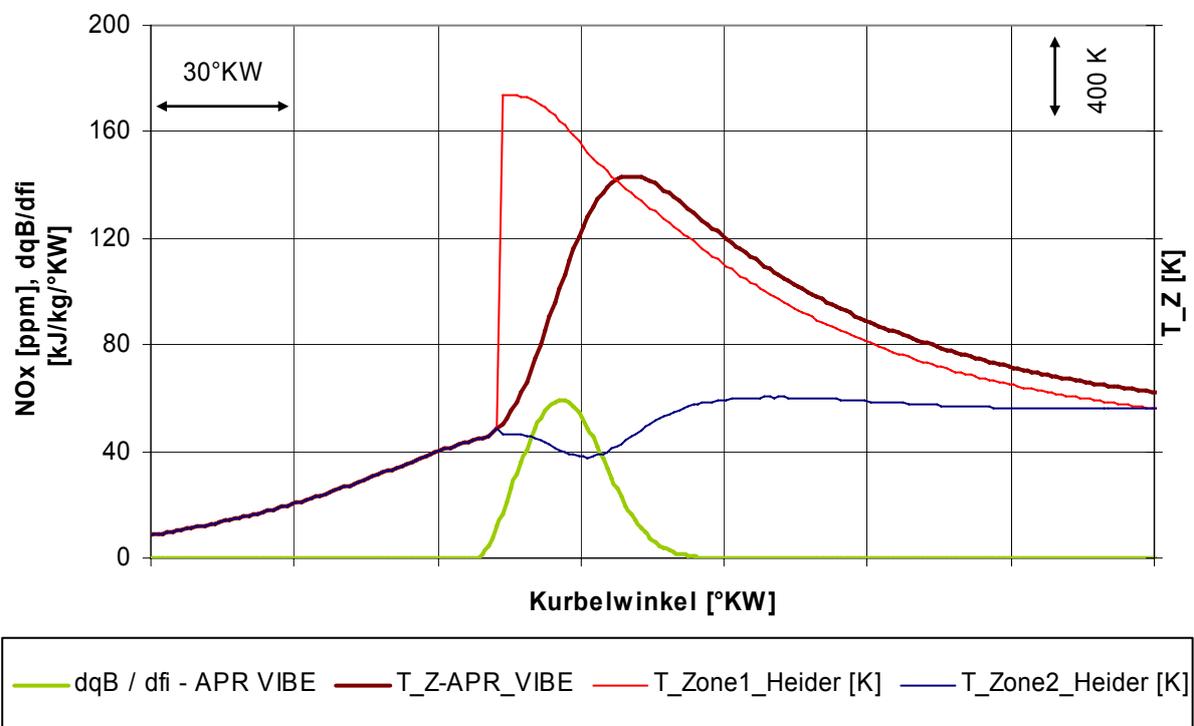


Bild 7-6: Temperaturverläufe in der Reaktionszone und der unverbrannten Zone nach dem ursprünglichem Modell von Heider

Ausgehend von der vielfach bewährten Reaktionskinetik nach dem Zeldovich-Mechanismus wurde die Berechnung der Stickoxidemissionen durchgeführt. Dies bedingte aber bei realistischen Stickoxid-Rohemissionen einen Temperaturverlauf im Unverbrannten, welcher physikalisch als nicht sinnvoll zu bezeichnen ist, Bild 7-6. Zum einen werden im Unverbrannten sehr niedrige Temperaturwerte unterhalb derer für polytrope Verdichtung ($T_{\text{Zone2_Heider}}$, dünne blaue Linie) berechnet, zum anderen fällt die Temperatur in der Reaktionszone ($T_{\text{Zone1_Heider}}$, dünne rote Linie) unterhalb der zugrunde gelegten Massenmitteltemperatur ($T_{\text{Z-APR_VIBE}}$,

dicke braune Linie) ab. Wird ein sinnvolles Temperaturverhalten nachgebildet, muss der A-Wert so hoch angesetzt werden, dass die NO_x -Emissionen die Realität deutlich übertreffen. Da sich aber die reaktionskinetischen Konstanten vielfach als geeignet gezeigt haben, muss in der Beschreibung der beiden Zonen des Modells das Potenzial für die Abbildung eines physikalisch sinnvollen Temperaturverhaltens bei gleichzeitig richtiger Vorhersage des realen Stickoxidemissionsniveaus enthalten sein.

Um dies zu erreichen wird die Bestimmung der Zoneneigenschaften nach der allgemeinen Gasgleichung vorgenommen. Zu diesem Zweck werden der berechnete Druck und die berechnete Temperatur im Brennraum des nulldimensionalen Einzonenmodells, welches den gesamten Motor darstellt, als Eingangsgrößen genommen. Der Brennverlauf wird als betriebspunkt- und motorspezifische Größe hinzugenommen. Somit wird mit diesen Eingangsgrößen das Motorverhalten beschrieben.

Bei Heider gilt in der Reaktionszone ein Verbrennungsluftverhältnis von etwa der Stöchiometrie ($\lambda \approx 1$), abhängig vom Brennverfahren. Abweichend dazu wird die homogene Ladungsverteilung im Gemisch verdichtenden Motor berücksichtigt, d.h. es gilt nun für beide Zonen das globale Verbrennungsluftverhältnis λ_0 . Somit wird der Anteil der Luft in der Reaktionszone dem realen Motor angenähert.

$$\lambda_{\text{global}} = \lambda_0 = \lambda_{\text{Zone1}} = \lambda_{\text{Zone2}} \quad (\text{Gl.7-1})$$

In der Grundvorstellung gilt beim Gemisch verdichtenden Motor, dass während der Verbrennung die Flammenfront den homogenen Brennraum hemisphärisch von der Zündquelle durchheilt, d.h. es wird zwischen reaktiver und unverbrannter Zone im Brennraum unterschieden. Die Anteile der beiden Zonen werden global durch den Brennverlauf wiedergegeben, da die umgesetzten Massenanteile durch den Energieumsatz beschrieben werden. Die Annahme ist nun, dass die noch unverbrannte Endgaszone durch die Energiefreisetzung in der verbrannten Zone polytrop verdichtet wird. Somit kann die Temperatur im Unverbrannten durch den im gesamten Brennraum als gleich angenommenen Druck mittels der allgemeinen Gasgleichung berechnet werden. Ausgehend von der Temperatur der unverbrannten Zone und der Masseaufteilung zwischen Verbrannt und Unverbrannt entsprechend dem Brennverlauf kann das thermodynamische System vollständig bestimmt werden.

Die Grundidee des abnehmenden Temperaturdifferenzwertes zwischen beiden Zonen ist analog zu Heider, allerdings orientiert sich der neue Temperaturdifferenzfaktor $B(\varphi)$ am Brennverlauf $dq_B/d\varphi$, da aufgrund des homogenen Gemisches gegen Ende des Brennverlaufs eine perfekte Vermischung beider Zonen angenommen werden kann und damit die unverbrannte Zone gegen Null geht. Somit ist am Ende der Verbrennung φ_{VE} der gesamte Zylinderinhalt in erster Näherung wieder homogen und es liegt im gesamten Brennraum bei Verbrennungsende φ_{VE} die gleiche Massenmitteltemperatur für den gesamten Brennraum vor, welche der Massenmitteltemperatur

peratur T_Z aus dem nulldimensionalen Einzonenmodell entspricht. Der neue Temperaturbeiwert $B(\varphi)$ gibt den Anteil der umgesetzten Energie dementsprechend wieder.

$$B(\varphi) = 1 - \frac{\int_{\varphi^{VA}}^{\varphi} \frac{dq_B}{d\varphi} d\varphi}{\int_{\varphi^{VA}}^{\varphi^{VE}} \frac{dq_B}{d\varphi} d\varphi} \quad (\text{Gl.7-2})$$

Die Temperaturdifferenz zwischen beiden Zonen wird wie bei Heider über folgenden Ansatz formuliert:

$$T_{Zone1}(\varphi) - T_{Zone2}(\varphi) = B(\varphi) \cdot A \quad (\text{Gl.7-3})$$

Der A-Wert beschreibt weiterhin die Temperaturdifferenz am Verbrennungsbeginn zwischen verbrannter und unverbrannter Zone. Allerdings wird die unverbrannte Zone nun mit einer polytropen Verdichtung auf Basis des aktuell vorliegenden Brennraumdrucks, welcher aus der einzonigen Prozessrechnung bekannt ist, berechnet. Den Beginn der polytropen Verdichtung der Zylinderladung stellt der Zeitpunkt „Einsatz Schließt“ (ES) dar.

$$T_{Zone2}(\varphi) = T_{ES} \left(\frac{\rho(\varphi)}{\rho_{ES}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (\text{Gl.7-4})$$

Ausgehend von der Temperatur der unverbrannten Zone T_{Zone2} wird entsprechend der bekannten Faktoren $B(\varphi)$ und der Starttemperaturdifferenz A die Temperatur der Reaktionszone T_{Zone1} bestimmt, das durch Umformung von Gl.7-3 erreicht wird.

$$T_{Zone1}(\varphi) = T_{Zone2}(\varphi) + B(\varphi) \cdot A \quad (\text{Gl.7-5})$$

Die weitere Berechnung erfolgt analog zu Heider. Der Reaktionszone wird ebenfalls vollständig die NO_x -Bildung zugeschrieben. Die Temperaturverläufe in der unverbrannten Zone ($T_{Zone2_poly_Verdichtung}$, dicke blaue Linie) und in der Reaktionszone ($T_{Zone1_poly_Verdichtung}$, dicke orange Linie) sind in Bild 7-7 den Verläufen mit der ursprünglichen Berechnung nach Heider gegenüber gestellt. Damit wird ein physikalisch sinnvolles Verhalten der Temperatur in beiden Zonen abgebildet.

Ein weiteres wichtiges Kriterium zur Vorausberechnung der entstehenden NO_x -Emissionen ist die Auswahl der geeigneten reaktionskinetischen Konstanten. Um den Einfluss hierbei zu untersuchen, wurden die in Kap. 9.3 aufgelisteten Konstanten durchgerechnet und mit den Motorwerten abgeglichen. Dabei wurde der jeweils optimale A-Wert nach Heider bestimmt.

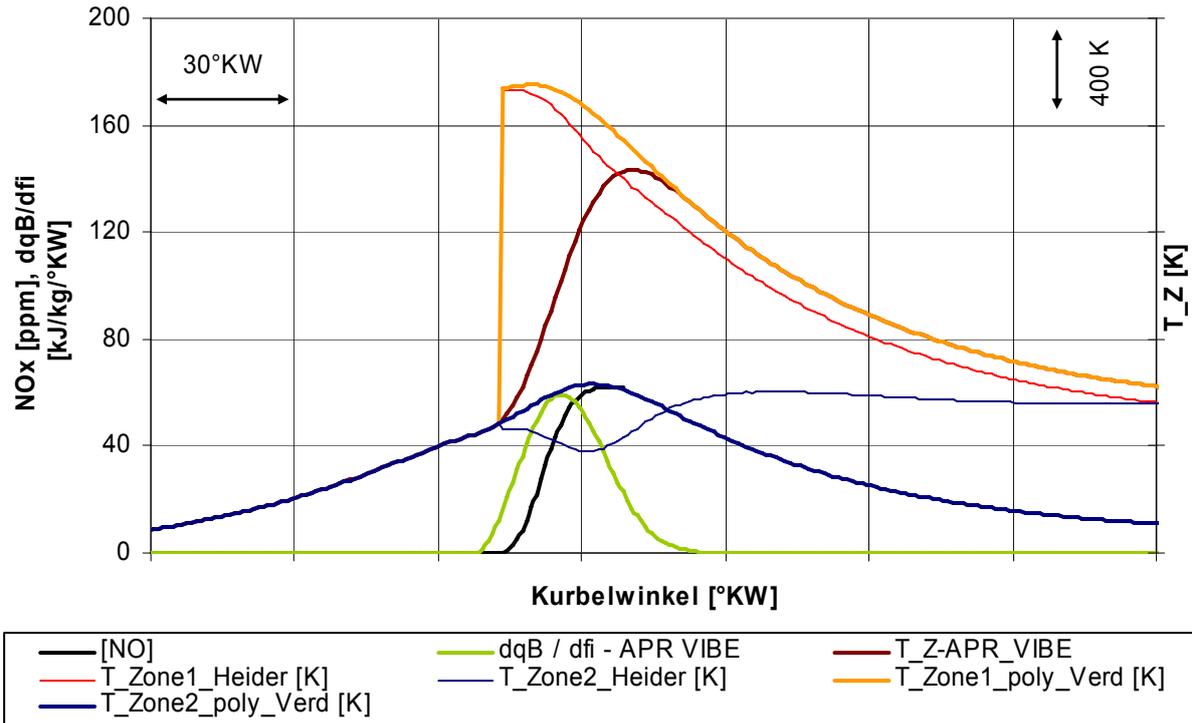


Bild 7-7: Temperaturverläufe in der Reaktionszone und der unverbrannten Zone sowohl nach Heider als auch mit der Berechnung der Temperatur aufgrund der polytropen Verdichtung der unverbrannten Zone

Die Vorhersagequalität des Emissionsmodells hängt auch von den verwendeten Reaktionskinetischen Konstanten ab, welche zur Berechnung verwendet werden. Die Auswertung für den Versuchsmotor zeigt, dass diese unterschiedlich genau die Emissionen des Versuchsmotors über den Betriebsbereich wiedergeben.

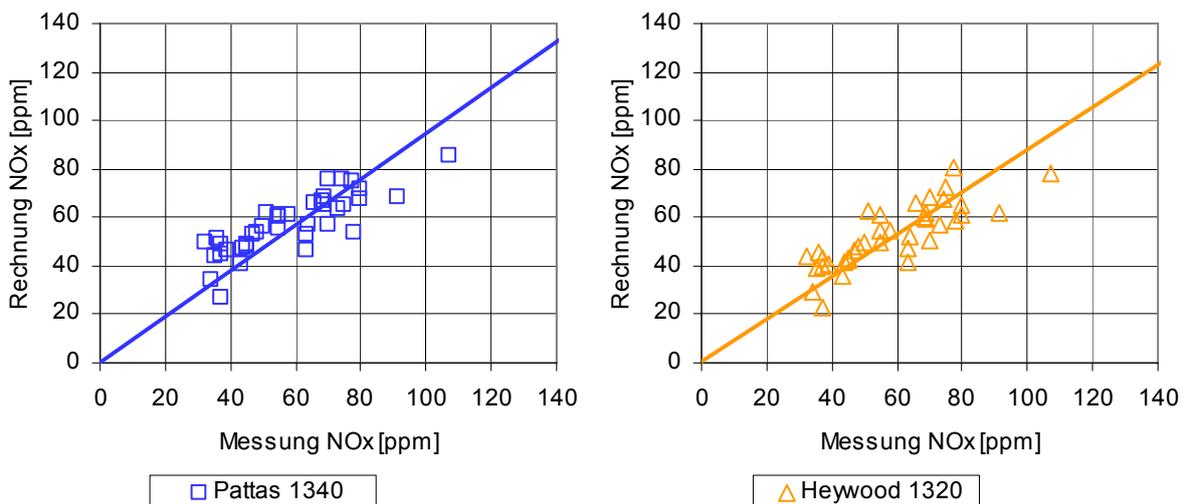


Bild 7-8: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Emissionen anhand der reaktionskinetischen Konstanten nach Pattas und Heywood mit dem jeweils benutzten A-Wert

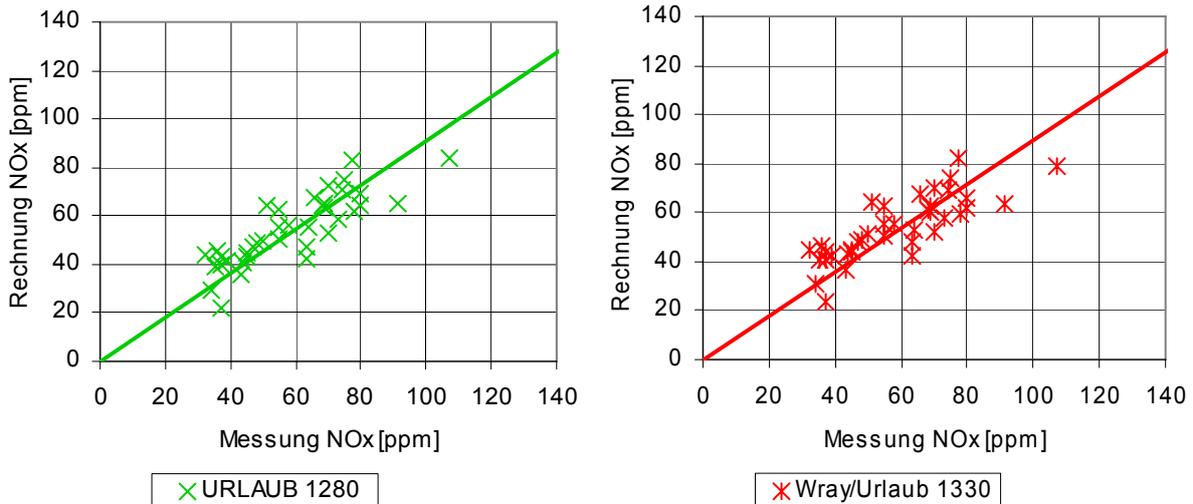


Bild 7-9: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Emissionen anhand der reaktionskinetischen Konstanten nach Urlaub und Wray/Urlaub mit dem jeweils benutzten A-Wert

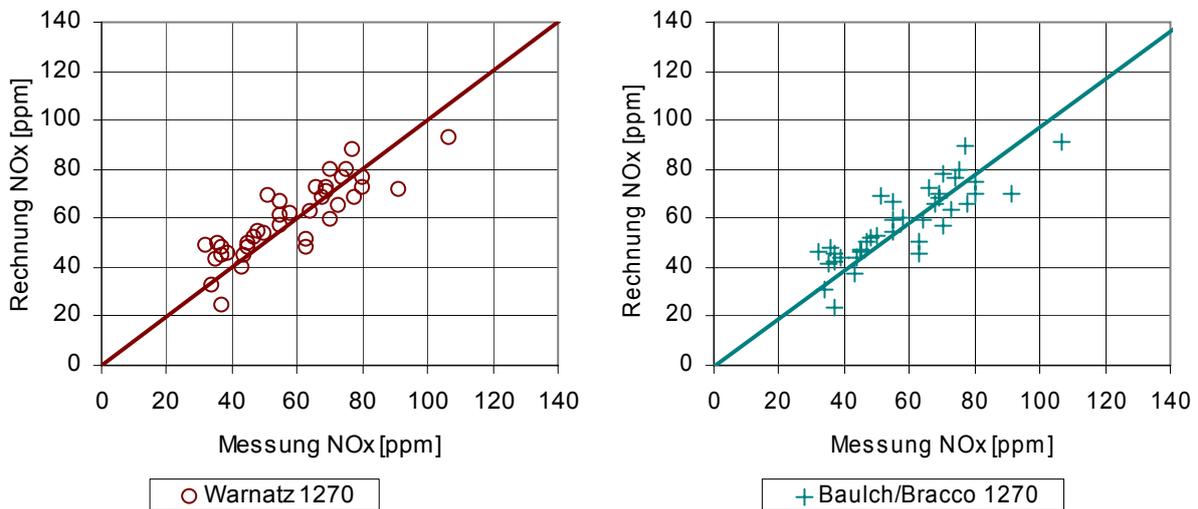


Bild 7-10: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Emissionen anhand der reaktionskinetischen Konstanten nach Warnatz und Baulch/Bracco mit dem jeweils benutzten A-Wert

An rund 50 Messpunkten wurden die Stickoxidemissionen der Messung mit denen gemäß in Kap. 7.1 bestimmten Motormodells berechneten Punkte verglichen, Bild 7-8, Bild 7-9 und Bild 7-10. Als Orientierungshilfe ist die jeweilige Regressionsgerade der berechneten Punkte eingetragen. Diese ist optimal, wenn die Winkelhalbierende wieder gegeben wird.

Mit den reaktionskinetischen Konstanten der genannten Autoren wird die tendenzielle Aussage der NO_x-Emissionen gut wiedergegeben. Als sehr gut in der Vorausberechnung der realen Emissionen erweisen sich dabei die Konstanten von Warnatz bzw. von Baulch/Bracco (Bild 7-10). Bei den Konstanten der anderen Autoren werden bei geringen Rohemissionen zu hohe und bei hohen realen Emissionen zu niedrige Werte vorausberechnet. Dies liegt an den geringfügig verschiedenen Kon-

stanten der Einzelreaktionen für den Zeldovich-Mechanismus, welche die Temperatur und das Druckverhalten der drei Gleichgewichtsreaktion unterschiedlich werten.

Als problematisch erweist sich allerdings die Vorausberechnung des Gesamtmotors an der Grenze zum Klopfen hin. Diese Klopfgrenze ist durch erhebliche Stickoxidemissionen aufgrund der hohen auftretenden Spitzentemperaturen während der Verbrennung auffällig. So beeinflussen die klopfenden Arbeitsspiele deutlich die NO_x -Emissionen, was zu einer schlechteren Qualität der Vorausberechnung gegenüber den real emittierten Werten führt und dementsprechend niedrigere Werte ausgibt.

Nachteilig bei der Auswertung ist ebenfalls, dass nur Messungen des Gesamtmotors zur Verfügung stehen. Es konnte aufgrund des sehr hohen Aufwandes keine zylinderindividuelle Messung der NO_x -Emissionen durchgeführt werden. Allerdings können die Gesamtemissionen anhand der im Messzylinder gewonnen Erkenntnisse sehr gut nachgebildet werden.

Die Vorhersagequalität wird erst bei deutlichen Abweichungen vom eigentlichen Betriebsbereich des Motors schlechter, vor allem in Richtung der Klopfgrenze, da hier einzelne Zylinder massiv einstreuen. Diese emittieren sehr viel NO_x aufgrund von höheren Verbrennungstemperaturen und beeinflussen somit die Motorgesamtemissionen erheblich.

Bedenkt man allerdings, dass dieser Motor mit extrem geringen NO_x -Emissionen von etwa 60ppm betrieben wird – Betriebsgebiet sind 250mg NO_x pro Normkubikmeter Abgas bei 5% Sauerstoffgehalt, also die Hälfte des erlaubten Grenzwerts nach TA Luft – ist in diesem Bereich die Berechnung sehr sensibel, da bereits kleinste Abweichungen in der Modellierung größere absolute Diskrepanzen im Endergebnis bewirken. In Anbetracht dessen ist die Stickoxidberechnung als sehr gut anzusehen.

7.3 Vorhersage des Klopf- und Aussetzerbereichs

Am Prüfstand wurden Betriebspunkte dann als klopfend bezeichnet, wenn die von MAN Diesel SE applizierte Klopfkennung angesprochen hat. Allerdings müssen nicht zwingend am mit Messtechnik ausgestatteten Zylinder klopfende Arbeitsspiele detektiert werden, sondern einer der 12 Zylinder beginnt zu klopfen. Weil aber das Gesamtmotorverhalten mit abgebildet werden soll, ist dies eine durchaus sinnvolle Ausgangslage, da für den Messzylinder die Klopfgrenze ebenfalls sehr nahe ist, wenn auch nicht immer der absolute Abstand zur zylinderselektiven Klopfgrenze festgelegt ist.

Zur Modellbildung der klopfenden Betriebspunkte wurde aufgrund des Versuchsträgers, welcher ein Mehrzylindermotor ist, auch ein globales Klopfkriterium bevorzugt. So kann der klopfensensible Bereich für den Gesamtmotor gut dargestellt und in der

Auslegung bzw. Konzeption des zu erwartenden Motorbetriebsbereiches die Klopfgrenze entsprechend berücksichtigt werden.

Als globales Kriterium zur Vorhersage der Klopfgrenze ist der Ansatz von Franzke [15], Kapitel 4.3.4, sehr gut geeignet, da so mit Hilfe von charakteristischen Größen des Kraftstoffs die Klopfneigung des Motors bewertet werden kann. Das Kriterium des kritischen Reaktionszustandes I_p (Gl.7-6) im unverbrannten Endgas ist hier sinnvoll, da so die globale Reaktionskinetik einfach abgebildet wird. Gleichfalls gibt dies auch Aufschluss über die Reaktionsfreudigkeit des Gemisches.

$$I_p = \frac{1}{\omega} \int_{\varphi_{ES}}^{\varphi} \frac{p^a}{\exp\left(\frac{b}{T_{UV}}\right)} d\varphi \quad (\text{Gl.7-6})$$

Basierend auf dem Ansatz von Franzke werden in dieser Arbeit die Konstante a für den Einfluss von Brennraumdruck und die Konstante b für die Abhängigkeit von der Brennraumtemperatur T nach Schmidt [37] mit den vorgeschlagenen Werten für Methan und Luft ausgewählt. Da der Motor allerdings mit mageren Gemischen, also $\lambda > 1$, betrieben wird, ist der Koeffizient für die Temperatur mit $b = 11750$ belegt, da durch das magere Gemisch geringere Temperaturen erreicht werden. Dies trägt der höheren Sensibilität auf Temperatureinflüsse der klopfenden Verbrennung Rechnung, während der Druckkoeffizient unverändert bei $a = 0,87$ bleibt.

Als Lauflänge des Integrals des Vorreaktionszustandes wurden verschiedene Grenzen untersucht. Zum einen ein anteiliger Umsatz der Verbrennung (40 %, 50 % und 60 % der Brenndauer), wie es auch Franzke vorgeschlagen hat, ein konstanter Wert nach Bestromungsbeginn (30 °KW, 40 °KW und 50 °KW) sowie absolute °KW im Arbeitsspiel (ZOT, ZOT + 5 °KW, ZOT + 10 °KW).

Es zeigte sich, dass beim vorliegenden Versuchsträger ein anteiliger Kraftstoffumsatz der Verbrennung als Integrationsgrenze zur Erkennung der Klopfgrenze nicht ausreichend ist. Auch ein konstanter Abstand zum Bestromungsbeginn der Hochdruckeinblasung als Integrationsgrenze gibt keine deutlich bessere Auskunft zur Klopfgrenze des Motors.

Die besten Ergebnisse zur Vorhersage des Klopfverhaltens des Motors hat ein absoluter Grad Kurbelwinkel kurz nach dem Zünd-OT gezeigt (5°KW n. ZOT). Dieses Integrationsende des integralen Zündverzugs des Endgases gibt sowohl das Verhalten über dem Zündbeginn als auch über dem Verbrennungsluftverhältnis und der Last sehr gut wieder, siehe Bild 7-11 und Bild 7-12.

In diesen beiden Bildern sind die Vorreaktionszustände mit der Integrationsgrenze von 5°KW nach Zünd-OT für verschiedene Versuchsreihen über dem Bestromungsbeginn aufgezeichnet. Die Last wurde bei diesen Versuchsreihen ebenso wie auch das Verbrennungsluftverhältnis variiert. Bei den blau eingezeichneten Versuchsrei-

hen wurde der Motor mit Referenz-Verbrennungsluftverhältnis, bei den rot eingezeichneten mit 0,1 Einheiten fetterem und bei den grün eingezeichneten Versuchsreihen mit 0,1 Einheiten magerem Verbrennungsluftverhältnis betrieben. Die Last ist mit hellerem Farbton höher, in Stufen zu etwa 11 bar, 17 bar und 22 bar effektivem Mitteldruck p_{me} . Man erkennt in Bild 7-11 eindeutig die Klopfgrenze mit nach früh verstelltem Bestromungsbeginn, wenn der Vorreaktionszustand I_p den Wert von 1 erreicht. Um die Reproduzierbarkeit des Betriebspunktes zu beurteilen, sind die aufgetragenen Betriebspunkte mit jeweils drei Messungen hinterlegt. In der Schwankungsbreite der Ergebnisse ist auch das stochastische Auftreten des Klopfens wieder gegeben. So liegt die Schwankungsbreite der Vorreaktionszustände aufgrund des Motorverhaltens um rund 0,1 Einheiten vom jeweiligen Betriebspunkt-spezifischen Mittelwert auseinander.

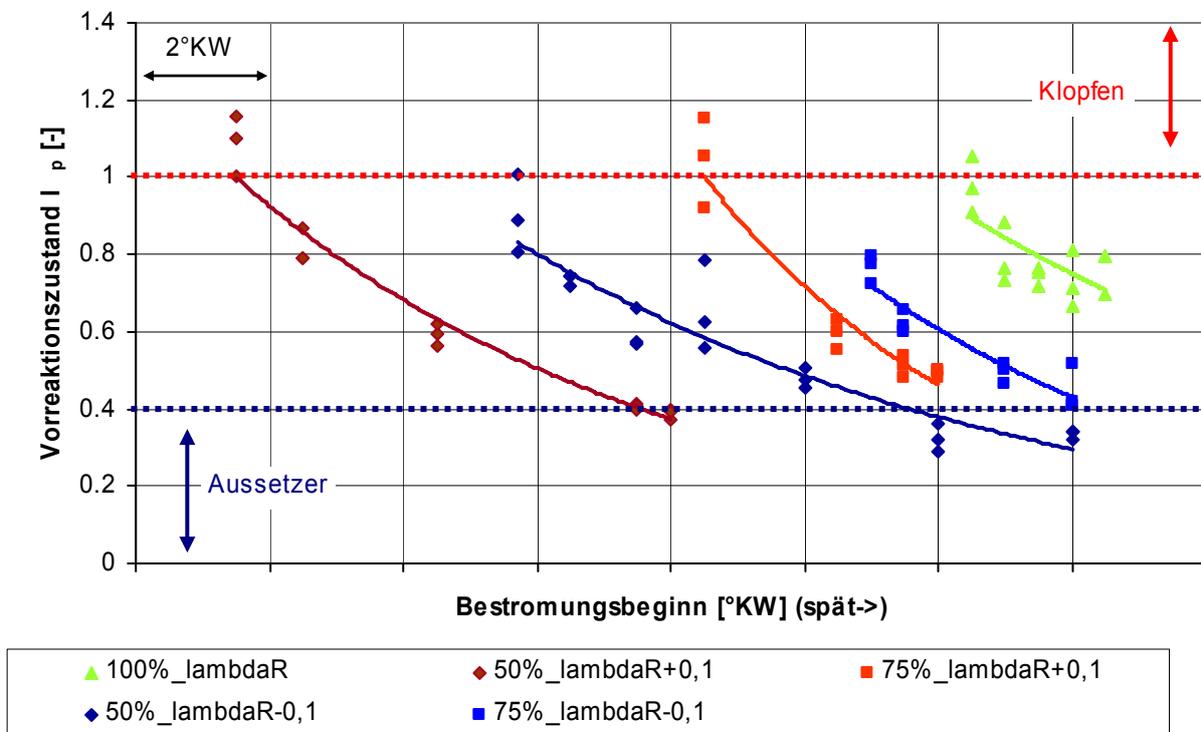


Bild 7-11: Bewertung des Klopfrisikos von Betriebspunkten innerhalb verschiedener Messreihen (p_{me} und λ) auf Basis von gemessenen Druckverläufen

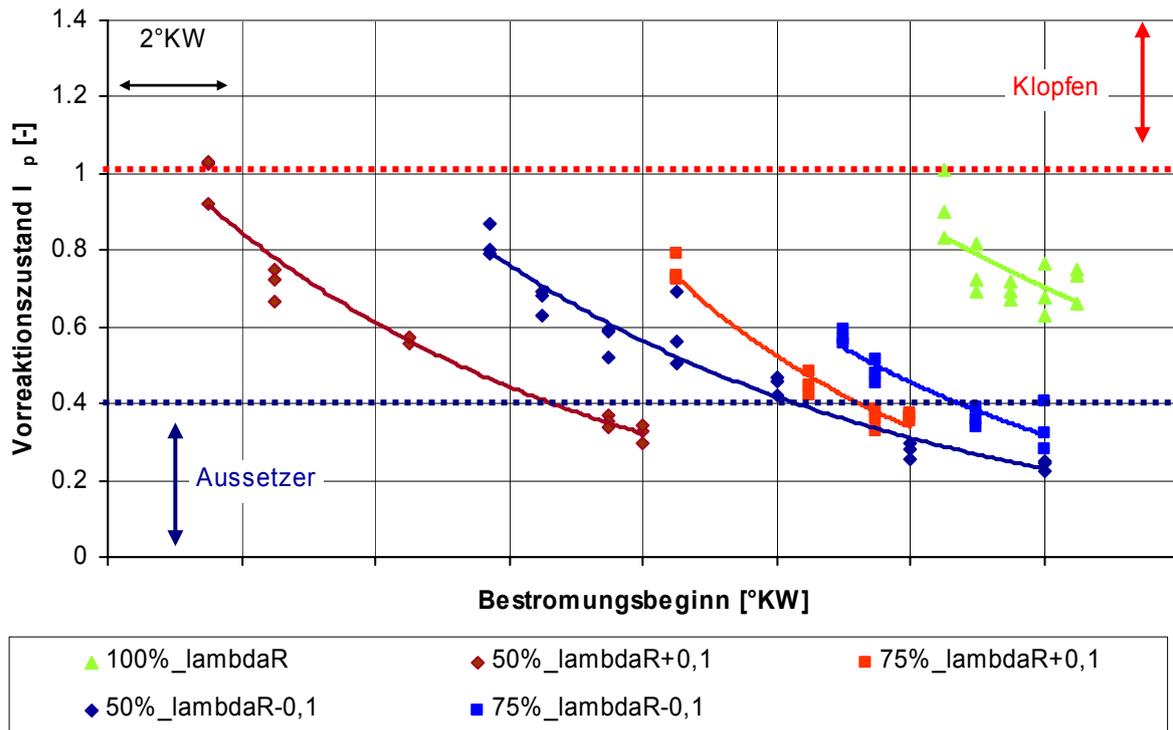


Bild 7-12: Vorausberechnete Betriebspunkte (Basis wie vorhergehendes Bild) verschiedener Messreihen (p_{me} und λ) und ihre Bewertung des Klopfrisikos

Die Wiedergabe der Klopfgrenze erfolgt über den gesamten Versuchsbereich sehr gut. So kann mit Hilfe der vorher angegebenen Vorausberechnung mit VIBE-Ersatzbrennverläufen die Klopfgrenze gut vorhergesagt werden, siehe auch Bild 7-12. Sowohl über der Last als auch über dem Verbrennungsluftverhältnis ist die Klopfgrenze gut erkennbar. Diese Grenze stimmt auch mit dem Gesamtbetriebsverhalten des Motors sehr gut überein.

Da eine Aussage des Reaktionszustandes auch eine Information über das Durchbrennverhalten des Kraftstoff-Luftgemisches beinhaltet, hat sich gezeigt, dass dieser Ansatz auch als Kriterium zur Erkennung der Betriebsgrenzen nutzbar ist. So kann neben der Klopfgrenze auch der Aussetzerbetrieb vorhergesagt werden, d.h. die Betriebsgrenze mit einer sehr hohen Varianz sowohl im Spitzendruck Var_{pmax} als auch im Mitteldruck Var_{pmi} . In Bild 7-11 ist gut erkennbar, dass in den Variationen immer dann die Aussetzergrenze erreicht wird, wenn der Vorreaktionszustand einem Wert von 0,4 unterschreitet.

Der Vorreaktionszustand berechnet sich aus der Temperatur im Unverbrannten und dem im gesamten Brennraum herrschenden Druck. Beide werden mit den entsprechenden Koeffizienten über das Arbeitsspiel bis zu einem gewissen Grad Kurbelwinkel integriert. Ist innerhalb dieses Zeitabschnittes das Temperaturniveau zu gering, erfolgt demzufolge ein sehr schlechtes Ausbrennen in der Endgaszone, welche durch den Vorreaktionszustand nach Franzke charakterisiert wird. Somit führt auch

eine schleppende Verbrennung mit geringem Maximaldruck und relativ niedrigen Verbrennungstemperaturen zu einem niedrigen Integrationswert. Dies wird hier zur gezielten Vorhersage der Aussetzergrenze genutzt.

Somit ist ein Kriterium auf Grundlage des integralen Zündverzuges des Restgases geschaffen worden, welches sowohl die Klopf- als auch die Aussetzergrenze des Motors beschreibt und damit den Betriebsbereich des Motors charakterisiert.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Grundlage für diese Arbeit war das Forschungsvorhaben "Das PGI-Brennverfahren für Gasmotoren mit hoher Leistungsdichte und geringsten Emissionen", welches von der Bayerischen Forschungstiftung gefördert wurde. Ziel der Arbeiten am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen war es, ein Motormodell zu erstellen, welches die Vorausberechnung des Betriebsverhaltens eines PGI-Hochleistungsgasmotors erlaubt.

Für den bestehenden Forschungsmotor wurde ein Messzylinderkopf entwickelt und dieser für die experimentellen Untersuchungen am Prüfstand verwendet. Auf Basis der durchgeführten Messungen wurde ein nulldimensionales, einzoniges Motormodell entwickelt, welches die Kalorik des Gasmotors berücksichtigt. Nach dem Abgleich des Motormodells mit dem realem Motorverhalten wurde die Vorausberechnung des Brennverlaufs mittels VIBE-Ersatzbrennverläufen modelliert. Um den Brennverlauf eines neuen Betriebspunktes zu erhalten, wird ausgehend von dem Brennverlauf eines bekannten Referenzbetriebspunktes und der multiplikativen Verknüpfung von Einflussfaktoren für die Veränderung aufgrund von Bestromungsbeginn, Verbrennungsluftverhältnis, Ladelufttemperatur und Last der neue Brennverlauf bestimmt. Eine gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und realem Motorversuch konnte nachgewiesen werden.

Die Stickoxidemissionen wurden ebenfalls vorausberechnet. So wird ausgehend von einem bestehenden, quasi-zweizonigen Vorausberechnungsmodell für Dieselmotoren eine Berechnungsmethodik für den vorliegenden Gasmotor abgeleitet. Hierbei wurden die Eigenschaften der NO_x bildenden Reaktionszone und der unverbrannten Frischladungszone an das Gemisch-verdichtende Arbeitsverfahren angepasst. Die gute Korrespondenz innerhalb des typischen Einsatzbereiches des Motors konnte ebenfalls gezeigt werden.

Als weiterer Schritt bei der Vorausberechnung wurde ein Kriterium zur Vorausberechnung der Betriebsgrenzen „Klopfen“ und „Aussetzergrenze“ entwickelt. Grundlage hierfür ist ein Ansatz auf dem integralen Zündverzug des Restgases. So muss ein kritischer Wert bei klopfenden Betriebsbereichen bis zu einem gewissen Kurbelwinkel überschritten werden, während an der Aussetzergrenze ein typischer Wert dieses integralen Zündverzugs vorliegt und somit auch die Zündunwilligkeit des Restgases ausdrückt.

Mit Hilfe der vorgestellten Modelle wird die gesamte Vorausberechnung des Motors von der Energieumsatzrate über die Emissionsberechnung bis hin zur Vorhersage des möglichen Betriebsbereiches abgebildet. Mit diesem Wissen kann der Motor

schneller an neue Einsatzrandbedingungen oder Emissionsgrenzen angepasst werden und neu entwickelte Motoren schneller auf den optimalen Betriebsbereich ausgelegt werden.

Als zukünftige Untersuchungen sollte noch der Einfluss von verschiedenen Kraftstoffzusammensetzungen und deren Einfluss auf die vorgestellten Modelle abgebildet werden, da bei Gasmotoren nicht nur Erdgas mit hohem Methananteil zum Einsatz kommt. Dadurch können zukünftige Gasmotoren noch besser in sehr frühen Phasen der Entwicklung an die erwarteten Kraftstoffe angepasst und damit letztendlich wirkungsgradgünstiger und mit geringeren Emissionen betrieben werden.

9 Anhang

9.1 Koeffizienten Kalorik

Janaf [22] für CO₂, H₂O, CO, H₂, O₂ und N₂:

$$h_m = R_m \cdot \left(a_{i1} \cdot T + \frac{a_{i2}}{2} \cdot T^2 + \frac{a_{i3}}{3} \cdot T^3 + \frac{a_{i4}}{4} \cdot T^4 + \frac{a_{i5}}{5} \cdot T^5 + a_{i6} \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right]; R_m = 8,31451 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}}$$

$$c_{p,m} = R_m \cdot \left(a_{i1} + a_{i2} \cdot T + a_{i3} \cdot T^2 + a_{i4} \cdot T^3 + a_{i5} \cdot T^4 \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \right]$$

Species	T range [K]	a _{i1}	a _{i2}	a _{i3}	a _{i4}	a _{i5}	a _{i6}
CO ₂	300-1000	0,24008E+1	0,87351E-2	-0,66071E-5	0,20022E-8	0,63274E-15	-0,48378E+5
	1000-5000	0,44608E+1	0,30982E-2	-0,12393E-5	0,22741E-9	-0,15526E-13	-0,48961E+5
H ₂ O	300-1000	0,40701E+1	-0,11084E-2	0,41521E-5	-0,29637E-8	0,80702E-12	-0,30280E+5
	1000-5000	0,27168E+1	0,29541E-2	-0,80224E-6	0,10227E-9	-0,48472E-14	-0,29906E+5
CO	300-1000	0,37101E+1	-0,16191E-2	0,36924E-5	-0,20320E-8	0,23953E-12	-0,14356E+5
	1000-5000	0,29841E+1	0,14891E-2	-0,57900E-6	0,10365E-9	-0,69354E-14	-0,14245E+5
H ₂	300-1000	0,30574E+1	0,26765E-2	-0,58099E-5	0,55210E-8	-0,18123E-11	-0,98890E+3
	1000-5000	0,31002E+1	0,51119E-3	0,52644E-7	-0,34910E-10	0,36945E-14	-0,87738E+3
O ₂	300-1000	0,36256E+1	-0,18782E-2	0,70555E-5	-0,67635E-8	0,21556E-11	-0,10475E+4
	1000-5000	0,36220E+1	0,73618E-3	-0,19652E-6	0,36202E-10	-0,28946E-14	-0,12020E+4
N ₂	300-1000	0,36748E+1	-0,12082E-2	0,23240E-5	-0,63218E-9	-0,22577E-12	-0,10612E+4
	1000-5000	0,28963E+1	0,15155E-2	-0,57235E-6	0,99807E-10	-0,65224E-14	-0,90586E+3

Rossini [33] für CH₄, C₃H₈ und Dieselkraftstoff (C_{10,8}H_{18,7}):

$$h_m = 41868 \cdot \left(A_{f1} \cdot t + \frac{A_{f2}}{2} \cdot t^2 + \frac{A_{f3}}{3} \cdot t^3 + \frac{A_{f4}}{4} \cdot t^4 - \frac{A_{f5}}{t} + A_{f6} + A_{f8} \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \right]$$

$$c_{p,m} = 4,1868 \cdot \left(A_{f1} + A_{f2} \cdot t + A_{f3} \cdot t^2 + A_{f4} \cdot t^3 + \frac{A_{f5}}{t^2} \right) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \right]$$

mit: $t = \frac{T[\text{K}]}{1000}$

Species	A _{f1}	A _{f2}	A _{f3}	A _{f4}	A _{f5}	A _{f6}	A _{f8}
CH ₄	-0,29149	26,327	-10,610	1,5656	0,16573	-18,331	4,3000
C ₃ H ₈	-1,4867	74,339	-39,065	8,0543	0,01219	-27,313	8,852
Diesel fuel C _{10,8} H _{18,7}	-9,1063	246,97	-143,74	32,329	0,0518	-50,128	23,514

9.2 Gasanalyse

Gaseigenschaften	Kürzel	Einheit/ Wert	JAN	FEB	MRZ	APR	MAI	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT	NOV	DEZ	Durchsch nittswert
Kohlendioxid	CO2	Mol%	0.13	0.10	0.10	0.10	0.12	0.04	0.26	0.28	0.07	0.52	0.15	0.12	0.166
Stickstoff	N2	Mol%	0.85	0.83	0.83	0.84	0.83	0.81	0.94	0.97	0.86	1.23	0.88	0.84	0.893
Sauerstoff	O2	Mol%	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.010
Methan	CH4	Mol%	97.49	97.71	97.69	97.64	97.50	97.81	96.70	96.58	97.65	95.37	97.37	97.56	97.256
Ethan	C2H6	Mol%	1.06	0.92	0.94	0.98	1.07	0.90	1.54	1.61	0.95	2.28	1.11	1.02	1.198
Propan	C3H8	Mol%	0.33	0.31	0.31	0.32	0.35	0.31	0.41	0.41	0.33	0.45	0.36	0.35	0.353
iso-Butan	i-C4H10	Mol%	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.05	0.06	0.06	0.05	0.053
n-Butan	n-C4H10	Mol%	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.06	0.06	0.06	0.05	0.06	0.06	0.06	0.055
iso-Pentan	i-C5H12	Mol%	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.010
n-Pentan	n-C5H12	Mol%	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.010
Hexan und Höhere KW	C8H14+	Mol%	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.010
			100	100.01	100.01	100.02	100.01	100.02	100.01	100.01	100	100.01	100.03	100.04	100.014
Abrechnungsbrennwert	Ho.B	kWh/m³	11.136	11.126	11.127	11.127	11.143	11.131	11.169	11.169	11.134	11.178	11.145	11.140	11.1438
Heizwert (gerechnet)	Hu.B	kWh/m³	10.043	10.031	10.033	10.033	10.046	10.360	10.073	10.730	10.039	10.810	10.050	10.045	10.1911
rel. Dichte	Luft=1		0.570	0.569	0.569	0.569	0.570	0.568	0.575	0.567	0.569	0.583	0.571	0.570	0.5725
Abrechnungsnormdichte_{roh,n}		kg/m³	0.7374	0.7356	0.7357	0.7356	0.7373	0.7345	0.7437	0.7446	0.7360	0.7637	0.7388	0.7372	0.73918
Wobbe-index	Wo,n	kWh/m³	14.753	14.750	14.751	14.751	14.759	14.759	14.729	14.716	14.760	14.637	14.749	14.755	14.7391
Methanzahl	+/-2		92	91	91	91	92	92	90	90	91	89	92	92	91.083
Heizwert	Hu	MJ/m³	36.155	36.112	36.119	36.119	36.166	37.296	36.263	38.628	36.140	38.916	36.180	36.162	36.6879
Heizwert	Hu	MJ/kg	49.030	49.091	49.094	49.101	49.051	50.777	48.760	51.878	49.104	51.633	48.971	49.053	49.6287
Luftbedarf	CH4	17.2	16.7683	16.8061	16.8027	16.7941	16.7700	16.8233	16.6324	16.6118	16.7958	16.4036	16.7476	16.7803	16.72800
Luftbedarf	C2H6	17.3	0.1834	0.1592	0.1626	0.1695	0.1851	0.1557	0.2664	0.2785	0.1644	0.3944	0.1920	0.1765	0.20731
Luftbedarf	C3H8	15.6	0.0515	0.0484	0.0484	0.0499	0.0546	0.0484	0.0640	0.0640	0.0515	0.0702	0.0562	0.0546	0.05512
Luftbedarf	i-C4H10	15.4	0.0077	0.0077	0.0077	0.0077	0.0077	0.0077	0.0092	0.0092	0.0077	0.0092	0.0092	0.0077	0.00821
Luftbedarf	n-C4H10	15.4	0.0077	0.0077	0.0077	0.0077	0.0077	0.0092	0.0092	0.0092	0.0077	0.0092	0.0092	0.0092	0.00847
Luftbedarf	i-C5H12	15.4	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.00154
Luftbedarf	n-C5H12	15.4	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.00154
Luftbedarf	C8H14+	15.2	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.0015	0.00152
Gesamtbedarf Luft			17.0231	17.0336	17.0337	17.0335	17.0297	17.0489	16.9859	16.9773	17.0316	16.8914	17.0189	17.0329	17.01172

PROTOKOLL bayernGAS

Berechnet

9.3 Reaktionskinetische Konstanten

Reaktionskinetische Konstanten verschiedener Autoren zur Bestimmung der Gleichgewichtsreaktionen beim Zeldovich-Mechanismus für die Berechnung der Stickoxidemissionen [52].

Reaktionskinetische Konstante	Literaturquelle	A [cm ³ /(mol · s)]	B [-]	E [kcal/kmol]
k _{1V}	Pattas [28]	4,93 · 10 ¹³	0,0472	75590
k _{1R}	Pattas	1,60 · 10 ¹³	0	0
k _{2V}	Pattas	1,48 · 10 ⁸	1,5	5680
k _{2R}	Pattas	1,25 · 10 ⁷	1,612	37690
k _{3V}	Pattas	4,22 · 10 ¹³	0	0
k _{3R}	Pattas	6,76 · 10 ¹⁴	-0,212	49340
k _{1V}	Heywood [20]	7,60 · 10 ¹³	0	75512
k _{1R}	Heywood	1,60 · 10 ¹³	0	0
k _{2V}	Heywood	6,40 · 10 ⁹	1	6260
k _{2R}	Heywood	1,50 · 10 ⁹	1	38750
k _{3V}	Heywood	4,10 · 10 ¹³	0	0
k _{3R}	Heywood	2,00 · 10 ¹⁴	0	46996
k _{1V}	Urlaub [41]	1,30 · 10 ¹⁴	0	75917
k _{1R}	Urlaub	2,80 · 10 ¹³	0	0
k _{2V}	Urlaub	6,40 · 10 ⁹	1	6245
k _{2R}	Urlaub	1,50 · 10 ⁹	1	38991
k _{3V}	Urlaub	4,20 · 10 ¹³	0	0
k _{3R}	Urlaub	1,30 · 10 ¹⁴	0	45405
k _{1V}	Wray [48]	7,00 · 10 ¹³	0	75500
k _{1R}	Wray	1,55 · 10 ¹³	0	0
k _{2V}	Wray	1,33 · 10 ¹⁰	1	7080
k _{2R}	Wray	3,20 · 10 ⁹	1	39100
k _{3V}	Urlaub	4,20 · 10 ¹³	0	0
k _{3R}	Urlaub	1,30 · 10 ¹⁴	0	45405
k _{1V}	Warnatz [44]	1,80 · 10 ¹⁴	0	76004
k _{1R}	Approximation	2,40 · 10 ⁶⁸	-14,2	76004
k _{2V}	Warnatz	9,00 · 10 ⁹	0	6453
k _{2R}	Approximation	4,00 · 10 ⁻¹⁸	7	6453
k _{3V}	Warnatz	2,80 · 10 ¹³	0	0
k _{3R}	Approximation	3,70 · 10 ⁻²⁴	9,7	0
k _{1V}	Baulch/Bracco [5,6]	1,36 · 10 ¹⁴	0	75400
k _{1R}	Baulch/Bracco	3,10 · 10 ¹³	0	334
k _{2V}	Baulch/Bracco	6,40 · 10 ⁹	1	6250
k _{2R}	Baulch/Bracco	1,50 · 10 ⁹	1	38640
k _{3V}	Urlaub	4,20 · 10 ¹³	0	0
k _{3R}	Urlaub	1,30 · 10 ¹⁴	0	45405

9.4 Formelzeichen und Indizes

Zeichen	Einheit	Bedeutung
a	[-]	Druckexponent (reaktionskinetische Stoffkonstante)
a	[-]	Konstante für die VIBE Funktion (a=6,908)
A	[K]	A-Wert
A	[m ²]	Fläche
A	[cm ³ /mol/s]	Stoßzahl
b	[K]	reaktionskinetische Stoffkonstante
B	[-]	Temperaturbeiwert
B(φ)	[-]	Wärmeübergangsfunktion
C	[-]	Konstante
c	[-]	Konzentration
c _a	[m/s]	Axialgeschwindigkeit
c _m	[m/s]	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c _p	[kJ/kg K]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c _u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
c _v	[kJ/kg K]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
D	[mm]	Bohrung
E	[J]	Energie
f	[-]	Einflussfunktion auf den VIBE-Zündverzug
g	[-]	Einflussfunktion auf die VIBE-Brenndauer
h	[-]	Einflussfunktion auf den VIBE-Formfaktor
h	[kJ/kg]	spezifische Enthalpie
H	[kJ]	Enthalpie
h _a	[kJ/kg]	spezifische Enthalpie des ausströmenden Gases
h _e	[kJ/kg]	spezifische Enthalpie des einströmenden Gases
H _u	[mJ/kg]	unterer Heizwert
l _k	[-]	klopfauslösender Vorreaktionszustand
l _p	[-]	Vorreaktionszustand
K	[-]	brennraumabhängige Konstante
K	[kmol/m ³ /s]	Reaktionsrate
k	[m ³ /kmol/s]	Geschwindigkeitskonstante
L _{min}	[kg/kg]	Mindestluftbedarf
m	[kg]	Masse
m	[-]	VIBE-Formfaktor
M	[g/mol]	molare Masse
m _{B0}	[kg]	Restgasmasse
M _d	[Nm]	Drehmoment
m _L	[kg]	Luftmasse
MZ	[-]	Methanzahl
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
n	[Mol]	Stoffmenge
n	[-]	Polytrophenexponent
p	[bar]	Druck
P _e	[kW]	Leistung
Q _B	[kJ]	Wärmemenge Brennstoff
q _B	[kJ/kg]	spezifische Wärmemenge des Brennstoffs
Q _w	[kJ]	Wandwärme

R	[kJ/kg K]	Gaskonstante
s	[mm]	Hub
T	[K]	Temperatur
t	[s]	Zeit
T_{UV}	[K]	Temperatur in unverbrannter Zone
U	[J]	innere Energie
u	[J/kg]	spezifische innere Energie
V	[m ³]	Volumen
W	[J]	Volumenänderungsarbeit
X	[-]	Verbrennungsfortschritt
α	[W/K m ²]	Wärmeübergangskoeffizient
ε	[-]	Verdichtungsverhältnis
η	[%]	Wirkungsgrad
ξ_i	[-]	Stoffanteil der Komponenten
κ	[-]	Isentropenexponent
λ	[-]	Verbrennungsluftverhältnis
T_{ZV}	[°KW]	Zündverzug
ρ	[kg/m ³]	Dichte
φ	[°KW]	Kurbelwinkel
φ_{VD}	[°KW]	Brenndauer
ω	[°/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle

Indizes / Abkürzungen

0	Referenzpunkt
AA	Abgasseite Außen
AG	Aussetzergrenze
AI	Abgasseite Innen
AM	Abgasseite Mitte
APR	Arbeitsprozessrechnung
BA	Bankseite Außen
BB	Bestromungsbeginn
BD	Brenndauer
BE	Bestromungsende
BI	Bankseite Innen
BM	Bankseite Mitte
DF	Dual-Fuel
DVA	Druckverlaufsanalyse
EA	Einlasseite Außen
EI	Einlasseite Innen
EM	Einlasseite Mitte
GA	Generatorseite Außen
GI	Generatorseite Innen
GM	Generatorseite Mitte
HBR	Hauptbrennraum
HD	Hochdruck
KG	Klopfgrenze
ND	Niederdruck
OFAT	One Faktor at a Time

OTE	Oberflächenthermoelement
PGI	Performance Gas Injection
pVKmax	maximaler Druck Vorkammerverschönbrennung
R	Referenzpunkt der jeweiligen Messreihe
VA	Verbrennungsanfang
VE	Verbrennungsende
VK	Vorkammer
VKBB	Vorkammer Brennbeginn
VKBE	Vorkammer Brennende
VKEB	Vorkammer Einblasebeginn

9.5 Literaturverzeichnis

- 1 Altenschmidt, F., Gildein, H., Kaden, A., Schaupp U.:
Die Analyse von Klopfereignissen mittels optischer Messtechniken und der CFD-Simulation bei einem aufgeladenen Ottomotor mit Piezo-Einspritztechnik
8. Internationale Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008
- 2 Athenstaedt, G.:
Entwicklung stationärer Gasmotoren seit Inkrafttreten der TA-Luft
Motortechnische Zeitschrift MTZ 54 (1993), Heft 11/1993
- 3 Auer, M., Wachtmeister, G.:
Phänomenologische Modellierung des Brennverlaufes von Magerkonzept-Gasmotoren
Motortechnische Zeitschrift MTZ 70 (2009), Heft 06/2009
- 4 Bargende, M.:
Berechnung und Analyse innermotorischer Vorgänge bei Verbrennungsmotoren
Vorlesungsskript, Technische Universität München, 1998
- 5 Baulch, D.L.; Drysdale, D.D; Horne, D.G.; Lloyd, A.C:
High temperatur reaction rate data
Report No.4, University of Leeds, 1969
- 6 Bracco, F.V.:
Nitric oxide formation in droplet diffusion flames
Proceedings of fourteenth International Symposium on Combustion
The Combustion Institute, S. 831 ff, 1973
- 7 Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes–Immissionsschutzgesetz
(Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft), 24. Juli 2002
- 8 Chemla, F., Dimitrov, D., Losconci, B., Pirker, G., Schlick, H., Wimmer, A.:
Möglichkeiten und Grenzen der null-dimensionalen Simultaion des Arbeitsprozesses von Großmotoren
12. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2009

- 9 Chmela, F.; Mathis, P.; Marquardt, K.-J.; Braun, T.; Lehmann, J. :
Emissionsverhalten und Kraftstoffverbrauch des Erdgasmotors M 906 LAG
von DaimlerChrysler mit verschiedenen Brennverfahren
Beitrag zur 7. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“
Graz, 1999
- 10 Chmela, F., Pirker, G.,:
Automatisierte Bestimmung der Eingangsparameter von Verbrennungsmodel-
len auf der Basis des gemessenen Zylinderdruckverlaufs
Informationstagung Motoren der Forschungsvereinigung Verbrennungsmoto-
ren (FVV) e.V., Heft Nr. R541, Frankfurt am Main, 2008
- 11 Colin, O., Benkenida, A.:
The 3-Zone Extended Coherent Flame Model (ECFM-3Z) for Computing Pre-
mixed / Diffusion Combustion
Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59, No. 6, pp. 593-609,
2004
- 12 Dumele, H., Prager, M., Horn, M.:
On the Dynamic Thermal System Behavior of a Glow Plug
I²MTC 2008 – IEEE International Instrumentation and Measurement Technol-
ogy Conference Victoria, Vancouver Island, Canada, May 12–15, 2008
- 13 Engesser, B.:
Sulzer-RTA-Zweistoffmotor – Erdgas anstelle von Dieselöl
Motortechnische Zeitschrift MTZ 48 (1987), Heft 06/1987
- 14 Lindemann, M., Filbert, D.:
Methoden der Verbrennungsaussetzer-Erkennung mit Klopfensensoren
Motortechnische Zeitschrift MTZ 63 (2002), Heft 03/2002
- 15 Franzke, D.:
Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung
und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze,
Dissertation, Technische Universität München, 1981
- 16 Han, K.-M., Sauter, W., Spicher, U.:
3D-Visualisierung der ottomotorischen Verbrennung: Praxisbeispiele zur
Flammenausbreitung, klopfenden Verbrennung und kontrollierter Selbstzün-
dung
8. Internationale Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008

- 17 Hanenkamp, A., Terbeck S., Köbler, S.:
32/40 PGI – Neuer Otto-Gasmotor ohne Zündkerzen
Motortechnische Zeitschrift MTZ 67 (2006), Heft 12/2006
- 18 Hanenkamp, A., Böckhoff, N.:
Der 51/60 DF und der V32/40 PGI – moderne Gasmotoren von MAN Diesel
SE. Ihr Weg von der Entwicklung zur Serienanwendung,
6. Dessauer Gasmotorenkonferenz, Dessau, 2009
- 19 Heider, G.:
Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren
Dissertation, Technische Universität München, 1996
- 20 Heywood, J. B.:
Internal Combustion Engine Fundamentals
McGraw-Hill, 1988
- 21 Hoppe, N., Weberbauer, F., Zeilinger, K.:
Modellbildung Otto-DI,
Forschungsbericht, LVK TU München, 2001
- 22 Janaf, F.:
Thermochemical Tables
US Army-Navy-Air-Force, 1965, APRA-NASA
- 23 Justi, E.:
Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase
Springer Verlag Berlin, 1938
- 24 MAN Diesel S.E., Homepage:
<http://www.mandiesel.com/engines/FourStrokeMediumSpeedEngines>
Besucht am 11.07.07
- 25 MAN Diesel S.E., Homepage,
Stationary Engine, Programme 2nd edition 2008
<http://viewer.zmags.com/showmag.php?mid=gfhqw#/pag>,
besucht am 12.02.09
- 26 Medtherm,
Technische Unterlagen zu den Oberflächenthermoelementen,
2001
- 27 Merker, G., Schwarz, C., Stiesch, G.:
Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung
Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006

- 28 Pattas, K.; Häfner, G.:
Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung
Motortechnische Zeitschrift MTZ, Vol. 34, 12/1973
- 29 Pischinger S., Geiger, J., Neff, W., Böwing, R., Thiemann, J. Koß, H.:
Einfluss von Zündung und Zylinderinnenströmung auf die ottomotorische
Verbrennung bei hoher Ladungsverdünnung,
Motortechnische Zeitschrift MTZ, Vol. 63, 05/2002
- 30 Pischinger, R., Kraßnig, G., Taucar, G., Sama, T.:
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine
Springer Verlag, Wien – New York, 1989
- 31 Plohberger, D., Fahringer, A., Chvatal, D., Kneissel, E.:
Hohe Drehzahl und hoher Wirkungsgrad – Grundlagen eines modernen Gas-
motorenkonzepts
3. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2003
- 32 Pucher, H.:
Ein Rechenprogramm zum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren
Motortechnische Zeitschrift MTZ, Vol. 38, 7,8/1977
- 33 Rossini, F. D.; Pitzer, K. S.; Arnett, R. L.; Braun, R. M.; Primentel, G. C.:
Selected Values of Physical and Thermodynamic Properties of Hydrocarbons
and Related Compounds
Carnegie Press, Pittsburgh, 1953
- 34 Rottengruber, H.:
Untersuchung der Stickoxidbildung an einem Wasserstoff-Dieselmotor
Dissertation, TU München, 1999
- 35 Sattelmayer, T.:
Skriptum zur Vorlesung Thermodynamik II
Vorlesungsskript, TU München, 2002
- 36 Schlick, H., Pirker, G., Chmela, F., Wimmer, A., Haslacher, R.:
Simulation der Verbrennung in mit Erdgas betriebenen Ottomotoren
4. Tagung Gasfahrzeuge, Stuttgart, 2009
- 37 Schmidt, F.A.F.:
Verbrennungskraftmaschinen
Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, New York, 1967

- 38 Spicher, U, Worret, R:
Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze,
Abschlussbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
e.V. (FVV), Heft Nr. 741, Frankfurt am Main, 2001
- 39 Stiesch, G.:
Modelling Engine Spray an Combustion Processes;
Springer Verlag, Berlin, 2003
- 40 Strasser, C., Dimitrov, D., Wimmer, A.:
CFD-gestützte Vorhersage des Klopfverhaltens von Gasmotoren
8. Internationale Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008
- 41 Urlaub, A.:
Verbrennungsmotoren
Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, Band 2, 1988
- 42 Vibe, I.I.:
Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren
VEB-Verlag, 1970
- 43 Vogel, C.:
Einfluss der Wandablagerungen auf den Wärmeübergang im Verbrennungs-
motor
Dissertation, TU München, 1995
- 44 Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R. W.:
Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simula-
tion, Experimente, Schadstoffentsteherung
2. Auflage, Springer-verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1997
- 45 Wimmer, A., Chmela, F., Engelmayer, M., Winter, H.:
Virtual Development of Combustion Concepts for Large Gas Engines
24th CIMAC world congress, Kyoto, Japan, 2004
- 46 Woschni, G.:
Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen
Motortechnische Zeitschrift MTZ, Vol. 26, 11/1965
- 47 Woschni, G.:
Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bautei-
le von Dieselmotoren
Motorentchnische Zeitschrift MTZ, Vol. 31, 12/1970

- 48 Wray, K.L.; Teare, J.D.:
Shock tube study of the kinetics of nitric oxide of high temperatures
J. Chem. Phys., Bd. 36 (1962) Nr. 10
- 49 Zacharias, F.:
Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen,
Dissertation, TU Berlin, 1966
- 50 Zacharias, F.:
Gasmotoren
Vogel Verlag, Würzburg, 2001
- 51 Zeilinger, K.; Zitzler, G.:
Entwicklung von Verfahren zur Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren unter Berücksichtigung der Gasqualität und –zusammensetzung
Abschlussbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV), Heft Nr. 751, Frankfurt am Main, 2003
- 52 Zitzler, G.:
Analyse und Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren bei ein-
satz verschiedener Gasarten,
Dissertation, TU München, 2003
- 53 Zeldovich, Y. B.:
The oxidation of nitrogen in combustion an explosions
Acta Physiochimica, USSR, Vol. 21, 1946

9.6 Bildverzeichnis

Bild 2-1: Kohlendioxidemission bei Verbrennung von je 1 kg Kraftstoff und bezogen auf den jeweiligen Heizwert.....	4
Bild 2-2: Schematische Darstellung verschiedener Zündquellen bei Mager-Gasmotoren	8
Bild 2-3: Schema einer mit Brenngas gespülten Vorkammerzündkerze [29].....	8
Bild 3-1: Schnittbild des Versuchsmotors MAN 32/40 PGI [17].....	16
Bild 3-2: Schema der Vorkammer und des Hauptbrennraums [17]	16
Bild 3-3: Kraftwerksmotor MAN 32/40 12V als Versuchsträger, Messzylinder vorne rechts [17]	18
Bild 3-4: Aufbau der schnell ansprechenden Thermoelemente [26].....	19
Bild 3-5: Draufsicht auf die rückwärtige Seite der Vorkammer mit den Messstellen für Flammenfortschritt (OTE) und Druck.....	19
Bild 3-6: Ansicht des Messzylinderkopfes mit Indizierquarz (bei Markierung BA) und Oberflächenthermoelementmessstellen	20
Bild 4-1: Schema eines nulldimensionalen Einzonenmodells	25
Bild 4-2: Schematischer Ablauf der thermodynamischen Analyse.....	34
Bild 4-3: Schema des Zweizonenmodells	37
Bild 4-4: Schematische Darstellung der iterativen Anpassung des A-Wertes an den Versuchsmotor	41
Bild 5-1: Versuchsbereich bei Methanzahl MZ 92 zwischen Klopfgrenze (KG, durchgezogene Linie) und Aussetzergrenze (AG, strichliert) und unterschiedlichem Verbrennungsluftverhältnis über dem Bestromungsbeginn	43
Bild 5-2: Betriebsbereich zwischen Klopf- (KG) und Aussetzergrenze (AG) bei Methanzahl MZ70 und MZ60 und angepasstem Verbrennungsluftverhältnis	44
Bild 5-3: Rohsignale von Vorkammerdruck, Vorkammerthermoelement VK3 und OTE im Hauptbrennraum BI und BM.....	46
Bild 5-4: Vergleich der erkannten Flamme an den verschiedenen Messstellen über 50 gemittelten Arbeitsspielen	47

Bild 5-5: Gemittelter Druckverlauf von 50 Arbeitsspielen in der Vorkammer mit den arbeitsspielspezifischen Werten von Einblasebeginn, Verbrennungsbeginn, maximaler Vorkammervverbrennungsdruck und Ende Vorkammervverbrennung.....	49
Bild 5-6: Vergleich der Dauern zwischen Bestromungsbeginn in der Vorkammer und Brenndauer der Vorkammervverbrennung.....	50
Bild 5-7: Schematischer Vergleich der Glühkerze und des sog. Hotspot in der Vorkammer.....	51
Bild 5-8: Varianz und Standardabweichung von indiziertem Mitteldruck und Spitzendruck bei Einsatz einer keramischen Standardglühkerze (GK) und des Hotspots und verschiedenem Bestromungsbeginn (Mitte, Referenz), eff. Mitteldruck 11 bar.....	52
Bild 5-9: Vorkammerdruckverlauf von 50 Arbeitsspielen mit keramischer Glühkerze bei 11 bar effektivem Mitteldruck, nahe der Aussetzergrenze und gleichem Bestromungsbeginn (R+3°KW).....	53
Bild 5-10: Vorkammerdruckverlauf von 50 Arbeitsspielen mit Hotspot bei 11 bar effektivem Mitteldruck, nahe der Aussetzergrenze und gleichem Bestromungsbeginn (R+3°KW).....	53
Bild 6-1: Vergleich der Druckverläufe in der Vorkammer bei unterschiedlichem Bestromungsbeginn	55
Bild 6-2: Spezifischer Brennverlauf bei verschiedenem Bestromungsbeginn, Referenzverbrennungsluftverhältnis und einem effektivem Mitteldruck von $p_{me}=11\text{bar}$	56
Bild 6-3: Summenbrennverlauf bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar).....	57
Bild 6-4: Veränderung der Brennverlaufsabschnitte 10 % - 50 % Umsatz, 50 % - 90 % Umsatz und kumuliert 10 % - 90 % Umsatz (p_{me} etwa 11 bar).....	58
Bild 6-5: Temperaturverlauf bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar).....	58
Bild 6-6: Druckverläufe bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar) .	59
Bild 6-7: NO_x - und HC-Rohemissionen bei unterschiedlichem Bestromungsbeginn	60
Bild 6-8: Vergleich des Variationskoeffizienten VAR und der Standardabweichung σ des indizierten Mitteldrucks p_{mi} und des Spitzendrucks p_{zmax} bei verschiedenem Bestromungsbeginn (p_{me} etwa 11 bar).....	60

Bild 6-9: Auswirkungen des Bestromungsbeginns auf den Wirkungsgrad des Motors bei einem p_{me} von etwa 11 bar	61
Bild 6-10: Vergleich des Wirkungsgrades bei verschiedenem Verbrennungsluftverhältnis und konstatem Bestromungsbeginn	63
Bild 6-11: Vergleich der spezifischen Brennverläufe bei unterschiedlichem Verbrennungsluftverhältnis und konstantem Bestromungsbeginn	63
Bild 6-12: Druckverlauf der Versuchsreihe Verbrennungsluftverhältnis	64
Bild 6-13: Temperaturverlauf der Versuchsreihe Verbrennungsluftverhältnis	65
Bild 6-14: Spezifischer Brennverlauf bei unterschiedlichem effektivem Mitteldruck..	66
Bild 6-15: Druckverlauf bei unterschiedlichem effektivem Mitteldruck	68
Bild 6-16: Maximale Massenmitteltemperatur bei unterschiedlicher Last, sowie deren relative Lage.....	68
Bild 6-17: Vergleich des Wirkungsgrades bei verschiedener Last und dabei jeweils variiertem Bestromungsbeginn.....	68
Bild 6-18: NO _x - und HC-Emissionen bei unterschiedlicher Last	69
Bild 6-19: Vergleich der Temperatur im Brennraum zum Zeitpunkt "Einlass schließt"	70
Bild 6-20: Brennverlauf bei unterschiedlicher Ladelufttemperatur	70
Bild 6-21: Vergleich der Varianz des Spitzendrucks bei unterschiedlicher Ladelufttemperatur	71
Bild 6-22: NO _x - und HC-Emissionen bei verschiedener Ladelufttemperatur.....	72
Bild 6-23: Vergleich des 10 % Energieumsatzpunktes bei einer Methanzahl von MZ 92 und MZ 70 über dem Bestromungsbeginn	73
Bild 6-24: Vergleich der Brenndauer und HC Emissionen bei verschiedener Methanzahl und sonst gleichen Bedingungen.....	74
Bild 6-25: Einfluss der Methanzahl auf die Brenndauer (10 % - 90 %) bei zueinander gleichem, aber zu Referenzbedingungen erhöhtem Verbrennungsluftverhältnis.....	75
Bild 6-26: Unverbrannte Kohlenwasserstoffe bei verschiedener Methanzahl.....	76
Bild 6-27: Stickoxidemissionen bei verschiedener Methanzahl, Verbrennungsluftverhältnis um 0,3 Einheiten erhöht zu Referenz MZ 92 ..	76
Bild 6-28: Wirkungsgrad bei Methanzahl MZ 92 und MZ 70 und gleichem Verbrennungsluftverhältnis.....	77

Bild 6-29: Vergleich des Wirkungsgrades bei MZ 70 und MZ 60 und gleichem Verbrennungsluftverhältnis.....	77
Bild 6-30: Druck-, Temperatur- und Brennverlauf von 50 gemittelten Arbeitsspielen eines klopfenden Betriebspunktes	79
Bild 6-31: Klopfendes Einzelarbeitsspiel, Druckverlauf, Temperaturverlauf und Brennverlauf.....	79
Bild 6-32: Einzelarbeitsspiel nach Anpassung des Bestromungsbeginns aufgrund Klopfregelung, Druckverlauf, Temperaturverlauf und Brennverlauf.....	79
Bild 7-1: Schematische Darstellung der iterativen Vorgehensweise bei der Ersatzbrennverlaufsbestimmung.....	82
Bild 7-2: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP1	87
Bild 7-3: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP2	87
Bild 7-4: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP 3	87
Bild 7-5: Vergleich von Messung und Modellberechnung Betriebspunkt BP 4	87
Bild 7-6: Temperaturverläufe in der Reaktionszone und der unverbrannten Zone nach dem ursprünglichem Modell von Heider	88
Bild 7-7: Temperaturverläufe in der Reaktionszone und der unverbrannten Zone sowohl nach Heider als auch mit der Berechnung der Temperatur aufgrund der polytropen Verdichtung der unverbrannten Zone	91
Bild 7-8: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Emissionen anhand der reaktionskinetischen Konstanten nach Pattas und Heywood mit dem jeweils benutzten A-Wert	91
Bild 7-9: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Emissionen anhand der reaktionskinetischen Konstanten nach Urlaub und Wray/Urlaub mit dem jeweils benutzten A-Wert.....	92
Bild 7-10: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Emissionen anhand der reaktionskinetischen Konstanten nach Warnatz und Baulch/Bracco mit dem jeweils benutzten A-Wert.....	92
Bild 7-11: Bewertung des Klopfrisikos von Betriebspunkten innerhalb verschiedener Messreihen (p_{me} und λ) auf Basis von gemessenen Druckverläufen	95
Bild 7-12: Vorausberechnete Betriebspunkte (Basis wie vorhergehendes Bild) verschiedener Messreihen (p_{me} und λ) und ihre Bewertung des Klopfrisikos	96

9.7 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Übersicht verschiedener Gasmotoren mit über 3 MW Leistung (Herstellerangaben).....	10
Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsmotors [13]	15
Tabelle 3-2: Übersicht der verwendeten Messsensoren.....	18
Tabelle 3-3: Messverfahren zur Schadstoffmessung.....	22
Tabelle 3-4: Stoffwerte der Versuchsgase.....	23
Tabelle 7-1: Vergleich der wichtigsten Verbrennungskenngrößen am Referenzpunkt mit realem Brennverlauf, abgestimmten Brennverlauf und Brennverlauf mittels FVV-Optimierer	83
Tabelle 7-2: Koeffizienten der Einflussparameter	85
Tabelle 7-3: Vergleich spezifischer Werte Messung – Modellberechnung	86