

**Universität
Rostock**



Traditio et Innovatio

**Analyse und Optimierung des Verbrennungsprozesses von
Dual-Fuel-Motoren bei Betrieb mit schwankenden
Brenngasqualitäten**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von

Karsten Schleef

geboren am 23.11.1984 in Rostock

Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren

Universität Rostock

Rostock, 2023



Dieses Werk ist lizenziert unter einer
Creative Commons Namensnennung - Weitergabe unter gleichen
Bedingungen 4.0 International Lizenz.

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren
Universität Rostock

Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts
Institut für Verbrennungskraftmaschinen
Technische Universität Braunschweig

Datum der Einreichung: 23.03.2023

Datum der Verteidigung: 11.07.2023

Dank an ...

meine Frau Isabel, meine Kinder Anton und Ida!

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Arbeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock unter Leitung von Prof.-Dr.-Ing. Bert Buchholz. Nach meinem Wechsel aus der Industrie zurück an die Hochschule, für das sehr spannende Projekt LEDF-Konzepte 1, durfte ich gemeinsam mit meinen Kollegen Björn Henke und Sascha Andree einen für uns ganz besonderen Prüfstand mitgestalten und aufbauen. Durch das Folgevorhaben LEDF-Konzepte 2 konnte die Infrastruktur des Einzylinders noch einmal verbessert und durch den Aufbau einer Gasmischstrecke die Voraussetzungen für meine wissenschaftliche Themenstellung geschaffen werden. Ich denke gern an alle Kollegen und Mitstreiter und die tolle Zusammenarbeit und Unterstützung bei so manch kniffliger Aufgabe am Prüfstand zurück. Über die Jahre konnte ich daraus immer wieder neue Motivation ziehen und begeistere mich auch heute noch immer für die Großmotorenwelt.

Vielen Dank an euch alle!!

Kurzfassung

Dual-Fuel-Motoren sind eine Möglichkeit die maritime Energiewende in den kommenden Jahren voranzutreiben. Aktuelle technische Entwicklungen ermöglichen es, den theoretischen Treibhausgasvorteil des verwendeten verflüssigten Erdgases (engl.: liquefied natural gas, LNG) gegenüber den klassischen Marinekraftstoffen in der Praxis nutzbar zu machen und somit diesen schadstoffarmen Verbrennungsprozess auch zukünftig nutzen zu können. Darüber hinaus bietet LNG die Option 100 % klimaneutral aus erneuerbaren Stromquellen mittels Elektrolyse und Methanisierung hergestellt zu werden. Eine Beimischung biogen erzeugter Gasanteile ist ebenfalls technisch möglich. Die Motorentechnik wird zwischenzeitlich von Reedern und Schiffsbetreibern grundlegend akzeptiert und der Anteil von Schiffen mit Dual-Fuel-Antrieb steigt zunehmend an.

Ein bislang noch wenig beachtetes Thema in diesem Zusammenhang ist die Abhängigkeit des Verbrennungsprozesses von der verwendeten Gasqualität. Anders als bei flüssigen Kraftstoffen gibt es eine nur recht allgemein gehaltene internationale Normierung. Bedingt wird dies gerade auch durch den Umstand, dass das Erdgas an Ort und Stelle der Förderung nur grob gereinigt und anschließend direkt durch Abkühlung verflüssigt wird. Die chemische Zusammensetzung des Erdgases kann jedoch von einer zu anderen Quelle stark schwanken. Durch diese unterschiedlichen Gasqualitäten, ausgedrückt z.B. durch Kennwerte wie die Methanzahl oder den Heizwert, ergeben sich deutliche Unterschiede im Brennverhalten, die sich dann im Wirkungsgrad-, Emissions- und Klopfverhalten der Motoren widerspiegeln. Solange das LNG anschließend in Gasnetzen an Land mit Gasen aus anderen Quellen vermischt wird, sind die Auswirkungen auf motorische Prozesse eher gering. Bei global operierenden Marineanwendungen kann es jedoch auch zum Bunkern sehr unterschiedlicher Qualitäten kommen. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit die Motoren für einen möglichst weiten Qualitätsbereich nutzbar zu machen. Dabei sollte die Hardware unverändert bleiben können. Die bisherige Arbeitsweise der Motorenindustrie, einen Motor speziell für eine bestimmte Mindestmethanzahl zu optimieren, sollte im Idealfall entfallen können.

Daher wird in dieser Arbeit ausgehend von der Darstellung des aktuellen Standes der Technik von Dual-Fuel-Motoren das weitverbreitete Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Pilotzündung einer detaillierten Analyse bei Einsatz variierender Gasqualitäten unterzogen. Als Versuchsträger wurde ein repräsentativer mittelschnelllaufender Einzylinder-Forschungsmotor mit 340 mm Bohrung verwendet. Die untersuchten Gasqualitäten reichen von einer Methanzahl von 65 bis 105. Die Einregelung der Brenngasqualität erfolgte dabei über die Zumischung von Kohlenstoffdioxid und Propan zum Grunderdgas mit Hilfe einer Gasmischstrecke. Durch die Dieselpilotzündung bei Dual-Fuel-Motoren ergeben sich gegenüber klassischen fremdgezündeten Großgasmotoren erweiterte Möglichkeiten zur Einflussnahme auf den Verbrennungsprozess, die umfassend untersucht wurden.

Basierend auf einer Detailanalyse der dabei aufgenommenen Zylinderdruckdaten konnten zusätzliche Parameter und Rechengrößen in Erweiterung des klassischen Klopfwertes erarbeitet werden, anhand derer eine sich ändernde Gasqualität erkannt und die notwendigen Gegenmaßnahmen eingeleitet werden können. Anschließend wurde unter Berücksichtigung der im Motorexperiment ermittelten Wirkmechanismen ein neues Regelungskonzept erstellt und auf das Forschungsmotorsteuergerät des Einzylinders übertragen. Dieses Regelungskonzept dient dazu, den Motor auch bei einer sich unterschiedlich schnell verändernden Brenngaszusammensetzung möglichst wirkungsgrad- und emissionsoptimal betreiben zu können, ohne maximal zulässige Klopfwerte zu überschreiten. Die Wirksamkeit des Ansatzes konnte in abschließenden Motorversuchen erfolgreich nachgewiesen werden.

Die zugrundeliegende Idee des Regelungskonzeptes kann dabei auf aktuell im Feld befindliche Dual-Fuel-Applikationen angewendet werden, weil als Eingangsgröße nur das Zylinderdrucksignal und als Stellgrößen die Piloteinspritzparameter (Ansteuerdauer, Ansteuerbeginn, Raildruck) benötigt werden. Voraussetzung ist jedoch ein ausreichend schnell arbeitendes Motorsteuergerät, das die zugrundeliegenden thermodynamischen Berechnungen in Echtzeit ausführen kann. Die Übertragbarkeit auf andere Pilotinjektor-Konzepte als dem in dieser Arbeit genutzten Widerange-Injektor sollte in weiteren Entwicklungsschritten überprüft werden.

Schlagwörter:

Dual-Fuel-Motor, Gasqualität, LNG, Methanzahl, klopfende Verbrennung

Abstract

Dual-fuel engines are one way of driving forward the maritime energy transition in the upcoming years. Current technical developments make it possible to utilise the theoretical greenhouse gas advantage of liquefied natural gas (LNG) compared to conventional marine fuels in practice and thus to be able to use this low-emission combustion process in the future. In addition, LNG offers the option of being produced in a 100% climate-neutral way from renewable power sources by means of electrolysis and methanisation. An admixture of biogenically produced gas amounts is also technically possible. In the meantime, the engine technology has been fundamentally accepted by shipowners and ship operators, and the share of ships with dual-fuel propulsion is increasing.

A topic that has received little attention so far in this context is the dependence of the combustion process on the gas quality used. In contrast to liquid fuels, there is only a very general international standardisation. This is also due to the fact that the natural gas is only roughly cleaned on site and then directly liquefied by cooling. However, the chemical composition of natural gas can vary widely from one source to another. These different gas qualities, characterised for example by parameters such as the methane number or the calorific value, result in significant differences in combustion behaviour, which are then reflected in the efficiency, emission and knocking behaviour of the engines. As long as the LNG is subsequently mixed with gases from other sources in onshore gas networks, the effects on engine processes are rather minor. In globally operating marine applications, however, bunkering of very different qualities can occur. This makes it necessary to make engines usable for as wide a quality range as possible. At the same time, the hardware should be able to remain unchanged. Ideally, it should be possible to do without the engine industry's previous method of specifically optimising an engine to a certain minimum methane number.

Therefore, in this thesis, based on the presentation of the current state of the art of dual-fuel engines, the widespread combustion process with external mixture formation and pilot ignition is subjected to a detailed analysis with the use of varying gas qualities. A representative medium-speed single-cylinder research engine with a 340 mm bore was used as the experimental vehicle. The gas qualities investigated range from a methane number of 65 to 105. The fuel gas quality was adjusted by adding carbon dioxide and propane to the base natural gas with the aid of a gas mixing unit. Compared to conventional spark-ignited large gas engines, diesel pilot ignition in dual-fuel engines offers extended possibilities for influencing the combustion process, which were extensively investigated.

Based on a detailed analysis of the cylinder pressure data recorded in the process, it was possible to work out additional parameters and calculation variables in extension of the classic knock value, on the basis of which a changing gas quality can be recognised and the necessary countermeasures can be initiated. Subsequently, a new control concept was developed taking

into account the mechanisms of action determined in the engine experiment and transferred to the research engine control unit of the single cylinder. The purpose of this control concept is to be able to operate the engine as efficient and emission-optimised as possible without exceeding the maximum permissible knock values, even if the fuel gas composition changes at different rates. The effectiveness of the approach was successfully proven in final engine tests.

The underlying idea of the control concept can be applied to dual-fuel applications currently in the field, because only the cylinder pressure signal is required as an input variable and the pilot injection parameters (duration of energisation, start of energisation, rail pressure) as control variables. The prerequisite, however, is a sufficiently fast engine control unit that can carry out the underlying thermodynamic calculations in real time. The transferability to other pilot injector concepts than the wide range injector used in this work should be examined in further development steps.

Key words:

Dual-fuel engine, gas quality, LNG, methane number, knocking combustion

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
Inhaltsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	ix
Abbildungsverzeichnis	xi
Abkürzungsverzeichnis	xvii
Nomenklatur	xix
1 Einleitung	1
2 Stand des Wissens	3
2.1 LNG als Schiffskraftstoff	3
2.2 Dual-Fuel-Motorenkonzepte	7
2.3 Dual-Fuel-Brennverfahren	10
2.3.1 Brennverfahren mit innerer Gemischbildung und Hochdruck-Gaseinblasung	10
2.3.2 Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Niederdruck-Gaseinblasung	11
2.4 Gaskenngrößen und Gaseigenschaften	18
2.5 Verbrennungsanomalien	26
2.6 Brennverfahrensregelung an Dual-Fuel-Motoren	34
3 Versuchsaufbau	37
3.1 Versuchsträger	37
3.2 Kraftstoffeinspritzsysteme	39
3.3 Gasversorgungsanlage	40
3.4 Forschungsmotorsteuergerät	42
3.5 Prüfstandsmesstechnik	45
4 Versuchsdurchführung	47
4.1 Auswirkungen schwankender Gasqualitäten	48
4.2 Mögliche Gegenmaßnahmen	50

4.3	Vermessung der Einzelmaßnahmen	51
4.3.1	Ladelufttemperaturvariation	52
4.3.2	Variation des Luftverhältnisses Lambda	53
4.3.3	Pilotmengenvariation	55
4.3.4	Variation des Piloteinspritzzeitpunktes	57
4.3.5	Pilot-Raildruckvariation	60
4.3.6	Piloteinspritzstrategie	62
4.4	Kombination der Piloteinspritzmaßnahmen.....	62
5	Erstellung eines neuartigen Regelungskonzeptes	69
5.1	Vorbetrachtungen	69
5.2	Vorstellung des Regelungskonzeptes	71
5.3	Parameterstudie MBI-Rechner	75
5.4	Überführung des Regelungskonzeptes auf ein Forschungsmotorsteuergerät.....	84
5.5	Überprüfung des Regelungskonzeptes im Motorversuch	87
5.5.1	Betriebsverhalten bei Methanzahlsprung	87
5.5.2	Betriebsverhalten bei Pilotmengenerhöhung.....	92
5.5.3	Betriebsverhalten bei Pilotmengenabsenkung.....	94
6	Zusammenfassung der Arbeit	99
6.1	Zusammenfassung des Regelungskonzeptes	99
6.2	Entwicklungspotenzial des Regelungskonzeptes	102
6.3	Fazit.....	103
	Literaturverzeichnis	105
	Anhang	115
A1	Gaskenngrößen.....	115
A2	Zylinderdruck- und Brennverläufe.....	117
A3	Kennfeldbasierte Darstellung der von Pilotmenge und Ansteuerbeginn des Piloten abhängigen Größen.....	120
A4	Detailanalyse des Motorbetriebsverhaltens.....	123
A5	MBI-Sensitivitätsanalyse	127
A6	Berechnung des CO ₂ -Vorteils bei der Verbrennung von Methan gegenüber Diesel	133
	Wissenschaftlicher Lebenslauf.....	135
	Veröffentlichungsliste.....	137

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1	LNG-Spezifikationen laut ISO 23306, nach [2].....	5
Tabelle 2.2	Chemische Zusammensetzung und Eigenschaften von LNG nach Herkunftsregionen, nach [2] und [3]	6
Tabelle 2.3	Übersicht über die Systemeigenschaften der eingesetzten Dual-Fuel-Motorenkonzepte (entsprechend Abbildung 2.3), nach [10].....	9
Tabelle 2.4	Beispiele anzuwendender Parameter gemäß Gleichung (2.7) für ausgewählte Kraftstoffe [29]	21
Tabelle 2.5	Stoffdaten und Kenngrößen verschiedener Brenngase im Vergleich zu Dieselkraftstoff, Auszug, nach [10, 53–57];) ¹ unter stöchiometrischen Bedingungen im Normzustand,) ² Russland,) ³ Siedeende.....	26
Tabelle 3.1	Technische Daten des verwendeten Einzylinder-Forschungsmotors 1/34DF sowie möglicher Ausbaustufen	38
Tabelle 4.1	Einflussgrößen auf den Motorinnenprozess bei schwankenden Gasqualitäten und deren Zeitskalen bis zum Eintreten einer Wirkung.	50
Tabelle 5.1	Auflistung der am Versuchsträger (bzw. Vollmotor) zu kontrollierenden Zielgrößen und der über Aktuatoren beeinflussbaren Stellgrößen; Unterscheidungsmerkmale zum Vollmotor stellen Aktuatorkonzepte für Ladelufttemperatur (Kühlwassertemperatur Ladeluftkühler) und Ladeluftdruck (Blow off / Wastegate) dar	70
Tabelle 5.2	Überblick über die in einem Motorbetriebsindex-Rechner nutzbaren Parameter	84
Tabelle A.1	Stoffdaten und Kenngrößen verschiedener Brenngase im Vergleich zu Dieselkraftstoff, nach [10, 53–57, 90]	115
Tabelle A.2	Berücksichtigte Annahmen bei der Berechnung des CO ₂ -Vorteils.....	133

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1	Preisentwicklung unterschiedlicher Marinekraftstoffe, nach [1].....	4
Abbildung 2.2	Weltweit gehandeltes Erdgasvolumen, eingeteilt in Pipeline- und LNG-Handel; der Anteil und Betrag an LNG hat in den letzten Jahren stark zugenommen; es wird eine weitere Zunahme prognostiziert, nach [8]...	7
Abbildung 2.3	Einteilung der Dual-Fuel-Motorenkonzepte, nach [10]. Die Einteilung erfolgt nach dem verwendeten Gasdruckniveau (Hochdruck (HD), Niederdruck (ND)) und dem genutzten Ort der Gaseinbringung sowie der genutzten Dieselinjektortechnologie.....	8
Abbildung 2.4	Darstellung des Einflusses einer Verstellung des Einspritzzeitpunktes der Pilotdieselmenge beim Niederdruck-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung: durch die Spätverschiebung des Einspritzzeitpunktes verlagern sich Brennbeginn (ϕ_{10}) und Schwerpunktlage (ϕ_{50}) nach „früh“ und die Brenndauer nimmt leicht ab; bei zu späten Einspritzlagen erfolgt eine erneute Zunahme der Brenndauer und die Klopfintensität nimmt deutlich zu.....	14
Abbildung 2.5	NO _x /CH ₄ Trade-off bei gemischansaugenden Dual-Fuel-Motoren (dargestellte Messdaten stammen aus einer Pilotmengenvariation am verwendeten Versuchsträger mit festem Ansteuerbeginn, vgl. Abbildung 4.4)	17
Abbildung 2.6	Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit von der Brenngas-Luftzusammensetzung bei p = 1 bar und T = 298 K, nach [31]	21
Abbildung 2.7	Einfluss eines erhöhten Propananteils auf die laminare Flammgeschwindigkeit eines Methangrundgases bei 80 bar und 298 K, dargestellt in 20 %-Schritten; berechnet mittels OpenSource Chemieinformatik-Software Cantera unter Verwendung eines Chemie-Reaktionsmechanismus zur Beschreibung der Oxidation von Kohlenwasserstoffen [50].....	22
Abbildung 2.8	Darstellung des Temperatur- (steigernd) und Druckeinflusses (senkend) auf die laminare Flammgeschwindigkeit bei der Verbrennung von Methan; berechnet mittels OpenSource Chemieinformatik-Software Cantera unter Verwendung eines Chemie-Reaktionsmechanismus zur Beschreibung der Oxidation von Kohlenwasserstoffen.....	23

Abbildung 2.9	Auswirkung einer Methanzahlveränderung auf die Brenneigenschaften im Stationärbetrieb bei festem Ansteuerbeginn (AB) der Piloteinspritzung bei 50 % P_{Nenn}24
Abbildung 2.10	Arbeitsbereich von Dual-Fuel-Motoren in Relation zur Klopf- und Aussetzergrenze, nach [61].....28
Abbildung 2.11	Wasserfalldiagramm klopfender Arbeitsspiele. Dargestellt sind 14 Zyklen mit unterschiedlicher Klopfintensität, aufgenommen am verwendeten Versuchsträger. (Betriebsbedingungen: 50 % P_{Nenn} , 40 Ma.-% Propanzumischung zum Brenngas, MZ = 56).....30
Abbildung 2.12	Motorschaden infolge klopfender Verbrennung: thermisch überlastete Kolbenkronen (linkes Bild) und dadurch zerstörte Honung der Laufbuchse (rechtes Bild)31
Abbildung 2.13	Unterscheidung zwischen Ringing und Klopfen am Dual-Fuel-Motor, nach [67].....32
Abbildung 2.14	Schematische Darstellung regulärer, klopfender und ringender Verbrennungen:.....33
Abbildung 3.1	Einzyylinder-Forschungsmotor 1/34DF37
Abbildung 3.2	Betriebsverhalten eines SOGAV 105 in einem Niedriglastpunkt vermessen an einem Gas-EVI. Der Ventilhub wurde über einen Laserdistanzsensor erfasst. Die Einblaserate wird über eine Niederdruckindizierung in einem Messkammervolumen bestimmt.....40
Abbildung 3.3	Schema der Gasversorgungsanlage des 1/34DF.....41
Abbildung 3.4	Gasmischanlage des 1/34DF; im Vordergrund die beiden Tanks zur Lagerung der Beimischgase CO_2 (links) und C_3H_8 (rechts); im Hintergrund die Mischstrecke als Containerlösung42
Abbildung 3.5	Schema der offenen Motorsteuergerätearchitektur des 1/34DF.....43
Abbildung 3.6	Klopfwertermittlung anhand des Zylinderdruckverlaufes.....44
Abbildung 4.1	Auswirkung einer Methanzahlveränderung auf die Brenneigenschaften im Stationärpunktbetrieb48
Abbildung 4.2	Einfluss der Ladelufttemperatur auf den Verbrennungsprozess bei Einsatz von Brenngas mit niedriger MZ an drei Lastpunkten52
Abbildung 4.3	Lambdavarisation bei 50 % P_{Nenn} bei unterschiedlichen Methanzahl-niveaus.....54
Abbildung 4.4	Pilotmengenvariationen bei MZ 65 mit festem Ansteuerbeginn und variablem Ansteuerbeginn (entspricht konstanter Verbrennungsschwerpunktlage) der Piloteinspritzung bei 50 % P_{Nenn} ..56

Abbildung 4.5	Variation der Schwerpunktlage der Verbrennung bei 50 % P_{Nenn} (realisiert über die Anpassung des Ansteuerbeginnes der Piloteinspritzung bei gleichzeitig konstanter Pilotmenge)58
Abbildung 4.6	Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Schwerpunktlagen in Abhängigkeit des Ansteuerbeginnes der Piloteinspritzung (repräsentiert durch die Injektorbestromung) gemäß Abbildung 4.559
Abbildung 4.7	Variation des Raildruckes des Pilotkraftstoffes bei konstanter Pilotmenge bei 50 % P_{Nenn}61
Abbildung 4.8	Kennfeldbasierte Darstellung von vier Pilotmengenvariationen bei jeweils unterschiedlichen Raildrücken über dem Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung bei einer Methanzahl von 65 und bei 50 % P_{Nenn}63
Abbildung 4.9	Auszug kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} ($T_{LL}=45\text{ °C}$; $p_{LL}=2,05\text{ bara}$).....64
Abbildung 4.10	Übersicht kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} ($T_{LL}=45\text{ °C}$; $p_{LL}=2,05\text{ bara}$).....66
Abbildung 4.11	Kennfeldbasierte Darstellung des von Pilotmenge und Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Klopflevels bei Methanzahl 65 für die drei Lastpunkte 50, 75 und 100 % P_{Nenn} (T_{LL} bei 100 % P_{Nenn} um 5 °C ggü. 50 und 75 % P_{Nenn} abgesenkt, da eine Vermessung des Betriebspunktes aufgrund zu hoher Klopfwerte sonst nicht möglich gewesen wäre).....67
Abbildung 5.1	Vereinfachtes Blockschaltbild des Regelungskonzeptes zur Einflussnahme auf eine sich verändernde Gasqualität.....71
Abbildung 5.2	Blockschaltbild des Pilotreglers (Definitionen nach [99]).....73
Abbildung 5.3	Programmablaufplan des Regelungskonzeptes.....74
Abbildung 5.4	Schema der Einteilung einzelner Arbeitsspiele in reguläre und irreguläre Verbrennungsvorgänge auf Basis des gemessenen Zylinderdruckverlaufes: irreguläre Arbeitsspiele werden in Ringing und Klopfen kategorisiert (ein ASP kann auch beide Kriterien gleichzeitig erfüllen; Kategorisierung parametrierbar über Schwellwerte SW_1 bis SW_7), nach [103]77
Abbildung 5.5	Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Methanzahl hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 50 % P_{Nenn} gemäß Abbildung 4.1.....79

Abbildung 5.6	Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation des Verbrennungsluftverhältnisses hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 75 % P_{Nenn} und Methanzahl 85.....81
Abbildung 5.7	Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Pilotdieselmenge hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 100 % P_{Nenn} und Methanzahl 6583
Abbildung 5.8	Vergleich des MBI-Verhaltens bei einem Methanzahlsprung (79 → 53) bei 50 % P_{Nenn}89
Abbildung 5.9	Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei einem Methanzahlsprung (79 → 53) bei 50 % P_{Nenn}91
Abbildung 5.10	Vergleich des MBI-Verhaltens bei Pilotmengenerhöhung bei konstanter Methanzahl (55) bei 50 % P_{Nenn}93
Abbildung 5.11	Vergleich des MBI-Verhaltens bei Pilotmengenabsenkung bei einem Methanzahlsprung (74 → 54) bei 50 % P_{Nenn}95
Abbildung 5.12	Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei Pilotmengenabsenkung bei einem Methanzahlsprung (74 → 54) bei 50 % P_{Nenn}96
Abbildung A.1	Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Methanzahlen bei 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn (ϕ_{50} = konstant) gemäß Abbildung 4.1 (Methanzahlvariation).....117
Abbildung A.2	Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Ladelufttemperaturen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn (ϕ_{50} = konstant) gemäß Abbildung 4.2 (Ladelufttemperaturvariation).....117
Abbildung A.3	Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Lambdawerte bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn (ϕ_{50} = konstant) gemäß Abbildung 4.3 (Lambdavarisation).....118
Abbildung A.4	Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Piloteinspritzmengen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn (ϕ_{50} = konstant) gemäß Abbildung 4.4 (Pilotmengenvariation).....118
Abbildung A.5	Zylinderdruck- und Brennverläufe für unterschiedliche Raildrücke bei konstanter Pilotmenge bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn (ϕ_{50} = konstant) gemäß Abbildung 4.7 (Raildruckvariation).....119

Abbildung A.6	Übersicht kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 75 % P_{Nenn} ($T_{LL}=45\text{ °C}$; $p_{LL}=3,00\text{ bara}$).....121
Abbildung A.7	Übersicht kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 100 % P_{Nenn} ($T_{LL}=40\text{ °C}$; $p_{LL}=4,00\text{ bara}$)122
Abbildung A.8	Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation des Verbrennungsluftverhältnisses hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 50 % P_{Nenn} und Methanzahl 55 gemäß der Messreihe MZ = 55 in Abbildung 4.3.....123
Abbildung A.9	Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation des Verbrennungsluftverhältnisses hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 100 % P_{Nenn} und Methanzahl 105.....124
Abbildung A.10	Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Pilotdieselmenge hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 50 % P_{Nenn} und Methanzahl 65 gemäß der Messreihe mit variablem AB in Abbildung 4.4125
Abbildung A.11	Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Pilotdieselmenge hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 75 % P_{Nenn} und Methanzahl 65.....126
Abbildung A.12	Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei Pilotmengenerhöhung bei konstanter Methanzahl (55) bei 50 % P_{Nenn} gemäß Abbildung 5.10.....128
Abbildung A.13	Vergleich des MBI-Verhaltens bei einem Methanzahlsprung (79 → 64) bei 100 % P_{Nenn}129
Abbildung A.14	Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei einem Methanzahlsprung (79 → 64) bei 100 % P_{Nenn}130
Abbildung A.15	Vergleich des MBI-Verhaltens bei einem Methanzahlsprung (80 → 109) bei 50 % P_{Nenn}131
Abbildung A.16	Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei einem Methanzahlsprung (80 → 109) bei 50 % P_{Nenn}132

Abkürzungsverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiel
CAS	Combustion Analysis System
DF	Dual-Fuel
DFKI	Dual Fuel Knock Index
ECA	Emission Control Area
ECU	Engine Control Unit (Motorsteuergerät)
FFT	Fast Fourier Transformation
FSN	Filter Smoke Number
FTIR	Fourier Transform Infra Red
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V.
Gas-EVI	Gas-Einspritz-Verlaufs-Indikator
HC	Hydrocarbon
HFO	Heavy Fuel Oil
HVO	Hydrogenated Vegetable Oils
IMO	International Maritime Organization
K	Kalibrierkonstante
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench
LNG	Liquefied Natural Gas
LPG	Liquefied Petroleum Gas
MDO	Marine Diesel Oil
MGO	Marine Gas Oil
MOC	Methane Oxidation Catalyst
MZE	Mindestzündenergie
NGC	Natural Gas Chromatograph
MPI	Multi Port Injection
NI	National Instruments

NKW	Nutzkraftwagen
NMHC	Non Methane Hydrocarbons
OEM	Original Equipment Manufacturer
OT	Oberer Totpunkt
PC	Personal Computer
PKI	Propane Knocking Index
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
PM	Particulate Matter
PPF	Peak Pressure Factor
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition
SCR	Selective Catalytic Reduction (Selektive Katalytische Reduktion)
SOGAV	Solenoid Operated Gas Admission Valve
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
synLNG	synthetisches LNG
SW	Schwellwert
THC	Total Hydrocarbons (Gesamtkohlenwasserstoffe)
THG	Treibhausgas
UT	Unterer Totpunkt
VCM®	Valve Control Management
VI	Virtual Instruments
VLSFO	Very Low Sulphur Fuel Oil
W	Wichtungsfaktor

Nomenklatur

Chemische Verbindungen

CH·	Kohlenwasserstoff-Radikal
CH ₄	Methan
C ₂ H ₆	Ethan
C ₃ H ₈	Propan
C ₄ H ₁₀	Butane
C ₅ H ₁₂	Pentane
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H	atomarer Wasserstoff
H ₂	Molekularer Wasserstoff
HCN	Blausäure
N	atomarer Stickstoff
N ₂	molekularer Stickstoff
N ₂ O	Distickstoffmonoxid (Lachgas)
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
O	atomarer Sauerstoff
O ₂	molekularer Sauerstoff
OH·	Hydroxyl-Radikal
S	Schwefel
SO _x	Schwefeloxide

Lateinische Buchstaben

AB	°KW _{vOT}	Ansteuerbeginn
AD	ms	Ansteuerdauer
A _L	cm ²	Mittlere Oberfläche der laminaren Flammenfront
A _T	cm ²	Mittlere Oberfläche der turbulenten Flammenfront
BD	°KW	Brenndauer
c _p	kJ/kgK	spezifische Wärmekapazität (isobar)
c _v	kJ/kgK	spezifische Wärmekapazität (isochor)
c _{FL}	cm/s	Laminare Flammengeschwindigkeit
c _{FT}	cm/s	Turbulente Flammengeschwindigkeit
CoV	%	Coefficient of Variation
DISE	bar ²	Diesel induzierte Signalenergie
H _o	MJ/kg	Oberer Heizwert
H _u	MJ/kg	Unterer Heizwert
K ₃	°KW	Kalibrierkonstante des Φ_{Rmax}
K ₄	%	Kalibrierkonstante des $VarK_{pm i}$
K ₅	%	Kalibrierkonstante des $VarK_{pZyl max}$
KI	bar ² · °KW	Klopfintensität
KISE	bar ²	Klopf induzierte Signalenergie
L _{St}	kg/kg	Stöchiometrischer Luftbedarf
m	kg	Masse
MAPO	bar	Maximum Amplitude of Pressure Oscillations
MBI	-	Motorbetriebsindex
MZ	-	Methanzahl
p	bara	Druck (absolut)
pm _i	bar	indizierter Mitteldruck
P _{Nenn}	kW, %	Nennleistung
Q	J	Wärme
R	J/kgK	allgemeine Gaskonstante
R _{max}	bar/°KW	maximaler Druckanstiegsgradient
SEPO	bar ² · °KW	Signal Energy of Pressure Oscillations
T	°C	Temperatur

U	J	Innere Energie
V	m ³	Volumen
VarK	%	Variationskoeffizient
W ₁	1 / bar ² · °KW	Wichtungsfaktor Klopfen
W ₂	1 / bar ² · °KW	Wichtungsfaktor Ringing
W ₃	1 / °KW	Wichtungsfaktor des Φ_{Rmax}
W ₄	1 / %	Wichtungsfaktor des VarK _{pm i}
W ₅	1 / %	Wichtungsfaktor des VarK _{pZyl max}
W _i	MJ/m ³ i.N.	Unterer Wobbeindex
x	%	Anteil
ZV	°KW	Zündverzug

Griechische Buchstaben

ε	-	Verdichtungsverhältnis
η	%	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ	kg/kg	Verbrennungsluftverhältnis Lambda
ϕ	°KW	Kurbelwinkel
ϕ_{05}	°KW _{vOT}	Brennbeginn, Kurbelwinkel an dem 5 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind
ϕ_{10}	°KW _{vOT}	Brennbeginn, Kurbelwinkel an dem 10 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind
ϕ_{50}	°KW _{nOT}	Schwerpunktlage der Verbrennung, Kurbelwinkel an dem 50 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind
ϕ_{90}	°KW _{nOT}	Brennende, Kurbelwinkel an dem 90 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind
ϕ_K	°KW	Lage des Klopfbeginns
ϕ_R	°KW	Lage des Ringingbeginns
ϕ_{Rmax}	°KW	Lage des maximalen Druckanstiegsgradienten

Indizes

Abg.	Abgas
aus	ausströmend
B	Brennstoff
ein	einströmend
gef	gefiltert
HD	Hochdruck
i	indiziert
i.N.	im Normzustand
LKV	Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren
LL	Ladeluft
Leck	Leckmenge (engl.: BlowBy)
max	maximal
min	minimal
ND	Niederdruck
oCO ₂	ohne CO ₂
Pilot	Pilotinjektor, bzw. Piloteinspritzung
W	Wand
Zyl	Zylinder

1 Einleitung

Die maritime Branche befindet sich in einer Phase des Umbruchs. Nach Jahrzehnten des eher unbeobachteten Warentransportes auf hoher See tritt ihr ökologischer Fußabdruck zunehmend in den Fokus öffentlicher Debatten. Zwar gab es auch in den vergangenen Dekaden vielerlei technische Neuerungen an Schiffshüllen, Propellern oder dem Gesamtenergiemanagement an Bord, die den Energiebedarf drosseln sollten, doch durch die gleichzeitig immer weiterwachsende Weltwirtschaft kannte die global benötigte Energiemenge für den Seetransport nur einen fortwährenden Anstieg. Dabei bildet die internationale Schifffahrt die Grundvoraussetzung für eine globalisierte Wirtschaft, welche auf effiziente Waren- und Rohstoffströme angewiesen ist. Die Nutzung rein fossiler Kraftstoffe bedeutete hierbei in der Vergangenheit aber auch, dass große Mengen an umwelt- und klimaschädlichen Emissionen freigesetzt wurden. Den Entscheidungsträgern in Politik und maritimer Branche ist die Problematik dieses Handels mittlerweile bewusst, sodass 2018 auf globaler Ebene die IMO (International Maritime Organization) Greenhouse Gas Strategy verabschiedet wurde. Auf europäischer Ebene gibt es seit dem Jahr 2021 zusätzlich konkrete Planungen zur FuelEU Maritime Initiative, welche voraussichtlich ab dem Jahr 2025 in Kraft treten soll. Beide haben das Ziel die maritime Wirtschaft langfristig in ein nichtfossiles Zeitalter zu überführen. Neben vielen weiteren Optimierungen des Schiffbetriebes, wie unter anderem der Routenplanung oder des Flottenmanagements, wird es auf die Dekarbonisierung der eingesetzten Kraftstoffe ankommen. Diese bilden die Grundvoraussetzung jeder Überlegung zu einer 100 % klimaneutralen Schifffahrt.

Die Herstellungspfade für derartige Kraftstoffe sind beschrieben, die nächsten notwendigen Skalierungsschritte erscheinen klar. Und dennoch wird es in den kommenden Jahren zu einer parallelen Verfolgung zahlreicher konkurrierender Kraftstoffkandidaten kommen. Methanol, Ammoniak, Wasserstoff, HVO (Hydrogenated Vegetable Oils), bio- und synLNG (synthetisches LNG) sind hierbei nur die zurzeit am häufigsten genannten. Da es gleichzeitig eine Konkurrenzsituation um die verfügbaren Kraftstoffmengen zu den Transportsektoren an Land und in der Luft gibt, ist die langfristige Entwicklung des Marinekraftstoffmarktes schwer prognostizierbar.

Es gibt zahlreiche Argumente für und gegen den Einsatz jedes der oben genannten Kraftstoffe in der Schifffahrt. Einige wären kurzfristig nutzbar, andere stehen erst am Anfang ihrer wissenschaftlichen Bewertung. Unabhängig davon, welche Lösungsoptionen verbleiben werden, ist es jedoch zwingend erforderlich keine Kohlenstoffdioxid-Reduktionspotenziale (CO₂) auf dem Wege der maritimen Energiewende ungenutzt zu lassen. Somit wird es besonders zu Beginn zu einer parallelen Nutzung fossiler, biogener und synthetischer Kraftstoffressourcen kommen. Wichtig hierbei ist es, welche Kraftstoffoptionen einen fließenden Übergang hin zu

einer vollständig regenerativen Erzeugung ermöglichen. Insbesondere auch aufgrund der langen Nutzungsdauer von Schiffen, oft deutlich mehr als 30 Jahre, sollten heute gebaute Schiffe auch im Jahr 2050 durch Retrofitmaßnahmen oder Einsatz anderer Kraftstoffe zu 100 % klimaneutral betreibbar sein. Ein möglicher Kandidat, der diesen Transformationsprozess ermöglichen kann, ist LNG.

Im Zuge der Einführung verschärfter Emissionsgesetzgebungen in den Emission Control Areas (ECAs) und der Absenkung des zulässigen Stickoxidlimits (NO_x) auf IMO Tier III Niveau (2016) konnte LNG erfolgreich als ein neuartiger Kraftstoff in der Schifffahrt etabliert werden. Gleichzeitig erschweren existierende technische Unzulänglichkeiten wie die Methanemissionen (CH_4) entlang der Förder- und Transportwege und der Methanschlupf im Abgas aktueller Motorenkonzepte die gesellschaftliche Akzeptanz dieser Technologie. Dennoch bietet LNG die geforderte Flexibilität beliebig hohe Anteile fossilen Methans durch biogen oder synthetisch erzeugtes Methan zu ersetzen. Dabei können alle aufgebauten Infrastrukturen wie Pipelines, Verflüssigungsanlagen, Tanks oder Import-/Exportterminals unverändert weitergenutzt werden. Kostenintensive parallele Strukturen werden nicht benötigt. Zusätzlich lassen sich Schiffe, die bereits mit LNG-betriebenen Motoren auf den Meeren verkehren, in Zukunft auch ohne technische Anpassungen klimaneutral betreiben, indem lediglich der Kraftstoff auf nicht-fossile Quellen umgestellt wird.

In Bezug auf eine möglichst effiziente motorische Anwendung des LNGs gibt es jedoch ein noch weitgehend unbetrachtetes Problem. Je nachdem aus welcher Förderquelle das fossile Erdgas für die anschließende LNG-Erzeugung entnommen wird, weichen die chemischen Zusammensetzungen teilweise deutlich voneinander ab. Die hieraus resultierenden Unterschiede im Heizwert und der Methanzahl (MZ) verursachen unterschiedliche Verbrennungscharakteristika, sodass es zu Anpassungen am Verbrennungsprozess kommen muss. Bei einer Ausweitung der Fahrtgebiete derartiger Schiffe kann es andernfalls zu Nachteilen für den Anwender kommen, die von einem nicht mehr wirkungsgrad- und emissionsoptimalen Betrieb, über eine schützende aber ungewollten Leistungsreduktion des Motors, bis hin zu massiven Motorschäden führen können. Die vorliegende Arbeit soll Lösungsansätze zur Bewältigung dieses Problems aufzeigen und erörtern.

2 Stand des Wissens

2.1 LNG als Schiffskraftstoff

LNG ist seit den 1990er Jahren ein global gehandelter Energieträger, dessen Handelsvolumen sich bis heute stetig vergrößert hat (vgl. Abbildung 2.2). Dabei kommt LNG überall dort zum Einsatz, wo der Bau einer Pipeline nicht möglich ist oder zu unwirtschaftlich erscheint. An Bord von Tankschiffen wird das bei etwa -162 °C verflüssigte Erdgas aus den typischen Erdöl- und Erdgas exportierenden Ländern in viele Regionen der Welt transportiert. Die Verwendung als Kraftstoff an Bord von Schiffen erfolgte zuerst auf den Flüssiggastankern selbst, um das während der Überfahrt verdampfende LNG nicht ungenutzt in die Umwelt entlassen zu müssen. Bei dieser Anwendung bedient sich der LNG-Carrier also seines eigenen Ladegutes. Die Motivation LNG auch als regulären Marinekraftstoff auf anderen Schiffstypen einzusetzen hat zwei Hauptgründe. Zum einen gab es in der Vergangenheit immer wieder Phasen in denen Flüssigerdgas Preisvorteile gegenüber etablierten Marinekraftstoffen wie HFO (Heavy Fuel Oil) und MDO (Marine Diesel Oil) hatte (vgl. Abbildung 2.1). Zum anderen führten die IMO Tier III Abgasgesetzgebung und die Beschränkung des Schwefelanteils im Kraftstoff dazu, dass Antriebskonzepte mit Verwendung von LNG als Kraftstoff als eine technische Lösung zur Einhaltung dieser Grenzwerte entwickelt wurden.

So enthält Erdgas nahezu keine Schwefelverbindungen, verbrennt bei Anwendung des Dual-Fuel-Niederdruck-Brennverfahrens mit äußerer Gemischbildung und homogener Brenngasverteilung äußerst rußarm und zeigt wegen der dann nutzbaren Abmagerungsfähigkeit deutliches Potenzial für reduzierte NO_x -Abgasemissionen. Darüber hinaus bildet es aufgrund des günstigen Verhältnisses von Wasserstoff zu Kohlenstoff des Methanmoleküls deutlich weniger CO_2 -Emissionen (siehe Anhang A6) bei der Verbrennung als herkömmliche Marinekraftstoffe. Es bietet damit die Möglichkeit die Gesamttreibhausgas-Bilanz auch bei Nutzung fossilen Erdgases signifikant zu verbessern, wenn die Methanschlupfproblematik gelöst werden kann.

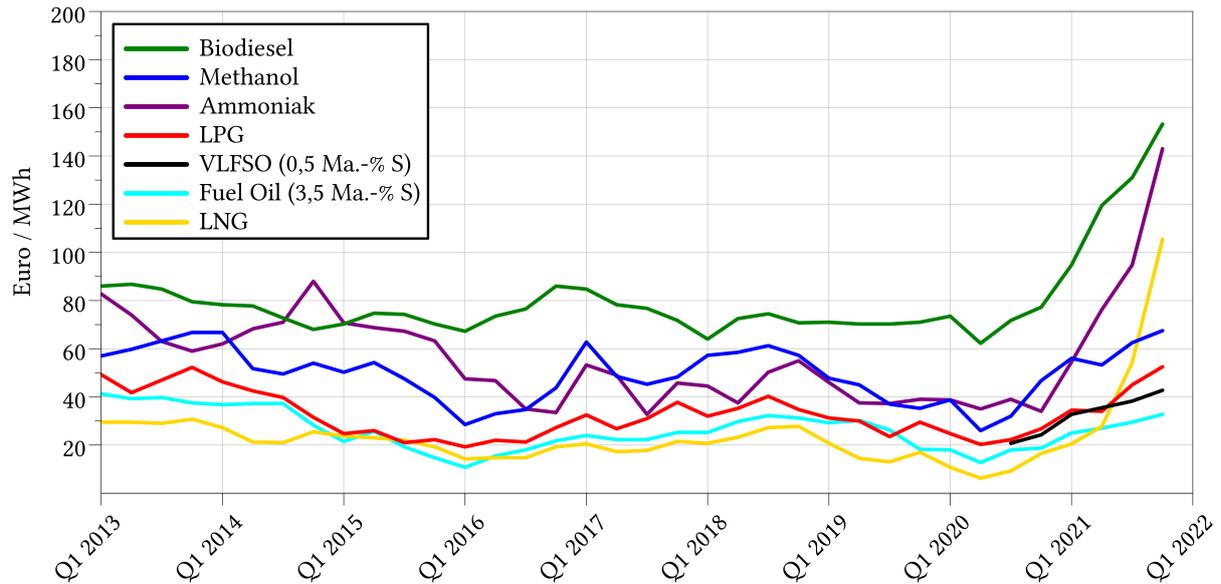


Abbildung 2.1 Preisentwicklung unterschiedlicher Marinekraftstoffe, nach [1]

Eine Standardisierung der chemischen und physikalischen Eigenschaften des Energieträgers, wie sie bei Kraftstoffen für den motorischen Einsatz aber notwendig ist, stellt sich im Falle des LNGs problematisch dar. Ursächlich hierfür ist die Tatsache, dass das Erdgas, welches für die Flüssiggaserzeugung die Basis bildet, immer aus regionalen Vorkommen entnommen und nach einer groben Reinigung direkt verflüssigt wird. Da sich die chemische Zusammensetzung von Erdgas je nach Provenienz aber stark unterscheiden kann, resultieren auch unterschiedliche Verbrennungseigenschaften. Dieser Umstand spielt bei der Rückvergasung nach dem Import von LNG in landbasierten Gasnetzen eine untergeordnete Rolle, da es zu starken Vermischungsvorgängen kommt. An Bord von Schiffen hingegen können Qualitätsschwankungen zu starken Auswirkungen auf den motorischen Verbrennungsprozess führen, denen für die Erreichung eines wirkungsgrad- und emissionsoptimalen Betriebes entgegengewirkt werden muss.

Die ISO-Norm 23306 aus dem Oktober 2020 definiert erstmalig Spezifikationen für die Verwendung von verflüssigtem Erdgas als Kraftstoff für Marineanwendungen. Aufgrund der geschilderten Umstände beschränkt sich die Norm jedoch lediglich auf die Vorgabe weniger Werte wie in der folgenden Tabelle 2.1 zu sehen ist.

Tabelle 2.1 LNG-Spezifikationen laut ISO 23306, nach [2]

Eigenschaft	Einheit	Limit	Wert	Testmethode
Unterer Heizwert	MJ/m ³ i.N.	Min	33,6 ^{a)}	ISO 6976
Stickstoff	Mol.-%	Max	1,0	ISO 6974 (alle Teile)
Methanzahl (MZ)	-	Min	b)	Anhang A (PKI) oder EN 16726

Fußnoten:

- a) Berechnet für eine theoretische Mischung aus 99 Mol.-% Methan und 1 Mol.-% Stickstoff in flüssiger Phase
- b) Die Berechnungsvorschrift für die MZ und der Minimalwert sind zwischen dem Lieferanten und Nutzer zu vereinbaren

Weiterhin sind in dieser Norm Stoffeigenschaften und Komponenten aufgeführt, die bei einer Analyse des LNGs dokumentiert werden sollten, für die es aber keine Grenzwerte gibt. Dazu zählen unter anderem:

- die Dichte des verflüssigten Gasgemisches
- die Molenanteile für wesentliche Bestandteile wie Methan (CH₄), Ethan (C₂H₆), Propan (C₃H₈), n- und iso-Butan (C₄H₁₀) und Pentan (C₅H₁₂)

Die Tabelle 2.2 gibt wesentliche Bestandteile der chemischen Zusammensetzung sowie den unteren Heizwert (H_u) und die Methanzahl (MZ_{LKV}) für einige Flüssigerdgas fossilen Ursprungs an, die auch in der Norm als Beispiele angegeben werden. Die Tabelle spiegelt dabei die in der Realität eines global operierenden Schiffes mögliche Qualitätsspreizung wider. Auffällig ist hierbei, dass Methananteile von etwa 82 bis über 99 Vol.-%, Ethananteile bis hin zu 12,6 Vol.-% und Propananteile bis 3,5 Vol.-% reichen. Der gelöste Stickstoff und die höheren Kohlenwasserstoffe (zusammengefasst als C₄₊) spielen eine untergeordnete Rolle. Libyen und USA (Alaska) stellen die Grenzqualitäten dar.

Tabelle 2.2 Chemische Zusammensetzung und Eigenschaften von LNG nach Herkunftsregionen, nach [2] und [3]

Herkunft	N ₂	CH ₄	Vol.-%			H _u	H _u	MZ _{LKV}
			C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄₊	MJ/m ³ i.N.	MJ/kg	
Australia NWS	0,04	87,33	8,33	3,33	0,97	40,8	49,2	67,7
Algerika Skikda	0,63	91,40	7,35	0,57	0,05	38,3	49,1	79,7
Brunei	0,04	90,12	5,34	3,02	1,48	40,4	49,3	69,1
Egypt Idku	0,02	95,31	3,58	0,74	0,34	37,7	49,6	83,9
Egypt Damietta	0,02	97,25	2,49	0,12	0,12	36,9	49,8	90,0
Indonesia Badak	0,01	90,14	5,46	2,98	1,40	40,4	49,3	69,3
Libya	0,59	82,57	12,62	3,56	0,65	41,7	48,5	65,3
Malaysia	0,14	91,69	4,64	2,60	0,93	39,4	49,3	73,2
Oman	0,20	90,68	5,75	2,12	1,24	39,9	49,2	71,8
Qatar	0,27	90,91	6,43	1,66	0,74	38,9	49,3	74,4
Trinidad	0,01	96,78	2,78	0,37	0,06	36,9	49,8	88,0
USA Alaska	0,17	99,71	0,09	0,03	0,01	35,9	49,8	98,2

Neben den Qualitätsunterschieden infolge des Ursprunges des LNGs gibt es aber noch weitere Effekte, die einen Einfluss auf die an der Antriebsmaschine eines Schiffes vorliegende Qualität einfluss haben können. Zum einen tritt das sogenannte LNG Aging (oder auch Weathering), also die Alterung des LNGs im Tank zwischen zwei Bunkervorgängen, auf. Durch die stetige Wärmezufuhr aus der Umgebung verdampfen trotz starker Isolierungen zunächst die leichtflüchtigeren Bestandteile (N₂ und CH₄) im Tank und reichern sich im Kopfraum als sogenanntes boil off gas an. Dies führt gleichzeitig dazu, dass sich die C₂₊ Komponenten in der flüssigen Phase anreichern. Als Folge kommt es also zu einer stetigen Veränderung der Zusammensetzungen in der flüssigen und gasförmigen Phase. Weiterhin ist das Phänomen des Roll-Overs bekannt. Dieses tritt auf, wenn bei einem Bunkervorgang ein LNG mit einer anderen Dichte als das noch im Tank befindliche eingefüllt wird oder, wenn das LNG vergleichsweise hohe Stickstoffanteile (≥ 1 Vol.-%) aufweist. Durch die Dichteunterschiede bilden sich dabei Schichtungen im Tank aus. Die dichtere Flüssigkeit in der unteren Schicht kann dabei aufgrund des von der oberen Schicht ausgeübten Druckes nicht verdampfen. Die untere Schicht erwärmt sich weiter bis es zu einem Angleichen der Dichte der beiden Schichten kommt und in Folge dessen zu einem raschen Vermischungsvorgang. Dabei überhitzt die untere Schicht und es kommt zur Bildung großer boil off Gasmengen in relativ kurzer Zeit. Diese müssen vom Betreiber des Tanks, bzw. des Schiffes abgeführt werden, damit es nicht zu einem unzulässigen Druckanstieg kommt. Glücklicherweise wirkt die natürliche Schiffsbewegung im Seegang der Ausbildung von Schichtungen entgegen. Es ist also für den Betrieb von Verbrennungsmotoren mit LNG entscheidend aus welcher Quelle der Kraftstoff stammt, aus welchem Bereich des Tanks er entnommen wird und wie lange das LNG gelagert wurde [4–7].

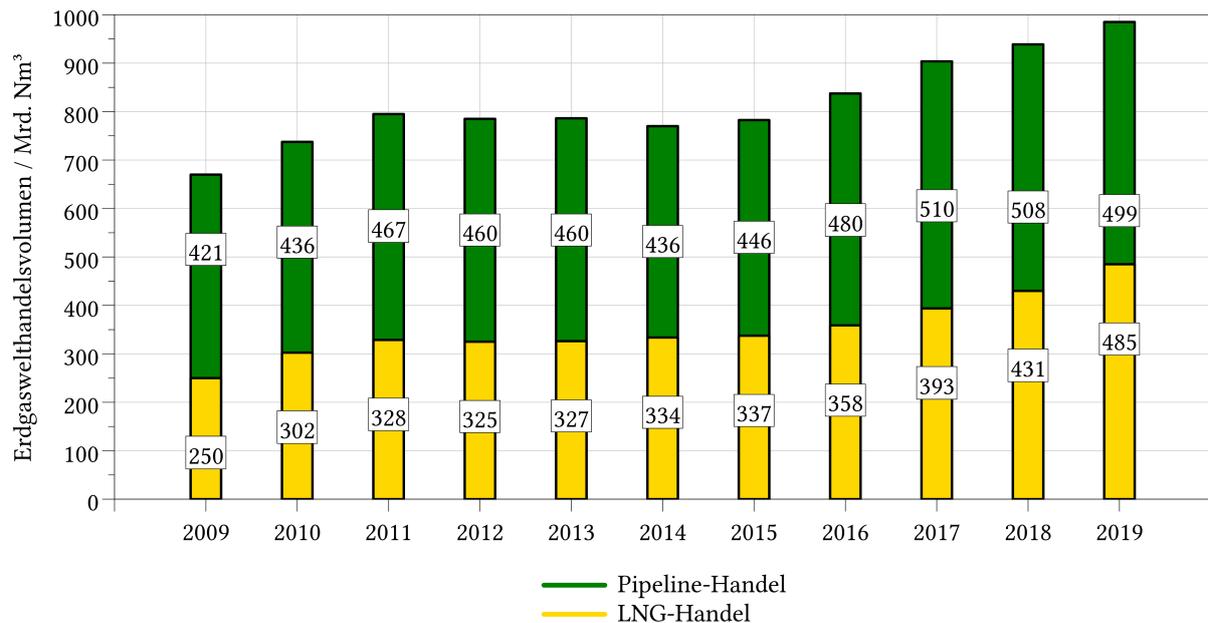


Abbildung 2.2 Weltweit gehandeltes Erdgasvolumen, eingeteilt in Pipeline- und LNG-Handel; der Anteil und Betrag an LNG hat in den letzten Jahren stark zugenommen; es wird eine weitere Zunahme prognostiziert, nach [8]

2.2 Dual-Fuel-Motorenkonzepte

LNG kann als Kraftstoff grundsätzlich in zwei unterschiedlichen Motorenkonzepten eingesetzt werden: in monovalenten Gasmotoren mit Fremdzündung sowie Dual-Fuel-Motoren mit Pilotzündung. Die beiden Konzepte können jeweils in mehrere Unterarten unterteilt werden (vgl. [9]). Weiterhin ist die Nutzung in Gasturbinen an Bord von Schiffen möglich. Als Antriebsmaschine in Marineapplikationen findet allerdings zum deutlich überwiegenden Teil der Dual-Fuel-Motor Anwendung (80 % der LNG-betriebenen Flotte [1]). Derzeit haben alle relevanten Hersteller von Marinemotoren Dual-Fuel-Varianten im Programm. Dabei überwiegt die Anwendung als 4-Takt-Maschine allerdings deutlich. Die Abbildung 2.3 zeigt eine Einteilung der etablierten Dual-Fuel-Konzepte. Diese unterscheiden sich primär im Druckniveau mit dem das Brenngas in den Zylinder eingebracht wird. Weiterhin ist der Ort der Gas-einbringung und die verwendete Dieselinjektortechnologie maßgebend für die resultierenden Systemeigenschaften (vgl. Tabelle 2.3).

Dual-Fuel-Motoren zeichnen sich dadurch aus, dass zwei Kraftstoffe für den Betrieb benötigt werden. Ein Brenngasluftgemisch wird dabei im Zylinder durch eine kompressionsgesteuert zündende Dieselmengende entflammt. Die Abbildung 2.3 zeigt eine Einteilung der existierenden Dual-Fuel-Motorenkonzepte für mittelschnelllaufende Marineanwendungen. Bislang ist das Konzept mit PLD-Hauptinjektor (Pumpe-Leitung-Düse) und zusätzlichem Pilotinjektor das

kommerziell am weitesten verbreitete. Der Grund hierfür liegt in der Erhaltung der Schweröлтаuglichkeit der Motoren und der guten Umrüstbarkeit auf Basis bestehender Dieselmotoren.

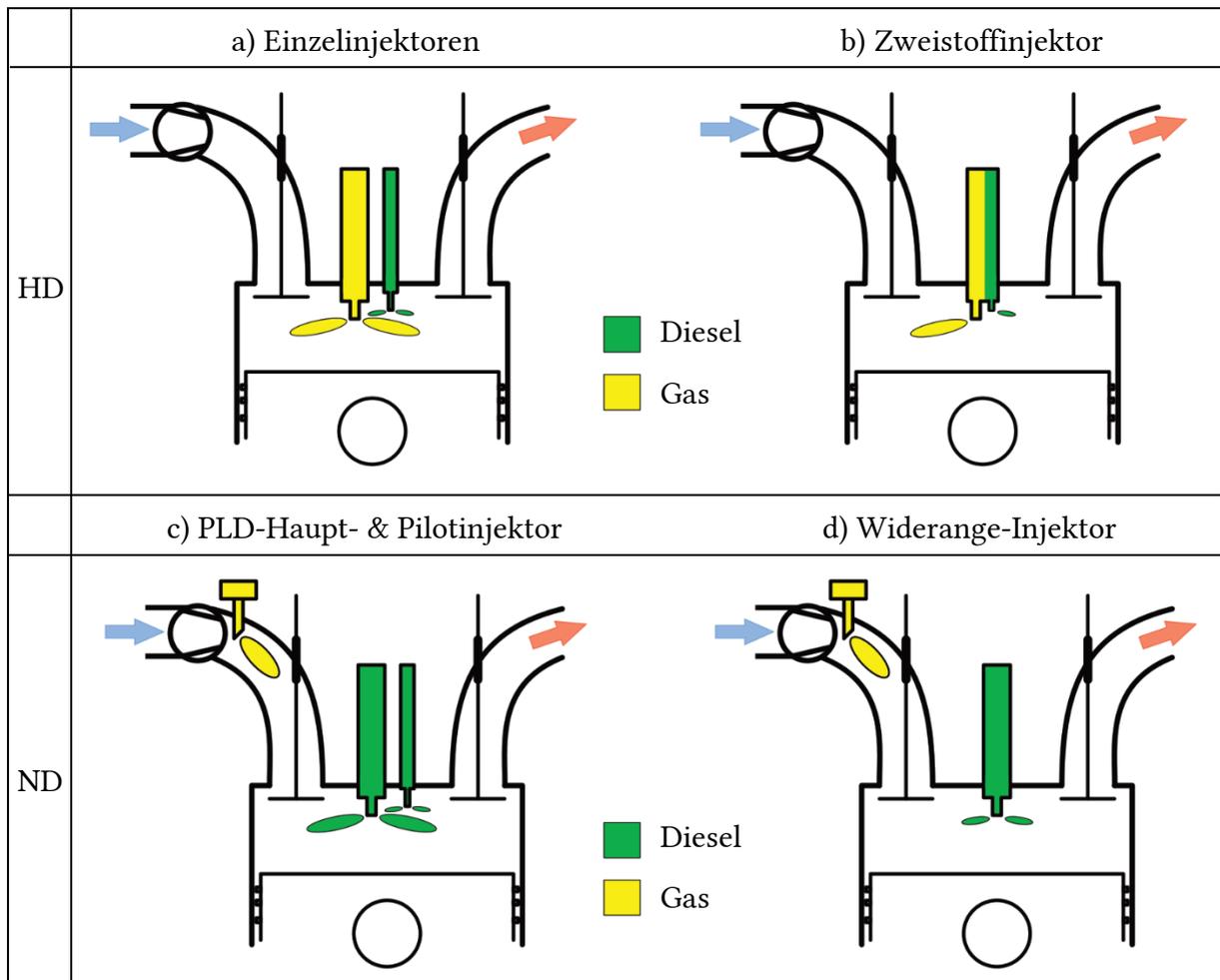


Abbildung 2.3 Einteilung der Dual-Fuel-Motorenkonzepte, nach [10]. Die Einteilung erfolgt nach dem verwendeten Gasdruckniveau (Hochdruck (HD), Niederdruck (ND)) und dem genutzten Ort der Gaseinbringung sowie der genutzten Dieselinjektortechnologie

Tabelle 2.3 Übersicht über die Systemeigenschaften der eingesetzten Dual-Fuel-Motorenkonzepte (entsprechend Abbildung 2.3), nach [10]

	a) Einzelinjektoren	b) Zweistoffinjektor
HD	100 % Dieselbetrieb möglich Mikropilotfähigkeit nicht schwerölfähig hoher Bauraumbedarf dieselmotorisches Verdichtungsverhältnis innere Gemischbildung geringe Klopfneigung geringe Gasqualitätssensitivität hoher Gassystemaufwand geringe HC-Emissionen hohe NO _x -Emissionen	nur Dieselnottbetrieb Mikropilotfähigkeit nicht schwerölfähig geringer Bauraumbedarf dieselmotorisches Verdichtungsverhältnis innere Gemischbildung geringe Klopfneigung geringe Gasqualitätssensitivität hoher Gassystemaufwand geringe HC-Emissionen hohe NO _x -Emissionen
	c) PLD-Haupt- & Pilotinjektor	d) Widerange-Injektor
ND	100 % Dieselbetrieb möglich Mikropilotfähigkeit schwerölfähig hoher Bauraumbedarf gasmotorisches Verdichtungsverhältnis äußere Gemischbildung hohe Klopfneigung hohe Gasqualitätssensitivität geringer Gassystemaufwand hohe HC-Emissionen geringe NO _x -Emissionen	100 % Dieselbetrieb möglich Mikropilotfähigkeit nicht schwerölfähig geringer Bauraumbedarf gasmotorisches Verdichtungsverhältnis äußere Gemischbildung hohe Klopfneigung hohe Gasqualitätssensitivität geringer Gassystemaufwand hohe HC-Emissionen geringe NO _x -Emissionen

Der für die wissenschaftlichen Untersuchungen in dieser Arbeit genutzte Versuchsträger war während der durchgeführten Messkampagnen als Niederdruck-Konzept mit äußerer Gemischbildung und einem Widerange-Injektor ausgerüstet. Für die genauere Beschreibung des Messaufbaus sei auf Kapitel 3 verwiesen.

2.3 Dual-Fuel-Brennverfahren

Das Hochdruck-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung wird in diesem Kapitel nur kurz beschrieben, da es für die Versuchsdurchführung im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung stand. Das Niederdruck-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung wird umfassend charakterisiert, da die Überlegungen hierzu die Basis für das weitere Vorgehen darstellen.

2.3.1 Brennverfahren mit innerer Gemischbildung und Hochdruck-Gaseinblasung

Das Hochdruck-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung ist im NKW-Bereich in ersten Serienanwendungen von Volvo im Einsatz [11]. Im Marinebereich gibt es bislang nur von MAN ES 2-Taktanwendungen mit einer Gashochdruckeinblasung unter der Motorenbezeichnung ME-GI. Bis zum März 2021 wurden ca. 360 Motoren dieser Bauart verkauft, die mit Gasdrücken von bis zu 300 bar arbeiten [12].

Das Brennverfahren mit innerer Gemischbildung und hohem Gasdruck zeichnet sich durch eine diffusionsgeführte Verbrennung aus. Das bedeutet, dass während des Verdichtungstaktes nur Frischluft komprimiert wird und somit im Brennraum kurz vor dem Erreichen des Oberen Totpunktes noch kein zündfähiges Gemisch vorliegt. Nach der Einleitung der Verbrennung durch die Einspritzung einer selbstzündenden Dieselpilotmenge und der anschließenden Einbringung des Brenngases in die laufende Verbrennung können keine Selbstzündungsbedingungen außerhalb der Reaktionszone erreicht werden, wodurch klopfende Verbrennungszyklen effektiv vermieden werden. Hierdurch ist das Anheben des Verdichtungsverhältnisses auf dieseltypische Werte möglich, sodass gesteigerte Spitzendrücke und Wirkungsgrade möglich sind. Weiterer Vorteil ist, dass während des Ladungswechsels nur Frischluft in den Abgaspfad überspült werden kann. Das Methanschlupfniveau ist hierdurch deutlich vermindert. Auch die Sensitivität gegenüber schwankenden Gasqualitäten ist durch das abgesenkte Klopfisiko deutlich verbessert. Weitere Vorteile sind eine höhere Leistungsdichte, da kein Verdrängungseffekt der Luft auftritt, eine erhöhte Betriebsdynamik durch die genutzte Qualitätsregelung sowie eine verbesserte Startfähigkeit im Gasmodus.

Durch das diffusionsgesteuerte Brennverfahren, ähnlich zur klassischen Dieselerbrennung, werden jedoch erhöhte Stickoxidemissionen bedingt, wodurch im NKW-Sektor der Einsatz von SCR-Katalysatoren (Selective Catalytic Reduction) erforderlich wird. Im Schifffahrtsbereich kann das NO_x -Niveau gemäß IMO Tier III durch die Kombination mit einer Abgasrückführung (AGR) oder einem SCR-Katalysator erreicht werden. Zusätzlich bedingen die Systemkomponenten zur Bereitstellung des Gashochdruckes erhebliche Mehrkosten, da das kryogene LNG im flüssigen Aggregatzustand auf das erforderliche Druckniveau gebracht wird. Diese teure Technologie bietet allerdings erhebliche energetische Vorteile gegenüber einer Hochdruckerzeugung im gasförmigen Zustand.

Hinsichtlich der anwendungsspezifischen Ausgestaltung des Brennverfahrens kommt der genutzten Injektortechnologie eine besondere Bedeutung zu. Gemäß Abbildung 2.3 kommen

hierbei bislang zwei unterschiedliche Arten zum Einsatz. Zum einen können zwei voneinander räumlich getrennte Injektoren im Zylinderkopf installiert werden. Hierdurch ergibt sich ein erhöhter Bauraumbedarf gegenüber dem System mit Zweistoffinjektor. Bei diesem werden in einem Injektorgehäuse zwei getrennte Kraftstoffkreisläufe für den flüssigen Zündkraftstoff und das Brenngas untergebracht. Die kompakte Bauart erfordert aufwendigere Dichtungskonzepte, damit es nicht zu einem gegenseitigen Kraftstoffeintrag kommt. Beiden Injektorarten ist gemein, dass die Ausrichtung der Spraykeulen und Gasjets zueinander erheblichen Einfluss auf das darstellbare Wirkungsgrad- und Emissionsverhalten hat [13].

2.3.2 Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Niederdruck-Gaseinblasung

Das Niederdruck-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung stellt bislang die dominierende Technologie bei mittelschnelllaufenden Schiffsmotoren mit Dual-Fuel-Antrieben dar. Sie zeichnet sich dabei durch eine Reihe von Vorteilen für diese Anwendung aus. So sind die benötigten Gasdrücke mit 6 bis 10 bar verhältnismäßig niedrig und der Aufwand der Druckerzeugung somit gering. Weiterhin können günstige Gasventile eingesetzt werden, die das Brenngas zylinderindividuell in den Einlasskanal eindüsen. Aufgrund hoher Sicherheitsanforderungen an Bord werden doppelwandige Gasverrohrungen eingesetzt und der Zwischenraum auf Leckagen analysiert. Darüber hinaus erfolgt meist eine spezielle Abschottung und Raumluftüberwachung der dem Motor vorgeschalteten Gasdruckregleinheit. Durch den geringen Umbauaufwand werden von allen Herstellern Retrofit-Pakete für bestehende Dieselmotoren angeboten.

Da die Motoren ihre volle Schweröltauglichkeit beibehalten sollen, werden zur Entzündung des Brenngas-Luftgemisches meist eigenständige Pilotkraftstoffsysteme verwendet, die zum Beispiel auf NKW-Dieselinjektoren basieren und daher mit hochwertigem Destillatkraftstoff (EN 590) betrieben werden müssen. Die zur Zündung eingebrachte Energiemenge beträgt dabei typischerweise etwa 1 bis 5 % der eingebrachten Gesamtenergie. Soll ein Dual-Fuel-Motor höhere Anteile des flüssigen Kraftstoffes nutzen, kann er auch im sogenannten Fuel-Sharing-Modus betrieben werden. Hierzu wird zusätzliches Schweröl oder MGO (Marine Gasoil) über das Haupteinspritzsystem (in der Regel PLD-Systeme) eingespritzt. Dabei sind lastabhängig große Anteile beider Kraftstofftypen möglich. Wichtig für die Einsatzfähigkeit der Motoren ist aus Anwendersicht auch die uneingeschränkte Rückfallebene des Dieselbetriebes im Falle einer Störung oder Leckage des Gassystems. Während bis noch vor etwa 10 Jahren der gesamte Motor gestoppt werden musste, werden heute nur noch die betroffenen Zylinder abgeschaltet oder auf Dieselbetrieb umgeschaltet. Ein Großteil der Entwicklungsarbeit wurde in den vergangenen Jahren für die Verbesserung des Niedriglast- und Transientverhaltens im Gas-Modus aufgewendet [14–16].

Ein weiteres Konstruktionsmerkmal der Motoren sind Verdichtungsverhältnisse, die deutlich unterhalb derer der Dieselvarianten liegen. Dies ist in der Klopfneigung der eingesetzten Gaskraftstoffe begründet. Jedoch kann das Verdichtungsverhältnis nicht beliebig weit abgesenkt werden, da andernfalls die Selbstzündungsbedingungen des Pilotkraftstoffes oder der Haupteinspritzmenge im reinen Dieselbetrieb nicht mehr erreicht werden.

Verbrennungsablauf im Dual-Fuel-Mode

Aufgrund der zwei eingesetzten Kraftstofftypen ist der Verbrennungsablauf komplexer als bei reinen Gas- oder Dieselmotoren. Durch die Eindüsung des Brenngases in den Ladeluftkanal vor den Einlassventilen hat das Gas-Luftgemisch während des Verdichtungstaktes ausreichend Zeit weitestgehend zu homogenisieren. Die Einspritzung einer Pilotdieselmenge erfolgt in einem Zeitfenster von etwa 40 bis 20 °KW vor dem oberen Totpunkt (OT). Die Spraykeulen verdampfen, mischen sich mit dem Gas-Luftgemisch und zünden schließlich beim Erreichen der Selbstzündbedingungen. Der Diesel verbrennt je nach eingebrachter Menge und Wahl des Einspritzzeitpunktes vorrangig vorgemischt, bzw. teilweise diffusionsgesteuert. Der Zündverzögerung (ZV) des eingebrachten Pilotkraftstoffes ist dabei gegenüber einer reinen Dieselverbrennung erhöht. Dies kann durch die nachfolgenden Punkte begründet werden [17, 18]:

- Das den Diesel umgebende Brenngasluftgemisch weist gegenüber Luft eine erhöhte Wärmekapazität auf. Hierdurch werden geringere Verdichtungsendtemperaturen erreicht.
- Das geometrische Epsilon ist gegenüber einer reinen Dieselverbrennung abgesenkt. Auch hierdurch werden geringere Verdichtungsendtemperaturen erreicht.
- Die Pilotdieseleinspritzung erfolgt zu vergleichsweise frühen Zeitpunkten, sodass noch keine optimalen Bedingungen für die Kraftstoffaufbereitung (geringer Brennraumgedruck) und -verdampfung (geringe Gastemperaturen im Brennraum) vorliegen.
- Weiterhin werden für die Pilotzündung verhältnismäßig kleine Kraftstoffmengen (Einspritzdauer < Zündverzögerungszeit) eingespritzt, sodass es zu einem vermehrten Einzug des vorgemischten Brenngas-Luftgemisches in das Dieselspray und somit zur Abmagerung bis hin zum Overmixing kommen kann [19].
- Durch die in Folge des vorgemischt vorliegenden Brenngas-Luftgemisches leicht abgesenkte Sauerstoffkonzentration wird der Zündverzögerung zusätzlich verlängert. Die hierdurch verursachte Verlängerung der chemischen Vorläuferreaktionen muss in Relation zu dem oben begründeten Temperatureinfluss aber als untergeordnet bewertet werden [20, 21].

In Summe ist der Zündverzögerung der Pilotzündung somit deutlich länger als bei einem regulären Dieselmotorbetrieb. Dies führt zu einem bei kleinen Piloteinspritzmengen zusätzlich zum Ausdünnen des Einspritzsprays durch das Einsaugen von Luft (auch air entrainment genannt) auf der Rückseite der Spraykeule und zum anderen bei hohen Einspritzdrücken mit entsprechend langgezogenen Einspritzstrahlen bis zum sogenannten Overmixing, welches ein Zünden auch vollständig verhindern kann [19, 22]. Deshalb kommt es bei der zündstrahlbasierten Dual-Fuel-Verbrennung auch zur teilweisen Umkehr der vom normalen Dieselmotor bekannten Zusammenhänge zwischen der Verschiebung des Einspritzzeitpunktes und der damit verknüpften Verlagerung des Brennbeginnes (vgl. Abbildung 2.4). Das eingesetzte Pilotinjektor-konzept, die Düsenauslegung und die gewählte Piloteinspritzstrategie haben einen wesentlichen Einfluss auf das Zünd- und Brennverhalten der Gasladung und die Schadstoffentstehung. Es gilt generell durch eine angepasste Auslegung der Düse und eine geeignete Platzierung des Injektors im Zylinderkopf möglichst kurze Brennwege zu realisieren, da es andernfalls zu erhöhten Brenndauern und damit verbunden zum Rückgang des Wirkungsgrades und

einem Anstieg der Methanemissionen kommt. Forschungsschwerpunkte beziehen sich in diesem Zusammenhang auf die Verkürzung der Brenndauern und die Intensivierung der Zündungseinleitung. Für eine detailliertere Darstellung der Zusammenhänge sei auf [23] und [24] verwiesen.

Der Dual-Fuel-Verbrennungsablauf kann nach [17] und [25] in insgesamt drei Phasen unterteilt werden:

- Phase I:

Die bis hierhin eingebrachte Pilotdieselmenge verbrennt vorgemischt und bildet erste Flammenkerne.

- Phase II:

Durch die Wärmefreisetzung der Pilotzündung kommt es zum Einsaugen des vorgemischten Brenngas-Luftgemisches und zu einer raschen Verbrennung im unmittelbaren Nahbereich der Dieseleinspritzkeulen. Die weiterhin eingebrachte Dieselmenge verbrennt diffusiv.

- Phase III:

Anschließend kommt es zu einem ersten intensiven Umsatz des mageren vorgemischten Erdgas-Luftgemisches. Dabei durchläuft eine turbulente Flammenfront von den Zündorten aus den Brennraum. Die dünne Flammenfrontoberfläche unterteilt dabei den Brennraum in die verbrannte und unverbrannte Zone. Durch Turbulenz kommt es zur Vergrößerung der Flammenfrontoberfläche und hierdurch zum Anstieg der Brenngeschwindigkeit.

UNFUG et al. gehen in [26] hingegen davon aus, dass die zur Zündung eingesetzte Dieselmenge bei frühen Einspritzlagen durch die hierdurch ausreichende Zeitspanne für die Kraftstoffaufbereitung zu einem ersten räumlich weit verteilten Energieumsatz im Brennraum führt. Anhand optischer Untersuchungen an einem sehr mager ($\lambda \geq 2$) betriebenen Großmotor konnte sowohl mit einem Vorkammer- als auch mit einem Dual-Fuel-Pilotzündsystem gezeigt werden, dass chemische Reaktionen zunächst in weiten Bereichen des Zylinders stattfinden. Gemäß der erfassten Brennverläufe kommt es anschließend aber zur Verlangsamung des Energieumsatzes ehe das Brenngas-Luftgemisch dann mit einer Flammenfront verbrennt. Dabei findet ca. die Hälfte des Energieumsatzes zeitlich betrachtet im sogenannten post-flame Bereich statt, also nachdem erste Umsätze in weiten Teilen des Brennraumes beobachtet werden konnten [26]. Dieses phänomenologische Verbrennungsmodell konnte qualitativ von GROCHOWINA in [27] anhand von Untersuchungen an einer Verbrennungszelle bestätigt werden. Die Messergebnisse der vorliegenden Arbeit stützen diesen Modellansatz ebenfalls (vgl. hierfür die frühen Phasen der Brennverläufe in Anhang A2 sowie in Abbildung 4.6). Um detailliertere Aussagen über die räumliche Verteilung der Zündungseinleitung und den weiteren Flammenfortschritt treffen zu können, wären zusätzliche Endoskopaufnahmen realer Verbrennungsvorgänge im Zylinder notwendig.

Schließlich kommt es zum Brennende hin in Wandnähe zum Flammenlöschen (engl.: flame quenching), wenn die Wärmeabfuhr über die angrenzenden Bauteile die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung übersteigt [28]. Hierdurch verbleiben im Wandbereich und in engen Brennraumspalten verfahrensbedingt unverbrannte Gemischreste, wodurch erhöhte CH_4 -Emissionen entstehen. Als zusätzlicher Mechanismus des Flammenlöschens muss der schnelle

Temperaturabfall im Brennraum beim Fortschreiten der Expansionsphase genannt werden. Dabei kommt es zum Erliegen der chemischen Verbrennungsreaktionen, weil die Flammengeschwindigkeiten durch die Temperaturabnahme zu gering werden [29] (vgl. Abbildung 2.8). Der zentrale Einfluss der Piloteinspritzung auf das gesamte Brennverfahren wird beispielhaft anhand der nachfolgenden Abbildung 2.4 erläutert. Die Messdaten stammen von dem für diese Arbeit verwendeten Versuchsträger und zeigen den Einfluss einer Variation des Piloteinspritzzeitpunktes bei nahezu konstanten Randbedingungen. Um das äußere Moment konstant zu halten wurde die Gasmenge während der Variation entsprechend nachgeführt. Es ist zu erkennen, dass es entgegen der Wirkmechanismen bei reiner Dieselverbrennung durch eine Verschiebung des Ansteuerbeginnes (AB) in Richtung später Einspritzlagen zu einer gegenläufigen Frühverschiebung von Brennbeginn (ϕ_{10}) und Schwerpunktlage der Verbrennung (ϕ_{50}) kommt. Die Brenndauern nehmen leicht ab. Nähert sich der Einspritzzeitpunkt der Pilotdieselmenge weiter dem Oberen Totpunkt an, steigen die Brenndauern erneut an. Die Klopfneigung nimmt dabei deutlich zu. Die oben beschriebene Zunahme des Zündverzuges bei frühen Einspritzlagen infolge der geringen Gastemperaturen und dem Ausdünnen des Pilotsprays konnte somit auch am Versuchsträger beobachtet werden. Die Zündverzüge sind dabei mit 40 bis 50 °KW vergleichsweise lang.

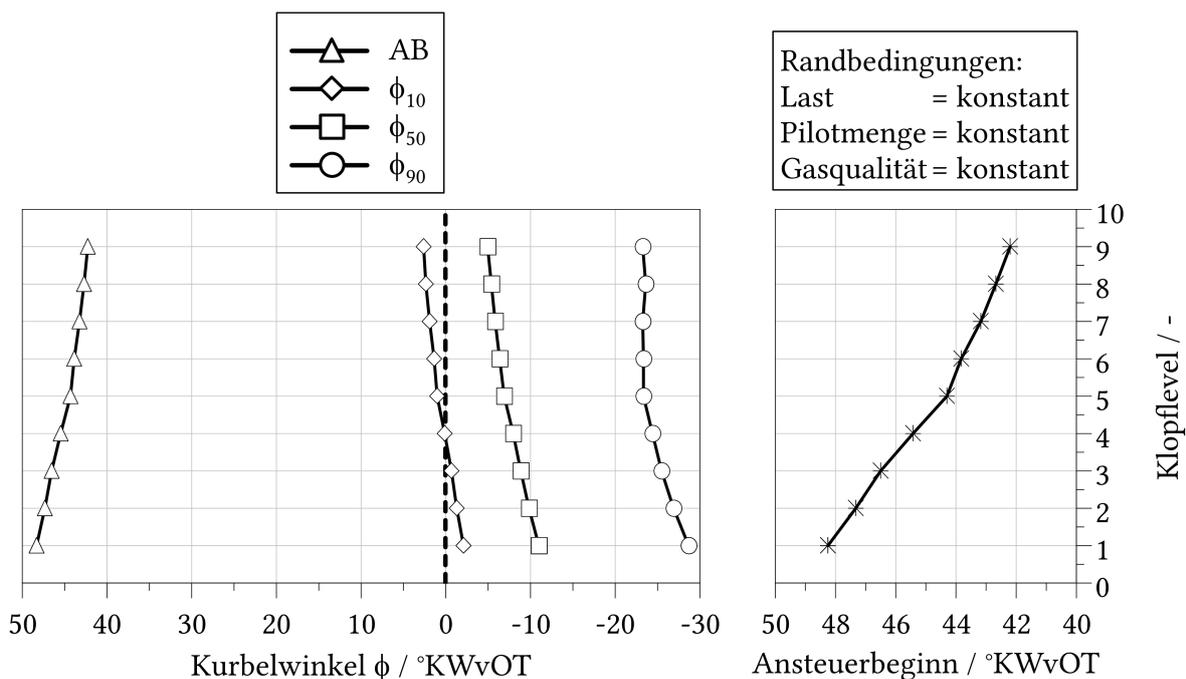


Abbildung 2.4

Darstellung des Einflusses einer Verstellung des Einspritzzeitpunktes der Pilotdieselmenge beim Niederdruck-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung: durch die Spätverschiebung des Einspritzzeitpunktes verlagern sich Brennbeginn (ϕ_{10}) und Schwerpunktlage (ϕ_{50}) nach „früh“ und die Brenndauer nimmt leicht ab; bei zu späten Einspritzlagen erfolgt eine erneute Zunahme der Brenndauer und die Klopfintensität nimmt deutlich zu.

Schadstoffentstehung

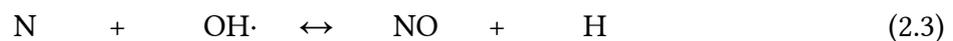
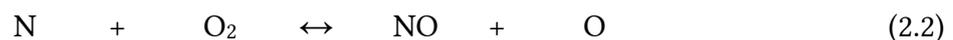
Nachfolgend werden die Entstehungsvorgänge und Quellen der dominierenden und gesetzlich reglementierten Abgasschadstoffe kurz erläutert. Weitere Abgasschadstoffe (z.B. CO, HC, N₂O) spielen vor dem Hintergrund der Themenstellung dieser Arbeit keine Rolle.

Stickoxide (NO_x)

Es gibt zwei wesentliche Entstehungsmechanismen für Stickoxide, die bei der motorischen Verbrennung von Erdgas Relevanz haben. Als NO_x wird dabei die Summe aus NO- (Stickstoffmonoxid) und NO₂- (Stickstoffdioxid) Emissionen zusammengefasst.

Thermisches NO

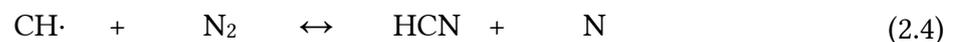
Die Bezeichnung folgt aus der Tatsache, dass die Bildung von NO_x erst bei sehr hohen Temperaturen (über 2100 K) und lokal ausreichend hohem Sauerstoffangebot stattfindet [30]. Grund hierfür ist die notwendige Aktivierungsenergie zur Aufspaltung der starken N₂-Dreifachbindungen nach Gleichung (2.1). Zuerst erkannte diesen Zusammenhang Y.A. Zeldovich im Jahr 1946, der den folgenden Reaktionsmechanismus formulierte:



Da die Reaktion aus Gleichung (2.1) relativ langsam abläuft, ist sie die geschwindigkeitsbestimmende Komponente des Mechanismus. Daraus folgt, dass zur Minimierung des thermischen NO_x insgesamt, diese Reaktion gehemmt werden muss. Möglichkeiten hierfür bestehen darin die Konzentration der Edukte in der Verbrennungsluft abzusenken oder die Temperaturen während der Verbrennung gering zu halten, wodurch jedoch der thermische Wirkungsgrad sinkt [31].

Promptes NO

Der Entstehungsmechanismus des Prompten NO, den C.P. Fenimore 1979 erstmals aufstellte, ist bislang noch nicht ausreichend untersucht. Der Grund liegt in der Abhängigkeit der Reaktion von Kohlenwasserstoffradikalen (CH-Radikalen), deren Bildung und Verbrauch bisher nicht vollkommen verstanden sind.



Die in einem ersten Schritt der Reaktion gebildete Blausäure (HCN), reagiert rasch über weitere Zwischenreaktionen zu NO. Aufgrund einer geringen Aktivierungsenergie läuft dieser Bildungsmechanismus bereits bei Temperaturen von etwa 1000 K ab. Des Weiteren ist bekannt, dass der Prozess unter brennstoffreichen Bedingungen innerhalb der Flammenfront abläuft, und somit stark von der Brennstoffverteilung im Brennraum abhängig ist [32].

Brennstoff-NO

Der in Teilen der Fachliteratur angegebene Entstehungsmechanismus von Brennstoff-NO sei hier vernachlässigt. Zwar ist für LNG laut der ISO 23306 ein maximaler Stickstoff-Gehalt von 1 Mol.-% zulässig, dieser ist jedoch nur als Begleitstoff und nicht in den Kraftstoffmolekülen enthaltenen. Er nimmt somit lediglich inert wie der in der Verbrennungsluft enthaltene Stickstoff an der Reaktion teil.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass 5-10 % über den Fenimore- und 90-95 % der Stickoxide über den Zeldovich-Mechanismus gebildet werden. Insgesamt bewegt sich die Stickoxid-Bildung beim Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung aber auf einem niedrigen Niveau, sodass die gesetzlichen Vorgaben gemäß IMO Tier III sehr gut darstellbar sind. Dies ist zum einen in der Verbrennung mit deutlichem Luftüberschuss ($\lambda \approx 2$) und zum anderen in den geringen Flammentemperaturen begründet.

Wie bei anderen motorischen Anwendungen liegt der NO_2 -Anteil im Rohabgas unterhalb des NO-Anteils an der volumetrischen Gesamtstickoxidemission. Der Unterschied fällt bei Dual-Fuel-Motoren jedoch weniger deutlich als bei PKW-Dieselmotoren aus. So lag der NO_2 -Anteil während der für diese Arbeit durchgeführten Messungen etwa im Bereich von 15 bis 25 % der Gesamt- NO_x -Emissionen (typische Werte für PKW-Dieselmotoren sonst bis ca. 5 % [10, 33]).

Methan (CH_4)

Die Methanemissionen stammen beim betrachteten Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Pilotzündung aus den nachfolgenden Quellen:

- Überspülverluste während des Ladungswechsels (Ventilüberschneidung) aufgrund der Gemischansaugung
- Ausstoß unverbrannten Methans aufgrund von Prozessen des Flammenlöschens (in Wandnähe, in engen Brennraumspalten und zum Brennende hin durch die fortschreitende Ausdünnung innerhalb der unverbrannten Zone)
- Methanemission aus der Kurbelraumventilation, die bei Großmotoren nur von Öldämpfen gereinigt und dann über die Abluft des Maschinenraumes abgeleitet wird

Zum einen kommt es durch die Gemischansaugung während des Ladungswechsels zum Überspülen von Frischladung während der Ventilüberschneidung. Zum anderen kann während der Verbrennung nicht das gesamte vorgemischte Brenngas-Luftgemisch von der Flammenfront erfasst werden. So kommt es beispielsweise in Wandnähe, in engen Brennraumspalten und zum Brennende hin durch die fortschreitende Ausdünnung innerhalb der unverbrannten Zone zum Flammenlöschen. Weitestgehend unbetrachtet sind in aktuellen Veröffentlichungen zum Thema noch die Methanemissionen, die aus der Kurbelraumventilation stammen. Diese wird bei Großmotoren typischerweise nur von Öldämpfen gereinigt und dann über die Abluft des Maschinenraumes abgeleitet. Messungen zur Quantifizierung des Anteils aus dieser Methanquelle lagen am verwendeten Versuchsträger nicht vor.

Es besteht hinsichtlich der Optimierung der beiden dominierenden Schadstoffe NO_x und CH_4 ein Trade-off (dargestellt in Abbildung 2.5), wie er analog von Dieselmotoren zwischen NO_x und PM (Partikel) bekannt ist. Dieser lässt sich durch aktuell in Serie befindliche innermotorische Maßnahmen noch nicht zufriedenstellend auflösen.

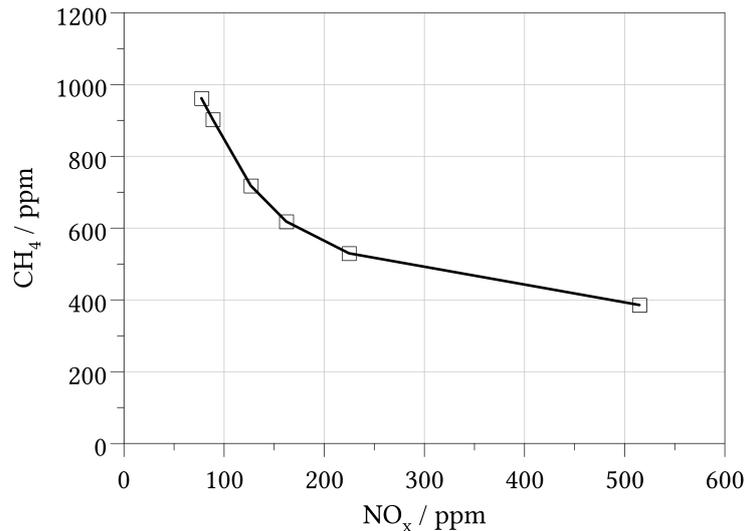


Abbildung 2.5 NO_x/CH₄ Trade-off bei gemischansaugenden Dual-Fuel-Motoren (dargestellte Messdaten stammen aus einer Pilotmengenvariation am verwendeten Versuchsträger mit festem Ansteuerbeginn, vgl. Abbildung 4.4)

Die nachmotorische Reduktion der CH₄-Emissionen in Katalysatoren ist durch die benötigten hohen Light-off-, aber gleichzeitig vergleichsweise geringen Abgastemperaturen der Großmotoren technisch anspruchsvoll. Hohe Edelmetallbeladungen zur Kompensation dieses Umstandes machen die Katalysatoren entsprechend teuer und gleichzeitig anfällig für Vergiftungserscheinungen durch Schwefelverbindungen und Wasserdampf [34, 35], sodass es derzeit keine Serienlösungen gibt. Die Lösung dieser Problematik ist Gegenstand aktueller Forschungsprojekte, wie beispielsweise IMOKAT II oder TEME2030⁺ [36, 37].

Schwefeloxide (SO_x)

Entsprechend der sehr geringen Schwefelanteile im LNG und im eingesetzten Dieselpilotkraftstoff, spielen Schwefeloxidemissionen bei Marineanwendungen keine Bedeutung. Die geltenden IMO Grenzwerte für Schwefelemissionen werden ohne zusätzliche Maßnahmen deutlich unterboten.

Partikel (PM)

Die Ruß- und Partikelemissionen von Dual-Fuel-Motoren, die nach dem Niederdruck-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung betrieben werden, sind durch die vorgemischte und weitgehend homogene Brenngas-Luftverteilung sehr niedrig und stammen im Wesentlichen aus der Phase des Pilotkraftstoffumsatzes und aus der anteiligen Verbrennung von Motorschmieröl. Durch die langen Zündverzögerungen (ZV) und die damit verbundene weitgehende Homogenisierung des Pilotdiesels liegen typische Werte der Filter Smoke Number (FSN) dennoch deutlich unter 0,1.

Treibhausgasemissionen (THG)

Die Treibhausgasemissionen von Großmarinemotoren sind aktuell nicht reglementiert und stellen auch keinen klassischen Luftschadstoff dar. Sie setzen sich aus der CO₂-Emission und weiteren klimaschädigenden Abgaskomponenten zusammen, deren schädigende Wirkungen in CO₂-Äquivalente (vgl. Tabelle A.1) umgerechnet werden. Dual-Fuel-Motoren besitzen bei optimaler Betriebsweise einen theoretischen CO₂-Vorteil von bis zu 26 % gegenüber konventionellen Dieselmotoren, welcher sich aus dem abgesenktem Kohlenstoffanteil des Methanmoleküls gegenüber klassischen flüssigen Marinekraftstoffen ergibt (siehe Anhang A6).

2.4 Gaskenngößen und Gaseigenschaften

Wie in Kapitel 2.1 geschildert, kommt es entsprechend der globalen Erdgasvorkommen zu schwankenden chemischen und physikalischen Eigenschaften, welche erhebliche Unterschiede im Zünd- und Brennverhalten zur Folge haben. Daher ist die Charakterisierung von Brenngasen für die motorische Anwendung von großer Bedeutung. In diesem Unterkapitel werden die hierbei gebräuchlichsten Größen eingeführt und erläutert.

Methanzahl (MZ)

Die Methanzahl gibt in Analogie zur Oktanzahl bei Benzinkraftstoffen die Klopfestigkeit für Brenngase an. Sie ist ein wichtiger Indikator für die Anwendbarkeit eines Gases in Verbrennungsmotoren und hat direkte Auswirkung auf konstruktive (z.B. Verdichtungsverhältnis) oder prozesstechnische (z.B. Zündzeitpunkt) Ausführungen von Gasmotoren.

Sie ist definiert als das Mischungsverhältnis zwischen Wasserstoff und Methan das unter identischen Betriebsparametern in einem Prüfmotor zu dem gleichen Klopfverhalten wie das zu bewertende Brenngas führt. Wasserstoff ist dabei eine Methanzahl von 0 (keine Klopfestigkeit) zugeordnet, während Methan eine Methanzahl von 100 (hohe Klopfestigkeit) besitzt. Ein Gas aus 30 Vol.-% Wasserstoff und 70 Vol.-% Methan hat hiernach also eine MZ von 70. Die Methanzahl wird heute über Rechenprogramme auf Basis der volumetrischen Brenngaszusammensetzung berechnet. Diese basieren nicht auf allgemeingültigen Berechnungsvorschriften und sind für die in Erdgasen typisch auftretenden Zusammensetzungen optimiert. Bei Anwendung für unübliche Brenngasgemische unterscheiden sich die MZ-Ergebnisse der verschiedenen Ansätze zum Teil erheblich [10, 29]. Der LKV nutzt für die Berechnung der MZ ein eigenes Berechnungswerkzeug, welches auf der von der AVL Deutschland GmbH im Rahmen von zwei FVV-Projekten in den Jahren 1968 und 1970 entwickelten Methodik beruht. Dabei werden entsprechend der volumetrischen Zusammensetzung ternäre Systeme aus jeweils drei Einzelgasen gebildet, aus denen dann die Methanzahl dieser Mischung abgeleitet wird. Dieser Vorgang wird entsprechend der Rechenvorschriften wiederholt, bis alle im Brenngas auftretenden Einzelgase abgebildet wurden [38–40].

Entsprechend der Berechnungsvorschriften kann die Methanzahl aber auch Werte > 100 annehmen. Dies ist der Fall, wenn das Brenngas größere Intergasanteile (z.B. Kohlenstoffdioxid oder Stickstoff) enthält, wie es beispielsweise bei Bio-, Koks- oder Deponiegas der Fall ist.

Hierdurch sinkt der Heizwert des Gases ab und der Brenngasmassenstrom muss bei leistungs-geregelten Motoren entsprechend angehoben werden, wodurch die Klopfneigung im realen Betrieb erneut zunimmt. Die Möglichkeit zum Anheben des Brenngasmassenstromes ist dabei jedoch durch die für die Gasdosierung zur Verfügung stehende Ventilöffnungsdauer begrenzt [41].

Neuere Veröffentlichungen [42] führen die MZ_{PKI} (Propane Knock Index) ein. Dabei wird eine Propan-basierte Skala definiert, bei der Methan einem Wert von 0 entspricht und deren Zahlenwerte mit zunehmendem Propananteil ansteigen. Anschließend wird diese Skala auf einen Bereich von 0-100 normiert, um sie mit den gängigen MZ-Berechnungsmethoden vergleichen zu können. Die Autoren geben für Zündkerzenmotoren hierdurch eine genauere Vorhersage der Klopfwahrscheinlichkeit von unkonventionellen Brenngasgemischen (z.B. mit erhöhtem Wasserstoffanteil) im Vergleich zur AVL oder MWM-Methode an [43]. Eine Berechnungsvorschrift der MZ_{PKI} wird in der ISO-Norm 23306 angegeben [2]. Eigene Vergleiche zwischen der am Lehrstuhl genutzten MZ-Berechnungsmethode auf Basis der AVL-Methode und der MZ_{PKI} ergaben Abweichungen von 1 bis 2 MZ-Einheiten, solange das Gas einem klassischen Erdgas entspricht, also etwa in einem MZ-Bereich von 100 bis 70 liegt. Trendveränderungen werden somit qualitativ gleichwertig wiedergegeben. Weicht das Brenngas jedoch deutlicher von herkömmlichem Erdgas in seiner Zusammensetzung ab, werden die Unterschiede größer. Durch die Berechnungsmethodik kann die MZ_{PKI} nur für einen Methanzahlbereich von $100 \geq MZ_{PKI} \geq 53$ angegeben werden.

Heizwert

Der Heizwert ist als die freiwerdende Wärmemenge bei einer vollständigen Verbrennung einer gegebenen Gasmenge in Luft definiert. Grundlage dafür ist ein konstant herrschender Druck während der Reaktion sowie eine identische Temperatur aller Verbrennungsprodukte bezogen auf die Reaktionspartner. Der Heizwert beinhaltet die thermische Energiemenge aller gasförmig vorliegenden Verbrennungsprodukte. Das bei der Verbrennung gebildete Wasser liegt beim unteren Heizwert (H_u) dabei gasförmig vor. Er ist somit um den Anteil der bei der Kondensation des Wassers im Verbrennungsgas freiwerdenden Wärmemenge geringer als der obere Heizwert (H_o) [44, 45].

Die ISO 6976 gibt ebenfalls ein Verfahren für die Berechnung des Heizwertes eines Brenngasgemisches basierend auf seiner molaren Zusammensetzung bei einer festgelegten Bezugstemperatur (t_1) an. Demnach ist der ideale molare Heizwert des Gemisches $\bar{H}^0(t_1)$ wie folgt definiert:

$$\bar{H}^0(t_1) = \frac{\sum_{j=1}^N x_j \cdot \bar{H}_j^0(t_1)}{\sum_{j=1}^N x_j \cdot M_j} = H_u \quad (2.5)$$

Dabei ist im Nenner der Gleichung die molare Masse des Stoffgemisches mit Hilfe der Einzelmolmassen der enthaltenen Stoffe und den jeweiligen Stoffmengenanteilen zu bestimmen

[44]. Entsprechend dem Gesetz von Dalton können unter der Annahme idealer Gase die Volumenanteile den Stoffmengenanteilen gleichgesetzt werden, sodass beispielsweise eine Bestimmung mittels eines Prozessgaschromatographen erfolgen kann [46].

Wobbeindex (W_i)

Der Wobbeindex dient der Bewertung des in einem Brennersystem (z.B. bei einer Heizungsanlage oder Gasturbine) darstellbaren Energieumsatzes bei schwankenden Gaszusammensetzungen. Derartige Brennersysteme sind in der Regel für einen bestimmten volumetrischen Durchfluss bei entsprechend abgestimmten Druckverhältnissen an der Brennerdüse ausgelegt. Kommt es zu einer Veränderung der Gaszusammensetzung erfolgt gleichzeitig auch eine Anpassung der Gasdichte, woraus sich ein veränderter Energieumsatz ergibt. Der Wobbeindex kann nun herangezogen werden, um durch das Nachregeln des Volumenstromes wieder den gewünschten Energieumsatz an der Brennerdüse herzustellen. Dies ist möglich da der Wobbeindex die Dichte des Brenngases nach der folgenden Gleichung berücksichtigt:

$$W_i = \frac{H_u}{\sqrt{d}} = \frac{H_u}{\sqrt{\frac{\rho_{\text{Brenngas i.N.}}}{\rho_{\text{Luft i.N.}}}}} \quad (2.6)$$

Er ist somit das Verhältnis des Heizwertes zur Wurzel der relativen Dichte. Weisen demnach zwei unterschiedliche Brenngase den gleichen Wobbeindex auf, so können sie ohne Veränderungen im selben Brenner verbrannt werden [47]. Für die Nutzung von Brenngasen in Motoren spielt er eine untergeordnete Rolle.

Laminare und turbulente Flammengeschwindigkeit (c_{FL} , c_{FT})

Um die Energieumsatzrate eines spezifischen Brenngases oder Gasgemisches bewerten zu können, werden Flammengeschwindigkeiten genutzt. Die laminare Flammengeschwindigkeit (c_{FL}) gibt dabei die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Flammenfront in einem ruhenden und vorgemischtem Brennstoff-Luft-Gemisch an und ist von der Reaktionskinetik in der Flammenfront sowie von Wärmeleitungs- und Diffusionsprozessen innerhalb der Flamme abhängig. Der sehr reaktionsfreudige Wasserstoff besitzt beispielsweise eine laminare Flammengeschwindigkeit von 240 cm/s, während das vergleichsweise stabile Methan nur 42 cm/s aufweist (jeweils unter stöchiometrischen Bedingungen im Normzustand in Luft, [10]; vgl. Tabelle 2.5). Für die Bestimmung einer lokalen laminaren Flammengeschwindigkeit im Normzustand kann die folgende Beziehung genutzt werden [29]:

$$c_{FL} = B_m + B_\lambda \left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda_m} \right)^2 \quad (2.7)$$

Hierbei ist λ_m das Luftverhältnis bei dem c_{FL} seinen maximalen Wert B_m annimmt. Dieser wird im leicht Unterstöchiometrischen ($\lambda < 1$) erreicht. Dabei gelten weiterhin die Parameter gemäß der nachfolgenden Tabelle.

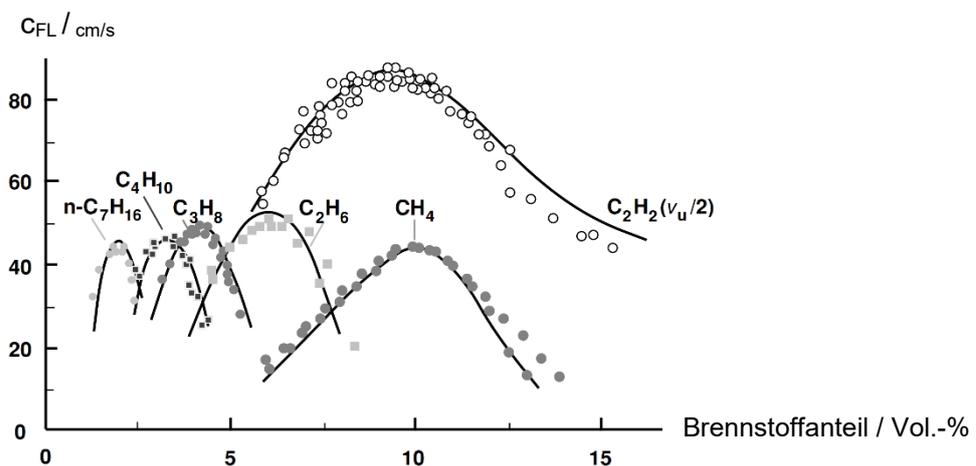
Tabelle 2.4 Beispiele anzuwendender Parameter gemäß Gleichung (2.7) für ausgewählte Kraftstoffe [29]

Brennstoff	λ_m	B_m	B_λ
	-	m/s	m/s
Methanol	0,90	0,369	-1,405
Propan	0,93	0,342	-1,387
Isooktan	0,88	0,263	-0,847
Benzin	0,83	0,305	-0,549

Jedoch ist die Flammenausbreitung in einem realen motorischen Prozess aufgrund von komplexen Strömungsfeldern im Brennraum äußerst turbulent, sodass es zum sogenannten Falten der laminaren Flammenfront kommt. Hierdurch wird die Oberfläche der Flammenfront deutlich vergrößert und die Energieumsatzrate insgesamt deutlich gesteigert. Dieser Vorgang wird durch die turbulente Flammgeschwindigkeit c_{FT} beschrieben [45, 48].

$$c_{FT} = c_{FL} \frac{A_T}{A_L} \quad (2.8)$$

Einfluss auf die Turbulenz zum Zeitpunkt der Verbrennung hat das allgemeine Strömungsfeld, welches durch die Ladungsbewegung entlang der Einlasskanäle, die Brennraumgeometrie (Zylinderkopf und Kolbenmulde) und die Motordrehzahl beeinflusst wird [29]. Die Brennräume mittelschnelllaufender Dual-Fuel-Motoren basieren üblicherweise auf Dieselmotoren mit vergleichsweise wenig Drall und Ladungsbewegung.

Abbildung 2.6 Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit von der Brenngas-Luftzusammensetzung bei $p = 1$ bar und $T = 298$ K, nach [31]

Die Abbildung 2.6 veranschaulicht noch einmal die Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit von der Gemischzusammensetzung für ausgewählte Brenngase. In Abhängigkeit der chemischen Zusammensetzung eines Brenngases variiert somit auch die laminare Flammgeschwindigkeit und damit die Energieumsatzrate bei der motorischen Verbrennung [31, 49]. Aus der Abbildung ist weiterhin zu erkennen, dass es bei einer Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses zu einer Abnahme der Flammgeschwindigkeit kommt. In der realen Anwendung im Motor würde hierdurch die Brenndauer (BD) deutlich zunehmen. Diesem Zusammenhang kann jedoch durch eine Erhöhung des Turbulenzgrades (vorallem durch eine entsprechende Brennraumgestaltung) entgegengewirkt werden.

In Ergänzung zu den in der Abbildung 2.6 dargestellten Zusammenhängen wurde der Einfluss eines erhöhten Propananteils in einem Methangrundgas rechnerisch ermittelt. Die Auswirkungen auf die laminare Flammgeschwindigkeit liefern einen ersten Hinweis auf die zu erwartenden Veränderungen des Brennverhaltens am Versuchsträger bei Anwesenheit erhöhter Propananteile im Brenngas (vgl. Abbildung 2.9 sowie Kapitel 4.1).

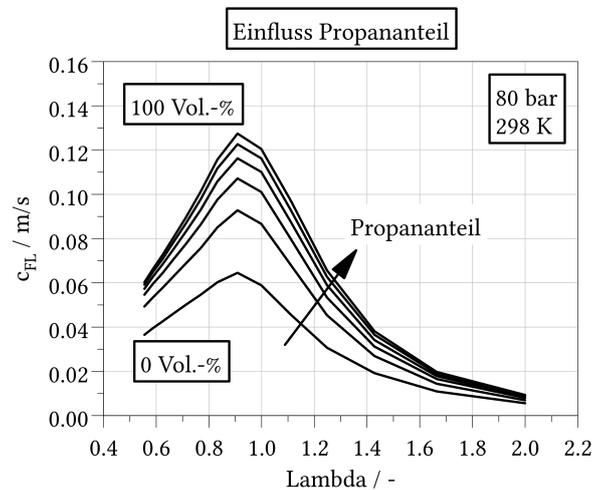


Abbildung 2.7 Einfluss eines erhöhten Propananteils auf die laminare Flammgeschwindigkeit eines Methangrundgases bei 80 bar und 298 K, dargestellt in 20 %-Schritten; berechnet mittels OpenSource Chemieinformatik-Software Cantera unter Verwendung eines Chemie-Reaktionsmechanismus zur Beschreibung der Oxidation von Kohlenwasserstoffen [50]

Problematisch ist die messtechnische Bestimmung von Flammgeschwindigkeiten unter realen motorischen Bedingungen (Druck und Temperatur). AMIRANTE, et al. fassen den Stand der Technik zur Berechnung der laminaren Flammgeschwindigkeit für weite Druck- und Temperaturbereiche in [51] zusammen. RATZKE stellt in [49] umfangreiche Simulationen zur Bestimmung der laminaren Flammgeschwindigkeit vor. Dabei geht er auch detailliert auf die Einflüsse der während des Brennstoffumsatzes herrschenden Druck- und Temperaturverhältnisse sowie die Abhängigkeit vom gewählten Brenngas-Luftgemisch ein. Demnach gibt

es eine starke Abhängigkeit von der herrschenden Brennraumtemperatur und eine leichte Abhängigkeit vom Brennraumdruck, da hierdurch der Partialdruck der Reaktionspartner erhöht wird. Diese Zusammenhänge werden in der nachfolgenden Darstellung veranschaulicht.

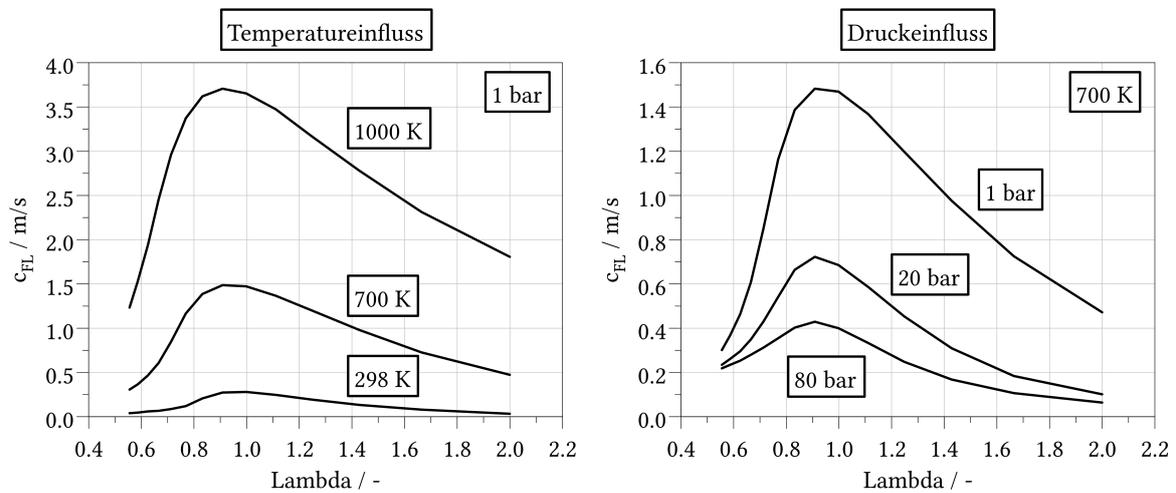


Abbildung 2.8 Darstellung des Temperatur- (steigernd) und Druckeinflusses (senkend) auf die laminare Flammgeschwindigkeit bei der Verbrennung von Methan; berechnet mittels OpenSource Chemieinformatik-Software Cantera unter Verwendung eines Chemie-Reaktionsmechanismus zur Beschreibung der Oxidation von Kohlenwasserstoffen

Die Abhängigkeit der Umsatzgeschwindigkeit von der Brenngaszusammensetzung kann auch in der konkreten motorischen Anwendung beobachtet werden. So wurde an dem in dieser Arbeit verwendeten Versuchsträger eine Messreihe aufgenommen, bei der dem Brenngas zur Absenkung der Methanzahl Propan zugemischt wurde. Bei konstantem Ansteuerbeginn (AB) der Pilotdieseleinspritzung resultiert die Schwerpunktlage (ϕ_{50}) aus dem Brennverlauf. In der in Abbildung 2.9 dargestellten Messreihe wurde lediglich die Gasmenge so angepasst, dass ein möglichst konstanter indizierter Mitteldruck (p_{mi}) erreicht wurde. Die Darstellung gibt einen ersten Ausblick auf die in Kapitel 4 analysierten Zusammenhänge.

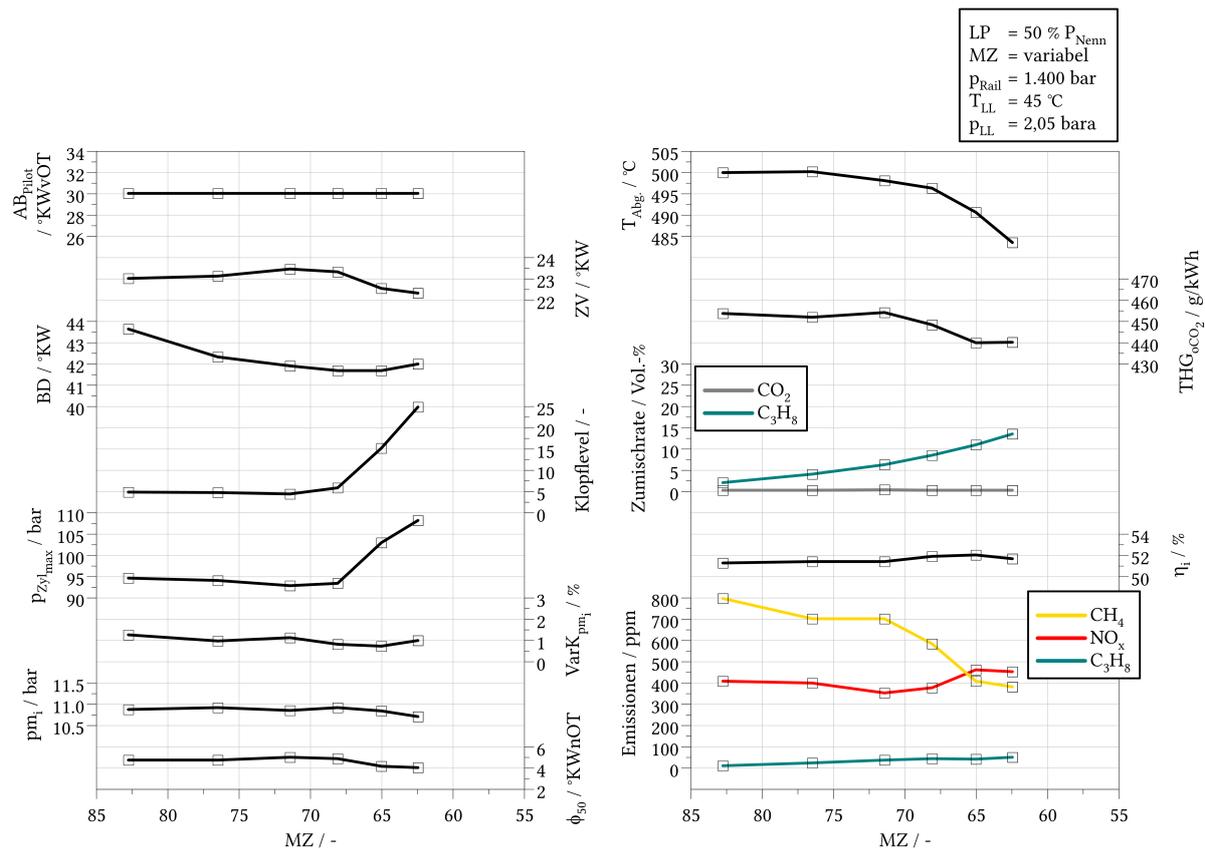


Abbildung 2.9 Auswirkung einer Methanzahlveränderung auf die Brenneigenschaften im Stationärbetrieb bei festem Ansteuerbeginn (AB) der Piloteinspritzung bei 50 % P_{Nenn}

Die Brenndauer nimmt durch das Zumischen des Propans zum Grunderdgas ab. Begründet ist dies in der höheren laminaren Flammgeschwindigkeit des Propans im Vergleich zum Methan, welches mit einem Anteil von ca. 95 Vol.-% der Hauptbestandteil des genutzten Grundgases zu Beginn der Messreihe war. Der Zündverzug (ZV) variiert während der Variation der Methanzahl zunächst nur leicht, nimmt dann aber ab einer MZ von 70 deutlich ab, da die Auswirkungen des reaktionsfreudigeren Propans nun überwiegen. Die Abnahme der Abgastemperatur zum Ende der Messreihe ist auf eine Frühverschiebung des Verbrennungsschwerpunktes ϕ_{50} und damit auf eine Zunahme des Wirkungsgrades in Folge der Veränderung der Brenngaszusammensetzung zurückzuführen. Zusätzlich muss berücksichtigt werden, dass der Anteil des Propans mit etwa 13,5 Vol.-% zum Ende der Versuchsreihe noch vergleichsweise gering ist. Die Auswirkung auf die motorische Verbrennung, insbesondere auf das Klopfverhalten und den Zylinderspitzenruck, sind aber bereits deutlich erkennbar. Auf diese wird detailliert in Kapitel 4 eingegangen.

Stöchiometrischer Luftbedarf (L_{St}) und Verbrennungsluftverhältnis (λ)

Der Luftbedarf beschreibt das Verhältnis aus benötigter Luftmasse je eingesetztem Kilogramm Brennstoff bei vollständiger Verbrennung, also stöchiometrischen Bedingungen.

Da die bei der motorischen Anwendung eingesetzte Luftmenge aber häufig vom stöchiometrischen Fall abweicht, wird das Verbrennungsluftverhältnis genutzt um anzugeben, wieviel Luft dem Motor im Vergleich zum stöchiometrischen Fall zugeführt wird.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{L_{St} \cdot \dot{m}_{Kr}} \quad (2.9)$$

Luftverhältnisse von $\lambda < 1$ werden als fett bezeichnet und kennzeichnen eine unvollständige Verbrennung. Es steht nicht ausreichend Sauerstoff für den Umsatz zur Verfügung und unverbrannter Kraftstoff bleibt zurück. Luftverhältnisse von $\lambda > 1$ charakterisieren eine magere Verbrennung unter Luftüberschuss. λ kann zusätzlich zur Messung der Luft- und Kraftstoffmasse, wie in Gleichung (2.9) beschrieben, auch aus einer Abgasmessung bestimmt werden [10, 52]. Wichtig ist dabei, dass das messtechnisch erfassbare und dadurch fehlerbehaftete λ (z.B. durch Überspülverluste) dabei stets einen globalen Mittelwert angibt, während das lokale Luftverhältnis an der Flammenfront hiervon abweicht.

Neben den hier in Kapitel 2.4 erläuterten Kenngrößen gibt es eine Reihe weiterer Größen durch die ein Brenngas beschrieben werden kann. Die folgende Tabelle zeigt einen Auszug dieser Größen. Für eine umfassende Darstellung mit weiteren Brenngasen und Stoffgrößen sei auf die vollständige Tabelle A.1 im Anhang A1 verwiesen.

Tabelle 2.5 Stoffdaten und Kenngrößen verschiedener Brenngase im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff, Auszug, nach [10, 53–57];)¹ unter stöchiometrischen Bedingungen im Normzustand,)² Russland,)³ Siedende

Stoffname		Diesel (EN590)	Erdgas H) ²	LNG	Wasser- stoff	Methan
Chemische Formel		-	-	-	H ₂	CH ₄
HC-Verhältnis	-	1,88	3,93	3,5 - 4	-	4
Unterer Heizwert	MJ/kg	42,6	49,08	50	119,933	50,024
Lam. Flammgeschw.) ¹	cm/s	-	35-45	35-45	240	42
Mindestluftbedarf	kg/kg	14,6	16,78	16,8 – 17,3	34,48	17,27
THG-Gefährdungspotenzial	CO ₂ -Äq.	-	-	-	6	28
Methanzahl	-	-	90	65 - 100	0	100
Dichte gasf. (0 °C, 1013 mbar)	kg/m ³	-	0,746	-	0,0899	0,7175
Dichte verfl. (am Siedepunkt)	kg/m ³	832,5	-	450	70,79	422,60
Speichervolumen in Dieselläq.	%	100%	-	158%	418%	168%
Untere Explosionsgrenze	Vol.-%	-	4	-	4,0	4,4
Obere Explosionsgrenze	Vol.-%	-	17	-	77,0	17,0
Mindestzündenergie	mJ	-	≈ 0,28	≈ 0,28	0,016	0,28
Zündtemperatur	°C	225	575-640	550-640	510	605
Siedetemperatur	°C	370) ³	-	-162	-253,0	-161,5

Die in der Tabelle aufgeführten Eigenschaften haben einen Einfluss auf die Anwendbarkeit der Brenngase im motorischen Prozess. Insbesondere bei der Anwendung der Gasgemische Erdgas, bzw. LNG ist ersichtlich, dass die schwankenden Anteile der Einzelgase erhebliche Auswirkungen auf die Verbrennungseigenschaften haben. Auch Auswirkungen auf die notwendige Anlagentechnik lassen sich aus der Tabelle ableiten. Exemplarisch seien hier die volumetrische Energiedichte (Tankgröße) und die Siedetemperatur (Tankisolation) genannt.

2.5 Verbrennungsanomalien

Bei jeder motorischen Verbrennung kommt es zum Auftreten von zyklischen Schwankungen. Damit werden Abweichungen und Veränderungen im Verbrennungsablauf von einem Zyklus zum nächsten bezeichnet. Die Ursachen hierfür können vielfältig sein [58]:

- Unterschiede in der Restgasmenge nach Beendigung des Ladungswechsels
- Unterschiede im lokalen Strömungsfeld durch Turbulenz
- Abweichungen in der zudosierten Kraftstoffmenge
- Inhomogenitäten bei der Gemischbildung
- Hierdurch lokal deutlich abweichende Verbrennungsluftverhältnisse
- Unterschiede in der eingebrachten Zündenergie

Um diese zyklischen Schwankungen quantifizieren zu können, werden in der Motorenforschung Methoden der thermodynamischen Analyse genutzt, welche aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf Vergleichsgrößen ableiten. Eine Möglichkeit der Beurteilung der Ausprägung der Schwankungen ist der Variationskoeffizient (VarK) oder auch engl. Coefficient of Variation (CoV) des Mitteldruckes. Zur Berechnung wird die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes p_{m_i} nach Gleichung (2.10) gebildet und diese anschließend auf den Ensemblemittelwert des indizierten Mitteldruckes bezogen (2.11) [28, 59].

$$\sigma_{p_{m_i}} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_{m_i} - \overline{p_{m_i}})^2} \quad (2.10)$$

$$\text{VarK}_{p_{m_i}} = \frac{\sigma_{p_{m_i}}}{\overline{p_{m_i}}} \cdot 100 \% \quad (2.11)$$

Je nach betrachteter Motorenkategorie ergeben sich für den jeweiligen Motor typische Werte für den VarK. Ottomotorische Verbrennungsprozesse weisen dabei allgemein größere Schwankungen auf als dieselmotorische. In der Verbrennungsentwicklung stellt der VarK weiterhin eine wichtige Zielgröße dar, weil er ein Maß für die Laufruhe des Motors ist. Jede Abweichung vom idealen Verbrennungsablauf bedeutet dabei einen Wirkungsgradnachteil und ansteigende Abgasemissionen. Magert das Kraftstoffluftgemisch zu stark ab, steigt der VarK an. Ab Werten von ca. 5 % ist typischerweise die Zündaussetzergrenze erreicht und ein sicherer Motorbetrieb kann nicht mehr gewährleistet werden [60].

Neben den nicht vermeidbaren zyklischen Schwankungen mit eher geringen Auswirkungen auf die Lebensdauer des Aggregates gibt es jedoch auch Verbrennungsvorgänge, die sehr kurzfristig und stochastisch auftreten können und in der Lage sind das Triebwerk mechanisch zu schädigen. Da die Gefahr des Auftretens dieser Verbrennungsanomalien insbesondere bei der Anwendung variierender Gasqualitäten groß ist, sollen diese näher erläutert werden. Hinzu kommt, dass die Kennfeldbereiche, in denen ein Optimum aus hohem Wirkungsgrad und geringen Emissionen erreicht werden kann, in sehr engen Grenzen von den Bereichen der Verbrennungsanomalien umschlossen werden. Diesen Sachverhalt stellt die Abbildung 2.10 schematisch dar.

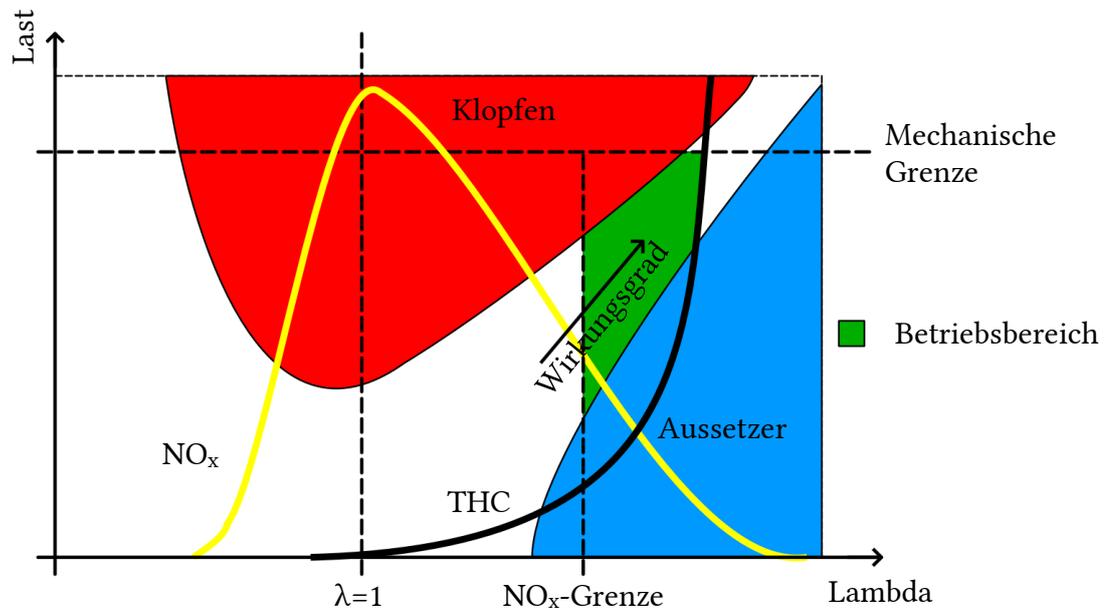


Abbildung 2.10 Arbeitsbereich von Dual-Fuel-Motoren in Relation zur Klopfgrenze und Aussetzergrenze, nach [61]

Es ist zu erkennen, dass der nutzbare Kennfeldbereich hin zu kleinen Lambdawerten von der Klopfgrenze und den maximal zulässigen Stickoxidemissionen gebildet wird, während die Grenze hin zu hohen Lambdawerten von Aussetzern und den maximal zulässigen Kohlenwasserstoffemissionen (engl.: THC = Total Hydrocarbons) gebildet wird. Die existierenden Verbrennungsanomalien werden nachfolgend erläutert.

Vorentflammung

Vorentflammungen können auftreten, wenn durch entsprechende Mechanismen an einem Ort im Brennraum Zündbedingungen erreicht werden bevor die eigentliche Fremdzündung durch Zündkerze oder Pilotzündstrahl eingeleitet wird. Zu diesen Mechanismen gehört das Entzünden an heißen Partikeln, Öltröpfchen oder Ablagerungen. Die Abgrenzung gegenüber einer Glühzündung wird anhand des stochastischen Auftretens einzelner Vorentflammungen definiert, wohin Glühzündungen nach ihrem ersten Auftreten selbsterhaltend und -verstärkend sein können. Vorentflammungen sind vor allem für Zündkerzen-gezündete Gasmotoren ein leistungsbegrenzender Faktor. Für Dual-Fuel-Motoren spielen sie eine eher untergeordnete Rolle [29].

Zündaussetzer

Wird das Verbrennungsluftverhältnis zu stark abgemagert, kann es zum Ausbleiben oder einer stark verminderten Entflammung des Brenngas-Luftgemisches in einzelnen Zyklen kommen. Ursächlich ist hierfür, dass in diesem Fall die Bedingungen für die Ausbildung einer stabilen Flammenfront im Bereich der Zündkerze oder entlang der Pilotzündstrahlen nicht erreicht werden. Als Folge wird unverbranntes Gemisch in den Abgastrakt ausgestoßen, wodurch die Kohlenwasserstoffemissionen des Motors massiv ansteigen. Durch das Ausbleiben der Verbrennung können durch abnehmende Bauteiltemperaturen im Zylinder auch die Zündbedingungen für nachfolgende Zyklen verschlechtert sein. Für den Brennraum selbst stellen Zündaussetzer keine mechanische Gefahr dar, jedoch kann es zu heftigen Nachreaktionen im Abgaspfad kommen [28]. Neben der Laufruhe verschlechtert sich durch einen Betrieb entlang der Aussetzergrenze der Wirkungsgrad und die erzielbare Motorleistung erheblich.

Klopfende Verbrennung

Da beim Dual-Fuel-Motor mit Niederdruck-Brennverfahren und Pilotzündung ein Gemisch aus Frischluft und Brenngas verdichtet wird, kann es auch bei diesen Anwendungen zum Klopfen kommen. Die hiervon für den Motorbetrieb ausgehenden Gefahren sind denen des Ottomotors ähnlich. Eine klopfende Verbrennung ist dabei durch eine nach dem Zeitpunkt der Pilotzündung auftretende Selbstzündung charakterisiert. Dabei kommt es innerhalb der von der fortschreitenden Flammenfront noch nicht erfassten Frischladung infolge des Druck- und Temperaturanstieges durch die Hauptverbrennung zum Erreichen der Selbstzündbedingungen. Die hierdurch ausgelöste zweite Reaktionsfront führt zu sehr schnellen Energieumsätzen und hohen Druckgradienten, welche sich im Brennraum wellenartig ausbreiten und die typischen klopfenden oder klingelnden Geräusche verursachen [28, 29, 62, 63].

Die Abbildung 2.11 zeigt mehrere Zyklen mit stark klopfender Verbrennung die an dem in dieser Arbeit verwendeten Versuchsträger aufgenommen wurden. Dargestellt ist der Zylinderinnendruck über dem Kurbelwinkel in einem Wasserfalldiagramm. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Klopfintensität zwischen den Einzelzyklen starken Schwankungen unterliegt.

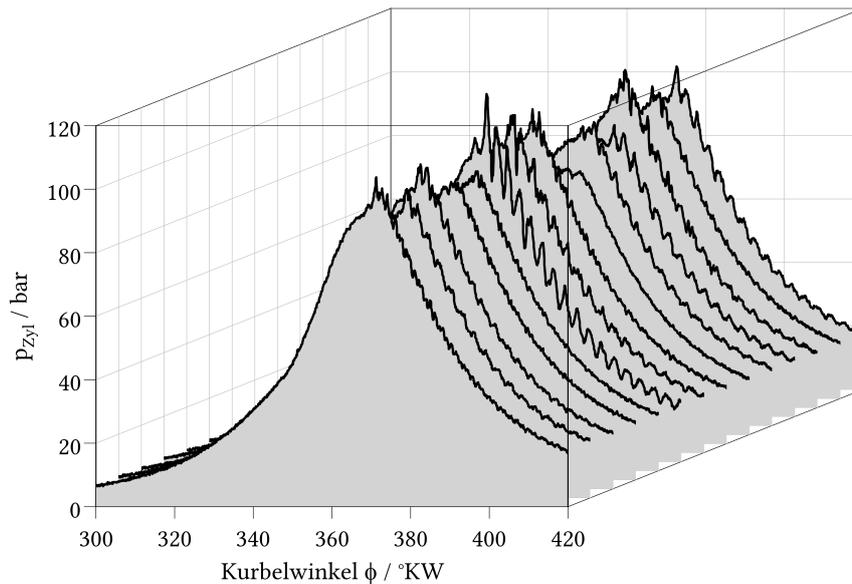


Abbildung 2.11 Wasserfalldiagramm klopfender Arbeitsspiele. Dargestellt sind 14 Zyklen mit unterschiedlicher Klopfintensität, aufgenommen am verwendeten Versuchsträger. (Betriebsbedingungen: 50 % P_{Nenn} , 40 Ma.-% Propanzumischung zum Brenngas, MZ = 56)

Die Ausbildung klopfender Verbrennung wird durch die nachfolgenden Punkte begünstigt [29]:

- Hohe Verdichtungsverhältnisse
- Hohe Ladelufttemperaturen
- Hohe Motorlast, sodass die Brennraumoberflächen hohe Temperaturen aufweisen
- Lange Brenndauern durch:
 - Geringe Drehzahlen, sodass ausreichend Zeit für die Entstehung von Klopfen zur Verfügung steht
 - Verwendung von Brenngasen mit geringen MZ
 - Großer Brennraum mit langen Flammenwegen
 - Geringes Turbulenzniveau und hierdurch geringe Flammenfrontgeschwindigkeiten

Um im motorischen Betrieb Maßnahmen gegen das Auftreten klopfender Arbeitsspiele ergreifen zu können, ist zunächst die messtechnische Erfassung dieser Vorgänge entscheidend. Generell gibt es zwei Arten der Erfassung. Zum einen werden Klopfensensoren verwendet, die als seismische Sensoren den entstehenden Körperschall aufnehmen. Über entsprechende Steuergeräteroutinen kann hieraus die Klopfintensität ermittelt werden. Diese Sensoren werden üblicherweise aufgrund ihrer günstigen und kompakten Bauweise zur Zündzeitpunktregelung an Ottomotoren verwendet [64]. Zum anderen kann eine Indizierung des Zylinderinnendruckes mit anschließender Filterung verwendet werden, um Informationen über die

Klopfintensität zu gewinnen (vgl. Kapitel 3.4). Da das Verfahren jedoch teure Zylinderdrucksensoren voraussetzt, ist es nur für den Großmotorenbereich oder Sonderanwendungen im Serieneinsatz nutzbar [65].

Durch klopfende Verbrennungen drohen innerhalb kurzer Zeit massive Motorschäden (siehe Abbildung 2.12). Diese reichen von erosionsähnlichen Abtragungen im Feuersteg- und Muldenbereich bis hin zu Ringsteg- oder Kolbenbolzenbrüchen [66]. Zusätzlich wird das Stickoxidniveau im Abgas deutlich angehoben. Das Auftreten klopfender Verbrennung ist daher durch geeignete Gegenmaßnahmen zu begrenzen. Auf diese wird in Kapitel 4.2 näher eingegangen.



Abbildung 2.12 Motorschaden infolge klopfender Verbrennung: thermisch überlastete Kolbenkronen (linkes Bild) und dadurch zerstörte Honung der Laufbuchse (rechtes Bild)

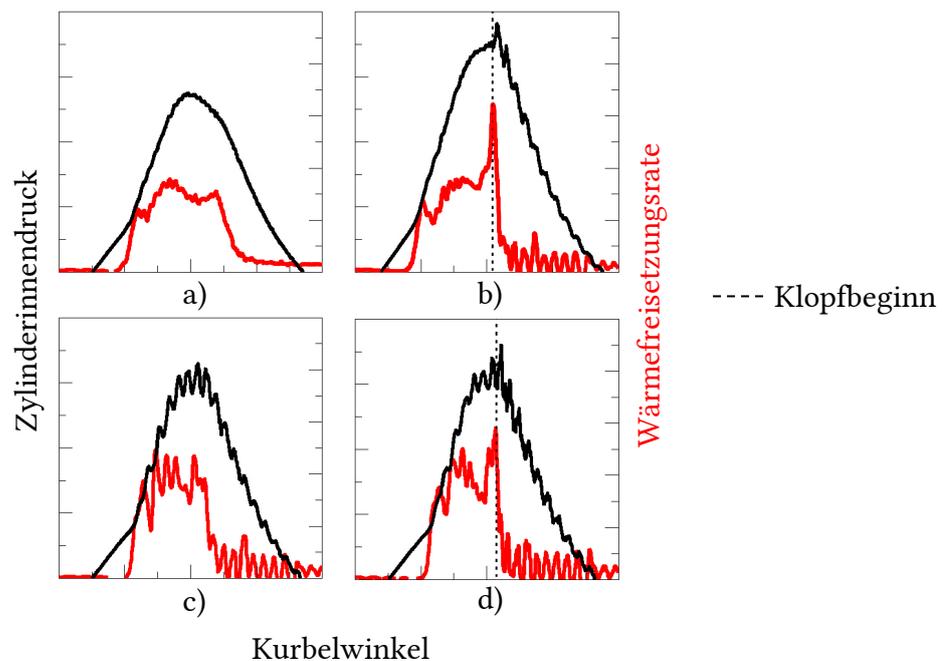
Ringring

Der Begriff Ringring (im Deutschen auch Motorklingeln genannt) ist in der Motorentechnik nicht eindeutig belegt. Teilweise wird er synonym zum klassischen Klopfen verwendet. Im Fall der Dual-Fuel-Brennverfahren, etabliert er sich durch Veröffentlichungen als Beschreibung von Selbstzündungsvorgängen im Bereich deutlich vor dem oberen Totpunkt. Diese werden demnach durch das Erreichen der Zündbedingungen im vorgemischtem Dieselanteil der Pilotzündmenge erzeugt. Die nachfolgenden Faktoren begünstigen laut Literatur das Auftreten dieses Verbrennungsphänomens:

- Anwendung eines verhältnismäßig hohen Anteils des Pilotkraftstoffes (> 5 % des gesamten Energiegehaltes), sodass ein großer Energieanteil innerhalb der vorgemischten Verbrennungsphase umgesetzt wird,
- Gleichzeitige Nutzung hoher Piloteinspritzdrücke, sodass es zu einer besonders intensiven Homogenisierung des Pilotkraftstoffes durch den Effekt des air entrainments kommt [19],
- Und frühe Einspritzzeitpunkte der Pilotmenge, da hierdurch viel Zeit für die Verdampfung und Gemischbildung zur Verfügung steht [67].

Somit kommt insbesondere dem Düsendesign eine hohe Bedeutung in Hinblick auf die Ausprägung einer klingelnden Verbrennung zu, da diese maßgeblich die Gemischaufbereitung beeinflusst [65].

Klassische Klopfkennungsalgorithmen können das Auftreten des Ringings nicht in allen Betriebszuständen von einem Klopfen (nach dem oberen Totpunkt) unterscheiden, sodass es in diesem Bereich aktuell Weiterentwicklungsbedarf im Bereich der Dual-Fuel-Motoren gibt. Die Abbildung 2.13 zeigt die Unterscheidungen und Abgrenzungen der einzelnen Verbrennungsphänomene an einem schnelllaufenden Versuchsträger anhand von entsprechenden Druck- und Heizverläufen. Demnach tritt das Ringing bereits deutlich vor dem Brennbeginn (ϕ_{10}) der Hauptladung aus Brenngas und Luft und somit noch vor dem Erreichen des oberen Totpunktes auf. Es kann einzeln auftreten (Bildausschnitt c)), oder aber auch in Kombination mit einem anschließenden Klopfereignis (Bildausschnitt d)). Ringing konnte im Zuge der für diese Arbeit durchgeführten Versuchsreihen ebenfalls beobachtet werden (siehe Kapitel 5.3). In der Literatur wird ein Zusammenhang klingelnder Verbrennung mit dem Auftreten von Motorschäden nicht einheitlich bewertet [65, 68, 69]. Aus eigenen Untersuchungen am Lehrstuhl können Beschädigungen infolge von Ringing nicht bestätigt werden.



- a) Zyklus ohne Ringing, ohne Klopfen b) Zyklus ohne Ringing, mit Klopfen
 c) Zyklus mit Ringing, ohne Klopfen d) Zyklus mit Ringing, mit Klopfen

Abbildung 2.13 Unterscheidung zwischen Ringing und Klopfen am Dual-Fuel-Motor, nach [67].

Die Abbildung 2.14 stellt die unterschiedlichen Verbrennungsanomalien schematisch gegenüber (ohne Teilplot d) aus Abbildung 2.13). Darin sind die voneinander abweichenden Zündorte und die Form der Druckwellenausbreitung gut erkennbar. Die schädigende Wirkung der klopfenden Verbrennung ist demnach neben der reinen mechanischen und thermischen Überlastung von Bauteilen auch auf die Störung der thermischen Grenzschicht zurückzuführen, durch die der Ölfilm der Laubbuchse beeinträchtigt werden kann [70].

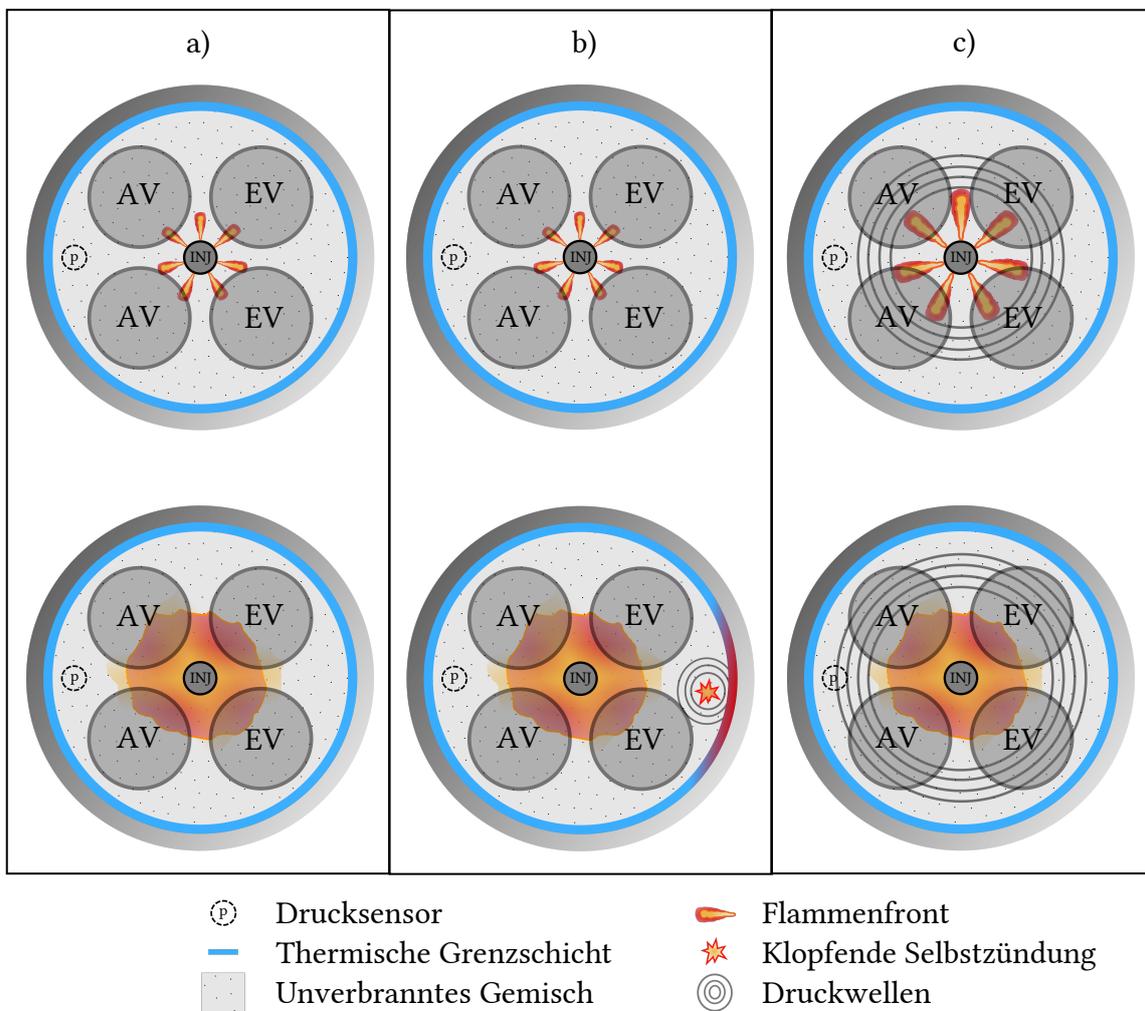


Abbildung 2.14 Schematische Darstellung regulärer, klopfender und ringender Verbrennungen:

- reguläre Zündungseinleitung mit anschließender Verbrennung,
- reguläre Zündungseinleitung mit anschließender klopfender Verbrennung des Brenngas-Luftgemisches und
- ringende Zündungseinleitung des vorgemischt verbrennenden Dieselteils und anschließender Verbrennung

2.6 Brennverfahrensregelung an Dual-Fuel-Motoren

Ausgehend von der Analyse der Brenngasqualität und dem möglichen Auftreten von Verbrennungsanomalien gibt es Bemühungen der Motorhersteller und Zulieferer auf diese ungewollten Verbrennungsanomalien durch Gegenmaßnahmen Einfluss zu nehmen. Dies ist notwendig, da es andernfalls zu Wirkungsgradeinbußen, einer Verschlechterung des Emissionsverhaltens und Motorschäden kommt. Je nach Motorenbauart können dabei unterschiedliche Eingriffe vorgenommen werden. Fremdgezündeten monovalenten Gasbrennverfahren steht als schnelle Gegenmaßnahme nur die Spätverstellung des Zündzeitpunktes zur Verfügung [71]. Darüber hinaus kann die Abgasrückführrate (AGR-Rate) zur gezielten Verbrennungsführung bei diesem Brennverfahren genutzt werden. Bei Dual-Fuel-Motoren sind die Optionen durch die zwei vorhandenen Kraftstoffsysteme deutlich weitreichender. Eine AGR findet jedoch beim Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Pilotzündung in Marineapplikationen keine Anwendung, da die Stickoxidgrenzwerte nach IMO Tier III auch ohne diese kostenintensive Technologie eingehalten werden können.

Eine wesentliche Voraussetzung zur effektiven Einflussnahme auf den Verbrennungsprozess bei Großgasmotoren ist die zylinderselektive Dosierung des Brenngases. Diese ist bei modernen Dual-Fuel-Motoren Stand der Technik und ermöglicht einen Abgleich der Zylinder untereinander (auch als Cylinder Balancing bezeichnet). Die an einem Vollmotor auftretenden Unterschiede in der zugeführten Luftmasse oder auch abgasseitige Fluktuationen im Gegen-druckverhalten können hierdurch ausgeregelt werden. Die Performance aller Zylinder kann optimiert und der Gesamtmotorbetrieb deutlich verbessert werden. Stehen die technischen Voraussetzungen für Cylinder Balancing nicht zur Verfügung, ist der Zylinder mit der schlechtesten Performance bestimmend für den Gesamtmotor [72]. Darüber hinaus kann sehr wirkungsvoll über Eingriffe in die Ventilsteuerzeiten durch teilvariable Systeme (z.B. ABB VCM®) Einfluss auf eine sich verändernde Verbrennungscharakteristik des Gases genommen werden. Dabei wird in der Regel die Ausprägung des Millertimings an die Gasqualität angepasst [73].

Gas- und Dual-Fuel-Motoren werden bislang auf eine bestimmte Brenngasqualität ausgelegt, das bedeutet hard- und softwareseitig auf einen eng begrenzten MZ-Bereich abgestimmt. Der Motorenhersteller gibt dabei für die Anwendung eine Mindestmethanzahl vor, bis zu der er die geforderte Leistung garantiert. Als Hauptanpassungsmöglichkeit wird das Verdichtungsverhältnis genutzt und umso weiter abgesenkt, je niedriger die MZ des einzusetzenden Brenngases ist. Dabei definiert die niedrigste erwartete Gasqualität das Verdichtungsverhältnis, wodurch Wirkungsgradnachteile bei besseren Gasqualitäten hingenommen werden müssen. Weiterhin können das Verbrennungsluftverhältnis leicht angehoben oder in Sonderanwendungen auch Gase mit höherer MZ zum Grundgas zugemischt werden. Sobald die MZ aber unter das für den Motor herangezogene Auslegungsniveau fällt, greift die Motorsteuerung ein und drosselt die Leistung, sodass keine klopfenden Verbrennungen auftreten können. Diese Form der Leistungsreduktion wird auch als Derating bezeichnet und ist unerwünscht. Sinkt die MZ weiter ab verbleibt als letztes Mittel zum Motorschutz nur das Abstellen des Aggregates [71].

Entscheidender Ausgangspunkt bei der Bewertung der Regelungsmöglichkeiten ist die Tatsache, dass heutige Motoren, bzw. ihre Motorsteuergeräte, keinerlei direkte Information über die Zusammensetzung des anliegenden Brenngases haben. Lediglich aus dem Vorhandensein eines Zylinderdruckverlaufes oder dem Signal des Klopfensors können indirekte Informationen gezogen werden. Weitreichendere Regelungsmöglichkeiten können vorgenommen werden, wenn eine Information über die Brenngasqualität vorliegt. So hat Wärtsilä zu Versuchszwecken in einer stationären Kraftwerksanlage mit monovalentem Vorkammermotor ein Messgerät zur Bestimmung der Brenngaszusammensetzung getestet. Dabei kam ein Filterspektrometer der Firma MKS zum Einsatz. Aus der Analyse der C1 bis C6 Kohlenwasserstoffe wurden anschließend die MZ und der Heizwert berechnet. Dadurch, dass alle 5 s ein neuer Messwert vorliegt, ist prinzipiell eine relativ schnelle Anpassung der Motorbetriebsparameter möglich. Die im Rahmen des Projektes skizzierten Einsatzmöglichkeiten zielten jedoch eher auf die Einflussnahme der Parameter der Motorperipherie ab. So werden eine in Abhängigkeit der aktuell anliegenden Brenngasqualität vorgeregelt Absenkung der Ladelufttemperatur, eine Wasserdosierung oder ein Zumischen von Gasen höherer Qualität als Beispiele angeführt [74].

Auch der DNVGL hat an einem kleineren BHKW-Gasmotor der MAN Versuche zur Vorwärtsregelung der Motorparameter basierend auf einem Klopfvorhersagealgorithmus durchgeführt. Dabei kam ebenfalls das Gasmessgerät der MKS zur Anwendung. Ausgehend von der aus der Gaszusammensetzung berechneten MZ wurden Eingriffe in den Zündzeitpunkt, das Verbrennungsluftverhältnis und die Ladelufttemperatur vorgenommen. Dabei wurde ein linearer Ansatz zur Spätverstellung des Zündzeitpunktes zwischen den Methanzahlen 80 und 60 gewählt. Es konnten effektive Wirkungsgradvorteile von bis zu 2 % gegenüber der Basiskonfiguration erzielt werden [75].

Den vorgestellten Regelungsansätzen ist gemein, dass sie entweder erst greifen, wenn sich der Motor bereits an der Klopfgrenze befindet und über eine Leistungsreduktion das Auftreten kritischer Klopfzustände vermieden werden muss oder auf einer aktiven Messung der Gasqualität basieren. Die dabei verwendeten Verfahren zu Gasmessung sind aber aus Kostengründen und dem notwendigen Hintergrundwissen nicht für Marineanwendungen geeignet. In dieser Arbeit soll daher ein grundlegend neuer Ansatz verfolgt werden. Auf die an Dual-Fuel-Motoren prinzipiell nutzbaren Stellgrößen wird in Kapitel 5 eingegangen.

Zusammenfassung

Das Kapitel 2 fasst den aktuellen Stand der Technik im Bereich der 4-Takt Dual-Fuel-Marinemotoren zusammen. Der zum Einsatz kommende Kraftstoff LNG wurde hinsichtlich seiner Eigenschaften charakterisiert. Die sich aus dem im Feld dominierenden Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Pilotzündung ergebenden wesentlichen Abgasemissionen sowie die nutzbaren Vorteile des Antriebskonzeptes in Hinblick auf die THG-Bilanz wurden vorgestellt. Weiterhin wurden Kenngrößen zur Beschreibung von Gasqualitäten eingeführt und die im motorischen Kontext relevanten Verbrennungsanomalien beschrieben. Die Analyse des Brennverhaltens einer veränderten Methanzahl belegte signifikante Auswirkungen auf die Verbrennungseigenschaften. Die in Serie befindlichen Anpassungs- und Regelungsstrategien für Dual-Fuel-Motoren zeigen, dass zur Nutzung verschiedener Gasqualitäten auf einem hardwareseitig unveränderten Motor erheblicher Forschungsbedarf besteht. Aus diesen Überlegungen soll im weiteren Verlauf dieser Arbeit ein alternatives Regelungskonzept abgeleitet werden.

3 Versuchsaufbau

Für die Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Brenngasqualitäten auf das Zünd- und Brennverhalten an mittelschnelllaufenden Marinegroßmotoren konnte ein hochmoderner Einzylinder-Forschungsmotor genutzt werden. Dabei stand das Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Pilotzündung im Zentrum der experimentellen Arbeiten. Durch eine detaillierte Vermessung des Betriebsverhaltens und der zugrundeliegenden Wirkmechanismen bei unterschiedlichen Methanzahlniveaus sollte die Basis zur Ableitung eines alternativen Regelungskonzeptes gelegt werden. Dieses Kapitel stellt die hierfür relevanten Versuchseinrichtungen, deren Aufbau und Wirkweisen vor.

3.1 Versuchsträger

Der Einzylinder-Forschungsmotor 1/34DF basiert auf einer Serien-Powerunit, welche in ein modulares Triebwerk integriert wurde.

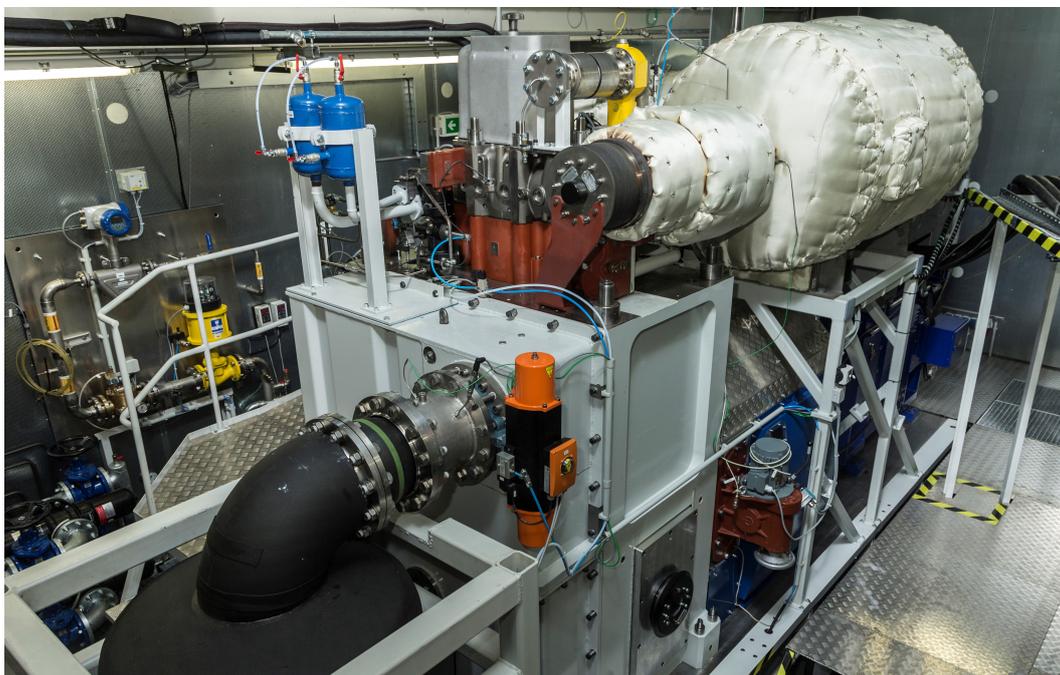


Abbildung 3.1 Einzylinder-Forschungsmotor 1/34DF

Die Komponenten des Antriebsstranges sind für Zylinderspitzen drücke bis 300 bar ausgelegt. Die nachfolgende Tabelle fasst die Hauptdaten der für die Versuche genutzten Motorkonfiguration und der möglichen Ausrüstungsoptionen zusammen.

Tabelle 3.1 Technische Daten des verwendeten Einzylinder-Forschungsmotors 1/34DF sowie möglicher Ausbaustufen

Eigenschaft	Einheit	gen. Motorkonfiguration	Option
Bohrung	mm	340	250 - 350
Hub	mm	460	350 - 500
Hubvolumen	l	41,76	17,18 – 48,11
Verdichtungsverhältnis	-	12,75	-
Nenn Drehzahl	min ⁻¹	720	900
Nennleistung	kW	> 500	850
Zylinderspitzen druck	bar	> 200	300
Haupteinspritzsystem	-	-	PLD/Widerange-Injektor
Piloteinspritzsystem	-	Zentraler Widerange-Injektor	Common-Rail (verschiedene Einbaupositionen)
max. Piloteinspritz druck	bar	2.200	-
Gasdosiersystem	-	Woodward SOGAV 105	-
max. Gaseinblasedruck	bara	10	-
max. Ladedruck	bara	8,5	8,5

Einzylindermotoren werden üblicherweise nur in quasistationären Betriebspunkten betrieben. Die zur Lastsimulation genutzte Asynchronmaschine wurde im Rahmen der durchgeführten Versuche drehzahl geregelt betrieben. Das am Messflansch (HBM T40FM) gemessene Drehmoment stellte sich entsprechend der zugeführten Kraftstoffmasse ein. Die Wahl einer Asynchronmaschine ermöglicht es den Motor auch im Schleppbetrieb zu operieren. Dies ist bei kurzfristigen Störungen innerhalb des Gaspfades hilfreich, da zur Beseitigung der Ursache nicht der gesamte Prüflauf abgebrochen werden muss. Um den Versuchsträger möglichst schwingungsarm betreiben zu können, verfügt dieser über einen Massenausgleich 1. und 2. Ordnung. Nachfolgend werden die zentralen Sicherheitseinrichtungen aufgeführt:

- Prüfstandsleitsystem auf Basis Siemens SPS S7
- Raumluftüberwachung der Prüfstandskabine auf explosive Gase
- Lüftungsanlage zur Zwangsbelüftung des Prüfstandes
- Unterbrechung und Inertisierung der Gasstrecke bei Notstopp
- Ölnebel- und Methanüberwachung des Kurbelraumes
- Lagertemperaturüberwachung

3.2 Kraftstoffeinspritzsysteme

Um eine weitreichende Variabilität der Piloteinspritzung nutzen zu können, wurde ein zentral im Zylinderkopf positionierter Widerange-Injektor verwendet. Das verwendete Düsensdesign ermöglichte einen Motorbetrieb im Dieselmotus bis ca. 15 % der Nennleistung. Der Injektor verfügt über ein integriertes Speichervolumen und wird im Prüfstands Aufbau über eine geregelte Hochdruckpumpe mit Kraftstoff versorgt. Für nähere Details sei auf die Arbeit von HENKE [76] verwiesen, der sich umfassend mit der Charakterisierung und Analyse des Betriebsverhaltens unterschiedlicher Pilotinjektoren und Einspritzstrategien befasste.

Das dem Motor zugeführte Brenngas wurde über ein Gasventil der Firma Woodward dosiert. Das SOGAV 105 (Solenoid Operated Gas Admission Valve) dosiert das Gas mit bis zu 10 bara in den Ladeluftkanal kurz vor den Einlassventilen. Die prinzipielle Ventiltechnologie ist von mehreren Herstellern für Marinegroßmotoren verfügbar und im Bereich des Niederdruck-Brennverfahrens mit äußerer Gemischbildung Stand der Technik. Das Gas kann bei Vollmotoren durch die Positionierung innerhalb des Zylinderkopfes zylinderselektiv dosiert und dadurch die Menge an zündfähigem Gemisch vor den Brennräumen geringgehalten werden. Aufgrund der prinzipbedingten geringen Schließkräfte kommen nur geringe Gasüberdrücke von ca. 1,5 bar gegenüber dem Ladeluftdruck zum Einsatz. Dadurch arbeiten die Ventile außer in der unteren Teillast im Bereich eines unterkritischen Druckverhältnisses [77]. Die Dosierung des Brenngases erfolgt etwa im Bereich des Gaswechsel-OTs und ist in Bezug auf die Bestromungsdauer abhängig von der einzublasenden Gasmasse. Die Abbildung 3.2 zeigt den charakteristischen Einblaseverlauf des eingesetzten Ventiltyps. Die Einblaserate wurde auf einem selbstentwickelten Gas-Einspritz-Verlaufs-Indikator (Gas-EVI) am LKV aufgenommen. Zu erkennen ist der zu magnetgesteuerten Diesel-Common-Rail-Injektoren vergleichbare Öffnungs- und Schließverzug [78].

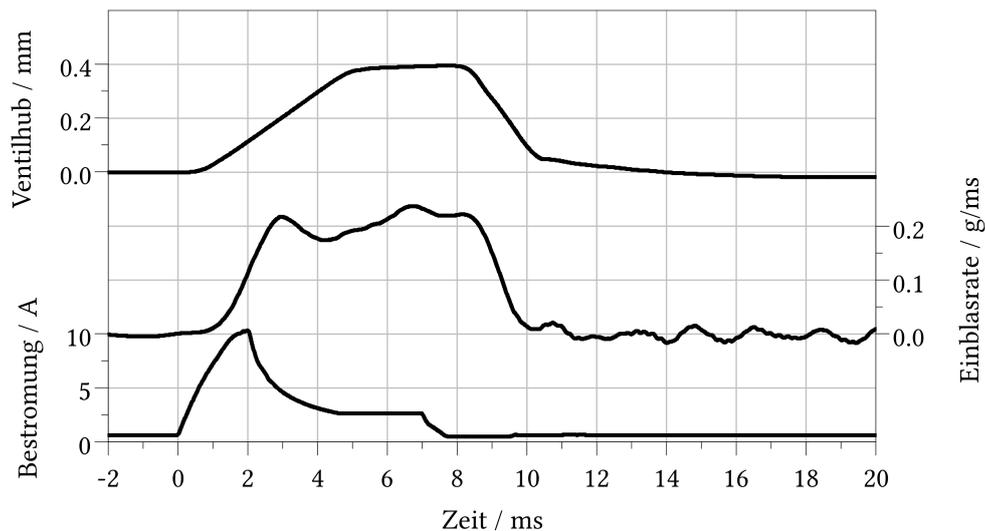


Abbildung 3.2 Betriebsverhalten eines SOGAV 105 in einem Niedriglastpunkt vermessen an einem Gas-EVI. Der Ventilhub wurde über einen Laserdistanzsensor erfasst. Die Einblasrate wird über eine Niederdruckindizierung in einem Messkammervolumen bestimmt.

3.3 Gasversorgungsanlage

Das Brenngas wird am Prüfstand über eine modulare Gasversorgungsanlage für die Motorversuche bereitgestellt. Durch die Nutzung des örtlichen Gasnetzes unterliegt die Gasqualität am Prüfstand jahreszeitlichen und tagesaktuellen Schwankungen (bis zu 7 Methanzahleinheiten im Tagesgang). Aus diesem Grunde wurde die Gasversorgungsanlage um eine Mischstrecke erweitert (siehe Abbildung 3.3). Diese hat zum einen die Aufgabe die Brenngasqualität auch über längere Zeiträume konstant halten zu können, damit beispielsweise bei der Bewertung von Bauteilvariationen eine direkte Vergleichbarkeit gegeben ist. Zum anderen können über die Gasmischstrecke Brenngasqualitäten eingestellt werden, welche denen der weltweit auftretenden Qualitäten gemäß Tabelle 2.2 entsprechen. Als Bewertungskriterien werden dabei die Methanzahl und der untere Heizwert des Brenngases herangezogen. Zur Anpassung der Gasqualität kommen dabei Kohlenstoffdioxid (zur Erhöhung der MZ) und Propan (zur Senkung der MZ) zum Einsatz, welche in Lagertanks auf dem angrenzenden Technikhof bevorratet werden. Der Mischprozess wird dabei als Gleichdruckmischung umgesetzt. Als technische Besonderheit wird das genutzte Propan dabei flüssig in das Erdgas eingemischt und verdampft dann durch eine Vor- und Zwischenerwärmung des Erdgases. Außerdem besteht die Möglichkeit über einen zusätzlichen Gaspfad den Versuchsträger mit reinem Propan, welches innerhalb der Mischstrecke verdampft wird, zu versorgen.

Der Zumischprozess wird von einem Erdgaschromatographen (engl.: Natural Gas Chromatograph) überwacht, der die Brenngaszusammensetzung eines motornahen Probenstromes durch die Zerlegung mittels einer Trennsäule bestimmt und etwa alle 5 Minuten ein neues Analyseergebnis zur Verfügung stellt. Die Analyse umfasst dabei die Kohlenwasserstoffe bis

C6, einen Summenwert für die Kohlenwasserstoffe C6+ und die Volumenanteile der Inertgase Stickstoff und Kohlenstoffdioxid. Im Anschluss hieran werden der Heizwert und die Methanzahl über lehrstuhleigene Berechnungsvorschriften gebildet (vgl. Kapitel 2.4). Für die genaue Beschreibung des chromatographischen Messprinzips und die Funktionsweise des NGC sei auf [79, 80] verwiesen.

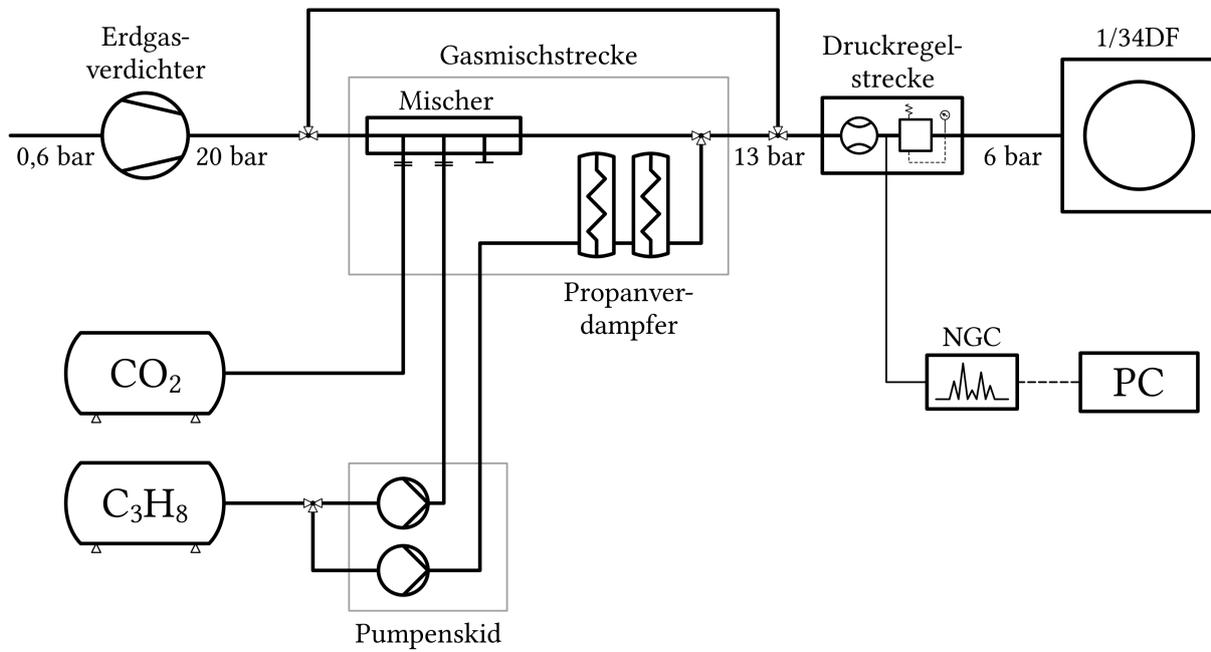


Abbildung 3.3 Schema der Gasversorgungsanlage des 1/34DF

Nach Beendigung der experimentellen Versuche dieser Arbeit wurde die Mischstrecke um eine Wasserstoffzumischung erweitert. Die notwendigen Anschlüsse und der Bauraum waren hierfür bereits vorgesehen. Weiterhin ist es geplant der Mischstrecke einen weiteren Verdichtungsprozess nachzuschalten um Mittel- oder Hochdruck-Gasbrennverfahren erforschen zu können.



Abbildung 3.4 Gasmischanlage des 1/34DF; im Vordergrund die beiden Tanks zur Lagerung der Beimischgase CO₂ (links) und C₃H₈ (rechts); im Hintergrund die Mischstrecke als Containerlösung

3.4 Forschungsmotorsteuergerät

Der Versuchsträger ist mit einem freiprogrammierbaren Motorsteuergerät ausgestattet, welches aus Hardwarekomponenten von National Instruments (NI) aufgebaut ist. Die Funktionsentwicklung und Parametrierung erfolgen dabei über die LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench) genannte Programmierumgebung. Damit lassen sich individuelle Anpassungen am Programmcode effizient vornehmen. Weiterhin wird auf dem Steuergerät das Combustion Analysis System (CAS) von NI in Echtzeit ausgeführt. Hierrüber werden thermodynamische Größen des Motorinnenprozesses online auf dem Steuergerät berechnet und stehen im darauffolgenden Arbeitszyklus für Regelungszwecke zur Verfügung. Bei einer Nenndrehzahl von 720 min^{-1} steht eine Rechenzeit von 48 ms für die thermodynamische Analyse zur Verfügung. Diese Rechenzeit ist dabei als die Zeitspanne zwischen dem Öffnen der Auslassventile und dem Ansteuerbeginn des Gasventiles definiert. Tests ergaben eine Berechnungsdauer der wesentlichen Größen im Bereich $< 20 \text{ ms}$. Somit ist die Systemgeschwindigkeit für die Untersuchung des gestellten Forschungszieles ausreichend.

Das Steuergerät ist zusätzlich mit einer externen Klopfkennung ausgerüstet. Diese berechnet unabhängig von der Motorsteuerung aus dem Zylinderdrucksignal ein dimensionsloses Klopflevel. Die Parametrierung und der Rechenweg der Klopflevelermittlung sind dabei nicht zugänglich. Wird ein in der ECU applizierbarer Schwellwert überstiegen, vermindert das Steuergerät zunächst die Ansteuerdauer des Gasventiles. Führt dies nicht zur gewünschten Reduktion des Klopflevels und die Klopfintensität übersteigt einen zweiten Schwellwert, werden die Piloteinspritzung und die Gasdosierung unverzüglich gestoppt und der Motor im Schleppbetrieb durch die Belastungsbremse weitergedreht. Hierdurch kann das Prüfstandpersonal zunächst die Ursache des Klopfens analysieren und anschließend die Einspritzung der Kraftstoffe aktiv wieder freigeben.

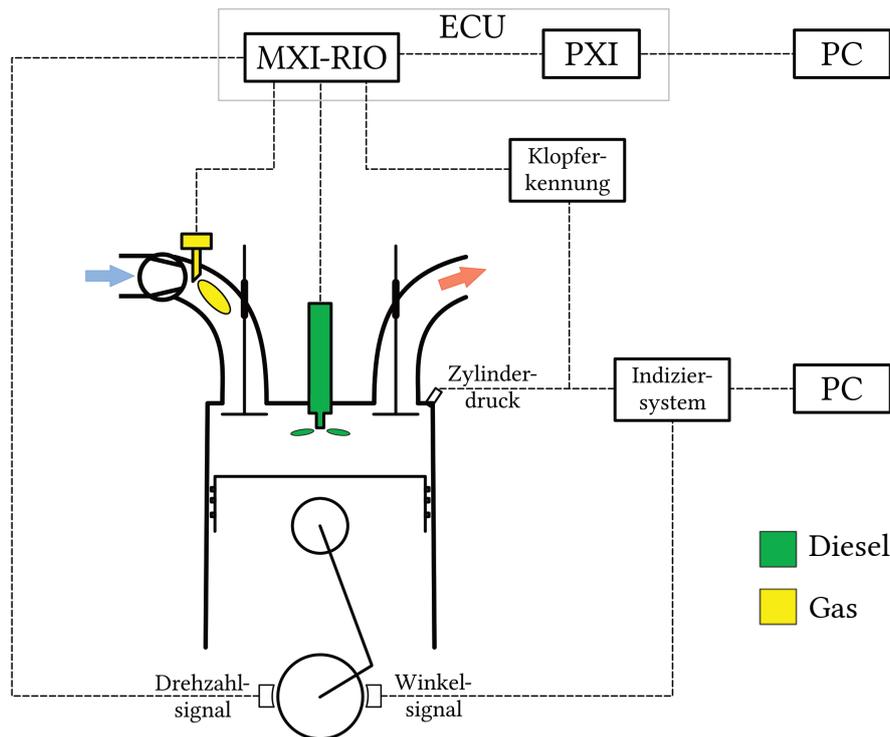


Abbildung 3.5 Schema der offenen Motorsteuergerätearchitektur des 1/34DF

Ermittlung des Klopfwertes

Von den in Kapitel 2.5 beschriebenen Verfahren zur Klopferkennung findet an Großmotoren in der Regel die Bestimmung aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf Anwendung, weil der Zylinderdruck ohnehin zur Motorregelung genutzt wird. Nachfolgend werden hierfür die physikalischen Grundlagen erläutert. Kommt es während der Verbrennung zum Klopfen, sind dem Drucksignal starke Druckschwingungen aufgeprägt. Die folgende Abbildung zeigt einen solchen Zyklus, aufgenommen am Versuchsträger.

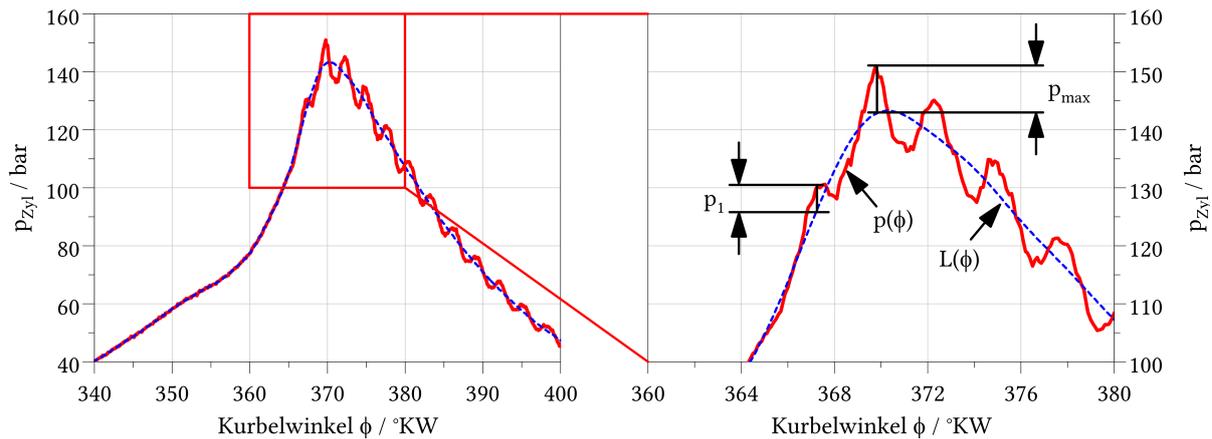


Abbildung 3.6 Klopfermittlung anhand des Zylinderdruckverlaufes
 Links: klopffendes Arbeitsspiel, aufgenommen am Versuchsträger
 Rechts: Ermittlung der Klopfintensität anhand des Zylinderdruckverlaufes; Definitionen nach [81]

Ausgehend vom gemessenen Druckverlauf $p(\phi)$ wird zunächst durch eine Tiefpassfilterung der gefilterte Druckverlauf $L(\phi)$ erzeugt. Dieser gleicht einem Arbeitsspiel ohne Klopfen und kann nun als Bemessungsgröße für die maximal auftretende Druckamplitude p_{max} herangezogen werden. Zusätzlich charakterisiert p_1 die erste durch die klopfende Verbrennung hervorgerufene hochfrequente Zylinderdruckschwingung. Der Zeitpunkt ihres Auftretens kann ebenfalls zur Bewertung des Klopfverhaltens herangezogen werden. Aus den beiden Druckverläufen $p(\phi)$ und $L(\phi)$ kann weiterhin die Klopfintensität (KI) entsprechend einer Signalintensität berechnet werden [81].

$$KI = \int_{t_1}^{t_2} [p(\phi) - L(\phi)]^2 dt \quad (3.1)$$

Da die klopfende Verbrennung erst im Bereich des Oberen Totpunktes auftritt und nur während des anschließenden Arbeitstaktes technische Relevanz besitzt, können Fensterfunktionen genutzt werden um den Rechenaufwand gering zu halten. Die im Steuergerät oder in einer anschließenden Zylinderdruckdatenanalyse zu bestimmenden Größen werden dabei nur in einem vorgegebenen Kurbelwinkel Fenster berechnet. Typische Werte liegen im Bereich von 0 bis $50^{\circ}KWnOT$ [82].

Parallel zu der in Gleichung (3.1) definierten Klopfintensität werden in der Literatur auch andere Verfahren zur Bestimmung einer Klopfstärke angeführt. So kann beispielsweise auch die maximal auftretende Amplitude des Zylinderdrucksignales zur Bewertung herangezogen werden. Die Dissertation von OHLER [63] gibt für die Ermittlungsverfahren klopfender Verbrennungen an Ottomotoren einen umfassenden Überblick.

Üblicherweise werden weiterhin Schwellwerte zur Kategorisierung der einzelnen Arbeitsspiele in nicht, schwach und stark klopfende Zyklen genutzt. Die Häufigkeit des Auftretens kann zusätzlich zur Beschreibung des Klopfverhaltens herangezogen werden. Diese Bewertungsskalen müssen für jeden Motortyp individuell festgelegt werden. Da die Parametrierungen des zur Anwendung kommenden Verfahrens bei Literaturquellen üblicherweise nicht angegeben und die Klopfwerte in dimensionslose Kennzahlen überführt werden, sind die Angaben unterschiedlicher Motoren und Verfahren meist nicht direkt miteinander vergleichbar.

3.5 Prüfstandsmesstechnik

Für die Messwerterfassung kommen zwei getrennte Systeme zum Einsatz. Ein System führt alle mit einer Frequenz von 1 Hz aufgenommenen Messgrößen in einer Datei zusammen. Da der Versuchsträger nur in quasistationären Betriebspunkten betrieben wird, umfasst eine Messung jeweils 100 Sekunden. Über diese Messzeit können im Anschluss Mittelwerte gebildet werden. Zu den aufgenommenen Signalen gehören neben allen Druck- und Temperaturmessstellen, der Drehmomentenmessflansch, die NGC-Messwerte, alle Massenstrom- und Volumenstrommesser sowie die Abgasmesswerte. Für deren Erfassung steht am Prüfstand eine SESAM i60 der AVL zur Verfügung. Das mittels einer spektralen Messzelle arbeitende Gerät kann mittels einer FTIR-Analyse (Fourier Transform Infra Red) eine Vielzahl von Abgaskomponenten gleichzeitig bestimmen. Vor dem Hintergrund der Verwendung von Brenngasen mit schwankenden Qualitäten am Versuchsträger sind die CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 und CO_2 Emissionen von besonderem Interesse. Für die Berechnung der Gesamttreibhausgas-Emission wird Methan mit dem CO_2 -Äquivalentsfaktor 28 und Propan mit dem CO_2 -Äquivalentsfaktor 3,3 (bei einer atmosphärischen Verweildauer von 100 Jahren) berücksichtigt (vgl. hierzu auch Tabelle A.1 im Anhang A1) [83]. Ergänzt wird die Abgasmessung um einen paramagnetischen Sauerstoffanalysator des Typs Magnos 206 von ABB. Zur Dokumentation der sehr niedrigen Partikelemissionen steht ein Smokemeter der AVL zur Messung der FSN (Filter Smoke Number) zur Verfügung. Die während der Versuchsdurchführung beobachteten Werte lagen im Bereich von $\text{FSN} \leq 0,01$. Eine nähere Betrachtung des Einflusses schwankender Gasqualitäten auf die Partikelemission entfällt daher im weiteren Verlauf.

Das zweite System der Messwerterfassung führt alle hochaufgelösten Signale zusammen, die auf Kurbelwinkelbasis aufgenommen werden. Diese umfassen den Luftdruck im Einlasskanal, den Brenngasdruck vor Gasventil, den Zylinderinnendruck, den Abgasgegendruck, den Raildruck des Pilotdiesels und die Bestromungssignale des Pilotinjektors und des Gasventils. Pro Messpunkt werden 250 Arbeitsspiele (ASP) aufgenommen. Die Auflösung aller Indizierkanäle beträgt jeweils 1°KW . Hiervon ausgenommen ist der Zylinderinnendruck, welcher mit $0,1^\circ\text{KW}$ aufgelöst wird. Im Anschluss erfolgt eine Mittelung der Arbeitsspiele, um zyklische Schwankungen des Betriebspunktes auszugleichen und so eine aussagekräftige thermodynamische Analyse zu ermöglichen. Die Rohdaten der Einzelzyklen stehen weiterhin zur Berechnung von Maximalwerten des Druckanstiegsgradienten oder der Klopfintensität zur Verfügung.

Zusammenfassung

Das Kapitel 3 stellt den für die Forschungsaufgabe genutzten Versuchsträger mit seinen wesentlichen Leistungsparametern und Nebenaggregaten vor. Das Gasversorgungssystem bildet die Grundvoraussetzung für die nachfolgenden Motorexperimente. Mit Hilfe der Gasmischstrecke können weltweit auftretende LNG-Qualitäten nachgebildet werden. Darüber hinaus wird die grundlegende Architektur des verwendeten Forschungssteuergerätes skizziert und die für die vorliegende Arbeit relevante Sondermesstechnik und Messkette aufgeführt.

4 Versuchsdurchführung

In diesem Kapitel werden die Motorexperimente und Versuchsergebnisse vorgestellt, welche zur Erstellung eines Regelungskonzeptes zur Einflussnahme auf schwankende Brenngasqualitäten durchgeführt wurden. Dabei werden zunächst die Auswirkungen einer Veränderung der Methanzahl auf den Motorbetrieb dargestellt und mögliche Gegenmaßnahmen diskutiert. Von diesen Überlegungen ausgehend werden dann einzelne Parametervariationen vorgestellt und deren Wirksamkeit für einen Motorbetrieb mit schwankender Gasqualität bewertet. Dabei liegen die nachfolgenden Zielstellungen zu Grunde:

- Abbildung eines Methanzahlbereiches von mindestens 65 bis 105
- Darstellung aller Motorlasten ohne hardwareseitige Anpassungen
- Abbildung des Wirkungsgradoptimums bei jeder Brenngasqualität
- IMO Tier III konformer Betrieb bei jeder Brenngasqualität
- Strikte Vermeidung unzulässig hoher Klopfereignisse

Für die Durchführung der Motorexperimente wurden dabei die nachfolgenden Randbedingungen und Kriterien gewählt:

- Nutzung eines Versuchsträgers mit einer für Mittelschnellläufer repräsentativen Bohrungsgröße
- Betrieb des Motors auf der Generatorkurve bei einer Nenndrehzahl von 720 min^{-1}
- Untersuchung des Betriebsverhaltens in vier Lastpunkten: 25, 50, 75 und 100 % der Nennleistung (P_{Nenn})
- Untersuchung ausschließlich quasistationärer Betriebszustände
- Durchführung einer Parametervariation jeweils von der Aussetzer- bis zur Klopfereignisgrenze (oder gegenläufig)
- Alternativ Durchführung einer Parametervariation bis zur Erreichung der Methanschlepp- oder Stickoxidgrenze. Für beide Emissionsarten wurden für den Motorversuch Werte bis ca. 1.000 ppm zugelassen (entspricht ca. Faktor 3 bis 4 gegenüber IMO-Tier III NO_x -Grenzwert im Falle des Versuchsträgers)

Aktuelle Forschungsarbeiten befassen sich mit der Anwendung von Mehrfach-Piloteinspritzstrategien [84], der Anwendung von RCCI-Brennverfahren (Reactivity Controlled Compression Ignition) an NKW-DF-Motoren [85, 86], der rein simulativen Untersuchung von RCCI-Verfahren an mittelschnelllaufenden DF-Marinemotoren [87] und der Schwankung von Gasqualitäten in vergleichsweise engen Grenzen an NKW-DF-Motoren [88, 89]. Die hier vorgestellten Untersuchungen haben daher einen hohen Neuheitscharakter durch die Wahl der Bohrungsgröße und der Analyse eines sehr weiten Methanzahlbereiches.

4.1 Auswirkungen schwankender Gasqualitäten

Um die Auswirkungen einer sich verändernden Gasqualität auf das Brennverhalten zu analysieren, wurde eine entsprechende Messreihe am Versuchsträger aufgenommen. Dabei wurde die Methanzahl unter Nutzung der Gasmischstrecke von etwa 105 schrittweise bis auf 53 abgesenkt. Für eine direkte Vergleichbarkeit des Betriebsverhaltens wurde dabei anders als in Abbildung 2.9 auf eine konstante Schwerpunktlage der Verbrennung (ϕ_{50}) geregelt. Hierzu wurde über die ECU der Ansteuerbeginn (AB) der Piloteinspritzung adaptiert. Da sich über die Anpassung der Methanzahl auch der Energiegehalt des Brenngases verändert, wurde über den zugeführten Brenngasmassenstrom gleichzeitig auf einen konstanten indizierten Mitteldruck (p_{mi}) geregelt. Alle weiteren Betriebsparameter blieben unverändert. Die Abbildung 4.1 zeigt die Ergebnisse der Versuchsreihe.

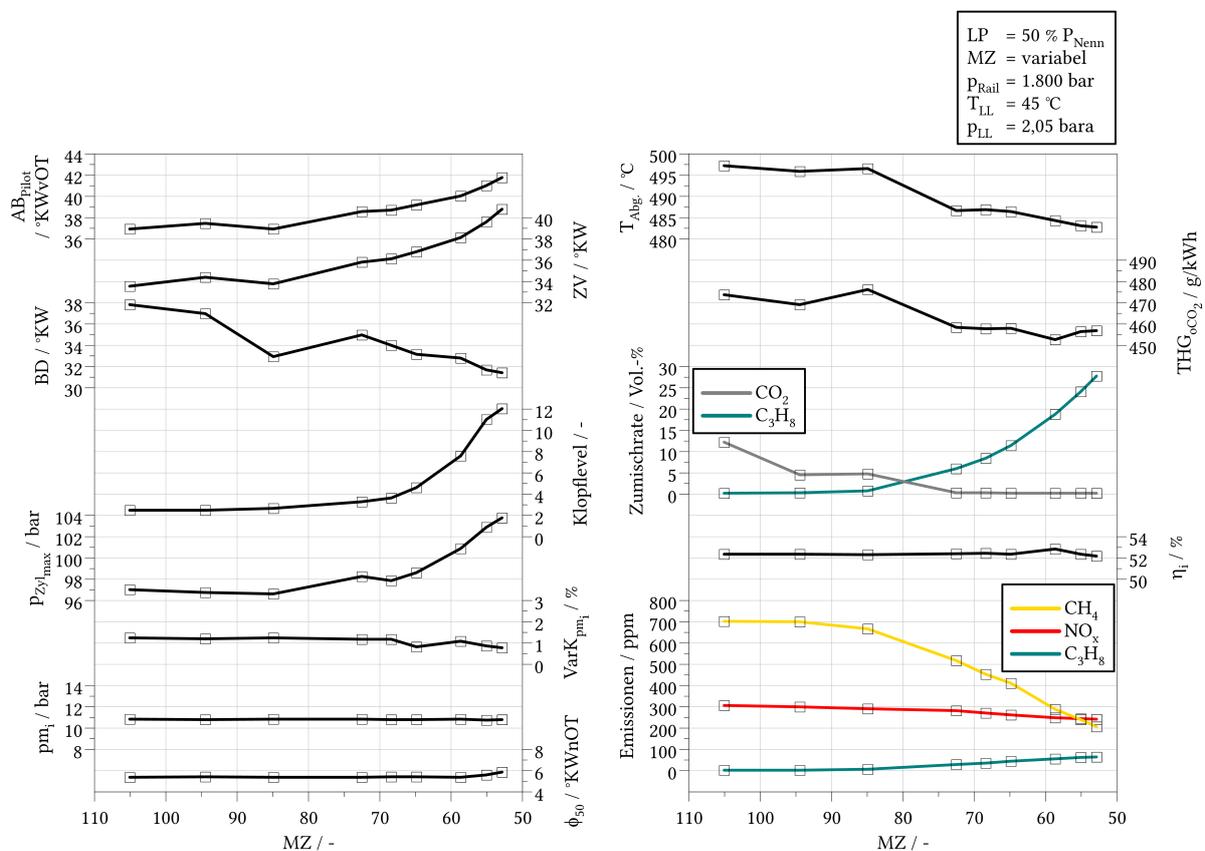


Abbildung 4.1 Auswirkung einer Methanzahlveränderung auf die Brenneigenschaften im Stationärpunktbetrieb

Um eine hohe MZ zu erzielen muss dem Grundbrenngas aus dem öffentlichen Gasnetz zunächst Kohlenstoffdioxid zugemischt werden. Entlang der Versuchsreihe wird dieser Zumischanteil dann reduziert und schließlich Propan zudosiert, um die MZ abzusenken. Durch

das entlang der Messreihe immer reaktionsfreudigere Brenngas würde sich die Schwerpunktlage der Verbrennung in Richtung „früh“ verschieben und somit sehr hohe Klopfwerte erreicht werden. Um aber eine konstante Verbrennungsschwerpunktlage beizubehalten, wurde der Ansteuerbeginn des Pilotinjektors in Richtung „früh“ verschoben und somit der Zündverzug (ZV) deutlich erhöht. Dadurch bleiben die Schwerpunktlage und auch der indizierte Wirkungsgrad (η_i) weitestgehend konstant. Diese Vorgehensweise zeigt im Vergleich zu einem festen Ansteuerbeginn (siehe Abbildung 2.9) des Pilotinjektors den Vorteil, dass zum einen unterschiedliche Betriebsbedingungen im Rahmen von Parametervariationen hinsichtlich Wirkungsgrad- und Emissionsverhalten vergleichbar sind und zum anderen, dass der tolerierbare Variationsbereich einzelner Parameter (vgl. beispielsweise Abbildung 4.4) deutlich vergrößert wird.

Die Brenndauer (BD) nimmt dennoch entlang der Absenkung der Methanzahl deutlich ab, weil es durch die veränderte Brenngaszusammensetzung mit erhöhtem Propananteil zu einer Erhöhung der laminaren Flammgeschwindigkeit kommt (vgl. Kapitel 2.4). Bis zu einer MZ von etwa 75 sind die Auswirkungen auf die Verbrennung noch gering. Wird die MZ weiter abgesenkt, steigen der Zylinderspitzenruck ($p_{\text{Zyl max}}$) und das Klopfniveau deutlich an. Der Variationskoeffizient des Mitteldruckes nimmt hin zu Betriebspunkten mit hohem Klopflevel Werte < 1 an. Durch das immer frühere Brennende infolge des beschleunigten Brennstoffumsatzes sinken die Abgastemperaturen ab. Bei der Berechnung der Gesamttreibhausgas-Emissionen wird das dem Brenngas zudosierte CO_2 abgezogen, um die THG-Bilanz gegenüber Betriebspunkten ohne CO_2 -Zumischung nicht zu verfälschen. Methan wird als klimawirksames Gas mit einem Faktor von 28 und Propan mit einem Faktor von 3,3 berücksichtigt [90]. Aus diesem Grund ergibt sich eine zum Ende der Versuchsreihe abfallende THG-Emission. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die hierin einbezogene Methanemission entlang der Parametervariation zum einen durch die Substitution durch das zugemischte Propan und zum anderen infolge eines verbesserten Brennstoffumsatzes und Ausbrandes durch die erhöhte Reaktionsfreudigkeit abnimmt. Durch den schnelleren Energieumsatz und die höheren Spitzendrücke im Zylinder und den damit einhergehenden höheren Prozesstemperaturen wurde ein erhöhter Stickoxidwert erwartet. Dadurch, dass das Brenngas aber hin zu niedrigen MZ eine deutlich höhere Energiedichte hat, muss der dem Versuchsträger zugeführte Brenngasmassenstrom leicht abgesenkt werden. Da der Ladeluftdruck jedoch konstant gehalten wird, kommt es während der Versuchsreihe insgesamt zu einem Anstieg des Verbrennungsluftverhältnisses um ca. 0,23, wodurch die NO_x -Emissionen leicht zurückgehen. Für eine Darstellung ausgewählter Zylinderdruck- und Brennverläufe der gezeigten Messreihe sei auf die Abbildung A.1 des Anhangs verwiesen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass sich das Betriebsverhalten des Versuchsträgers durch die Variation der Methanzahl deutlich verändert. Bei niedrigen Methanzahlen werden Klopfwerte erreicht, die für den Dauerbetrieb unzulässig hoch sind und somit geeignete Gegenmaßnahmen erforderlich machen. In Serienapplikationen sollten Klopfwerte von etwa 8 bis 10 auf der hier gezeigten Skala des Klopflevels nicht überschritten werden. Im Rahmen der Durchführung der Motorexperimente wurde diese Grenze zum Teil deutlich überschritten, um die Verbrennungscharakteristika umfassend beschreiben zu können. Ein Großteil der Untersuchungen wurde daher am unteren Ende der weltweit auftretenden LNG-Qualitäten bei einer Methanzahl von 65 durchgeführt (vgl. Tabelle 2.2).

4.2 Mögliche Gegenmaßnahmen

Mit dem Wissen der Auswirkungen einer sich ändernden Gasqualität auf den Motorbetrieb können entsprechende Gegenmaßnahmen abgeleitet werden. Der Umfang der möglichen Maßnahmen hängt dabei von der zur Verfügung stehenden Motorhard- und -software ab. Die Tabelle 4.1 fasst die Optionen zur Einflussnahme zusammen. Dabei erfolgt gleichzeitig eine Kategorisierung in drei Zeitskalen innerhalb derer die jeweilige Option wirksam wird:

- Nächster Zyklus Die Auswirkung des Regeleingriffes kann bereits im folgenden Verbrennungszyklus beobachtet werden
- Wenige Sekunden Bis die Auswirkung des Regeleingriffes wirksam wird, können einige wenige Sekunden vergehen (ca. 1-10 Sekunden)
- Wenige Minuten Bis die Auswirkung des Regeleingriffes wirksam wird, können wenige Minuten vergehen (ca. 1-5 Minuten)

Anhand der unterschiedlichen Zeitskalen ist bereits ersichtlich, dass nicht alle Maßnahmen geeignet sind, um dynamischen Schwankungen der Gaseigenschaften entgegenzuwirken. Eine Übersicht der verschiedenen Maßnahmen ist in Tabelle 4.1 gegeben.

Tabelle 4.1 Einflussgrößen auf den Motorinnenprozess bei schwankenden Gasqualitäten und deren Zeitskalen bis zum Eintreten einer Wirkung

Parameter	Nächster Zyklus	Wenige Sekunden	Wenige Minuten
Piloteinspritzzeitpunkt	✓		
Piloteinspritzmenge	✓		
Pilot-Raildruck		✓	
Piloteinspritzstrategie	✓		
Variable Ventilsteuerzeiten		✓	
Variable Kompression		✓	
Ladelufttemperatur			✓
Ladeluftmasse (λ)		✓	

Bis auf die beiden Einflussgrößen variable Ventilsteuerzeit und variable Kompression wurden im Rahmen dieser Arbeit alle Maßnahmen hinsichtlich ihrer Eignung untersucht. Die verwendeten Ventilsteuerzeiten entsprechen dem Stand der Technik bei Dual-Fuel-Motoren. Dabei kann zwischen einem leichten Millertiming (= Schließen des Einlassventiles vor dem Unteren Totpunkt) in der Teillast und einem starken Millertiming in der Vollast gewechselt werden. Eine weitreichendere Variabilität des Ventiltriebes, wie sie sich bei PKW-Motoren

im Feldeinsatz befindet (Verstellung von Ventilhub und Öffnungszeitpunkt über Phasensteller, z.B. Fiat MultiAir, BMW VALVETRONIC, Honda VTEC) ist bei Großmotoren (z.B. ABB VCM® [73]) noch nicht in Serienanwendungen umgesetzt. Vollvariable Systeme ohne Nockenwellen sind auch bei PKW-Motoren heute nur in Kleinserien (z.B. Valvefree von Koenigsegg) zu finden [91]. Sollten derartige Systeme mit den entsprechend erforderlichen Standzeiten für Marineanwendungen verfügbar werden, würde sich hieraus großes Potenzial zur Einflussnahme ergeben. Dabei gilt prinzipiell der Zusammenhang, dass das Millern verstärkt werden sollte, wenn die MZ sinkt und das Millern wieder abgeschwächt werden kann, wenn die MZ ansteigt [92]. Für dieses Vorgehen benötigt der Abgasturbolader allerdings entsprechende Leistungsreserven.

In Bezug auf eine variable Kompression ist der Versuchsträger lediglich mit der Möglichkeit des Einbaus verschieden starker Zwischenplatten am geteilten Marinepleuel ausgerüstet. Hierrüber kann das geometrische Epsilon des Motors um ca. 1 bis 2 Epsilonstufen variiert werden. Da es sich hierbei um keine Variabilität handelt, die während des Motorlaufes genutzt werden kann, ist sie für den geplanten Lösungsansatz ungeeignet und wurde nicht weiter betrachtet. In Analogie zur Variabilität des Ventiltriebes würde ein veränderliches Epsilon große Möglichkeiten zur Einflussnahme bieten. Hierbei gilt, dass das Epsilon vergrößert werden kann, wenn das Brenngas eine hohe MZ aufweist und abgesenkt werden muss, wenn die MZ sinkt. Derartige Systeme mit sogenannten Umschaltpleueln, bei denen zwischen zwei Verdichtungsverhältnissen (ϵ) gewechselt werden kann, sind aber lediglich an schnelllaufenden PKW- und NKW-Versuchsmotoren umgesetzt und somit Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten. Dabei kann das Verdichtungsverhältnis um etwa 2 bis 4 Epsiloneinheiten im laufenden Betrieb variiert werden [93]. Darüber hinaus gibt es ein System (SKYACTIV) des Autoherstellers Mazda, das durch die Umschaltung des Abrollpunktes einer zweigeteilten Pleuelstange zwischen zwei Verdichtungsstufen wechseln kann [94].

Da die variable Ventilsteuerung und die variable Kompression technologisch aufwendig und kostenintensiv sind und voraussichtlich auch in den kommenden zehn Jahren noch nicht für Großmotoren zur Verfügung stehen, entfällt die weitere Betrachtung. Weil sie sich zusätzlich in ihrer Wirkweise auf den Verbrennungsprozess ähneln, werden Motorenhersteller im Falle der technischen Notwendigkeit den Fokus auf eines der Systeme legen.

4.3 Vermessung der Einzelmaßnahmen

Im folgenden Unterkapitel werden nun alle untersuchten Einzelmaßnahmen an ausgesuchten Messreihen vorgestellt und diskutiert. Dabei stand deren Einfluss auf den Verbrennungsprozess bei veränderlicher Brenngasqualität, bzw. bei Anwendung sehr niedriger Methanzahlen im Fokus.

4.3.1 Ladelufttemperaturvariation

Durch eine Absenkung der Ladelufttemperatur kann besonders wirkungsvoll auf eine sich verschlechternde Gasqualität reagiert werden. Der Anwendbarkeit dieser Maßnahme werden allerdings enge Grenzen gesetzt, da die betrachteten Großmotoren bei Schiffsapplikationen seewassergekühlt ausgeführt sind. Die darstellbaren Ladelufttemperaturen werden somit direkt von den vorherrschenden Wassertemperaturen im Fahrtgebiet beeinflusst. Zusätzlich muss eine übermäßige Kondensatbildung im Ladeluftkühler vermieden, bzw. dieses abgeleitet werden, damit kein Kondensat in den Brennraum gelangt. Hierdurch ist die Möglichkeit zur Ladelufttemperaturabsenkung zusätzlich limitiert.

In der Abbildung 4.2 wird der Einfluss einer Ladelufttemperaturvariation auf den Verbrennungsprozess an drei Lastpunkten dokumentiert. Alle Betriebspunkte wurden auf eine konstante Schwerpunktlage und einen konstanten indizierten Mitteldruck innerhalb ihrer Messreihe eingeregelt, um eine direkte Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Der 25 % P_{Nenn} Lastpunkt wurde im Vergleich zu den anderen beiden Lasten mit einer um 10 Methanzahleneinheiten abgesenkten Brenngasqualität vermessen, um eine klopfende Verbrennung bewusst zu provozieren. Dies konnte dennoch nur bei einer sehr hohen Ladelufttemperatur von etwa 64 °C erreicht werden. Der 25 % Lastpunkt kann daher als unkritisch für das Auftreten klopfender Verbrennungen bewertet werden und entfällt in den weiteren Betrachtungen.

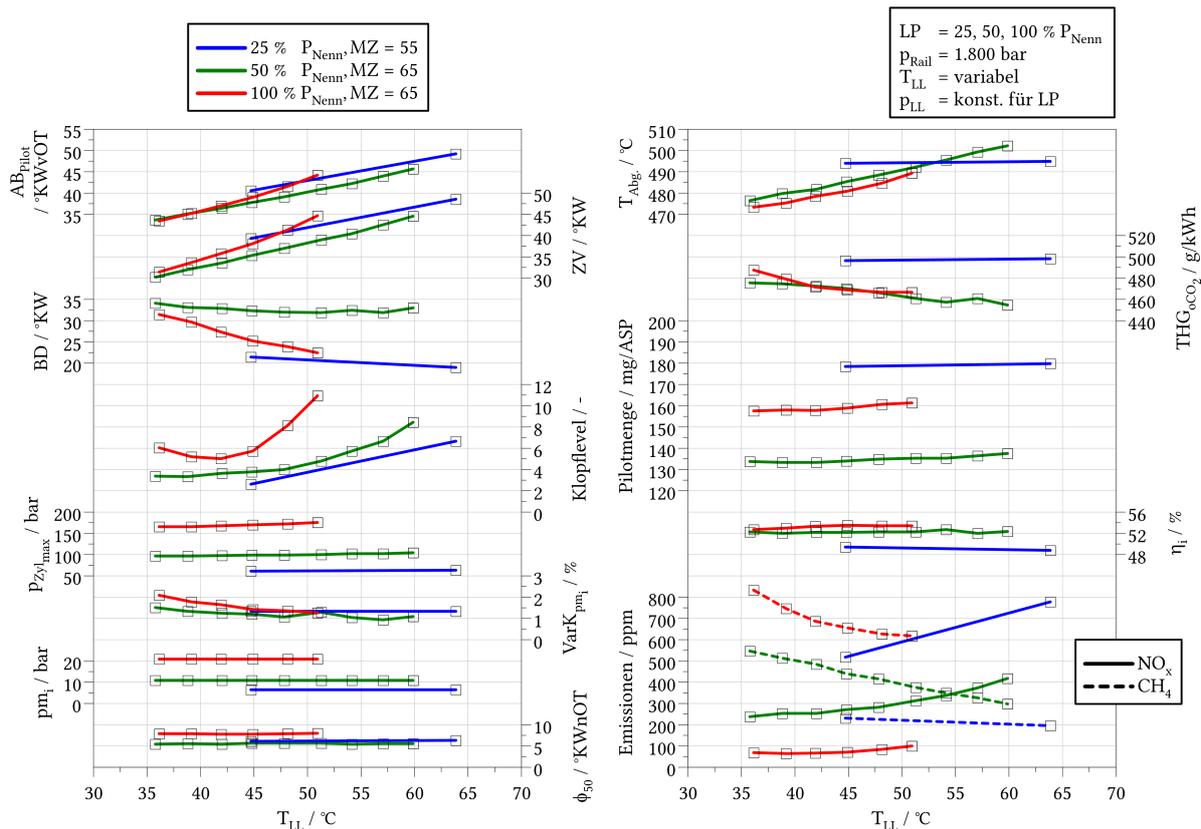


Abbildung 4.2

Einfluss der Ladelufttemperatur auf den Verbrennungsprozess bei Einsatz von Brenngas mit niedriger MZ an drei Lastpunkten

Zu den beiden Lastpunkten 50 und 100 % P_{Nenn} lassen sich die nachfolgenden Zusammenhänge ableiten. Durch die Erhöhung der Ladelufttemperatur würde es zu einer Verkürzung des Zündverzuges kommen. Um die Schwerpunktlage der Verbrennung stabil zu halten, wird der Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung in Richtung „früh“ verschoben und der Zündverzug somit vergrößert. Dennoch nehmen die Brenndauern hin zu einer höheren Ladelufttemperatur ab, weil hierdurch der Energieumsatz im Brennraum bei insgesamt erhöhten Prozesstemperaturen beschleunigt wird (vgl. hierzu die Temperaturabhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit in Abbildung 2.8). Lastpunktabhängig steigen die Klopfwerte hin zu höheren Ladelufttemperaturen deutlich an. Der Variationskoeffizient nimmt hingegen deutlich ab. Die genutzten Piloteinspritzmengen wurden lastpunktabhängig gewählt und sind beim 25 % Betriebspunkt infolge der geringeren Methanzahl noch einmal deutlich erhöht. Da die Methanemissionen durch den verbesserten Brennstoffumsatz bei höheren Ladelufttemperaturen abnehmen, sinken gleichzeitig die Gesamttreibhausgas-Emissionen ab. Der von Dual-Fuel-Motoren bekannte NO_x - CH_4 Trade-off ist entlang der ansteigenden Ladelufttemperatur deutlich erkennbar. Durch eine Versuchsdurchführung bei einem im jeweiligen Lastpunkt konstanten Ladeluftdruck sinkt bei der Erhöhung der Ladelufttemperatur entlang einer Messreihe gleichzeitig die dem Motor zugeführte Ladeluftmasse. Das Verbrennungsluftverhältnis sinkt hierdurch leicht ab, wodurch die NO_x -Emissionen zusätzlich leicht ansteigen. Für eine Darstellung ausgewählter Zylinderdruck- und Brennverläufe der gezeigten Messreihe sei auf die Abbildung A.2 des Anhangs verwiesen.

Da die Anwendung einer Ladelufttemperaturabsenkung in der Praxis durch die genannten äußeren Parameter stark begrenzt ist, wurde dieses Mittel nicht weiter für die Erstellung eines Regelungskonzeptes untersucht. Grundsätzlich lässt sich festhalten, dass die Ladelufttemperatur erhöht werden kann, wenn das Brenngas eine hohe MZ besitzt und so weit wie möglich abgesenkt werden sollte, wenn die MZ des Brenngases sinkt. Der Großteil der weiteren Versuche wurde daher mit einer typischen mittleren Ladelufttemperatur von 45 °C durchgeführt.

4.3.2 Variation des Luftverhältnisses Lambda

Wie in Tabelle 4.1 aufgeführt, stellt auch die Anpassung des Verbrennungsluftverhältnisses (Lambda) durch eine Variation des Ladeluftmassenstromes einen möglichen Regeleingriff dar, wenn sich die Gasqualität ändern sollte. Um die prinzipiellen Wirkzusammenhänge zu analysieren, wurden Lambdavariationen in verschiedenen Lastpunkten bei unterschiedlichen Methanzahl-niveaus durchgeführt. Die Anwendbarkeit dieser Maßnahme am Vollmotor setzt eine dementsprechend ausgelegte Aufladegruppe voraus, die über Aktuatoren wie Wastegate oder Blow off Ventil ausreichende Reserven zur Anpassung des Ladedruckes zur Verfügung stellt. Am Einzylinder-Versuchsträger können die für eine Serienanwendung darstellbaren Bereiche mit Hilfe einer Fremdaufladung abgebildet und auch überschritten werden.

Die Abbildung 4.3 zeigt exemplarisch vier Lambdavariationen bei 50 % Nennleistung. Es wurde versucht jede Versuchsreihe in einem möglichst weiten Lambdabereich abzubilden. Dabei wurde der Versuchsraum auf der Seite der niedrigen Lambdawerte von der Klopfgrenze, bzw. von deutlich erhöhten NO_x -Emissionen begrenzt, während die Grenze auf der

Seite der hohen Lambdawerte durch beginnende Zündaussetzer, bzw. deutlich erhöhte CH_4 -Emissionen gebildet wurde.

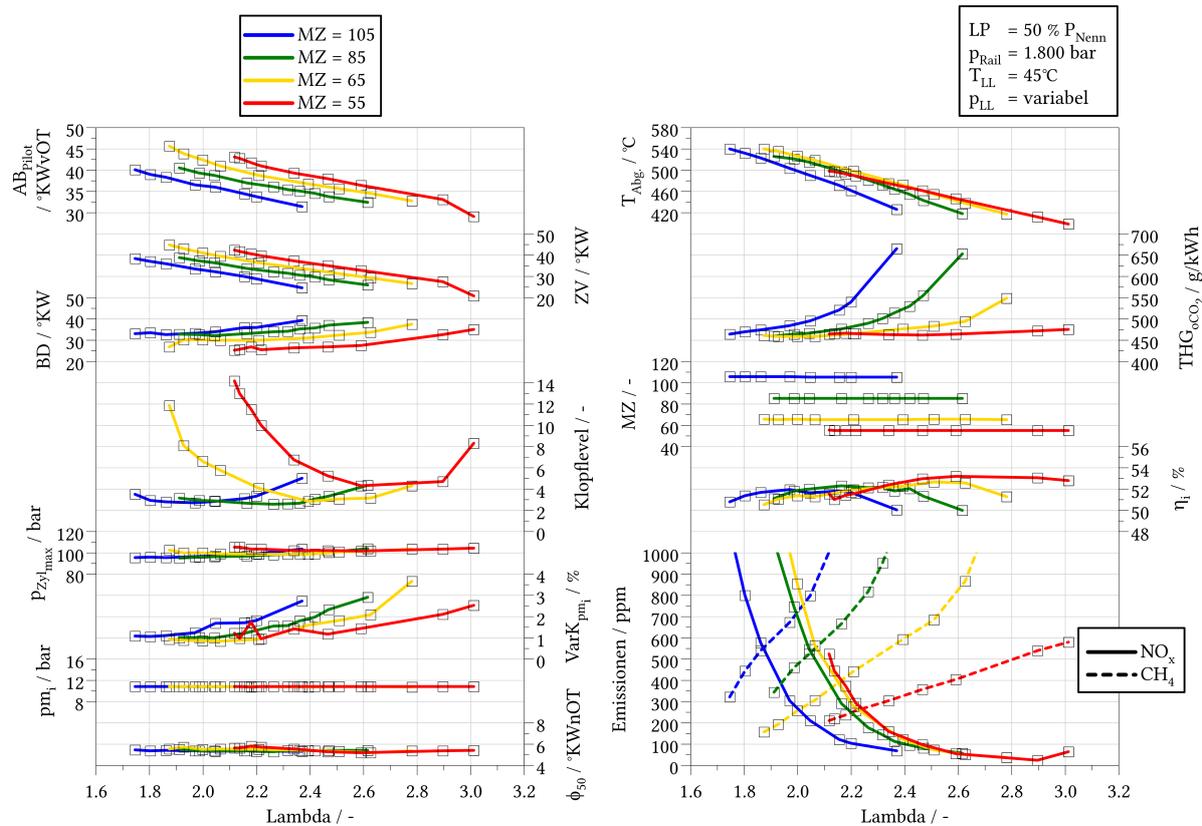


Abbildung 4.3 Lambdavarisation bei 50 % P_{Nenn} bei unterschiedlichen Methanzahl-niveaus

Es ist zu erkennen, dass sich in Abhängigkeit der Methanzahl Unterschiede im jeweils nutzbaren Lambdaniveau ergeben. Die Verläufe sind in sich konsistent und verfolgen einheitliche Trends. Erneut wird für eine direkte Vergleichbarkeit auf eine konstante Schwerpunktlage der Verbrennung (über die Anpassung des Ansteuerbeginns der Piloteinspritzung) und auf einheitliche Mitteldrücke (über die Anpassung der Brenngasmenge) geregelt.

Auf der Seite niedriger Lambdas ist erkennbar, dass die Grenze bei hohen Methanzahlen nicht durch unzulässig hohe Klopfereignisse, sondern durch den deutlichen Anstieg der NO_x -Emissionen gebildet wird. Erst bei einer MZ von 65 werden erhöhte Klopfwerte erreicht. Ein anderes Verhalten zeigt sich bei hohen Lambdawerten. Während bei einer hohen MZ die Grenze des zulässigen Betriebsbereiches durch die stark erhöhten CH_4 -Emissionen gebildet wird, ist dies bei sehr geringen Methanzahlen nicht mehr der Fall. Die Aussetzergrenze, am Versuchsträger durch einen Variationskoeffizienten von $\geq 3 \%$ definiert, wird für alle vier gezeigten Methanzahl-niveaus erreicht. Auffällig ist, dass das Klopflevel bei sehr hohen Lambdas erneut ansteigt,

obwohl die Druckverläufe keine typischen hochfrequenten Klopfanteile aufwiesen. Auf dieses Verhalten wird in Kapitel 5.3 (siehe auch Abbildung 5.6 und Abbildung A.8) im Detail eingegangen.

Durch die langen ZV bei kleinen Lambdawerten steht viel Zeit für die Aufbereitung des Pilotkraftstoffes zur Verfügung, sodass anschließend ein rascher Energieumsatz mit dementsprechend hohen NO_x -Emissionen realisiert werden kann. Entlang der einzelnen Lambdavarationen führt der zunehmende Luftüberschuss jeweils zu einer Verschleppung der Verbrennung mit ansteigenden Brenndauern. Um den Schwerpunkt konstant zu halten, muss daher der Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung fortlaufend in Richtung „spät“ verstellt werden. Die höchsten Wirkungsgrade werden jeweils bei mittleren Lambdawerten innerhalb einer Versuchsreihe erzielt. Die höheren Wirkungsgradwerte bei niedrigeren Methanzahlen werden durch das geringere Methanschlußniveau verursacht, weil bei diesen Messreihen der Propantanteil im Brenngas entsprechend höher ist. Für eine Darstellung ausgewählter Zylinderdruck- und Brennverläufe der gezeigten Messreihe sei auf die Abbildung A.3 des Anhangs verwiesen.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass das zu wählende Luftverhältnis von der Methanzahl abhängig ist und individuell für diese angepasst werden sollte. Insgesamt wird der nutzbare Betriebsbereich mit höheren Methanzahlen immer kleiner. Da eine Anpassung des Luftverhältnisses über die Aufladegruppe bei späteren Serienanwendungen durch die Bauteilträge zu einer verlangsamten Wirksamkeit führt und gleichzeitig die notwendigen Flexibilität das System technisch aufwendiger und dadurch kostenintensiver machen, stand die weitere Betrachtung möglicher Gegenmaßnahmen über die Anpassung der Ladeluftmasse nicht im weiteren Fokus dieser Arbeit.

4.3.3 Pilotmengenvariation

Die Piloteinspritzung hat beim Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung prinzipbedingt einen zentralen Einfluss auf die Zünd- und Energieumsatzvorgänge im Brennraum und somit auf die Schadstoffentstehung. Die zur Einleitung der Zündung eingesetzte Piloteinspritzmenge ist dabei eine wichtige Stellgröße (vgl. Tabelle 4.1).

Der Wirkzusammenhang einer Pilotmengenvariation bei niedriger Methanzahl wurde unter den folgenden Randbedingungen analysiert:

- Variation der Pilotmenge mit festem Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung
- Variation der Pilotmenge mit fester Schwerpunktlage der Verbrennung

In beiden Fällen wurde die Pilotmenge von der Aussetzergrenze bis zur Klopfgrenze variiert. Die Abbildung 4.4 zeigt das Ergebnis der durchgeführten Messreihen. Es fällt zunächst auf, dass beide Versuchsreihen nur eine verhältnismäßig kleine Schnittmenge von etwa 70 bis 90 mg/ASP bezüglich der nutzbaren Pilotmenge aufweisen.

Im Falle des festen Ansteuerbeginns kann die Pilotmenge in einem Bereich von etwa 45 bis 91 mg/ASP (entspricht ca. 2,0 bis 4,4 % Gesamtenergieanteil) eingestellt werden. Da mit einer Variation der Dieseleinspritzmenge bei konstantem Ansteuerbeginn direkt Einfluss auf den Zündverzug genommen wird, resultiert dies in einer eigentlich ungewollten Verstellung der

Schwerpunktlage. In der Folge ergeben sich bei kleinen Einspritzmengen sehr späte Schwerpunktlagen mit schlechten Wirkungsgraden. Wird die Pilotmenge nun erhöht, verlagert sich der Verbrennungsschwerpunkt näher an den Oberen Totpunkt heran, wodurch die Zylinder-spitzendrücke, Stickoxidemissionen und Wirkungsgrade deutlich ansteigen. Das Ende der Pilotmengenvariation wird von unzulässig hohen Klopfereignissen vorgegeben.

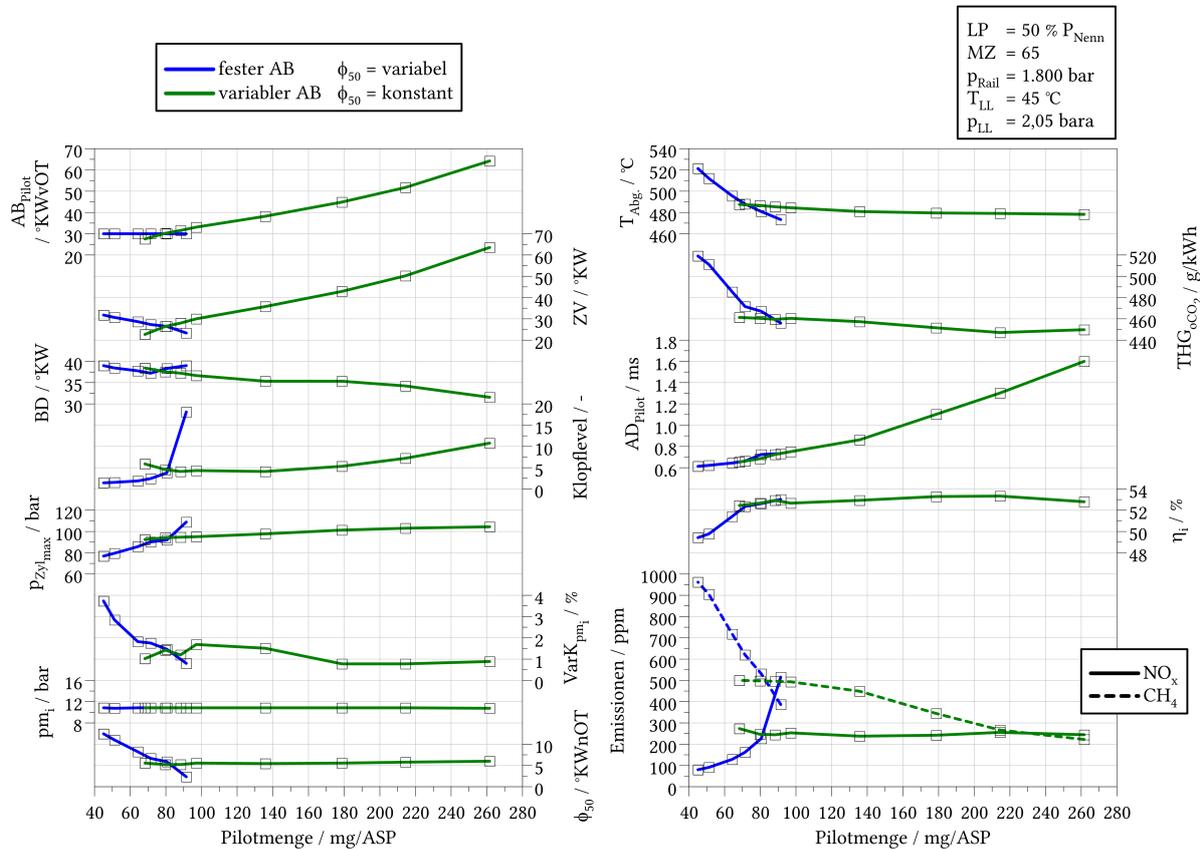


Abbildung 4.4 Pilotmengenvariationen bei MZ 65 mit festem Ansteuerbeginn und variablem Ansteuerbeginn (entspricht konstanter Verbrennungsschwerpunktlage) der Piloteinspritzung bei 50 % P_{Nenn}

Die Versuchsreihe wurde anschließend mit einer festen Schwerpunktlage der Verbrennung ($\phi_{50} = 5,5$ °KWnOT) wiederholt. Um diese zu erreichen, wurde der Ansteuerbeginn jeweils an die genutzte Pilotmenge angepasst. Es ist zu erkennen, dass ein wesentlich weiterer Dieselmengenbereich von 68 bis 262 mg/ASP (entspricht ca. 3,2 bis 12,6 % Gesamtenergieanteil) genutzt werden kann. Durch die konstante Schwerpunktlage wird der erzielbare Wirkungsgrad im Wesentlichen durch die hin zu höheren Pilotmengen sinkende CH₄-Emission positiv beeinflusst. Im Gegensatz zur Messreihe mit festem Ansteuerbeginn ist die Erhöhung der Pilotmenge aber nun weitestgehend neutral in Bezug auf die Stickoxidemission. Dieses Betriebsverhalten bestätigt die Untersuchungen von HENKE [95] bei konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung. Durch die sehr frühen Einspritzlagen steht viel Zeit für die Aufbereitung und

Homogenisierung des Pilotsprays zur Verfügung. Hierdurch werden lokal hohe Luftverhältnisse entlang der Dieselsprays erzielt und die NO_x -Bildung vermindert.

Auch bei der in Abbildung 4.4 dargestellten Versuchsreihe würde durch eine gesteigerte Pilotmenge eine Verkürzung des Zündverzuges hervorgerufen werden. Um die Schwerpunktlage der Verbrennung aber wie gefordert konstant zu halten, muss der AB der Piloteinspritzung immer weiter in Richtung „früh“ verschoben werden. Auch hier steigen der Spitzen- und Klopfdruck im Brennraum und die Klopfneigung durch die Erhöhung der Pilotmenge an, bleiben aber im Vergleich zur vorherigen Versuchsdurchführung mit festem AB deutlich geringer. Die Messreihe wurde schließlich bei sehr frühen Einspritzlagen beendet, um nicht die Gefahr der Ölverdünnung durch Kraftstoffanlagerungen auf der Zylinderwand zu provozieren. Für eine Darstellung ausgewählter Zylinderdruck- und Brennverläufe der gezeigten Messreihe sei auf die Abbildung A.4 des Anhangs verwiesen.

Auf Basis des gezeigten Vergleiches muss festgestellt werden, dass die Vorgabe des Ansteuerbeginnes der Piloteinspritzung über ein Kennfeld oder einen Festwert innerhalb des Motorsteuergerätes im Falle variierender Gasqualitäten nachteilig ist. Der nutzbare Betriebsbereich wird hierdurch zu stark eingeschränkt. Gleichzeitig kann einer klopfenden Verbrennung nicht effektiv entgegengewirkt werden. Vielmehr sollte der Ansteuerbeginn der Dieseleinspritzmenge zur Einregelung einer lastabhängigen Schwerpunktlage der Verbrennung genutzt werden. Hierdurch kann die Pilotmenge in einem größeren Bereich variiert werden, wodurch sich die Möglichkeiten zur Einflussnahme auf das Brennverfahren bei klopfreudigen Brenngasen verbessern.

4.3.4 Variation des Piloteinspritzzeitpunktes

Auf Grundlage der Wirkzusammenhänge der Pilotmengenvariation wird im Anschluss der Einfluss einer Variation der Schwerpunktlage der Verbrennung über die Verstellung des Ansteuerbeginnes des Piloten diskutiert. Die Abbildung 4.4 lässt bereits den starken Einfluss auf den Wirkungsgrad und das Klopfverhalten bei Anwendung eines festen Ansteuerbeginnes und gleichzeitiger Pilotmengenvariation erkennen. Nun soll dieser Mechanismus bei einer festen Pilotmenge untersucht werden. Die Messreihe wurde erneut bei einer Methanzahl von 65 und bei 50 % Nennleistung durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.5 dargestellt. Die Schwerpunktlage der Verbrennung wurde von der Klopfgrenze nahe des Oberen Totpunktes bei etwa $2,7^\circ\text{KWnOT}$ soweit in Richtung „spät“ variiert, bis der Wirkungsgrad deutlich abnahm und die CH_4 -Emissionen anstiegen. Die Versuchsreihe wurde bei einer Schwerpunktlage von $8,3^\circ\text{KWnOT}$ beendet. Es ist erkennbar, dass ein direkter Einfluss auf das Wirkungsgrad- und Emissionsverhalten besteht. Wird der Ansteuerbeginn weiter vom OT weg in Richtung „früh“ verstellt, erhöht sich der Zündverzug überproportional und der Verbrennungsschwerpunkt wird etwas nach „spät“ verlagert. Die Verschiebung beider Parameter erfolgt dabei nicht äquidistant und ist von weiteren Faktoren, wie beispielsweise der gewählten Pilotkraftstoffmenge, abhängig. Die Brenndauer nimmt dabei in der Tendenz leicht ab. Dieses Verhalten ist auch in der Abbildung 4.6 zu erkennen, in der die Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Messpunkte der Versuchsreihe dargestellt sind.

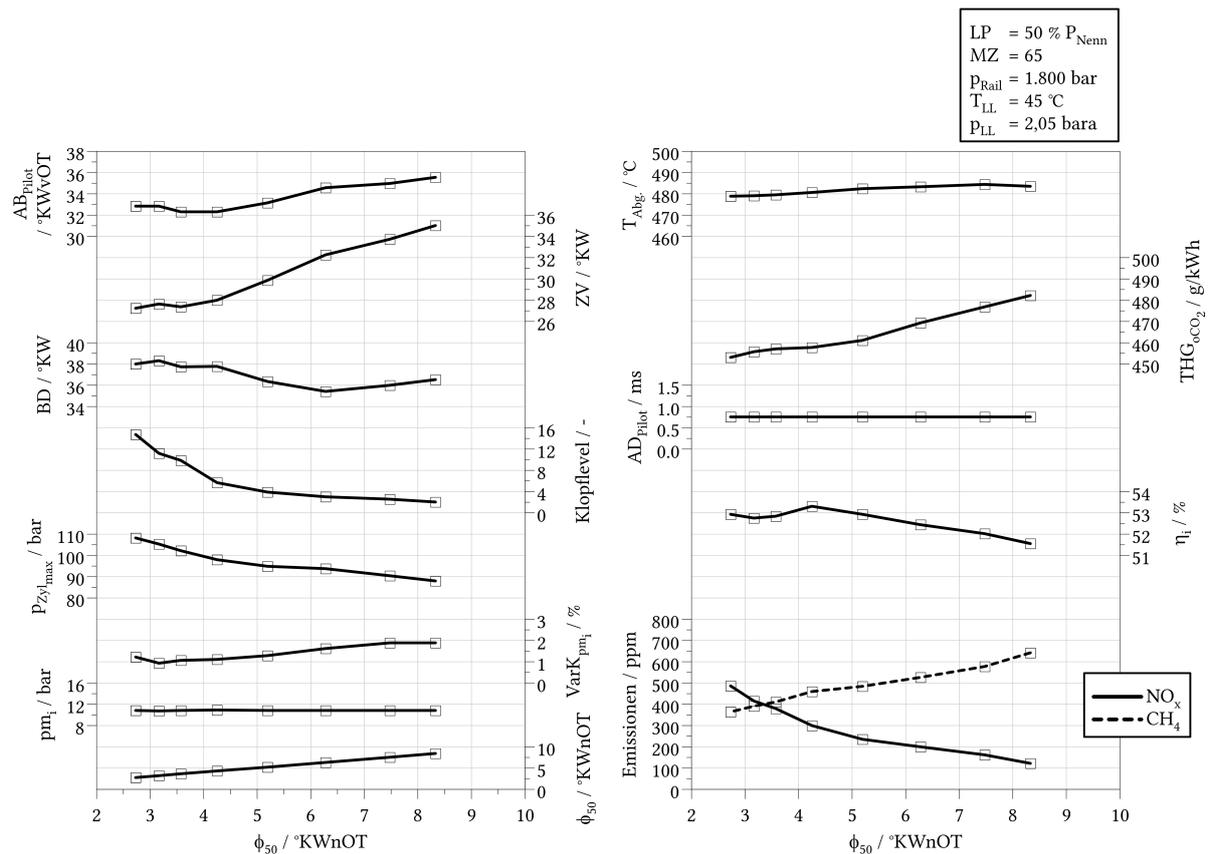


Abbildung 4.5 Variation der Schwerpunktlage der Verbrennung bei 50 % P_{Nenn} (realisiert über die Anpassung des Ansteuerbeginnes der Piloteinspritzung bei gleichzeitig konstanter Pilotmenge)

Die Versuchsreihe wurde für alle vier analysierten Betriebspunkte durchgeführt, um einen lastabhängigen Sollwert für die Verbrennungsschwerpunktlage für nachfolgende Untersuchungen festzulegen. Dabei wurde jeweils darauf geachtet, dass ausreichend Abstand zur Klopf- und Aussetzergrenze verbleibt und die betrachteten Hauptabgasemissionen NO_x und CH₄ auf einem mittleren Niveau liegen. Für die weiteren Untersuchungen wurden die folgenden Sollwerte festgelegt:

25 % P _{Nenn}	6,0 °KWnOT
50 % P _{Nenn}	5,5 °KWnOT
75 % P _{Nenn}	6,5 °KWnOT
100 % P _{Nenn}	8,0 °KWnOT

Ebenfalls lässt sich aus der Messreihe ableiten, dass bei Abnahme der MZ immer auch eine bewusste Spätverstellung des Verbrennungsschwerpunktes als Maßnahme gegen klopfende Verbrennung umgesetzt werden kann. Zwar wird hierdurch der Wirkungsgrad herabgesetzt, jedoch kann unter Umständen eine Leistungsreduktion (sog. Derating) des Motors vermieden werden.

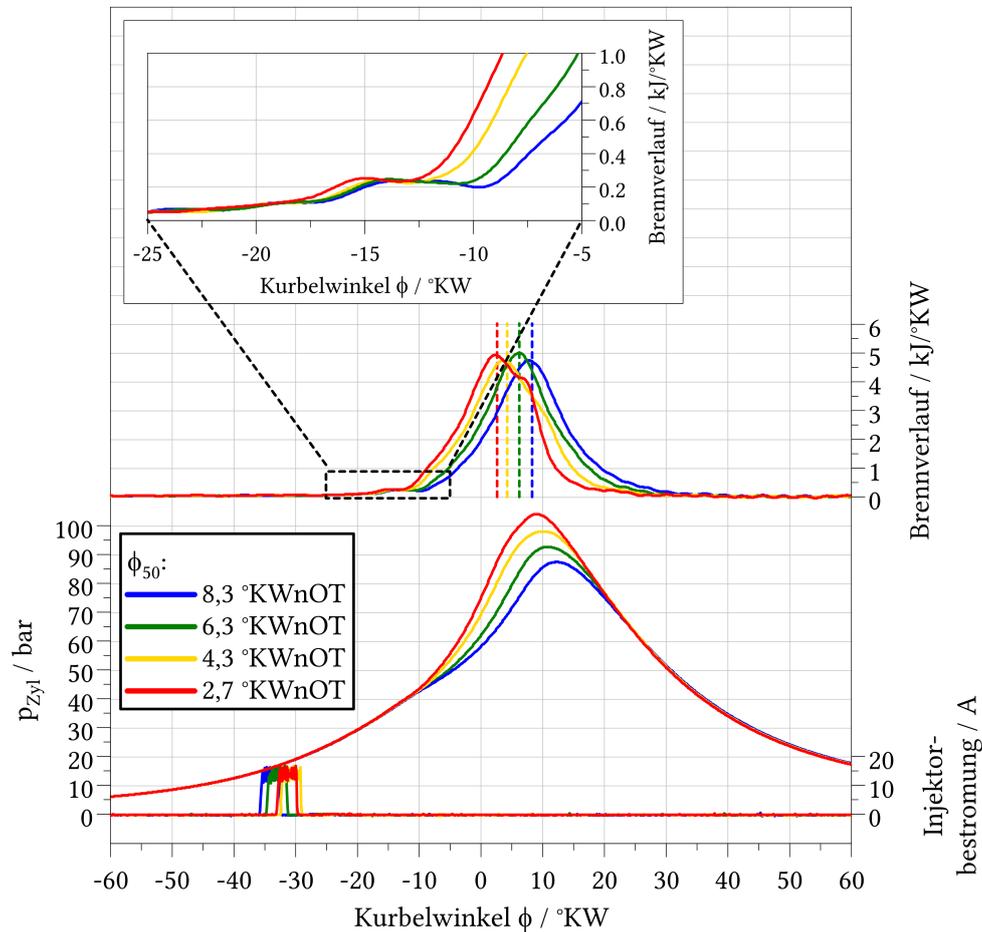


Abbildung 4.6 Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Schwerpunktlagen in Abhängigkeit des Ansteuerbeginnes der Piloteinspritzung (repräsentiert durch die Injektorbestromung) gemäß Abbildung 4.5

Bei einer detaillierten Betrachtung der Brennverläufe fällt ein erster Energieumsatz im Bereich zwischen etwa -18 und -10 °KW auf, welcher nicht unmittelbar in den Hauptenergieumsatz übergeht, sondern nach einer Plateauphase teilweise sogar leicht rückläufig ist (siehe Detaildarstellung Abbildung 4.6). Dieses Verhalten ist in allen im Anhang A2 enthaltenen Brennverläufen erkennbar. Dabei ist die Intensität der Ausprägung auch von der jeweils durchgeführten Parametervariation abhängig. Gemäß der Vorstellung des phänomenologischen Verbrennungsmodells nach UNFUG [26] und GROCHOWINA [27] in Kapitel 2.3.2 kann ein erster Niedrigtemperaturumsatz im Volumen des Brennraumes, gefolgt von einem zweiten Energieumsatz im sogenannten post flame Bereich, eine Erklärung für dieses Verhalten

sein [96]. Um detailliertere Aussagen über die räumliche Verteilung der Zündungseinleitung und den weiteren Flammenfortschritt treffen zu können, wären jedoch zusätzliche optische Analysen realer Verbrennungsvorgänge notwendig, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt werden konnten.

4.3.5 Pilot-Raildruckvariation

Entsprechend der zu Beginn des Kapitels aufgeführten möglichen Maßnahmen gegenüber einer sich verändernden Gasqualität wurde abschließend der Einfluss des genutzten Raildruckes der Piloteinspritzung untersucht. Hierzu wurden Versuchsreihen in allen vier Lastpunkten im Bereich von 1.000 bis 2.200 bar Raildruck durchgeführt. Die Abbildung 4.7 stellt exemplarisch die Ergebnisse bei 50 % P_{Nenn} dar. Analog zu vorhergehenden Messreihen wurden die Schwerpunktlage der Verbrennung und der indizierte Mitteldruck konstant gehalten.

Würde der Einfluss einer Raildruckerhöhung bei konstantem Ansteuerbeginn des Pilotinjektors isoliert untersucht, wäre von einer Zunahme des Zündverzuges auszugehen. Diese Annahme ist in der Intensivierung der Gemischbildung und einem stärkeren Einfluss des air entrainments bei hohen Raildrücken an der Rückseite des Dieselsprays begründet. Da im hier vorgestellten Motorexperiment aber gleichzeitig auf eine konstante Schwerpunktlage der Verbrennung geregelt wurde, muss der Ansteuerbeginn des Pilotinjektors bei Steigerung des Raildruckes in Richtung „spät“ verstellt werden. Der resultierende ZV nimmt daher ab. Aufgrund des steigenden Raildruckes kommt es zu einer Abnahme der für die Kraftstoffdosierung notwendigen Bestromungsdauer des Injektors. Im dargestellten Fall beträgt die Reduktion der Bestromungsdauer zwischen 1.400 und 2.200 bar insgesamt 4,7 °KW (ermittelt aus Ansteuerbeginn und Bestromungsdauer). Dadurch, dass die Piloteinspritzung mit jeder Raildruckerhöhung näher am Oberen Totpunkt stattfindet, liegen immer bessere Bedingungen für die Dieselaufbereitung vor, da Druck und Temperatur im Brennraum weiter ansteigen. Hierdurch verkürzt sich der ZV zusätzlich. Entlang der Raildruckvariation ergeben sich keine signifikanten Unterschiede in Bezug auf den Zylinderspitzenruck oder das Klopfverhalten. Hinsichtlich des Wirkungsgrad- und Emissionsverhaltens zeigen sich leichte Vorteile hin zu hohen Raildrücken.

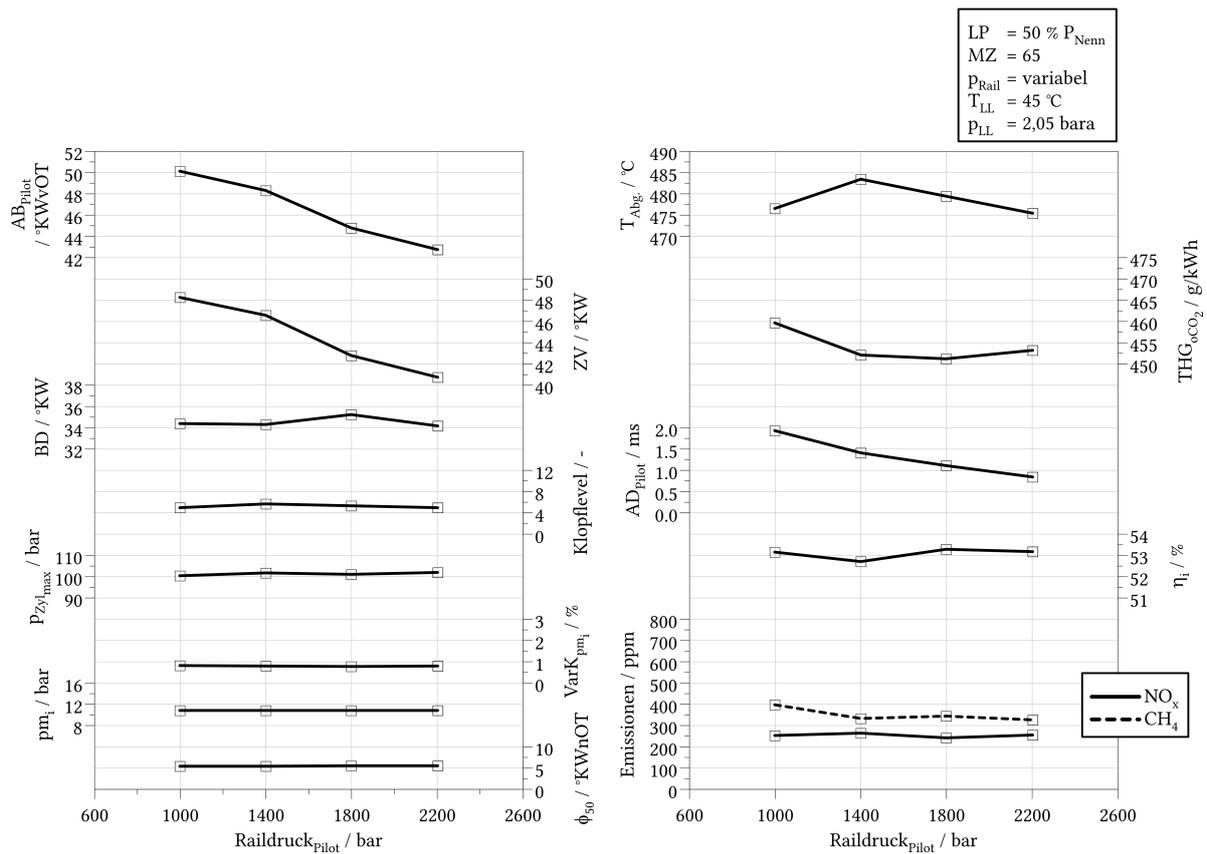


Abbildung 4.7 Variation des Raildruckes des Pilotkraftstoffes bei konstanter Pilotmenge bei 50 % P_{Nenn}

Als einzeln betrachtete Maßnahme zeigt eine Erhöhung des Raildruckes somit zunächst keinen grundlegenden Vorteil bei niedrigen Methanzahlen, da insbesondere der Einfluss auf das Klopfverhalten in den aufgenommenen Messreihen auch bei höheren Motorlasten nicht deutlich erkennbar ist. Für eine Darstellung der zugehörigen Zylinderdruck- und Brennverläufe der gezeigten Messreihe sei auf die Abbildung A.5 des Anhanges verwiesen.

4.3.6 Piloteinspritzstrategie

Gemäß Tabelle 4.1 stellt abschließend auch die Anwendung einer speziellen Piloteinspritzstrategie eine Option zur Einflussnahme auf variierende Gasqualitäten dar. Hierunter sind ein oder mehrere der Zündeinspritzung vorgelagerte Voreinspritzungen zu verstehen, deren Anwendung eine Vielzahl an zusätzlichen Variationsparametern bedeuten. Für jede gewählte Voreinspritzung müssen folgende Größen festgelegt werden:

- Einspritzzeitpunkt
- Abstand zu vorangehenden und nachfolgenden Piloteinspritzungen
- Absolute Einspritzmenge
- Aufteilung der Gesamtpilotmenge auf Voreinspritzungen und Zündeinspritzung

HENKE befasst sich in seiner Dissertation [95] umfassend mit der Analyse von Mehrfacheinspritzstrategien zur Senkung der Stickoxid- und Methanemissionen. Dabei wurde eine konstante mittlere Gasqualität mit einer Methanzahl von 85 verwendet. In ausgewählten Versuchen wurden deshalb Doppeleinspritzstrategien bei einer Methanzahl von 65 im Rahmen dieser Arbeit untersucht. Positive Effekte auf das Klopfverhalten konnten dabei zunächst nicht beobachtet werden. Da zusätzliche Pilotvoreinspritzungen außerdem zu einer erheblichen Vergrößerung des zu untersuchenden Parameterraumes geführt hätten, entfällt die weitere Betrachtung von Mehrfach-Piloteinspritzstrategien an dieser Stelle.

4.4 Kombination der Piloteinspritzmaßnahmen

Nach der isolierten Betrachtung von Einzelmaßnahmen werden die mit der Piloteinspritzung verknüpften Parameter nun kombiniert betrachtet. Da die Pilotmengen- und Raildruckvariationen, wie voranstehend gezeigt, bei gleichzeitiger Regelung auf eine konstante Schwerpunktlage direkte Rückwirkung auf den Ansteuerbeginn haben, erscheint diese Vorgehensweise zielführend.

Die Abbildung 4.8 zeigt vier einzelne Pilotmengenvariationen, die jeweils bei verschiedenen Raildrücken durchgeführt wurden. Die Pilotmenge wird über dem für eine konstante Schwerpunktlage der Verbrennung resultierenden Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung dargestellt. Die zur Erstellung dieser kennfeldbasierten Darstellung notwendigen Versuche wurden für die Lastpunkte 50, 75 und 100 % vollumfänglich durchgeführt. Da bei 25 % P_{Nenn} keine Klopfproblematik beim Einsatz von Brenngasen mit geringer Methanzahl am verwendeten Versuchsträger nachgewiesen werden konnte, entfällt die weitere Betrachtung dieses Lastpunktes. Nachfolgend werden die Zusammenhänge bei 50 % P_{Nenn} exemplarisch diskutiert. Für die entsprechenden Darstellungen bei 75 und 100 % Nennleistung sei auf den Anhang A3 verwiesen.

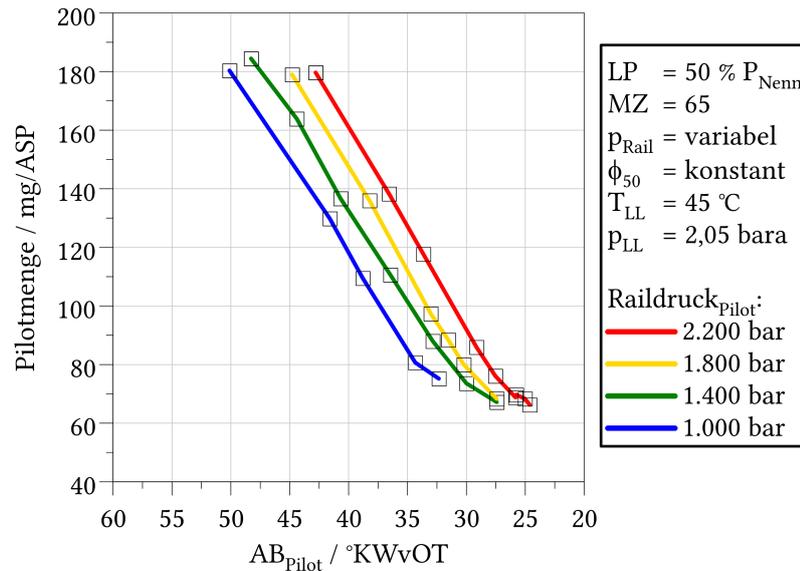


Abbildung 4.8 Kennfeldbasierte Darstellung von vier Pilotmengenvariationen bei jeweils unterschiedlichen Raildrücken über dem Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung bei einer Methanzahl von 65 und bei 50 % P_{Nenn}

Der aus der Variation des Raildruckes (vgl. Abbildung 4.7) bekannte Zusammenhang zwischen einem erhöhten Raildruck und dem verkürzten Zündverzug bei Regelung auf eine konstante Verbrennungsschwerpunktlage ist auch in Abbildung 4.8 erkennbar, wenn der Rückgang des ABs entlang einer horizontalen Pilotmenge (z.B. bei 180 mg/ASP) bei Zunahme des Raildruckes verfolgt wird. Zusätzlich ist der Zusammenhang zwischen einer erhöhten Piloteinspritzmenge und dem hieraus resultierenden früheren Ansteuerbeginn (vgl. Abbildung 4.4) bei Regelung auf eine feste Verbrennungsschwerpunktlage erkennbar. Die Kombination beider Zusammenhänge in einer kennfeldbasierten Darstellung ermöglicht nun die Abbildung einer jeweils in Abhängigkeit stehenden dritten Größe wie sie nachfolgend erfolgt. Die Farbinformationen der Isoflächen geben dabei jeweils die Information in z-Richtung des Diagrammes an. Zunächst werden die Zusammenhänge an einer Auswahl von vier voneinander abhängigen Größen vorgestellt und diskutiert. Anschließend erfolgt die Darstellung aller Teilgrößen zusammenhängend in einer Gesamtansicht, um eine ganzheitliche Betrachtung zu ermöglichen. Die einzelnen Effekte und Wirkzusammenhänge werden nachfolgend diskutiert.

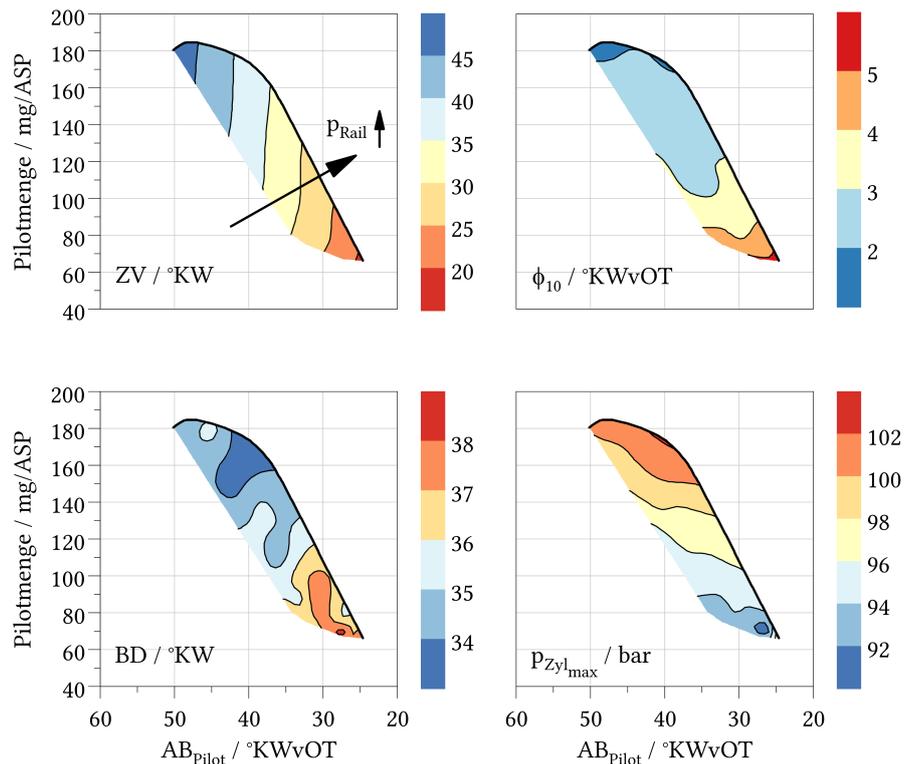


Abbildung 4.9

Auszug kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} (T_{LL}=45 °C; p_{LL}=2,05 bara)

Entsprechend des vom Dual-Fuel-Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung bekannten Zusammenhanges zwischen der Frühverschiebung der Piloteinspritzung und der damit verbundenen Verlängerung des Zündverzuges kann dieses Verhalten auch im vorliegenden Diagramm beobachtet werden. Die Verlängerung fällt dabei in Grad-Kurbelwinkel (°KW) gemessen nahezu äquidistant zum früheren Ansteuerbeginn aus. Eine Erhöhung der eingespritzten Pilotmenge hat auf den Zündverzug jedoch keinen signifikanten Einfluss, solange, wie im gezeigten Fall, der Ansteuerbeginn auf eine konstante Schwerpunktlage der Verbrennung geregelt wird. Der Brennbeginn erfolgt bei kleinen Pilotmengen und „späten“ Einspritzlagen aufgrund des kurzen Zündverzuges weiter vor dem Oberen Totpunkt. Wird die Pilotmenge nun erhöht, verlagert sich der Brennbeginn weiter in Richtung des OTs. Weiterhin kommt es durch die Erhöhung der Pilotmenge zu einer Verkürzung der Brenndauer. Diese fällt im betrachteten Lastpunkt um bis zu 4 °KW kürzer bei Wahl einer Pilotmenge von ca. 160 bis 180 mg/ASP gegenüber der initialen Einspritzmenge von ca. 70 mg/ASP aus. In der Folge der erhöhten Umsatzgeschwindigkeit nimmt der Zylinderspitzendruck zu.

Werden nun die von Pilotmenge und Raildruck abhängigen Zielgrößen zur Bewertung des Betriebsverhaltens ganzheitlich wie in Abbildung 4.10 dargestellt, lassen sich weitere Effekte erkennen:

- Trotz der im Vergleich zur Literatur zum Teil recht hohen Dieselpilotmengen kommt es offensichtlich entsprechend der nicht erhöhten CO (Kohlenstoffmonoxid) und NMHC-Emissionen (Non Methane Hydrocarbons) zu keinem Wandauftrag des Dieselsprays.
- Die NO_x-Emissionen unterliegen trotz stark erhöhten Pilotmengen keinem drastischen Anstieg und sind in weiten Teilen des Kennfeldes IMO Tier III konform.
- Die CH₄-Emissionen sind nur hin zu kleineren Pilotmengen etwas erhöht.
- Die THG-Emissionen unterliegen einem leichten Gradienten. Vorteile ergeben sich für höhere Pilotmengen und Raildrücke aufgrund des hierdurch verbesserten Methanumsatzes.
- Die Verlängerung des Zündverzuges fällt nahezu äquidistant zur Frühverschiebung des Ansteuerbeginnes der Piloteinspritzung bei größeren Dieselmengen aus.
- In der Folge verschiebt sich der Brennbeginn bei größeren Pilotmengen in Richtung des OT.
- Die Brenndauer wird durch die Erhöhung der Pilotmenge und damit der Zündenergie verkürzt, jedoch ohne negative Auswirkung auf die NO_x-Emission (aufgrund hoher Zündverzögerungen und weitreichender Homogenisierung des Pilotkraftstoffes).
- Der Variationskoeffizient des Mitteldruckes zeigt einen Anstieg hin zu kleineren Pilotmengen und Raildrücken. Im betrachteten Betriebspunkt wird der Grenzwert für einen instabilen Motorbetrieb ($\text{VarK} \geq 3 \%$) jedoch im gesamten Kennfeld unterschritten.
- Der Anstieg des Zylinderspitzendruckes korreliert mit der Verkürzung der Brenndauer.
- Das Klopflevel ist im überwiegenden Teil des dargestellten Kennfeldes sehr gering. Lediglich durch die sehr „späten“ Einspritzlagen bei geringen Dieselmengen und gleichzeitig hohem Raildruck kommt es zu einem starken Anstieg des Klopfverhaltens.
- Der indizierte Wirkungsgrad ist ebenfalls nur leichten Veränderungen im Kennfeld unterworfen. Vorteile ergeben sich hin zu höheren Pilotmengen und Raildrücken.
- Die Schwankungsbreite des Verbrennungsluftverhältnisses λ ist über das Kennfeld gering. Bei hohen Dieselmengen ist eine Tendenz zu magerem Betrieb erkennbar.
- Die Abgastemperatur unterliegt nur einer geringen Streuung und korreliert mit dem Wirkungsgradverlauf.

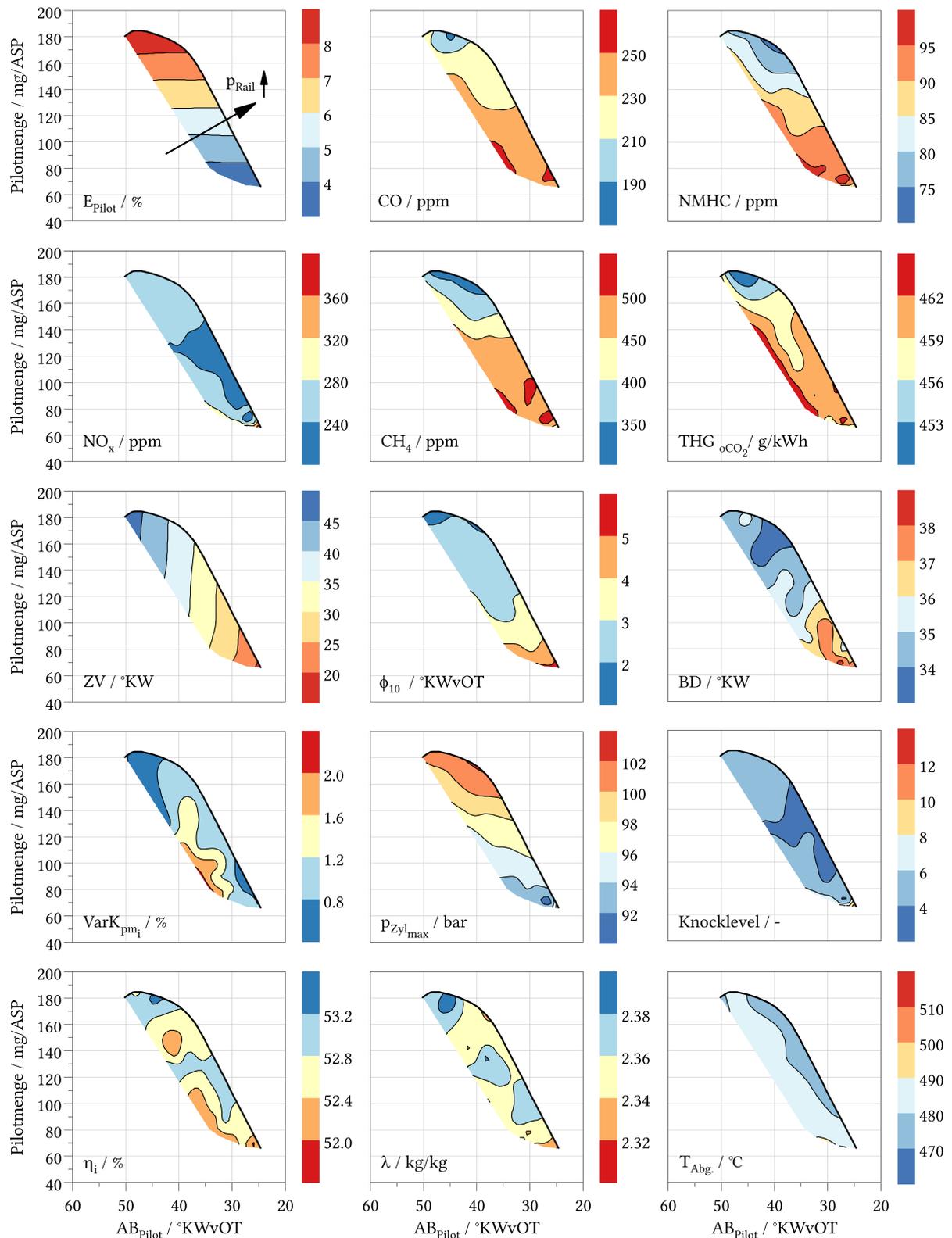


Abbildung 4.10 Übersicht kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} (T_{LL}=45 °C; p_{LL}=2,05 bara)

Zusammenfassend lassen sich nachfolgende Kernaussagen treffen:

- Eine erhöhte Pilotmenge führt zu keinen Nachteilen im Klopf- und Emissionsverhalten.
- Geringe NO_x - und CH_4 -Emissionen lassen sich auch unter Anwendung eines Brenngases mit MZ 65 in weiten Kennfeldbereichen gleichzeitig erreichen.
- Ein hoher Wirkungsgrad und niedrige Klopfwerte lassen sich miteinander verbinden.
- Der subjektiv beste Kompromiss der Zielgrößen lässt sich bei höheren Pilotmengen und Raildrücken erreichen. Eine weiterführende Objektivierung erfolgt in Kapitel 5.
- Notwendige Voraussetzung zur Erreichung dieses Optimums ist die Regelung des Verbrennungsschwerpunktes über den Ansteuerbeginn der Dieselpiloteinspritzung auf einen lastabhängigen Sollwert.
- Der entscheidende Parameter ist der Abstand des Ansteuerbeginns der Piloteinspritzung zum Brennbeginn. Dieser resultiert bei aktiver Regelung des Verbrennungsschwerpunktes aus der gewählten Pilotmenge.

Die entsprechenden Kennfelder für 75 % (Abbildung A.6) und 100 % P_{Nenn} (Abbildung A.7) sind dem Anhang A3 zu entnehmen. Hierin lassen sich qualitativ die gleichen Abhängigkeiten erkennen. Eine Ausnahme bildet hierbei das Klopfverhalten, das bei den beiden höheren Lastpunkten hin zu größeren Pilotmengen deutlich ansteigt. Der direkte Vergleich der Klopfwerte mit identischer Skalierung in Abbildung 4.11 zeigt darüber hinaus auch, dass die absolute Pilotmenge mit ansteigender Last ebenfalls in der Tendenz gesteigert werden sollte. Der Ansteuerbeginn verlagert sich hierdurch zu „früheren“ Einspritzzeitpunkten.

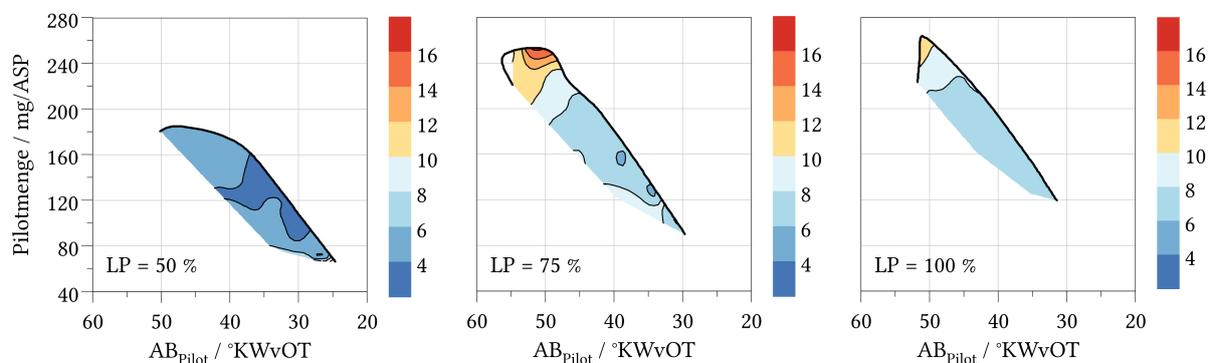


Abbildung 4.11 Kennfeldbasierte Darstellung des von Pilotmenge und Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Klopflevels bei Methanzahl 65 für die drei Lastpunkte 50, 75 und 100 % P_{Nenn} (T_{LL} bei 100 % P_{Nenn} um 5 °C ggü. 50 und 75 % P_{Nenn} abgesenkt, da eine Vermessung des Betriebspunktes aufgrund zu hoher Klopfwerte sonst nicht möglich gewesen wäre)

Zusammenfassung

Das Kapitel 4 stellt als Ausgangspunkt für die Erstellung eines Regelungskonzeptes, welches Einfluss auf eine sich verändernde Gasqualität nehmen soll, eine Vielzahl von Parametervariationen vor. Der initialen Analyse des Betriebsverhaltens des Versuchsträgers bei abnehmender Methanzahl schließt sich eine umfassende und isolierte Betrachtung der einzelnen zur Verfügung stehenden Gegenmaßnahmen an. Die im Vorfeld getroffenen Erwartungshaltungen konnten durch die Motorenversuche verifiziert werden. Abschließend erfolgte eine ganzheitliche kennfeldbasierte Betrachtung der mit der Piloteinspritzung verknüpften Einzelmaßnahmen. Hieraus ließ sich zum einen deutlich die Schlüsselrolle der Piloteinspritzung auf das Brennverfahren erkennen. Zum anderen konnte der Abstand des Ansteuerbeginns der Piloteinspritzung zum Brennbeginn als entscheidender Parameter identifiziert werden.

Ausgehend von den in Kapitel 4 durchgeführten Versuchsreihen erfolgt in einem anschließenden Schritt die Detailanalyse der aufgenommenen Indiziermessdaten. Diesem Arbeitsschritt liegt die Annahme zugrunde, dass innerhalb des Zylinderdruckes alle Informationen zur Erkennung der im Unterkapitel 2.5 vorgestellten Verbrennungsanomalien enthalten sind. Durch die Datenanalyse sollen Vergleichsparameter definiert werden, die zur Erstellung eines gasqualitätsabhängigen Regelungskonzeptes geeignet erscheinen. Die Ergebnisse dieser Betrachtungen werden im folgenden Kapitel 5 vorgestellt.

5 Erstellung eines neuartigen Regelungskonzeptes

Nach der Beschreibung und Analyse der experimentellen Versuchsdaten und der am Versuchsträger feststellbaren Wirkmechanismen soll ein Regelungskonzept erstellt werden, das in der Lage ist einen wirkungsgrad- und emissionsoptimalen Motorbetrieb auch bei schwankender Brenngasqualität sicherzustellen [97]. Dabei gelten die in Kapitel 4 aufgestellten Zielstellungen:

- Abbildung eines Methanzahlbereiches von mindestens 65 bis 105
- Darstellung aller Motorlasten ohne hardwareseitige Anpassungen
- Abbildung des Wirkungsgradoptimums bei jeder Brenngasqualität
- IMO Tier III konformer Betrieb bei jeder Brenngasqualität
- Strikte Vermeidung unzulässig hoher Klopferevents

5.1 Vorbetrachtungen

Um ein solches Regelungskonzept erstellen zu können, ist zunächst die Kenntnis über die am verwendeten Versuchsträger zur Verfügung stehenden Aktuatoren notwendig. Über diese kann Einfluss auf die gewünschten Zielgrößen genommen werden. Das zu erstellende Regelungskonzept soll jedoch möglichst allgemeingültig für die betrachtete Motorenkategorie sein. Einzelne Hersteller verfügen eventuell über abweichende Aktuatoren, können aber in der Regel die identischen Zielgrößen beeinflussen. Zusätzlich wird zunächst nur ein quasistationärer Motorbetrieb berücksichtigt. Ein dynamischer Wechsel zwischen unterschiedlichen Lastpunkten wird somit nicht zum Gegenstand der Untersuchungen gemacht, da sich eine Änderung der Gasqualität bei Marineanwendungen üblicherweise nicht plötzlich vollzieht und der verwendete Versuchsträger als Einzylinder typischerweise nicht für die Vermessung von instationärem Betriebsverhalten geeignet ist.

Der veröffentlichte Stand der Technik zu den in Serie befindlichen Regelungsstrategien an Großgasmotoren wurde bereits in Unterkapitel 2.6 vorgestellt. Das hier zu erstellende Konzept soll es ermöglichen, ein möglichst weites Spektrum von Brenngasqualitäten für die Nutzung in Dual-Fuel-Motoren ohne eine Anpassung der Motorhardware anwendbar zu machen. Hierdurch könnte die in Kapitel 2.1 geschilderte Problematik beim Bunkern unterschiedlicher Qualitäten gelöst und die Akzeptanz des Motorenkonzeptes deutlich gesteigert werden. Zusätzlich ließe sich die Variantenvielfalt der Motorenhersteller reduzieren und somit Kosten für bislang notwendige Anpassungen auf spezifische Gasqualitäten senken. Die Tabelle 5.1

listet die am Versuchsträger zur Verfügung stehenden Zielgrößen und zugehörigen Stellgrößen auf.

Tabelle 5.1 Auflistung der am Versuchsträger (bzw. Vollmotor) zu kontrollierenden Zielgrößen und der über Aktuatoren beeinflussbaren Stellgrößen; Unterscheidungsmerkmale zum Vollmotor stellen Aktuatorkonzepte für Ladelufttemperatur (Kühlwassertemperatur Ladeluftkühler) und Ladeluftdruck (Blow off / Wastegate) dar

Zielgrößen	Stellgrößen
Ladungsmasse	
Lambda	Heizregister (Kühlwassertemperatur Ladeluftkühler) Druckregelventil (Blow off / Wastegate)
Millergrad	FCT-Position
Pilotkraftstoffeinspritzung	
Pilotmenge	Ansteuerdauer Pilot
Zündzeitpunkt	Ansteuerbeginn Pilot
Einspritzdruck	Raildruck
Pilotstrategie	Mehrfachansteuerung
Brenngaseinblasung	
Gasmenge	Ansteuerdauer SOGAV Überdruck Brenngas-Ladeluft
Gasschlupf	Ansteuerbeginn SOGAV

Als Grundvoraussetzung muss der zu regelnde Motor über eine zylinderindividuelle Brennraumdruckindizierung verfügen. Diese ist bei heute in Betrieb genommenen Großmotoren Stand der Technik und kann gleichzeitig für sogenannte Condition Monitoring und Predictive Maintenance Ansätze genutzt werden. Hierbei ist es das Ziel durch die Überwachung einzelner Prozessparameter Rückschlüsse auf den Alterungszustand spezifischer Motorkomponenten zu ziehen und somit ein lebensdauerangepasstes Wartungskonzept erstellen zu können [98]. Das Indiziersystem des Versuchsmotors wurde entsprechend angepasst und um eine Übertragung der Zylinderdruckdaten auf die ECU erweitert. Hierdurch kann nun eine thermodynamische Analyse online während des Motorbetriebes erfolgen.

Eine zylinderselektive Gasdosierung (MPI = Multi Port Injection) ist die Grundvoraussetzung für die Anwendung des Cylinder Balancings, jedoch nicht zwingend für das hier zu erstellende Regelungskonzept notwendig. Aufgrund der Nutzung eines Einzylinders mit MPI als Versuchsträger können keine weiteren Aussagen zum Abgleich einzelner Zylinder untereinander getroffen werden. Entscheidender ist eine für die thermodynamischen Berechnungen ausreichend leistungsfähige Steuergeräte- und Programmstruktur, die in den zur Verfügung stehenden Zeitskalen alle Operationen ausführen kann. Im Fall der betrachteten Mittelschnellläufer wirken sich die vergleichsweise geringen Drehzahlen hierauf positiv aus. Die

am Versuchsmotor installierte Steuergerätearchitektur wurde in Abbildung 3.5 bereits vorgestellt.

Das Regelungskonzept soll außerdem berücksichtigen, dass zunächst weiter ein übergeordneter Klopf limiter zum Einsatz kommt. Dieser bestimmt auf einer von der Motorsteuerung unabhängigen Hardware ein zylinderdruckbasiertes Klopflevel (vgl. Kapitel 3.4). Im Fehlerfall des neuartigen Regelungskonzeptes oder beim Auftreten plötzlicher Verbrennungsanomalien, beispielsweise von Vorentflammungen und sich daran anschließender selbstverstärkender Klopf events, kann so der Schutz des Forschungsmotors gewährleistet werden.

5.2 Vorstellung des Regelungskonzeptes

Nach den grundlegenden Vorbetrachtungen zu den zur Verfügung stehenden Stellgrößen und den benötigten Zielgrößen wurde ein vereinfachtes Blockschaltbild des aufzubauenden Reglers erstellt. Aus diesem kann die für die ECU zu erstellende Programmstruktur abgeleitet werden.

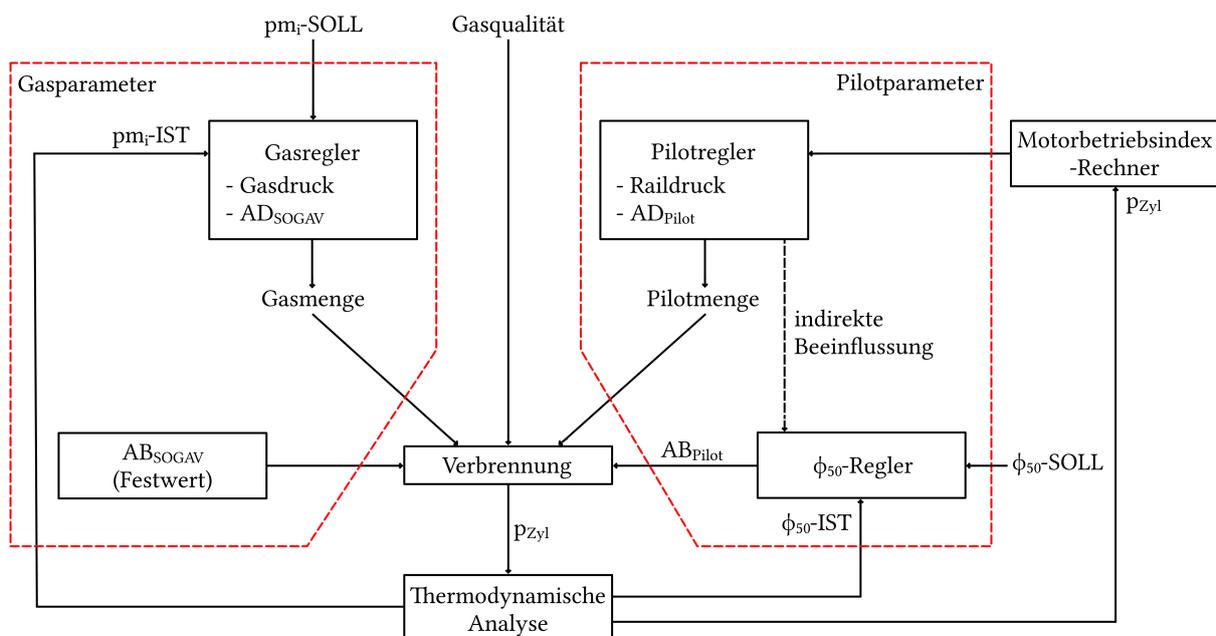


Abbildung 5.1 Vereinfachtes Blockschaltbild des Regelungskonzeptes zur Einflussnahme auf eine sich verändernde Gasqualität

Nachfolgend werden der Aufbau und die Funktion kurz erläutert. Dabei wirkt die dem Motor zugeführte Brenngasqualität als äußere Störgröße auf den Verbrennungsprozess, deren Auswirkungen ausgeglichen werden sollen.

Gasparameter:

In Abhängigkeit des vom Bediener geforderten Betriebspunktes des Motors (Drehzahl = Festdrehzahl entsprechend Generatorbetrieb und pm_i -SOLL) ergibt sich eine hierfür notwendige Gasmenge. Wird der geforderte Mitteldruck (pm_i) erreicht, bleibt die Gasmenge konstant. In Folge einer Gasqualitätsschwankung kann es jedoch zu einer Veränderung des Heizwertes des dem Motor zugeführten Brenngases und somit zu einem Unter- oder Überschreiten des pm_i -SOLL kommen. Die Brenngasmenge (und somit die Energiemenge) muss dann entsprechend angepasst werden. Da in der Regel ein konstanter Gasüberdruck gegenüber dem Ladeluftdruck Anwendung findet, wird hierzu die Bestromungsdauer des Brenngasventils (SOGAV) von der Motorsteuerung angepasst. Durch eine variierende Gasqualität kommt es aber auch zu einer schwankenden Verbrennungsperformance, sodass unter Umständen der Wirkungsgrad steigt oder sinkt und die Gasmenge auch hierauf angeglichen werden muss. Der optimale Zeitpunkt der Gaseinblasung (AB = Ansteuerbeginn) in den Ladeluftkanal (räumlich direkt vor den Einlassventilen) wird in der Regel in Motorversuchen herausgefunden und im laufenden Betrieb über einen Festwert vorgegeben. Hierbei muss ein Kompromiss aus der Vorlagerung und dem Überspülen von Brenngas während der Ventilüberschneidung gefunden werden.

Pilotparameter:

In Bezug auf den Pilotkraftstoff müssen entsprechend der Tabelle 5.1 die Ansteuerdauer (AD) des Pilotinjektors, der genutzte Raildruck und der Ansteuerbeginn (AB) eingestellt werden. Die Pilotstrategie soll auf eine einzelne Zündeinspritzung begrenzt werden. Hierdurch wird der variierbare Parameterraum verkleinert (vgl. Kapitel 4.3.6) und die Lebensdauer des Pilotinjektors geschont. Der anzuwendende Ansteuerbeginn resultiert aus der thermodynamischen Analyse und wird über einen ϕ_{50} -Regler angepasst, bis der lastpunktabhängige Sollwert für die Schwerpunktlage der Verbrennung erreicht wird. Die Werte für Pilotmenge und Raildruck sollen nun über den neu zu erstellenden Pilotregler bestimmt werden. Dabei muss beachtet werden, dass es infolge einer Anpassung der Pilotmenge zu einer Rückwirkung auf die Verbrennungsschwerpunktlage kommt, sodass der Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung durch den ϕ_{50} -Regler nachgeführt werden muss. Diese Abhängigkeit muss im weiteren Verlauf bei der Reglerparametrierung berücksichtigt werden.

Thermodynamische Analyse:

Dadurch, dass das Motorsteuergerät über eine eigene Zylinderdruckindizierung verfügt, können typische thermodynamische Kenngrößen (z.B. ϕ_{10} , ϕ_{50} , ϕ_{90} , pm_i , ...) zur Charakterisierung der Verbrennungsperformance online während des Motorbetriebes ermittelt und zu Regelungszwecken genutzt werden.

MBI-Rechner (Motorbetriebsindex):

Der Pfad der Pilotparameter aus Abbildung 5.1 (rechte Bildhälfte) kann in der aus der Regelungstechnik bekannten Schreibweise als klassisches Blockschaltbild wie folgt dargestellt werden.

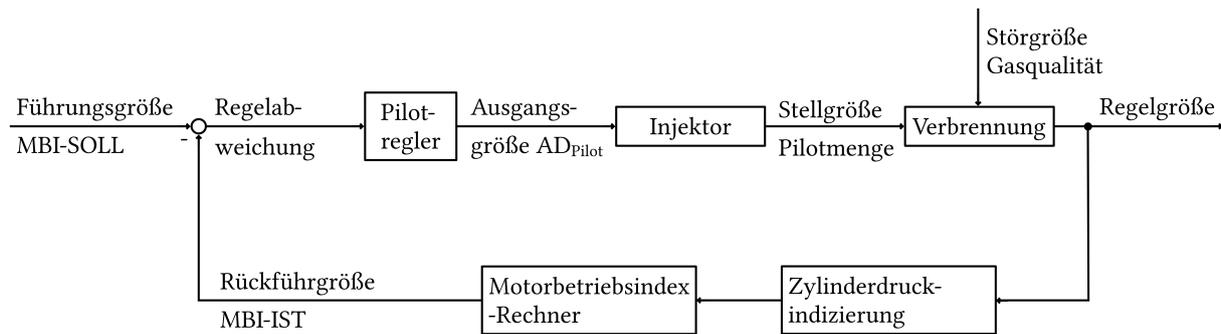


Abbildung 5.2 Blockschaltbild des Pilotreglers (Definitionen nach [99])

Darin wirkt die Brenngasqualität als äußere Störgröße auf den Verbrennungsprozess, welcher kontrolliert werden soll. Kommt es während des Betriebes nun zu einer Veränderung der Gasqualität resultiert hieraus eine veränderte Verbrennungscharakteristik. Diese ist über die Indizierung des Zylinderdruckes messtechnisch erfassbar. Auf Basis der thermodynamischen Analyse und weiterer Nachberechnungen wird innerhalb des Motorbetriebsindex-Rechners der Istwert des MBI gebildet. Die Differenz zwischen MBI-SOLL und -IST dient dann als Eingangswert des Pilotreglers. Im Falle der hier geschilderten Gasqualitätsschwankung tritt also eine Änderung des MBI-Wertes auf. Anhand der Änderungsrichtung und -geschwindigkeit kann dann eine Aussage über die Tendenz der Gasqualitätsveränderung abgeleitet werden. Der Pilotregler versucht anschließend den Motorbetriebsindex durch eine Anpassung der Pilotmenge (gebildet aus Pilotansteuerdauer und Raildruck) wieder auf den Ausgangswert zurückzuführen. Der Pilotinjektor fungiert dabei als Aktuator. Es ist zu berücksichtigen, dass die Realisierung gleicher Einspritzmengen mit unterschiedlichen Raildrücken dennoch zu einem unterschiedlichen Verbrennungsverhalten infolge einer veränderten Gemischaufbereitung des Pilotkraftstoffes führen kann. Abschließend wird die Funktion des Regelungskonzeptes in Form eines Programmablaufplanes in Abbildung 5.3 vorgestellt. Der gezeigte Detaillierungsgrad entspricht dabei zunächst einer Prinzipdarstellung. Die Struktur und Wirkweise des Motorbetriebsindex-Rechners wird dann im nachfolgenden Kapitel 5.4 geschildert.

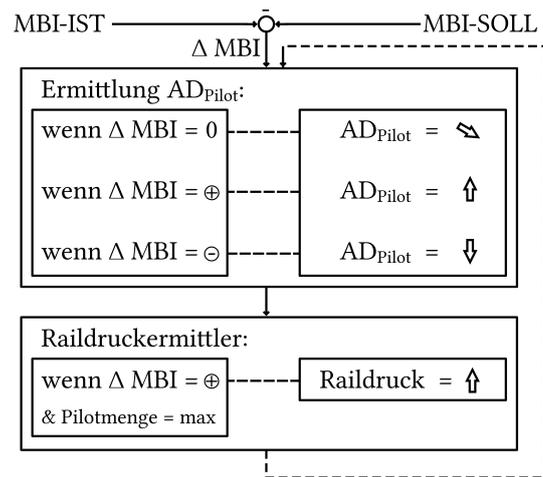


Abbildung 5.3 Programmablaufplan des Regelungskonzeptes

In Abhängigkeit der Differenz zwischen MBI-SOLL und -IST entscheidet die Programmstruktur innerhalb der ECU über das weitere Vorgehen. Dabei können unterschiedliche Grundannahmen getroffen werden. So kann das Regelungskonzept in Phasen einer gleichbleibenden Brenngasqualität und eines quasistationären Motorbetriebes bspw. zur Senkung des Pilotkraftstoffverbrauches angewendet werden. Da in diesem Fall das ΔMBI über einen längeren Zeitraum 0 bleibt, kann die Pilotansteuerdauer langsam reduziert werden, bis ein Umkehrpunkt erreicht wird und die AD wieder leicht angehoben werden muss. Dieser Programmablauf erfolgt stetig. Über eine entsprechende Parametrierung müssen die zulässige Änderungsgeschwindigkeit sowie Maximum- und Minimumwerte der Ansteuerdauer in Abhängigkeit des Raildruckes definiert werden.

Ändert sich nun die eingesetzte Brenngasqualität, kann dies z.B. über eine deutlich größere Änderungsgeschwindigkeit des MBI-Wertes erfasst und im Falle eines Methanzahlabfalles als positive Abweichung detektiert werden. Die Pilotansteuerdauer muss dementsprechend angehoben werden, bis die Abweichung zwischen MBI-SOLL und -IST zurückgeht und möglichst wieder gegen 0 geht. Reduziert sich trotz größerer Pilotmenge durch die entsprechende Erhöhung der AD des Piloten die Differenz des MBI nicht, kann zusätzlich der Raildruck erhöht werden. Auch für die Raildruckänderung sind die Änderungsgeschwindigkeit sowie Maximum- und Minimumwerte festzulegen. Gleichzeitig muss die Ansteuerdauer des Pilotinjektors bei Änderung des Raildruckes angepasst werden, damit die tatsächlich eingespritzte Pilotmenge unverändert bleibt. Steigt die Abweichung zwischen MBI-SOLL und -IST dennoch weiter an, kann erneut eine Anhebung der AD des Piloten geprüft werden. Die Vorgabe der notwendigen Randbedingungen (Änderungsgeschwindigkeiten, Maximum- und Minimumwerte) kann in Abhängigkeit des Mitteldruckes (p_{mi}) erfolgen. Kommt es dann im Betrieb zu einer Veränderung der Brenngasqualität infolge der die Methanzahl wieder ansteigt, können die vorgenommenen Änderungen des Raildruckes und der AD wieder zurückgenommen werden.

5.3 Parameterstudie MBI-Rechner

Nachdem der prinzipielle Aufbau und die Funktionsweise des zu entwickelnden Regelungskonzeptes aufgestellt wurde, erfolgte eine detaillierte Betrachtung der in Kapitel 4 diskutierten Versuchsreihen mit dem Fokus der Analyse des Motorbetriebsverhaltens. Anhand der Offline-Analyse der jeweils 250 aufgenommenen Druckverläufe je Betriebspunkt sollten Parameter identifiziert werden, die geeignet sind, ein verändertes Betriebsverhalten in Folge einer variierenden Brenngasqualität zu detektieren. Dazu wurden basierend auf theoretischen Vorbetrachtungen zunächst zahlreiche Parameter aufgestellt, im Postprocessing berechnet und anschließend visualisiert. Anhand von drei exemplarischen Messreihen werden die dabei erkennbaren Zusammenhänge diskutiert. Die dargestellten Parameter stellen dabei bereits eine erste Vorauswahl potenzieller, in einem MBI-Rechner nutzbarer, Größen dar. Gezeigt werden eine Methanzahlvariation, eine Lambdavariation und eine Pilotmengenvariation, so dass ein breites Spektrum der durchgeführten Versuche repräsentiert wird.

Basierend auf der detaillierten Auswertung des Zylinderdrucksignales wird in den folgenden Darstellungen eine Unterscheidung der Betriebspunkte in reguläre und irreguläre Verbrennungsvorgänge vorgenommen. Irreguläre Verbrennungszustände sind dabei weiterhin in Ringing und Klopfen einteilbar. Zunächst werden die für die Unterscheidung angewendeten Größen eingeführt. Für eine detaillierte Betrachtung sei auf [65] verwiesen.

MAPO (Maximum Amplitude of Pressure Oscillations):

Der MAPO beschreibt die maximale Amplitude des gefilterten (gef) Drucksignales und ist daher einfach und schnell zu berechnen. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Bandpassfilter verwendet. Überschreitet er einen zu definierenden Schwellwert, wird der Zyklus als irreguläre Verbrennung gewertet. Eine Einteilung in die Art der Anomalie erfolgt nicht. Außerdem ist das Verfahren anfällig für Fehlinterpretationen und es kann keine exakte Bestimmung des Beginns der Anomalie erfolgen, da der hier detektierte Maximalwert nicht mit dem Beginn des Phänomens zusammenfallen muss [100].

$$\text{MAPO} = \max \left(|p_{\text{gef}}|_{\phi}^{\phi+\Delta} \right) \quad (5.1)$$

SEPO (Signal Energy of Pressure Oscillations)

Der SEPO ist eine weitere häufig genutzte Größe zur Erkennung irregulärer Verbrennungsvorgänge und findet auch in der externen Klopferkennung des Versuchsträgers Anwendung. Grundlegend bei dieser Methode ist die Bestimmung der aus der Elektrotechnik bekannten Signalenergie. Dazu wird das gefilterte Zylinderdrucksignal quadriert und in einem relevanten Kurbelwinkelbereich, dem sogenannten Klopfenster, integriert. Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Bandpassfilter verwendet. Im Gegensatz zum MAPO wird somit nicht nur ein einzelnes Event für die Bewertung herangezogen. Eine Einteilung in Ringing und Klopfen kann anhand des SEPO ebenfalls noch nicht erfolgen [101, 102].

$$\text{SEPO} = \int_{\phi}^{\phi+\Delta} p_{\text{gef}}^2 d\phi \quad (5.2)$$

DFKI (Dual Fuel Knock Index)

Mit Hilfe des DFKI kann hingegen eine Unterscheidung von Ringing und Klopfen erfolgen. Die Methode basiert auf der Bildung des Verhältnisses zweier Signalenergien gemäß der Gleichung (5.3) unter Berücksichtigung des Faktors PPF (Peak Pressure Factor) und wurde von KIRSTEN [65] im Rahmen seiner Dissertation eingeführt.

$$\text{DFKI} = \frac{\text{KISE}_m}{\text{DISE}_m} \cdot \text{PPF} \quad (5.3)$$

mit

$$\text{DISE} = \frac{1}{\Delta\phi} \int_{\phi_{05}}^{\phi_{05} + \Delta\phi} p_{\text{gef}}^2 d\phi \quad (5.4)$$

und

$$\text{KISE} = \frac{1}{\Delta\phi} \int_{\phi_{05} + \Delta\phi}^{\phi_{05} + 2\Delta\phi} p_{\text{gef}}^2 d\phi \quad (5.5)$$

Dabei werden die Diesel-induzierte und Klopf-induzierte Signalenergie (DISE und KISE) getrennt voneinander gebildet. Der Verbrennungsprozess wird also in zwei Bereiche unterteilt, in denen typischerweise zunächst das Ringing im ersten Intervall und das Klopfen im zweiten Intervall auftreten. Im Unterschied zu KIRSTEN wurde die Intervalllänge für die durchgeführten Zyklusanalysen nicht als konstant angenommen, sondern zyklusindividuell bestimmt. Dabei startet das erste Intervall jeweils beim Brennbeginn ϕ_{05} und reicht bis 2°KW vor den Maximumwert des tiefpassgefilterten Druckverlaufes. Das zweite Intervall schließt sich direkt an das erste an und hat eine identische Länge. Ort und Länge der Intervalle können somit von Zyklus zu Zyklus variieren. Hierdurch kann eine zielgerichtete Bewertung beider Intervalle vorgenommen werden. Der Faktor PPF wird aus dem Verhältnis der maximalen Druckamplituden beider Bereiche gebildet.

$$\text{PPF} = \frac{\max_{p_{\text{gef}}, \text{Intervall 2}}}{\max_{p_{\text{gef}}, \text{Intervall 1}}} \quad (5.6)$$

Wenn in einem Arbeitsspiel innerhalb des ersten Intervalls kein Ausschlag der Signalenergie oberhalb eines zu definierenden Schwellwertes feststellbar ist, liegt kein Ringing vor. Für das zweite Intervall kann ein separater Schwellwert parametrisiert werden.

Die Kategorisierung der einzelnen Arbeitsspiele kann gemäß des Schemas in Abbildung 5.4 zusammengefasst werden. Zunächst erfolgt die Ermittlung des MAPO aus dem Zylinderdruckverlauf, der hierfür zunächst bandpass gefiltert wird. Liegt dieser über einem zu parametrierenden Schwellwert (SW) liegt ein irregulärer Verbrennungszyklus vor. In diesem Falle wird der DFKI gebildet und hinsichtlich seiner Höhe bewertet. Bei tiefen Werten erfolgt eine Detailbetrachtung des DISE um Ringing exakt erkennen zu können. Bei mittleren Werten des DFKI wird hingegen in einem Zwischenschritt der SEPO beurteilt. Nimmt dieser hohe Werte an, kann auf einen klopfenden Zyklus geschlossen werden, andernfalls wird der Zyklus nochmals anhand des DISE auf Ringing überprüft. Bei hohen Werten des DFKI wird anhand eines zweiten Schwellwertes der DISE bewertet und parallel zur Absicherung der Klopfkerknung der KISE betrachtet und bewertet. Somit können alle Arbeitsspiele klar zugeordnet werden. Die Schwellwerte, die der Bewertung dienen, müssen für unterschiedliche Motorenkategorien neu parametriert werden.

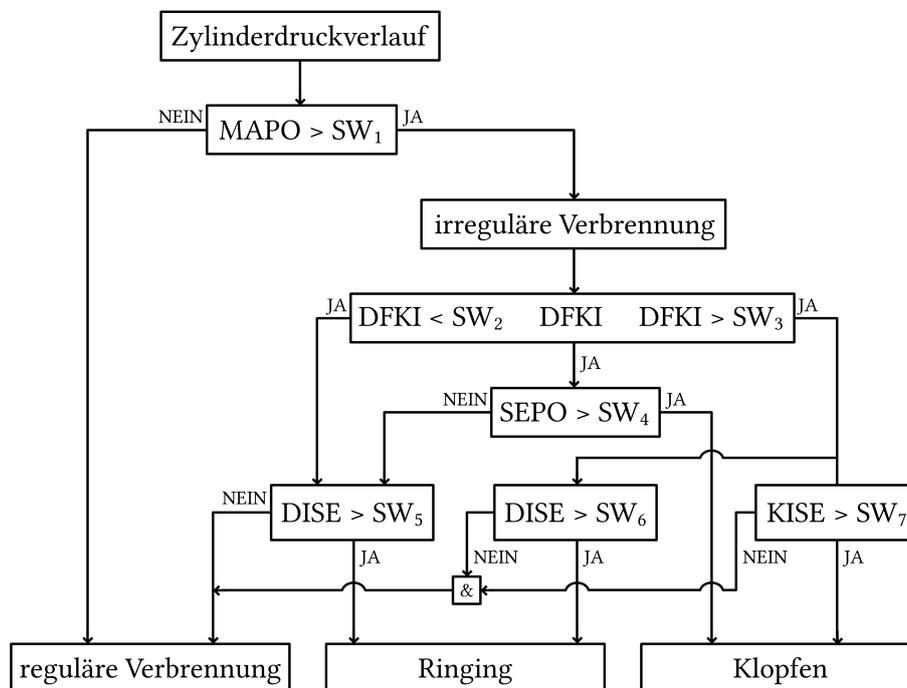


Abbildung 5.4

Schema der Einteilung einzelner Arbeitsspiele in reguläre und irreguläre Verbrennungsvorgänge auf Basis des gemessenen Zylinderdruckverlaufes: irreguläre Arbeitsspiele werden in Ringing und Klopfen kategorisiert (ein ASP kann auch beide Kriterien gleichzeitig erfüllen; Kategorisierung parametrierbar über Schwellwerte SW_1 bis SW_7), nach [103]

Im Anschluss an die Einführung der zur Einteilung der Zyklen notwendigen Größen wird das Betriebsverhalten des Motors nun an einer Auswahl verschiedener Messreihen diskutiert. Dabei sollen reproduzierbare Zusammenhänge gefunden werden, die die Ableitung eines Motorbetriebsindexwertes zur Erkennung schwankender Brenngasqualitäten ermöglichen.

Dazu ist auf der linken Seite der nachfolgenden

Abbildung 5.5 der Klopfindex (KI) einer ersten Messreihe abgebildet, in der eine Variation der Methanzahl vorgenommen wurde. Der Klopfindex entspricht dabei direkt dem zuvor vorgestellten SEPO und wird im weiteren Verlauf der Arbeit unter dieser Bezeichnung verwendet. Dargestellt ist jeweils der maximale, mittlere und minimale Klopfindex der 250 aufgenommenen Zyklen sowie eine Detailansicht des mittleren KI der einzelnen Betriebspunkte einer Methanzahlvariation. Es ist zu erkennen, dass die Klopfwerte bei abnehmender Methanzahl ansteigen. Dabei gibt es einzelne Zyklen, die deutlich oberhalb des Mittelwertes liegen und weiterhin auch einzelne Arbeitsspiele, die keine klopfende Verbrennung aufweisen. Die Klopfverteilung gibt an, wieviel Prozent der jeweils 250 aufgenommenen Zyklen oberhalb der Schwellwerte 5, 10, 25 und 50 $\text{bar}^2 \cdot \text{°KW}$ des Klopfindex liegen. Dabei wurde die nachfolgende Einteilung nach Sichtung aller aufgenommenen Messreihen definiert:

> 5 $\text{bar}^2 \cdot \text{°KW}$	beginnendes Klopfen
> 10 $\text{bar}^2 \cdot \text{°KW}$	leichtes Klopfen
> 25 $\text{bar}^2 \cdot \text{°KW}$	mittelstarkes Klopfen
> 50 $\text{bar}^2 \cdot \text{°KW}$	starkes Klopfen

Während zu Beginn der Messreihe bei einer Methanzahl von 105 weniger als 20 % aller Zyklen den Schwellwert für eine beginnende klopfende Verbrennung aufweisen ($\text{KI}_{\text{Verteilung}}$), sind es bei einer Methanzahl von 68 schon über 40 % der Zyklen. Zum Ende der Messreihe bei Methanzahl 53 weisen sogar 98 % aller Zyklen eine klopfende Verbrennung auf, wobei ca. 30 % dann bereits sehr stark klopfen. Das aus den Motorexperimenten in Kapitel 4 bekannte Klopflevel, welches in einer übergeordneten Klopfkennung (vgl. Abbildung 3.5) gebildet wird, kann qualitativ sehr gut wiedergegeben werden. Außerdem findet sich auf der linken Seite der Darstellung auch eine prozentuale Einteilung in klopfende (x_K) und ringende Zyklen (x_R). In der hier gezeigten Messreihe findet somit quasi kein Ringing statt.

Auf der rechten Seite der Darstellung ist zunächst der bereits bekannte Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldruckes abgebildet, welcher in diesem Beispiel einen nur leicht abfallenden Verlauf hin zu niedrigen Methanzahlen aufweist und somit auf einen ruhigen Motorlauf hindeutet. Dabei führt der Bezug auf den indizierten Mitteldruck jedoch zu einem ungewollten Glättungseffekt, sodass der subjektiv unruhige Lauf bei klopfendem Motorbetrieb nicht wiedergegeben werden kann. Hierauf folgt die Ermittlung von Zündaussetzern (ZA) anhand von zwei unterschiedlichen Kriterien. Zum einen wird eine Unterschreitung des Mittelwertes des Zylinderspitzendruckes um 5 % ($\text{ZA}_{\text{p Zyl max}}$) und zum anderen eine Unterschreitung des Mitteldruckes um 3 % ($\text{ZA}_{\text{pm i}}$) als Zündaussetzer bewertet. Dabei wird jeweils auf den aus 250 Zyklen gemittelten Wert referenziert. Beide Kriterien weisen deutlich unterschiedliche Werte und Verläufe auf und müssen in zusätzlichen Messreihen näher analysiert werden. Anschließend werden die maximalen, mittleren und minimalen Werte des maximalen Druckanstiegsgradienten (R_{max}) und des Zylinderspitzendruckes ($p_{\text{Zyl max}}$) angegeben. Der Zylinderspitzen- druck und Druckanstiegsgradient müssen in einem Regelungskonzept als Limitierungen des

Betriebsbereiches herangezogen werden, da sie in einem direkten Zusammenhang zur mechanischen Belastungsgrenze von Motortriebwirksamkeiten stehen. In Forschungsvorhaben wurden bereits Spitzendrücke von 300 bar und indizierte Mitteldrücke von mehr als 30 bar umgesetzt [104, 105]. Zahlenwerte für maximal zulässige Druckanstiegsgradienten sind in der Literatur für die untersuchte Motorenkategorie nicht angegeben. Für PKW-Motoren die nach dem Otto-Prinzip arbeiten, können Werte von etwa 0,5 bis 3 bar/°KW angenommen werden [106]. Hierbei ist aber zu berücksichtigen, dass der zulässige Bereich aufgrund von Komfortanforderungen stark begrenzt ist. Die Werte für Großmotoren sollten deutlich oberhalb dieses Bereiches liegen. Aus den Motorenexperimenten am Versuchsträger ist bekannt, dass ein längerer Betrieb bei mehr als 10 bar/°KW vermieden werden sollte, da oberhalb dieses Bereiches die Geräusch- und Schwingungsemissionen des Motors deutlich ansteigen.

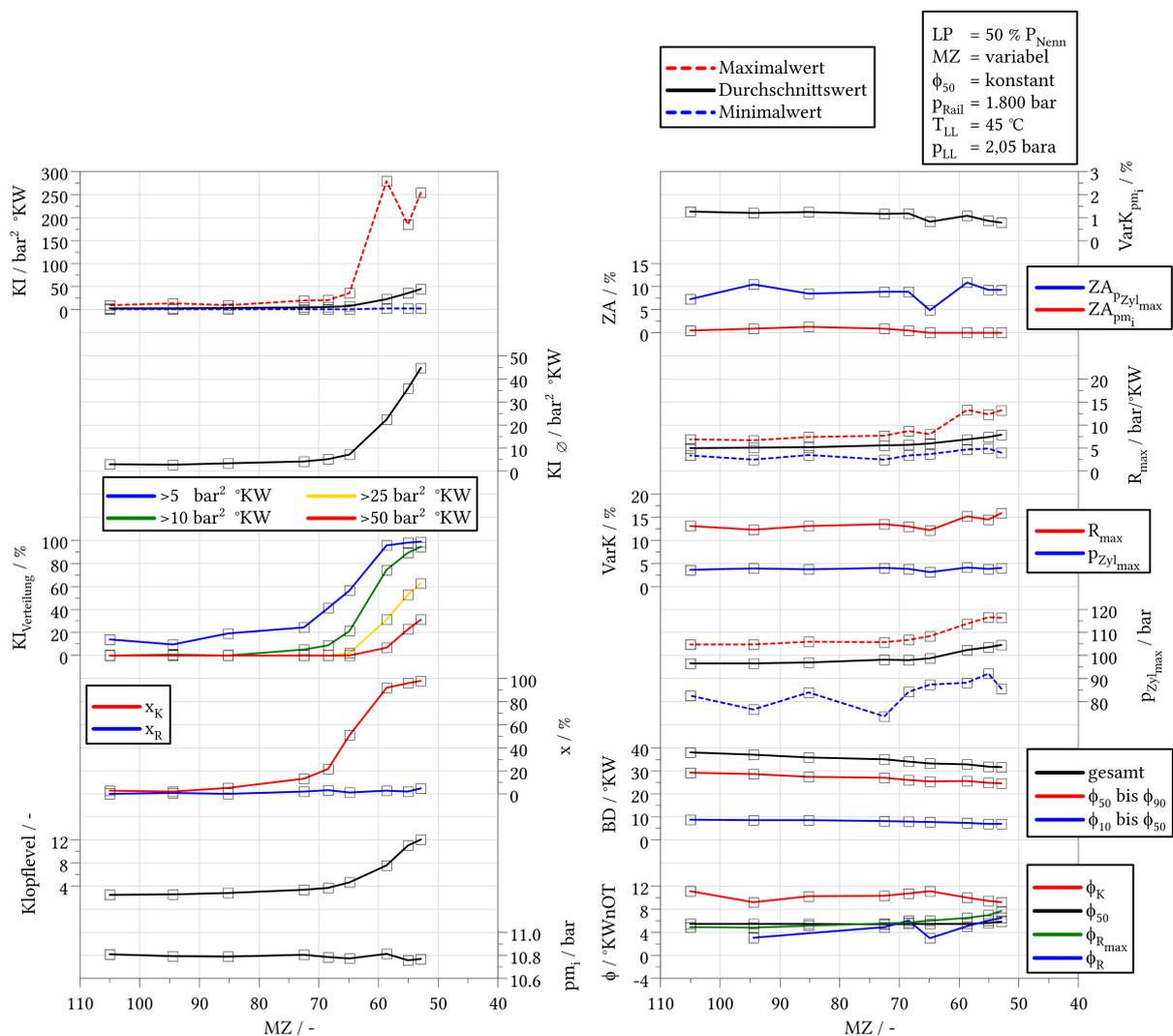


Abbildung 5.5

Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Methanzahl hinsichtlich Klopffverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 50 % P_{Nenn} gemäß Abbildung 4.1

Zwischen den Darstellungen des R_{\max} und des $p_{\text{Zyl max}}$ sind zusätzlich deren Varianzkoeffizienten angegeben. In Ergänzung zu der bereits vorgestellten Brenndauer werden die Dauern der ersten (ϕ_{10} bis ϕ_{50}) und zweiten Verbrennungsphase (ϕ_{50} bis ϕ_{90}) dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass sich die erste Verbrennungsphase während der Versuchsreihe nur leicht verkürzt und der Rückgang der Gesamtbrenndauer vorwiegend auf eine Beschleunigung der Ausbrandphase infolge der Methanzahlabnahme zurückzuführen ist. Abschließend werden die Lagen des Klopfbeginns (ϕ_K) und des Ringingbeginns (ϕ_R) in Relation zur Schwerpunktlage der Verbrennung (ϕ_{50}) dargestellt. Ein Ringingbeginn kann dabei nicht für jeden Messpunkt der Reihe angegeben werden, da ringende Zyklen kaum auftreten. Weiterhin ist in dieser Unterdarstellung die Lage des gemittelten maximalen Druckanstiegsgradienten für jeden Betriebspunkt angegeben. Entlang der MZ-Variation steigt der Verlauf stetig an und ein Durchgang der Lage des maximalen Druckanstiegsgradienten durch die Schwerpunktlage der Verbrennung ist erkennbar. Dabei kennzeichnen späte Positionen des $\phi_{R \max}$ einen klopfenden Betriebszustand.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die aufgezeigten Größen die Veränderung des Betriebsverhaltens bei einer sich ändernden Gasqualität wiedergeben können. Zur Ableitung von direkten Abhängigkeiten wurden weitere Messreihen einer Detailanalyse unterzogen. Im Nachfolgenden werden exemplarisch eine Variation des Verbrennungsluftverhältnisses und der Pilotdieselmenge vorgestellt.

Die Variation des Verbrennungsluftverhältnisses wurde bei einer für LNG typischen mittleren Methanzahl von 85 und 75 % Nennleistung durchgeführt. Die Messreihe reicht dabei von der sich abzeichnenden Klopfgrenze bei niedrigen Lambdawerten bis zur Aussetzergrenze bei hohen Lambdawerten. Anders als in der vorangegangenen Messreihe weist die Unterscheidung in klopfende und ringende Zyklen einen deutlichen Anstieg des Anteils ringender Zyklen bei erhöhtem Lambda aus. Anhand des reinen Klopflevels, welches innerhalb der gesamten Messreihe nur moderate Werte annimmt, ist diese Verschiebung nicht erkennbar. Ohne die Information, dass Ringing vorliegt, würde sogar von einem Anstieg des klopfenden Motorbetriebes hin zu hohen Lambdawerten ausgegangen werden. Zusätzlich ist anhand der KI-Verteilung zu erkennen, dass es nur zu vergleichsweise wenigen sehr stark klopfenden Zyklen kommt. Dies ist auf die gute Brenngasqualität ($MZ = 85$) zurückzuführen. Somit kann der ebenfalls in Abbildung 4.3 beobachtete Anstieg des Klopflevels bei hohen Lambdawerten auf ein beginnendes Ringing zurückgeführt werden.

Der ansteigende Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes deutet auf die Aussetzergrenze hin. Die beiden Kriterien zu Erkennung von Zündaussetzern weisen jedoch entgegengesetzte Verläufe auf. Der auf Basis des pm_i ermittelte Parameter liefert plausiblere Werte, da entsprechend der Abbildung 2.10 der Aussetzerebereich im Bereich hoher Verbrennungsluftverhältnisse erreicht wird. Es kann eine leichte Aufspreizung der Maximal- und Minimalwerte des Druckanstiegsgradienten und des Zylinderspitzendruckes hin zum klopfenden Motorbetrieb beobachtet werden. Die entsprechenden Variationskoeffizienten weisen während der Messreihe nur leichte Veränderungen auf. Hervorzuheben ist der Durchgang des Klopfbeginns (ϕ_K) durch die Verbrennungsschwerpunktlage (ϕ_{50}), der zur Eingrenzung eines zulässigen Operationsbereiches genutzt werden könnte. Die Ausweisung des Ringingbeginnes

(ϕ_R) erfolgt erst ab Lambda 2,4, da zuvor keine ringenden Zyklen detektiert werden konnten. Entlang der Lambdavarisation fällt der Verlauf der Lage des maximalen Druckanstiegsgradienten stetig ab. Erneut erfolgt hierbei ein Durchgang durch die Schwerpunktlage der Verbrennung. Mit einsetzendem Ringing rückt die Position des maximalen Druckanstiegsgradienten näher an den Oberen Totpunkt heran. Für weitere Lambdavarationen bei anderen Motorlasten und Methanzahlen sei auf den Anhang A4 verwiesen.

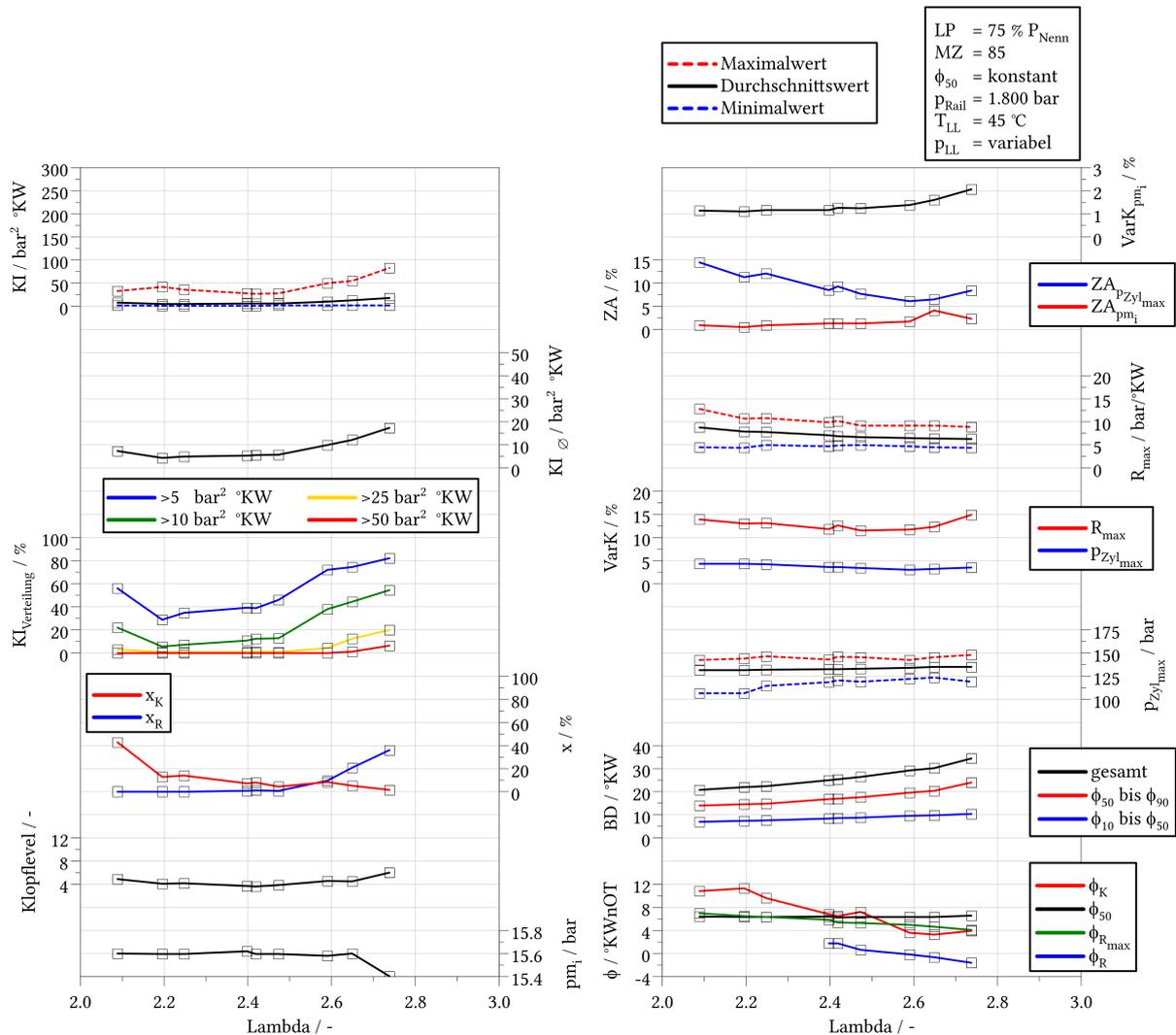


Abbildung 5.6

Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation des Verbrennungsluftverhältnisses hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 75 % P_{Nenn} und Methanzahl 85

Abschließend wird eine Pilotmengenvariation bei 100 % P_{Nenn} und einer Methanzahl von 65 vorgestellt. In dieser Messreihe kommt es bei geringen Pilotmengen zu einem Mischbetrieb aus nichtklopfenden, klopfenden und einigen ringenden Zyklen. Wird die Dieselmenge dann gesteigert, tritt kein Ringing mehr auf und das globale Klopfniveau erreicht sein Minimum ($KI = 13,2 \text{ bar}^2 \cdot \text{°KW}$). Während der gesamten Variation ist weiterhin erkennbar, dass es immer noch einzelne Zyklen gibt, die gar keine klopfende Verbrennung aufweisen (x_K). Der Verlauf des übergeordnet ermittelten Klopflevels wird erneut sehr gut abgebildet. Die Verteilung der Klopfintensitäten zeigt, dass es ab einer Pilotmenge von 180 mg/ASP zu einer deutlichen Zunahme von mittelstark ($KI > 25 \text{ bar}^2 \cdot \text{°KW}$) und stark ($KI > 50 \text{ bar}^2 \cdot \text{°KW}$) klopfenden Zyklen kommt. Zum Ende der Reihe weisen bereits über 80 % der Arbeitsspiele eine klopfende Verbrennung auf.

Der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes zeigt das bekannte Verhalten einer Abnahme hin zur klopfenden Verbrennung. Das Zündaussetzkriterium auf Basis des Mitteldruckes liefert erneut plausiblere Werte als auf Basis des Zylinderspitzendruckes. Die von den vorangegangenen Messreihen bekannte Aufspreizung der maximalen und minimalen Druckanstiegsgradienten ist auch hier erkennbar. Gleiches gilt für den Zylinderspitzendruck jedoch nicht. Die beiden Variationskoeffizienten zeigen kein klar nutzbares Trendverhalten. Durch die gesteigerte Pilotmenge kommt es zu einer Beschleunigung der Ausbrandphase, während sich die erste Verbrennungsphase nur um ca. 2 °KW verkürzt. Der Klopfbeginn nähert sich an den beiden Rändern der Versuchsreihe der Schwerpunktlage der Verbrennung an, ohne diese jedoch zu kreuzen. Ein Ringingbeginn kann zwar für alle dargestellten Betriebspunkte angegeben werden, ein klarer Zusammenhang zu den übrigen Parametern ist jedoch nicht erkennbar. Der Verlauf der Lage des maximalen Druckanstiegsgradienten zeigt hingegen erneut ein konsistentes Verhalten und kann demnach zur Trenderkennung einer Brenngasqualitätsveränderung herangezogen werden. Für weitere Pilotmengenvariationen bei 50 und 75 % Nennleistung sei auf den Anhang A4 verwiesen.

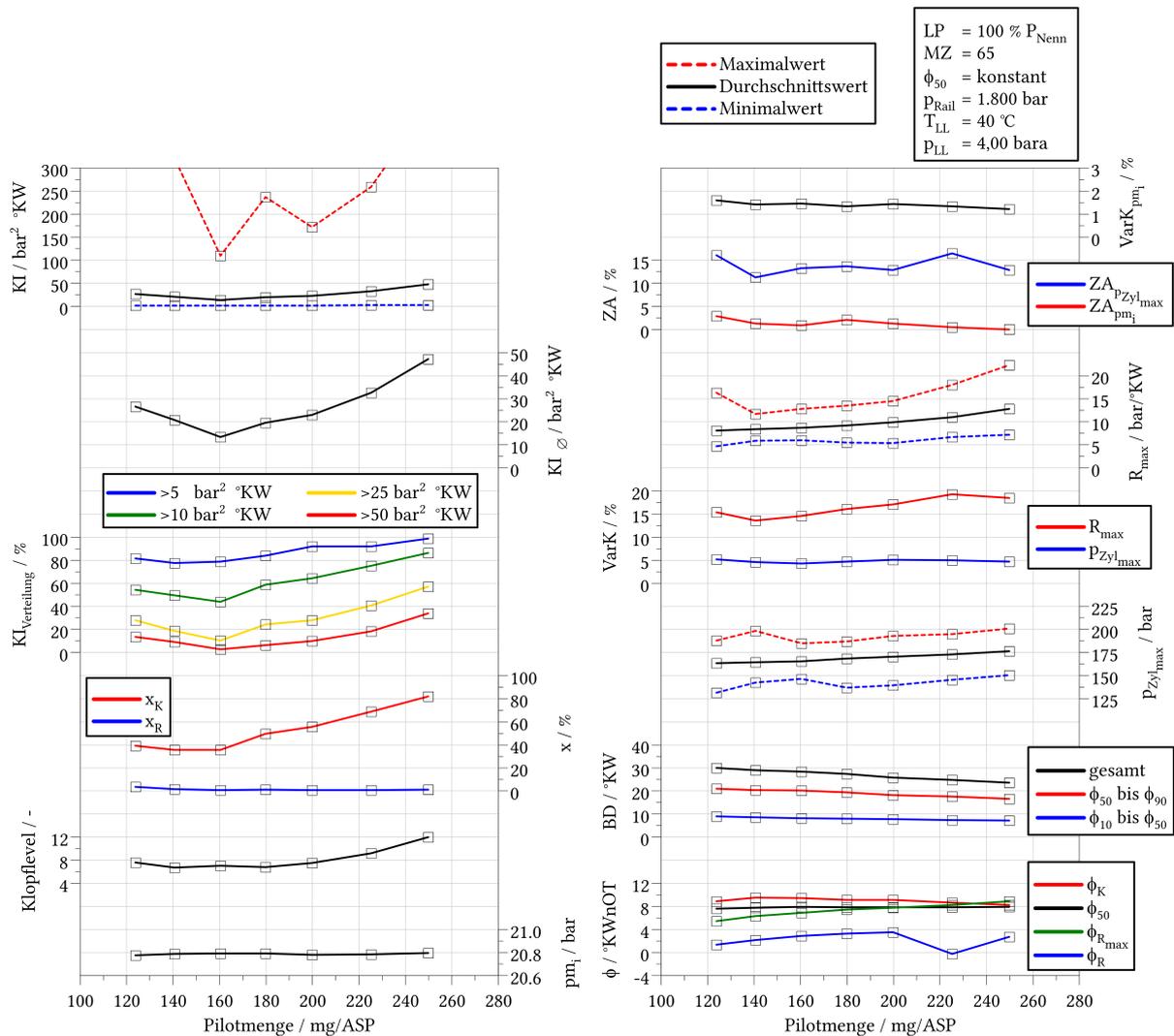


Abbildung 5.7 Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Pilotdieselmenge hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 100 % P_{Nenn} und Methanzahl 65

Basierend auf der Detailanalyse verschiedener Messreihen in unterschiedlichen Lastpunkten und unter Einsatz unterschiedlicher Gasqualitäten, hier anhand der Abbildung 5.5 bis Abbildung 5.7 exemplarisch diskutiert, wurden die in der Tabelle 5.2 aufgeführten Parameter als in einem Motorbetriebsindex-Rechner verwendbar identifiziert.

Tabelle 5.2 Überblick über die in einem Motorbetriebsindex-Rechner nutzbaren Parameter

Parameter	Einheit	Erläuterung
Klopfindex KI_{\emptyset}	$\text{bar}^2 \cdot \text{°KW}$	Aussage über globale Klopfstärke
$KI_{\text{Verteilung}}$	%	Aussage über Anteil schädigender ASP
x_K, x_R	%	Unterscheidung in Klopfen und Ringen
Klopflevel	-	Übergeordneter Motorschutz / Redundanz
VarK des p_{mi}	%	Detektion Aussetzergrenze
$ZA_{p_{Zyl\ max}}$	%	Anwendbarkeit nicht nachgewiesen
$ZA_{p_{mi}}$	%	Detektion Zündaussetzer
R_{\max}	$\text{bar}/\text{°KW}$	Globale Belastungsgrenze Triebwerk
$p_{Zyl\ max}$	bar	Globale Belastungsgrenze Triebwerk
VarK des R_{\max}	%	Anwendbarkeit nicht nachgewiesen
VarK des $p_{Zyl\ max}$	%	Nutzbarkeit für Trenderkennung
$BD_{\phi 10\ \text{bis}\ \phi 50}$	°KW	Anwendbarkeit nicht nachgewiesen
$BD_{\phi 50\ \text{bis}\ \phi 90}$	°KW	Nutzbarkeit für Trenderkennung
ϕ_K	°KWnOT	Anwendbarkeit nicht nachgewiesen
ϕ_R	°KWnOT	Anwendbarkeit nicht nachgewiesen
$\phi_{R\ max}$	°KWnOT	Nutzbarkeit für Trenderkennung

Anschließend erfolgt nun die Überführung dieser Parameter in eine für das Forschungssteuergerät anwendbare Form.

5.4 Überführung des Regelungskonzeptes auf ein Forschungsmotorsteuergerät

Wie in Kapitel 3.4 ausgeführt, ist der verwendete Versuchsträger mit einem offenen und frei-programmierbaren Motorsteuergerät (ECU) ausgerüstet. Die Hardware-Komponenten stammen von National Instruments. Die Programmierung erfolgt in dem grafischen Programmiersystem LabVIEW (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench). Dabei wird der Programmcode in Funktionsblöcken, sogenannten SubVIs (VI = Virtual Instruments), erstellt und abgearbeitet. Zur Steuerung von Verbrennungsmotoren bietet National Instruments das sogenannte Combustion Analysis System (CAS) an. Innerhalb dieses Systems sind grundlegende Funktionalitäten, wie beispielsweise die Synchronisierung des Oberen Totpunktes über das Nockenwellen- und Kurbelwellengeberrad, vorbereitet. Zusätzlich besteht die Möglichkeit eine Zylinderdruckindizierung direkt online auf dem Steuergerät durchzuführen und vordefinierte oder eigene Programmcodes zur Auswertung zu implementieren. Wesentliche

thermodynamische Berechnungen wie zum Beispiel die Bestimmung der Verbrennungsschwerpunktlage (ϕ_{50}) werden mit Hilfe des Schnellen Heizgesetzes durchgeführt [107]. Dieses basiert auf einem nulldimensionalen Einzonenmodell und beschreibt das System Brennraum gemäß des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik für instationäre offene Systeme in Abhängigkeit des Kurbelwinkels ϕ wie folgt [108].

$$-\frac{pdV}{d\phi} + \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} + h_{\text{ein}} \frac{dm_{\text{ein}}}{d\phi} - h_{\text{aus}} \frac{dm_{\text{aus}}}{d\phi} - h_{\text{Leck}} \frac{dm_{\text{Leck}}}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} \quad (5.7)$$

Darin haben die einzelnen Terme die nachfolgenden Bedeutungen:

- $pdV/d\phi$ technische Arbeit in Form von Volumenänderungsarbeit
- $dQ_B/d\phi$ zugeführte Brennstoffwärme
- $dQ_W/d\phi$ Wandwärme
- $h_{\text{ein}}dm_{\text{ein}}/d\phi$ in den Brennraum einströmender Enthalpiestrom
- $h_{\text{aus}}dm_{\text{aus}}/d\phi$ aus dem Brennraum ausströmender Enthalpiestrom
- $h_{\text{Leck}}dm_{\text{Leck}}/d\phi$ über das BlowBy abgeführter Enthalpiestrom
- $dU/d\phi$ Änderung der Inneren Energie im Brennraum

Aus dem 1. Hauptsatz lässt sich dann der Heizverlauf nach Gleichung (5.8) bilden. Dieser bezieht sich nur auf die Hochdruckphase des Arbeitsprozesses (geschlossene Ventile = geschlossenes System), weswegen die Terme für ein- und ausströmende Enthalpieströme entfallen. Weiterhin können darin die über die Kolbenringe überströmenden BlowBy-Verluste vernachlässigt werden.

$$\frac{dQ_H}{d\phi} = \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_W}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} + \frac{pdV}{d\phi} \quad (5.8)$$

Vernachlässigt man weiterhin die Wandwärmeverluste und geht von konstanten Stoffgrößen (R , c_p , c_v) während des Prozesses aus, kann das Schnelle Heizgesetz entsprechend der Gleichung (5.9) gebildet werden. Die hierfür notwendigen Berechnungsschritte können in der zwischen zwei Arbeitstakten zur Verfügung stehenden Zeit im Steuergerät ausgeführt werden. Aufgrund der getroffenen Vereinfachungen wird der Brennverlauf mit einem Fehler von etwa 10 bis 20 % bestimmt [109], was für die Anwendbarkeit echtzeitfähiger Regelungsmethoden jedoch ausreichend ist. Die Herleitung ist [107, 110, 111] zu entnehmen.

$$dQ_H = \frac{1}{\kappa - 1} (\kappa \cdot pdV + Vdp) \quad (5.9)$$

mit

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (5.10)$$

Für weitere Detailbetrachtungen zur Herleitung und den Einflussgrößen einer grundlegenden thermodynamischen Analyse sei auf die weiterführende Literatur verwiesen [9, 108].

Die notwendigen Schritte zur Berechnung der in Tabelle 5.2 vorgestellten Parameter wurden als Grundvoraussetzung für die Anwendung des Regelungskonzeptes in das Steuergerät des Forschungsmotors übertragen. Während des Motorbetriebes erfolgt dann in einem ersten Schritt die Einteilung der Verbrennungszyklen gemäß des Schemas in Abbildung 5.4. Zur Berechnung des Anteils der jeweiligen Kategorie werden hierbei die jeweils letzten 200 Arbeitsspiele berücksichtigt. Damit liegt bereits eine grundlegende Information vor, ob ein regulärer, klopfender oder ringender Betriebszustand vorherrschend ist. Anschließend erfolgt als zentrales Element des Regelungskonzeptes die Berechnung des dimensionslosen MBI-Wertes gemäß der Gleichung (5.11). Zur Plausibilisierung der Trendrichtung einer Brenngasqualitätsänderung geht darin auch die Lage des maximalen Druckanstiegsgradienten und für eine sensitivere Erkennung einer ansteigenden Methanzahl der Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldruckes sowie des maximalen Zylinderdruckes mit ein.

$$\text{MBI} = W_1 \cdot (x_K \cdot \text{KI}) + W_2 \cdot (x_R \cdot \text{KI}) + W_3 \cdot (\phi_{R_{\max}} - K_3) + W_4 \cdot (\text{VarK}_{\text{pm}_i} - K_4) + W_5 \cdot (\text{VarK}_{\text{pZyl}_{\max}} - K_5) \quad (5.11)$$

Darin gehen die nachfolgenden Parameter ein:

x_K	-	Anteil klopfender Zyklen
x_R	-	Anteil ringender Zyklen
KI	bar ² · °KW	Klopfintensität
$\phi_{R_{\max}}$	°KW	Lage des maximalen Druckanstiegsgradienten
$\text{VarK}_{\text{pm}_i}$	%	Variationskoeffizient des pm_i
$\text{VarK}_{\text{pZyl}_{\max}}$	%	Variationskoeffizient des pZyl_{\max}
W_1	1 / bar ² · °KW	Wichtungsfaktor Klopfen
W_2	1 / bar ² · °KW	Wichtungsfaktor Ringing
W_3	1 / °KW	Wichtungsfaktor des $\phi_{R_{\max}}$
W_4	1 / %	Wichtungsfaktor des $\text{VarK}_{\text{pm}_i}$
W_5	1 / %	Wichtungsfaktor des $\text{VarK}_{\text{pZyl}_{\max}}$
K_3	°KW	Kalibrierkonstante des $\phi_{R_{\max}}$
K_4	%	Kalibrierkonstante des $\text{VarK}_{\text{pm}_i}$
K_5	%	Kalibrierkonstante des $\text{VarK}_{\text{pZyl}_{\max}}$

Die Wichtungsfaktoren und Kalibrierkonstanten werden genutzt, um einzelne im Betrieb auftretende Verbrennungscharakteristika unterschiedlich stark innerhalb der MBI-Wertbildung zu berücksichtigen. Weiterhin ist hierüber bereits die Möglichkeit zur Anpassung des MBI-Wertes an verschiedene Randbedingungen (Hub, Bohrung, Pilotinjektorhardware) bei Übertrag auf andere Motoren gegeben. In Abhängigkeit des Verbrennungsprozesses und des ent-

sprechend berechneten MBI-Wertes können dann Eingriffe innerhalb der Motorprozessführung erfolgen. In abschließenden Motorversuchen wurde die Anwendbarkeit des Regelungskonzeptes überprüft.

5.5 Überprüfung des Regelungskonzeptes im Motorversuch

Die Versuche zur Überprüfung des Regelungskonzeptes erfolgten nach einer initialen Parametrierung der Schwellwerte SW_1 bis SW_7 in der Zykluskategorisierung gemäß der Abbildung 5.4 und der Faktoren und Konstanten in Gleichung (5.11) und wurden für alle im Nachfolgenden diskutierten Experimente unverändert angewendet. Darüber hinaus wurde die in Kapitel 5.2 eingeführte Annahme möglichst kleiner Pilotkraftstoffmengen berücksichtigt. Die folgenden Versuchsdaten werden im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Messdaten nicht über eine Zeitspanne von 100 s aufgenommen und gemittelt, sondern kontinuierlich über der Zeit mit einer Frequenz von 1 Hz dargestellt. Alle im Steuergerät für die Ermittlung des MBI-Wertes relevanten Größen werden über die jeweils letzten 200 Arbeitsspiele (Wert parametrierbar) gemittelt. Dieser Prozessschritt ist notwendig, um einen Anteil regulärer, klopfender und ringender Zyklen angeben zu können. Die nachfolgend dargestellten thermodynamischen Größen werden während des Motorbetriebes auf Basis einer Zylinderdruckindizierung direkt von der Motorsteuerung berechnet. Das Motorbetriebsverhalten wird exemplarisch in drei Versuchsreihen bei 50 % P_{Nenn} diskutiert. Weitere Messreihen sind dem Anhang A5 zu entnehmen.

5.5.1 Betriebsverhalten bei Methanzahlsprung

Die nachfolgende Abbildung 5.8 enthält zwei nacheinander durchgeführte Motorenversuche. Zuerst wurde dem Versuchsträger eine Veränderung der genutzten Brenngasqualität durch die Zudosierung von Propan innerhalb der Gasmischstrecke des Prüfstandes aufgeprägt, ohne spezifische Eingriffe über die Motorsteuerung vorzunehmen. Das Steuergerät passt lediglich die Ansteuerdauer des Gasventils (für einen konstanten Mitteldruck) und den Ansteuerbeginn des Pilotinjektors (für eine konstante Schwerpunktlage) selbsttätig an die veränderten Gaseigenschaften an, so wie dies auch in der Mehrheit der bis hierhin vorgestellten Messreihen Anwendung fand. Die Methanzahl des Brenngases wurde dabei deutlich abgesenkt (MZ 79 → 53). Der Ausbildung klopfender Verbrennungszyklen wird nicht entgegengewirkt. Nach Beendigung des Versuches wurde die Zumischung des Propans zurückgenommen und der Methanzahlsprung auf Basis des gleichen Ausgangsbrenngases erneut durchgeführt. Im zweiten Versuch wurde die Ansteuerdauer des Pilotinjektors in Abhängigkeit des ermittelten MBI-Wertes angepasst, um dem Ansteigen des MBIs entgegenzuwirken. Die Versuche sind zeitlich jeweils auf den Beginn der Propanzudosierung innerhalb der Gasmischstrecke (100 s nach Versuchsbeginn) synchronisiert. Die Anpassung der Propanzumischrate erfolgt jeweils mit 0,05 Ma.-% je Sekunde. Aufgrund der Laufzeit des Brenngases innerhalb der Gasverrohrung

vergehen etwa weitere 100 s bevor die beginnende Veränderung der Brenngasqualität durch die FTIR-Messung anhand eines ansteigenden Propanwertes im Abgas detektiert werden kann. Da die Analyse des Brenngases mittels eines Gaschromatographen nur diskontinuierlich (Messdauer etwa 314 s) durchgeführt werden kann, wird die aus der Zusammensetzung berechnete Methanzahl nur vor der Änderung der Brenngasqualität und nach Abschluss der Zumischratenanpassung des Propans (zuzüglich eines Sicherheitsaufschlages) zeitkorrigiert angegeben. Entsprechend der Erhöhung der Substitutionsrate des Erdgases durch das Propan fällt der mittels des FTIR messbare Methanschluß bei beiden Versuchsreihen kontinuierlich ab. Dabei wird die Abnahme des Methanschlußes nicht in gleichem Maße durch die Zunahme des Propanschlußes kompensiert. Begründet werden kann dies durch einen in Folge der Zunahme der laminaren Flammgeschwindigkeit verbesserten Brenngasumsatz (vgl. Abbildung 2.7). Die übrigen Betriebspunktparameter, wie zum Beispiel Ladelufttemperatur und Ladeluftdruck, werden während der Versuche konstant gehalten.

In der Versuchsreihe ohne Beeinflussung der Ansteuerdauer der Piloteinspritzung kommt es ab etwa 470 s zu ersten sporadisch auftretenden klopfenden Verbrennungszyklen. Erkennbar ist dies anhand lokaler Maxima des Klopflevels. Ab etwa 700 s nach Versuchsbeginn steigt dann der auf dem Motorsteuergerät berechnete MBI-Wert deutlich an. Beide Kenngrößen erreichen nach Abschluss des Methanzahlsprunges für einen Dauerbetrieb unzulässig hohe Werte (Schwellwert Klopflevel ≤ 10). Um die Schwerpunktlage der Verbrennung konstant zu halten, muss das Steuergerät den Pilotansteuerbeginn um etwa 1,5 °KW im Verlauf der Messreihe in Richtung „früh“ verschieben. Hinsichtlich der Stickoxidemissionen kann keine wesentliche Veränderung festgestellt werden.

Auch im Verlauf der zweiten Durchführung des Versuches kommt es zu ersten klopfenden Arbeitsspielen noch vor dem deutlichen Anstieg des MBI-Wertes ab etwa 740 s. In Reaktion des Anstieges wird die Pilotmenge manuell ab 748 s mit Hilfe der Ansteuerdauer des Pilotinjektors erhöht. Es sei angemerkt, dass aufgrund der Anwendung eines Widerange-Injektors im hier angewendeten Bereich der Injektorkennlinie keine lineare Zunahme der tatsächlich eingespritzten Pilotkraftstoffmenge auftritt. Die Anpassung der Ansteuerdauer erfolgte im Rahmen dieser Arbeit noch manuell, da zunächst der Nachweis der Funktionalität des Regelungskonzeptes im Fokus stand. In weiteren Entwicklungsschritten ist hierfür ein Regler aufzubauen.

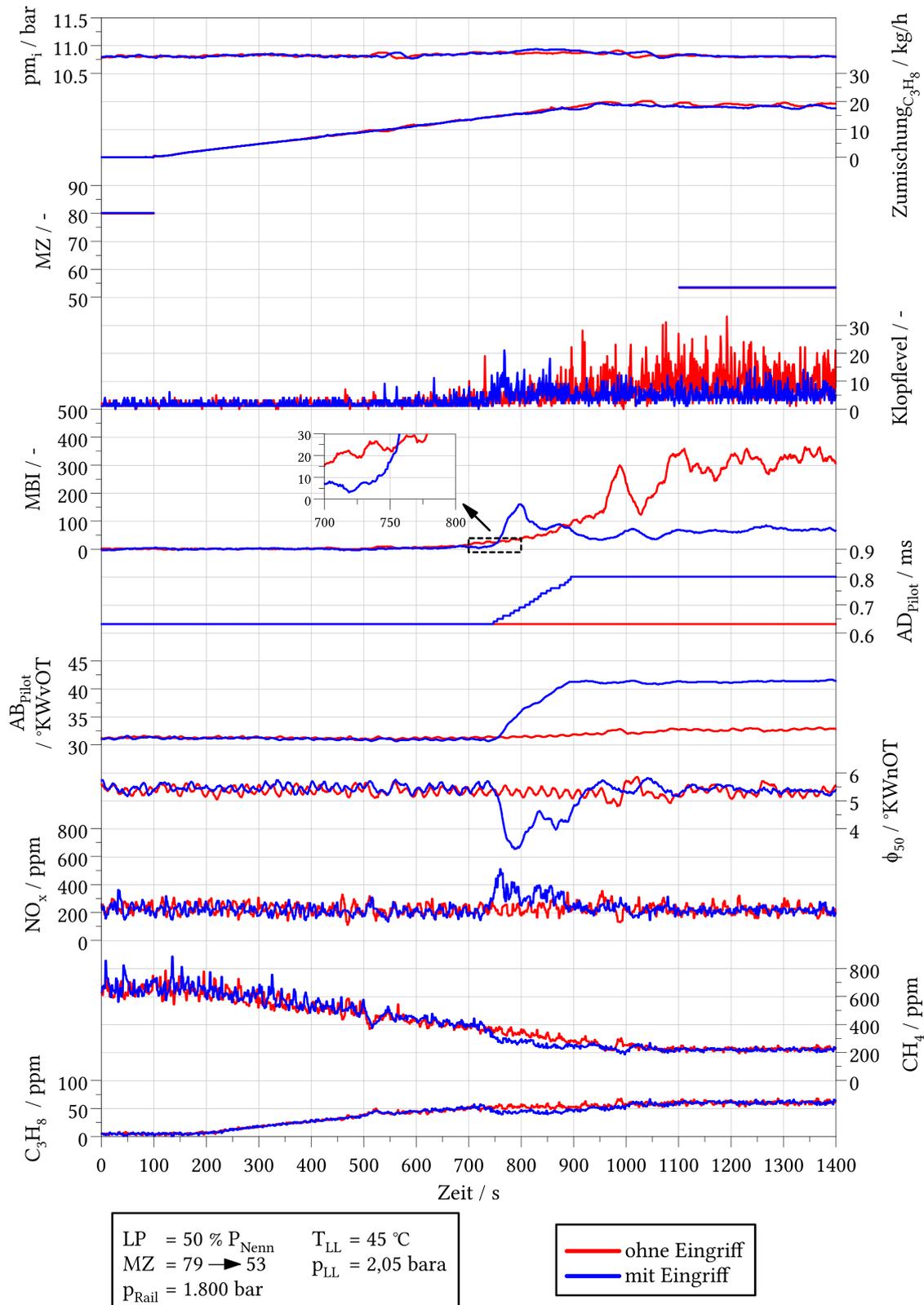


Abbildung 5.8 Vergleich des MBI-Verhaltens bei einem Methanzahlsprung (79 \rightarrow 53) bei 50 % P_{Nenn}

Gemäß den in Kapitel 4.3.3 vorgestellten Wirkmechanismen kommt es infolge der Erhöhung der Pilotmenge zur Verkürzung des Zündverzuges und damit zu einer Frühverstellung der Verbrennungsschwerpunktlage. Entsprechend der thermodynamischen Analyse wird dies von der Motorsteuerung erkannt und der Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung in Richtung „früh“ verschoben, um wieder auf den Sollwert von $5,5 \text{ }^\circ\text{KW}_{\text{nOT}}$ zu gelangen. Aufgrund der Trägheit des Schwerpunktlagenreglers gelingt dies erst nach Beendigung der Pilotmengenerhöhung. Aufgrund der zwischenzeitlichen Abweichung des Verbrennungsschwerpunktes von etwas mehr als $2 \text{ }^\circ\text{KW}$ vom Sollwert, kommt es zu einem zeitlich begrenzten Anstieg des Klopflevels und des MBI-Wertes, welche nach erfolgter Trendumkehr des Schwerpunktlagenverlaufes wieder rückläufig sind. Die Abweichung der Schwerpunktlage vom geforderten Sollwert führt weiterhin zu einem zeitlich begrenzten Anstieg der NO_x -Emissionen, während die CH_4 - und C_3H_8 -Emissionen leicht absinken. Zum Ende der Versuchsreihe ist jedoch kein signifikanter Unterschied des Emissionsverhaltens zur ersten Durchführung des MZ-Sprunges erkennbar. Der Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung wird durch den Schwerpunktlagenregler aufgrund der Pilotmengenerhöhung um insgesamt $10 \text{ }^\circ\text{KW}$ nach „früh“ gestellt. Zum Ende der Versuchsreihe ist ein deutlich niedriger MBI-Wert bei Anpassung der Pilotmenge im Vergleich zur Messreihe ohne Eingriffe feststellbar.

In der Detaildarstellung des Methanzahlsprunges in Abbildung 5.9 sind zusätzlich die den MBI-Wert bestimmenden Parameter und weitere Messgrößen dargestellt. Deutliche Unterschiede zwischen beiden Versuchsdurchläufen sind darin in der Klopfintensität (KI), dem maximalen Druckanstiegsgradienten (R_{max}) sowie dem Verlauf seiner Lage zum OT ($\phi_{R_{\text{max}}}$), dem Variationskoeffizienten des Zylinderspitzenruckes ($\text{Var}K_{\text{p Zyl max}}$) und dem Anteil klopfender Zyklen (x_K) zu erkennen. Weil der Ansteuerbeginn der Piloteinspritzung vom Schwerpunktlagenregler mit zeitlichem Verzug in Richtung „früh“ gestellt wird, ist bei allen genannten Kenngrößen im Bereich um 800 s ein lokales Maximum im Verlauf erkennbar. Zum Ende der Messreihe weisen diese Kenngrößen jedoch durchgängig einen Vorteil gegenüber der Messreihe ohne Eingriff in die Pilotmenge auf. Die Brenndauer nimmt durch den Methanzahlsprung deutlich ab (um ca. $13 \text{ }^\circ\text{KW}$). Im Falle der Messreihe mit Eingriff in die Pilotmenge resultiert eine nochmals um etwa $1,5 \text{ }^\circ\text{KW}$ verkürzte Brenndauer gegenüber dem Vergleichsversuch, was auf einen Wirkungsgradvorteil hinweist. Insbesondere die Klopfintensität zeigt, dass ein Motorbetrieb mit Brenngasen sehr niedriger Methanzahl erst durch entsprechende Regeleingriffe ermöglicht wird. So konnte die Klopfintensität nach den in Kapitel 5.3 definierten Schwellwerten aus dem Bereich starken Klopfens auf das Niveau leichten Klopfens reduziert werden. Ob diese Reduktion bereits für einen dauerhaften Betrieb ausreichend wäre, ist in weiteren Untersuchungen der Bauteilbelastungen zu bestätigen.

Ein erster Nachweis der Anwendbarkeit des MBI-Wertes als Führungsgröße für ein Regelungskonzept zur Anpassung des Motorbetriebes beim Auftreten schwankender Brenngasqualitäten konnte somit erbracht werden. Eine analoge Darstellung für den Motorbetrieb bei $100 \% P_{\text{Nenn}}$ kann dem Anhang A5 entnommen werden. Nachfolgend werden weitere MBI-Sensitivitätsanalysen vorgestellt.

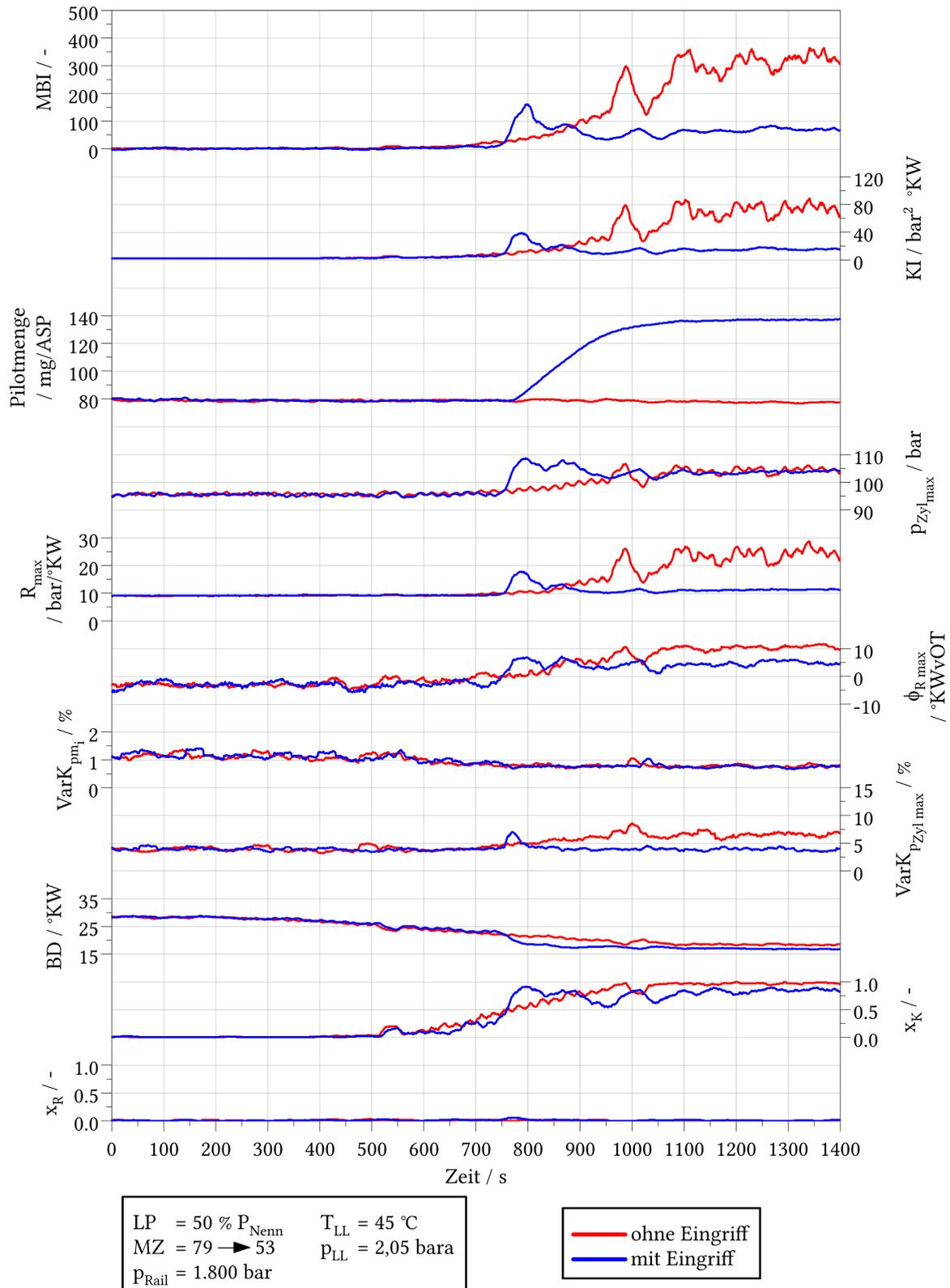


Abbildung 5.9 Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei einem Methanzahlsprung (79 → 53) bei 50 % P_{Nenn}

5.5.2 Betriebsverhalten bei Pilotmengenerhöhung

In Erweiterung des vorgestellten MZ-Sprunges wurde überprüft, ob das Regelungskonzept auch in der Lage ist anhand des MBI-Wertes zu hohe Pilotmengen zu erkennen. Im nachfolgend in Abbildung 5.10 dargestellten Versuch wurde der Versuchsträger dazu mit einem Brenngas mit einer gleichbleibend niedrigen Methanzahl ($MZ = 55$) betrieben.

Die initiale Pilotmenge entspricht dabei der Pilotmenge zu Beginn des obenstehend vorgestellten MZ-Sprunges. Erste Eingriffe in die Ansteuerdauer des Pilotinjektors werden nach ca. 200 s vorgenommen. Durch die Erhöhung der durch den Pilotinjektor in den Brennraum eingebrachten Kraftstoffmenge muss der Brenngasmassenstrom entsprechend abgesenkt werden, damit der indizierte Mitteldruck konstant bleibt. Weil sich die Brenngasqualität nicht verändern soll, wird der zugemischte Propanmassenstrom leicht abgesenkt. Durch die fortschreitende Erhöhung der eingespritzten Pilotmenge muss der Schwerpunktlagenregler den Ansteuerbeginn immer weiter in Richtung „früh“ verschieben, wodurch es schließlich zu einem Absinken des MBI-Wertes kommt. Sowohl das Klopflevel als auch der MBI nehmen dann ab ca. 1.250 s minimale Werte an. Im weiteren Verlauf des Versuches wird die Pilotmenge weiter erhöht, bis es ab ca. 2.400 s zu einem erneuten Anstieg des MBI-Wertes kommt. Diese Veränderung des Betriebsverhaltens ist im Signal des Klopflevels erst ab etwa 2.600 s erkennbar. Infolge der deutlichen Steigerung der Pilotmenge um ca. 140 % während des Versuches wird die in den Brennraum eingebrachte Zündenergie durch den Pilotkraftstoff schließlich so groß, dass es wiederholt zur Ausbildung eines stark klopfenden Betriebsverhaltens kommt. Dementsprechend ist das erstellte Regelungskonzept geeignet eine übermäßig erhöhte Pilotmenge anhand des MBI-Wertes zu erkennen und wieder auf ein notwendiges Maß zu reduzieren. Hinsichtlich der Stickoxidemissionen zeigt sich auch in dieser Versuchsreihe eine weitgehende Neutralität gegenüber der Pilotmengenerhöhung. Lediglich zum Ende der Versuchsreihe bei bereits unvorteilhaft großen Pilotmengen zeigt sich ein leichter Anstieg. Die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe (hier CH_4 und C_3H_8) nimmt entlang der Pilotmengensteigerung fortlaufend ab, da durch diese der Durch- und Ausbrand in Richtung des Brennendes verbessert wird. Dieses Verhalten ist gemäß der in Kapitel 4.3.3 beobachteten Zusammenhänge konsistent. Für die dazugehörige Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter sei auf den Anhang A5 verwiesen.

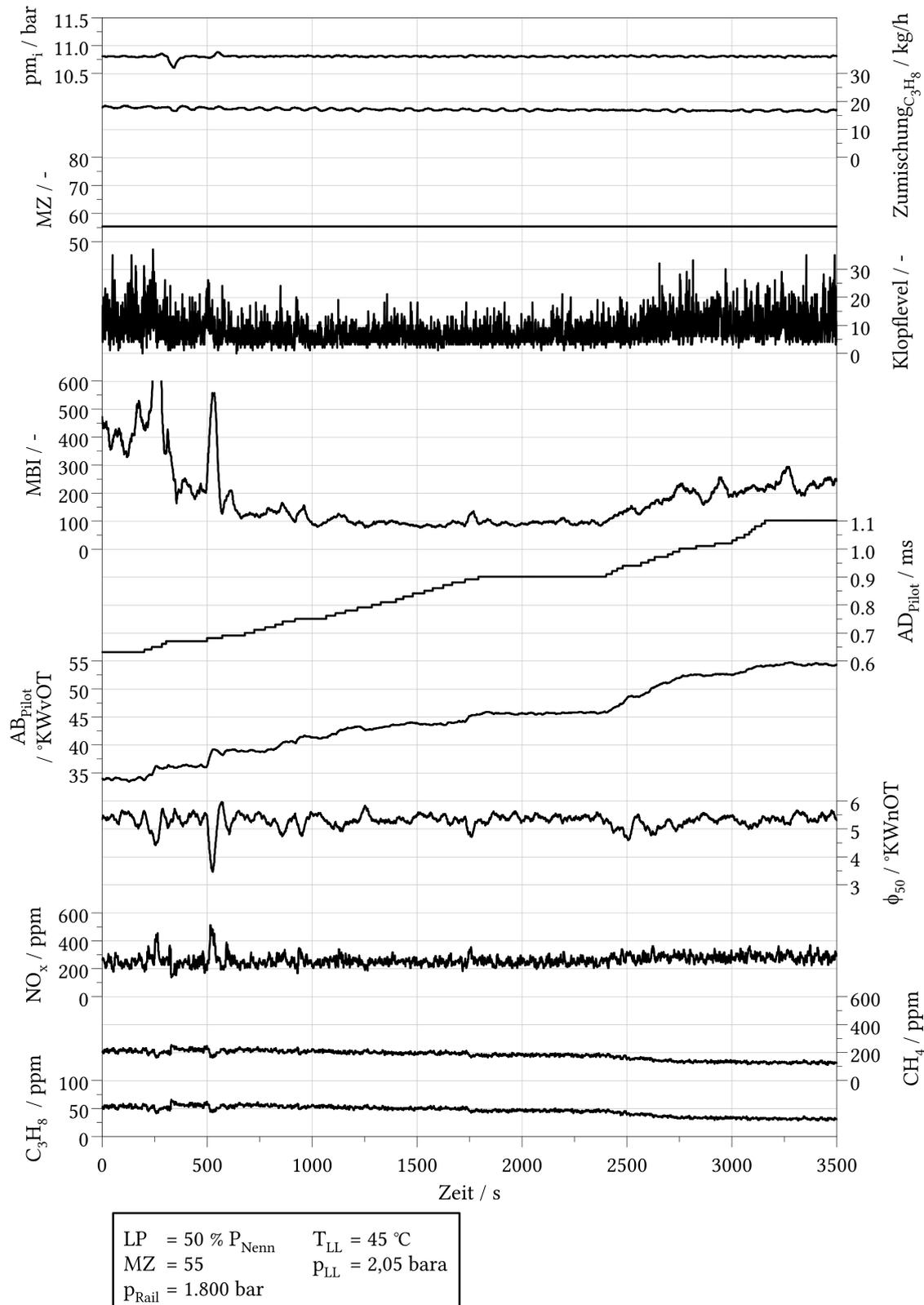


Abbildung 5.10 Vergleich des MBI-Verhaltens bei Pilotmengenerhöhung bei konstanter Methanzahl (55) bei 50 % P_{Nenn}

5.5.3 Betriebsverhalten bei Pilotmengenabsenkung

Abschließend wird das Betriebsverhalten des Versuchsträgers bei einem Methanzahlsprung (74 → 54) mit entsprechender Anpassung der Pilotmenge und einer sich anschließenden Absenkung der Pilotmenge auf ein für die Brenngasqualität notwendiges Mindestmaß bewertet. Hierdurch ließen sich die Betriebskosten eines Dual-Fuel-Motors in Abhängigkeit der aktuellen Kosten für Brenngas und Pilotkraftstoff optimieren. Die Versuchsergebnisse sind der nachfolgenden Abbildung 5.11 zu entnehmen.

Die Absenkung der Methanzahl beginnt darin 500 s nach Versuchsbeginn. Zunächst wird auf die Veränderung des Brenngases in der bereits in Abschnitt 5.5.1 vorgestellten Weise reagiert. Hierdurch bleibt die Ausprägung des klopfenden Motorbetriebes auf einem tolerierbaren Niveau. Ab etwa 1.750 s wird dann die Ansteuerdauer des Pilotinjektors wieder abgesenkt, wodurch die eingespritzte Zündmenge sinkt. Als Reaktion nimmt der Schwerpunktlagenregler den Ansteuerbeginn des Piloten von einem Maximum von etwas mehr als 45 °KWvOT wieder bis auf 40 °KWvOT bei reduzierter Pilotansteuerdauer zurück. In der Folge ist im Bereich von etwa 3.200 s nach Versuchsbeginn eine Zunahme des klopfenden Betriebes anhand des MBI-Wertes erkennbar. Das Klopflevel verbleibt hingegen auf dem zu diesem Zeitpunkt vorherrschenden Niveau. In der Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter in Abbildung 5.12 ist erkennbar, dass der Anstieg des MBI durch eine Zunahme der Klopfintensität (KI) verursacht wird. Außerdem nimmt die Brenndauer in diesem Bereich um etwa 1 °KW zu. Hierin kann entsprechend der in Kapitel 2.5 vorgestellten Faktoren [29], welche die Ausbildung des motorischen Klopfens begünstigen, eine Ursache für die Zunahme der klopfenden Verbrennungszyklen vermutet werden. Aus Ansteuerdauer und sich daraus ergebender Piloteinspritzmenge resultiert auf Basis des Brennverhaltens in Kombination mit dem Regelverhalten des Schwerpunktlagenreglers eine für das anliegende Brenngas nicht mehr optimale Kombination aus Pilotmenge und Abstand zum Brennbeginn. Folglich wird anhand des MBI-Wertes erkannt, dass die Pilotmenge über eine Erhöhung der Ansteuerdauer für einen optimalen Motorbetrieb wieder erhöht werden muss. Das Regelungskonzept ist somit in der Lage die genutzte Pilotmenge bei gleichbleibender Brenngasqualität so weit zu reduzieren, bis ein Anstieg des MBI-Wertes erkannt wird. Das Emissionsverhalten ist erneut neutral gegenüber den durchgeführten Pilotmengenanpassungen. Das Regelungskonzept ist entsprechend der vorgestellten Messergebnisse somit in der Lage einen minimalen Pilotkraftstoffverbrauch einzuregeln, welcher auf die dem Motor zugeführte Brenngasqualität angepasst ist.

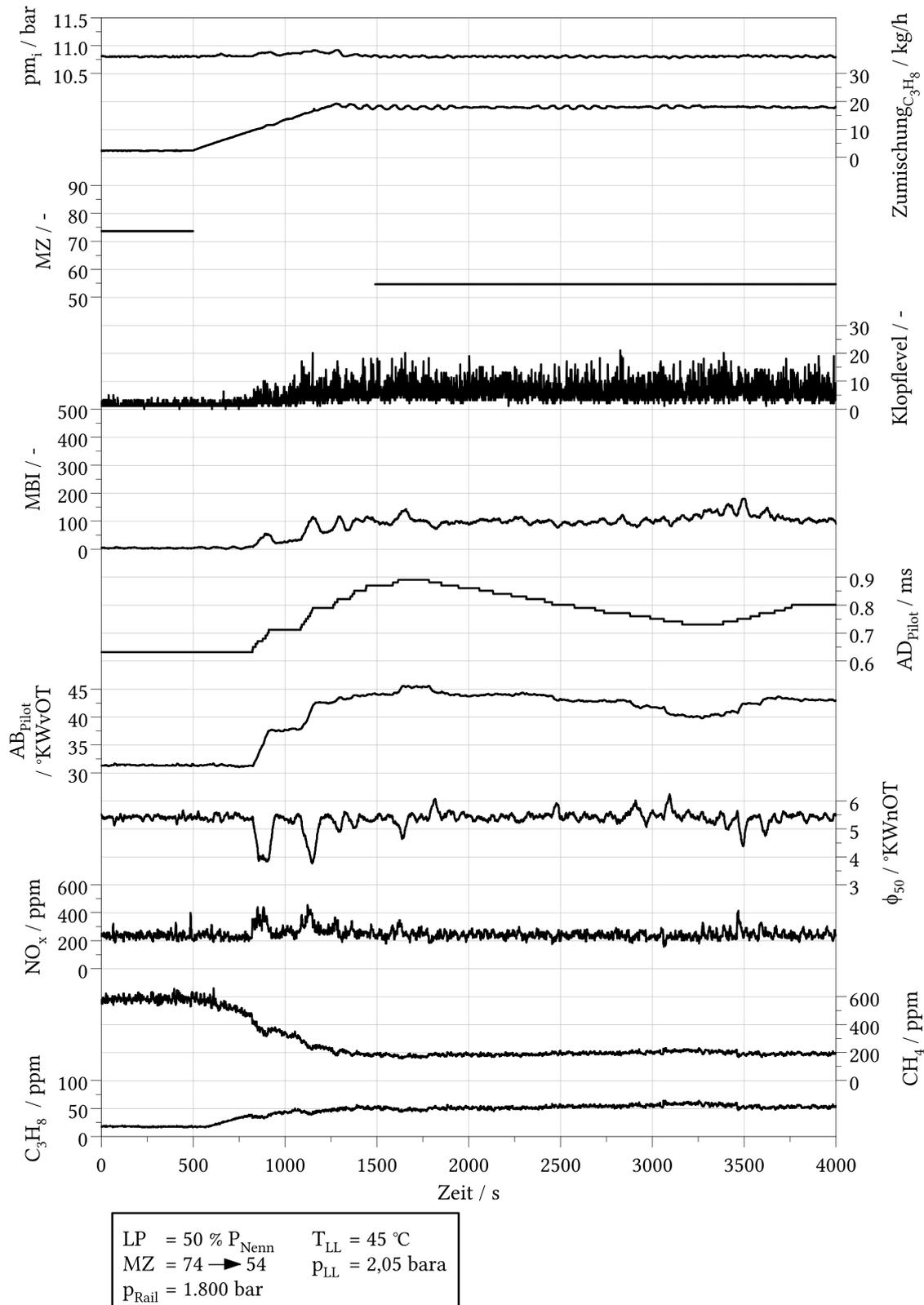


Abbildung 5.11 Vergleich des MBI-Verhaltens bei Pilotmengenabsenkung bei einem Methanzahlsprung (74 → 54) bei 50 % P_{Nenn}

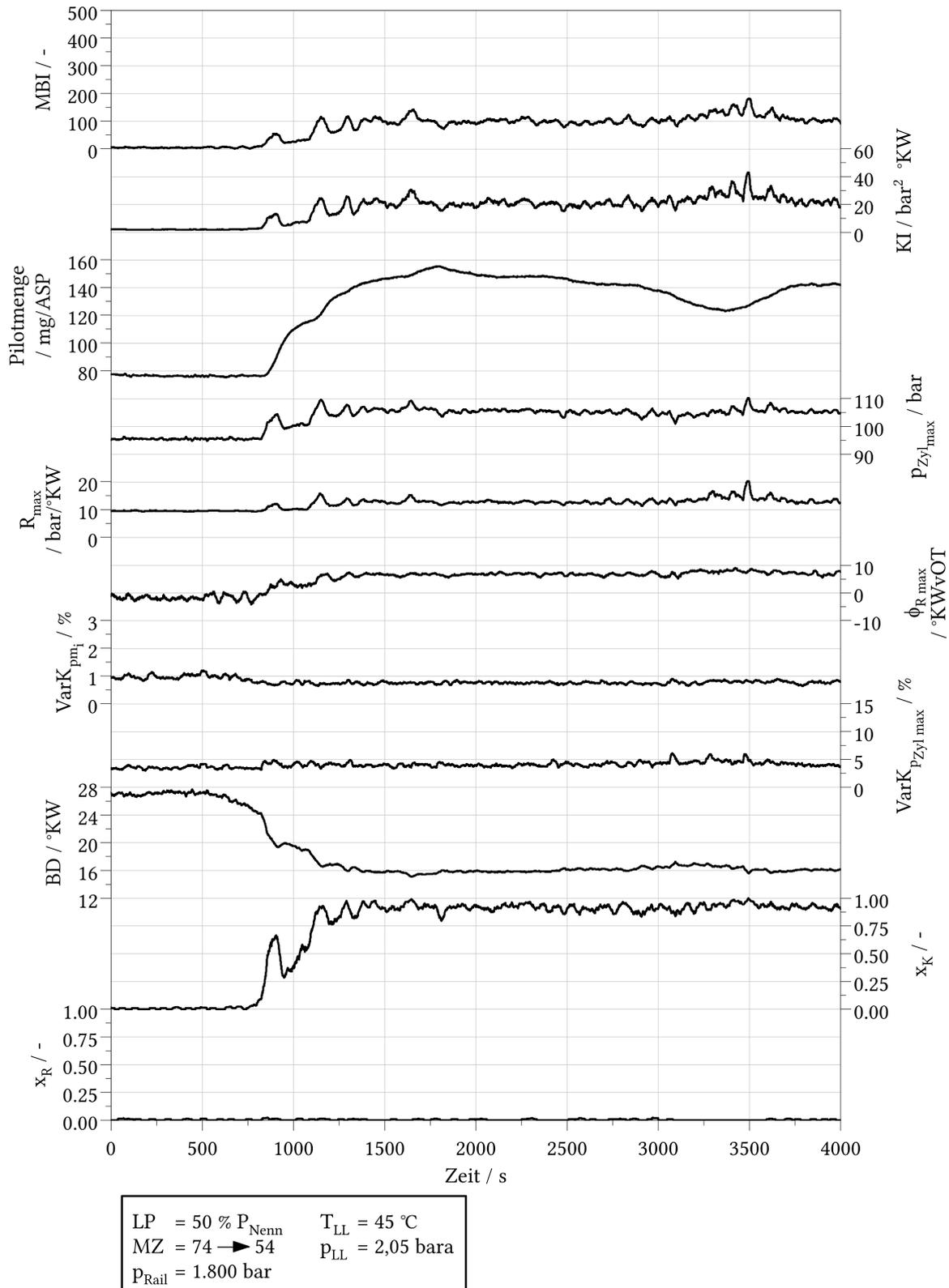


Abbildung 5.12 Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei Pilotmengenabsenkung bei einem Methanzahlsprung (74 → 54) bei 50 % P_{Nenn}

Dem Anhang A5 ist in Erweiterung des Versuchsraumes neben den hier vorgestellten Versuchsreihen bei niedrigen Methanzahlen auch ein Methanzahlsprung von 80 nach 109 bei 50 % P_{Nenn} beigefügt. In diesem Versuch wurde das Auftreten ringender Verbrennungszyklen durch eine Anhebung des Ladedruckniveaus bewusst provoziert. Anhand des Absinkens des MBI-Wertes in den Bereich kleiner 0 kann die sich verändernde Brenngasqualität sicher erkannt und entsprechende Eingriffe in die Pilotansteuerdauer vorgenommen werden. Da dieses Betriebsverhalten aufgrund der abnehmenden Klopfneigung insgesamt als weniger kritisch angesehen werden kann, entfällt an dieser Stelle die weitere Diskussion.

Zusammenfassung

Das Kapitel 5 stellt den prinzipiellen Aufbau und die Funktionsweise des entwickelten Regelungskonzeptes vor. Die Ausgangsbasis bildete dabei die detaillierte Betrachtung der in Kapitel 4 diskutierten Versuchsreihen. Anhand einer Offline-Analyse der aufgenommenen Druckverläufe konnten Parameter identifiziert werden, welche geeignet sind, ein verändertes Betriebsverhalten infolge einer schwankenden Brenngasqualität zu detektieren. Nach der Einführung eines Motorbetriebsindex wurden die zu seiner Bildung notwendigen Berechnungsschritte in das Motorsteuergerät des Versuchsträgers überführt. Abschließend erfolgte eine Sensitivitätsstudie des MBI-Wertes gegenüber unterschiedlich starken und von außen aufgeprägten Brenngasqualitätssprüngen.

6 Zusammenfassung der Arbeit

6.1 Zusammenfassung des Regelungskonzeptes

Bedingt durch die variierende chemische Zusammensetzung des LNGs aus unterschiedlichen Erdgasquellen kommt es zu Brenngasqualitätsunterschieden, wenn Schiffe mit Dual-Fuel-Motoren ihren Brennstoff in verschiedenen Häfen bunkern. Bislang schreiben die Motorenhersteller daher einen anzuwendenden Methanzahlbereich für Ihre Aggregate vor. Wenn dieser nicht eingehalten werden kann, muss z.B. bei zu niedriger MZ die abrufbare Motorleistung gedrosselt werden. Die Notwendigkeit dieser Maßnahme liegt in der Klopfanfälligkeit des überwiegend für mittelschnelllaufende Dual-Fuel-Motoren genutzten Brennverfahrens mit äußerer Gemischbildung und Pilotzündung. Weicht das Brenngas weiterhin zu stark von der Grundapplikation des Motors ab, kann es zu Einbußen im Wirkungsgrad oder dem Emissionsverhalten kommen. Diese Effekte sind für den Schiffsbetreiber unerwünscht.

In der Vergangenheit erstellte Regelungsansätze, die diese Problematik beseitigen sollen, beruhen auf einer dem Motor vorgeschalteten Analyse der Brenngaszusammensetzung und einer hieraus berechneten Methanzahl auf deren Basis dann eine Vorsteuerung einzelner Betriebsparameter (bspw. Ladelufttemperatur oder Ladeluftdruck) erfolgen kann. Diese Vorgehensweise kann zwar die Auswirkungen einer Brenngasqualitätsschwankung auf das Brennverhalten abmildern, setzt aber auch ein hohes Maß an Regelreserven (z.B. des Turboladers oder der Ladeluftkühlung) voraus. Darüber hinaus ist die Messung der Gasqualität mit zusätzlichem technischen und finanziellem Aufwand für die Installation und den Betrieb der Messeinrichtung verbunden. Durch die notwendige Messzeit und Anpassungsdauer für die Vorsteuerung ist dieses Verfahren in der Geschwindigkeit der Gegenmaßnahmen stark limitiert.

Ziel dieser Arbeit war es daher ein Regelungskonzept für Dual-Fuel-Motoren mit äußerer Gemischbildung zu erstellen, das in der Lage ist ohne Kenntnis über die tatsächliche Brenngasqualität einen Betrieb mit jedem im maritimen Bereich möglichen LNG zu ermöglichen. Dabei wurden die folgenden Grundannahmen berücksichtigt:

- Abbildung eines Methanzahlbereiches von mindestens 65 bis 105
- Darstellung aller Motorlasten ohne hardwareseitige Anpassungen
- Abbildung des Wirkungsgradoptimums bei jeder Brenngasqualität
- IMO Tier III konformer Betrieb bei jeder Brenngasqualität
- Strikte Vermeidung unzulässig hoher Klopfereignisse

Ausgehend von einer umfangreichen Vermessung des Brennverfahrens in einem weiten Methanzahlbereich wurden zunächst die Wirkmechanismen von möglichen Gegenmaßnahmen

isoliert voneinander bewertet. Hierfür stand ein mittelschnelllaufender Einzylinder-Forschungsmotor mit 340 mm Bohrung sowie eine Gasmischstrecke zur Anpassung der Brenn­gasqualität zur Verfügung. Dabei wurde deutlich, dass nur die mit der Piloteinspritzung verknüpften Parameter eine ausreichende Flexibilität und Geschwindigkeit für die notwendigen Regeleingriffe ermöglichen. Diese Parameter sind:

- Piloteinspritzzeitpunkt
- Piloteinspritzmenge
- Pilot-Raildruck
- Piloteinspritzstrategie

Durch eine anschließende kombinierte Betrachtung der Einzeleffekte wurde erkannt, dass es einen Zusammenhang zwischen der genutzten Pilotmenge, dem Piloteinspritzzeitpunkt, dem Pilot-Raildruck und der Ausprägung klopfender Verbrennungszyklen gibt, wobei das Zusammenspiel dieser Parameter von der genutzten Brenn­gasqualität abhängig ist. Dabei war zu berücksichtigen, dass es beim Dual-Fuel-Gasbrennverfahren im Gegensatz zur klassischen Dieselerverbrennung durch die Anwendung kleiner Pilotmengen infolge der Ausdünnung des Einspritzsprays zu langen Zündverzügen kommt.

Es wurde eine Führungsgröße für die Erstellung eines Regelungskonzeptes entwickelt, die in der Lage ist eine Veränderung der Brenn­gasqualität während des Motorbetriebes innerhalb kurzer Zeit zu detektieren und hieraus geeignete Gegenmaßnahmen abzuleiten. Entsprechend der Anforderung ohne eine tatsächliche Messung der Gaszusammensetzung auszukommen und möglichst auf bereits an Marinemotoren vorhandene Messtechnik zurückzugreifen, wurde der Brennraumdruckverlauf auf seine Eignung hierfür untersucht. Die kurbelwinkelbasierte Erfassung des Druckverlaufes während der Verbrennung ist bei Großmotoren im Feld Stand der Technik und wird innerhalb der Motorsteuerung bereits für die Erfassung von Belastungsprofilen zur Ableitung von Wartungsintervallen und den Abgleich des Brennverhaltens einzelner Zylinder untereinander eingesetzt. Die zu bestätigende Hypothese für das zu erstellende Regelungskonzept lautete daher:

- Die notwendigen Informationen zur Bewertung des Motorbetriebsverhaltens in Abhängigkeit der Brenn­gasqualität sind innerhalb des Zylinderdruckverlaufes enthalten.

Daher schloss sich in einem nächsten Schritt die detaillierte thermodynamische Analyse hinsichtlich des Auftretens von Verbrennungsanomalien wie Klopfen, Ringing oder Zündaussetzern der in der Grundvermessung des Brennverfahrens bei stark schwankenden Brenn­gasqualitäten aufgenommenen Versuchsdaten an. Eine Vielzahl aus den Zylinderdruckdaten ableitbarer Größen wurde betrachtet und hinsichtlich ihrer Eignung für ein Regelungskonzept bewertet. Als Ergebnis dieses Prozesses wurden die nachfolgend aufgeführten Parameter als wesentlich erkannt:

- | | | |
|--------------------------------|---------------------------------|--|
| - X_K | - | Anteil klopfender Zyklen |
| - X_R | - | Anteil ringender Zyklen |
| - KI | $\text{bar}^2 \cdot \text{°KW}$ | Klopfintensität |
| - $\phi_{R_{\max}}$ | °KW | Lage des maximalen Druckanstiegsgradienten |
| - $\text{Var}K_{p_{m_i}}$ | % | Variationskoeffizient des p_{m_i} |
| - $\text{Var}K_{p_{zyl \max}}$ | % | Variationskoeffizient des $p_{zyl \max}$ |

Um eine Aussage hinsichtlich der Trendrichtung einer Brenngasqualitätsveränderung (hin zu höheren oder niedrigeren Methanzahlen) treffen zu können, werden die während des Motorbetriebes erfassten Zyklen in die Kategorien „regulär“, „ringend“ und „klopfend“ eingeteilt. Anhand des jeweiligen Anteils kann bereits eine erste Aussage über den Betriebszustand getroffen werden, welche jedoch durch die weiteren genutzten Parameter plausibilisiert werden muss. Daher wurde ein Motorbetriebsindex (MBI) definiert, der in seiner Berechnungsvorschrift die oben genannten Parameter in unterschiedlicher Gewichtung berücksichtigt. Diese Gewichtung kann dabei auch auf andere DF-Motorengrößen (Bohrung und Hub) angepasst werden, sodass das Verfahren auch für diese anwendbar ist. Der MBI-Wert wird weiterhin während des Motorbetriebes online auf dem Motorsteuergerät auf Basis einer vereinfachten thermodynamischen Analyse gebildet und steht somit direkt für Regelungszwecke zur Verfügung.

Die Eignung des MBI-Wertes als Führungsgröße für ein Regelungskonzept zur Anpassung des Brennverfahrens an auftretende Qualitätsschwankungen konnte in abschließenden Motorexperimenten bestätigt werden. Hierbei wurde der zuvor definierte LNG-Qualitätsbereich bewusst über- und unterschritten, um die Wirkzusammenhänge bis in Grenzbereiche hinein zu erproben. Die Kernpunkte und Vorteile des erstellten Regelungskonzeptes lassen sich abschließend wie folgt zusammenfassen:

- Eine exakte Kenntnis der Brenngasqualität ist nicht erforderlich.
- Die Zylinderdruckdaten enthalten alle notwendigen Informationen für die Bildung einer Führungsgröße.
- Die Beeinflussung der mit der Piloteinspritzung verbundenen Parameter ist ausreichend, um das Betriebsverhalten von Dual-Fuel-Motoren an sich ändernde Brenngasqualitäten anzupassen.
- Die während des Motorbetriebes zur Verfügung stehende Rechenzeit zwischen zwei Verbrennungszyklen ist ausreichend, um das Regelungskonzept auf einem Motorsteuergerät abzubilden.
- Zur Erreichung höchster Wirkungsgrade ist die Vorgabe des Piloteinspritzzeitpunktes über einen Schwerpunktlagenregler anstelle einer Festwertvorgabe notwendig.
- In Abhängigkeit der Brenngasqualität ergibt sich dabei ein optimales Verhältnis aus genutzter Pilotkraftstoffmenge und dem Abstand der Piloteinspritzung gegenüber dem Brennbeginn, bzw. der Schwerpunktlage der Verbrennung.
- Durch das Regelungskonzept kann die motorische Verwendung von Brenngasen eines Methanzahlbereiches von 65 bis 105 sichergestellt werden.
- Die Ausbildung einer klopfenden Verbrennung wird dabei vermieden, bzw. reduziert.
- In der Folge wurden bis zu 0,5 %-Punkte höhere Wirkungsgrade beobachtet. Diese resultieren aus der festgestellten Verkürzung der Brenndauern und den verminderten Wandwärmeverlusten infolge der Absenkung der Klopfintensität.
- Auf eine Leistungsreduktion kann bei Brenngasqualitätsschwankungen verzichtet werden.
- Eine brenngasindividuelle Anpassung der Motorhardware entfällt.
- Durch das Regelungskonzept entstehen keinerlei Nachteile im Abgasemissionsverhalten.

- Das entwickelte Regelungskonzept bietet eine große Robustheit gegenüber weiten Brenngasqualitätsschwankungen, sodass auch auf die bei Schiffsanwendungen während der Überfahrt im Innern des LNG-Tanks auftretenden Qualitätsveränderungen reagiert werden kann.

6.2 Entwicklungspotenzial des Regelungskonzeptes

Das erstellte Regelungskonzept konnte auf dem für diese Arbeit verwendeten Versuchsträger im Rahmen der durchgeführten Motorexperimente seinen Nutzen unter Beweis stellen. Auf Basis der erzielten Ergebnisse kann angenommen werden, dass ein Übertrag auf andere Motorbaugrößen und auch andere Primärkraftstoffe und deren Gemische (z.B. synLNG, Ammoniak, Propan, Wasserstoff) möglich ist. Der Nachweis muss hierfür durch entsprechende Untersuchungen erbracht werden. Das Konzept ist daher im August 2022 unter dem Titel „Verfahren zum Regeln eines Zweistoffmotors sowie Zweistoffmotor“ beim Deutschen Patent- und Markenamt unter der Nr. 10 2022 121 793.0 zum Patent angemeldet worden. In anschließenden Entwicklungsschritten sollten weiterhin die folgenden Punkte berücksichtigt werden:

- Durchführung einer Sensitivitätsanalyse der Parametrierung der Schwellwerte zur Kategorisierung der Verbrennungszyklen (regulär, klopfend, ringend) und der Wichtigkeitsfaktoren und Kalibrierkonstanten des MBI-Rechners
- Überprüfung der Anwendbarkeit des Regelungskonzeptes mit anderen Pilotinjektor-technologien und -einbaupositionen
- Analyse des Einflusses des Pilot-Raildruckes
- Erweiterung des Versuchsraumes auf Mehrfachpiloteinspritzstrategien zur Verbrennungsführung
- Vorsteuerung des Ansteuerbeginnes der Piloteinspritzung bei einer Anpassung der Pilotansteuerdauer basierend auf dem MBI-Wert, um die in Kapitel 5.5 beobachtete Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage zu vermeiden
- Nachweis der Anwendbarkeit auf anderen Motorbaugrößen, insbesondere anderen Bohrungsdurchmessern, um den Einfluss der Länge der Brennwege zu analysieren
- Analyse des Regelungskonzeptes bei transientem Motorbetrieb und noch dynamischen Wechseln der Brenngasqualität
- Überprüfung des Regelungskonzeptes an einer Vollmotoranwendung
- Untersuchung der Anwendbarkeit des Regelungskonzeptes:
 - Für die Erstellung einer wirkungsgrad- oder emissionsoptimalen Applikation an Vollmotoranwendungen
 - Zur Optimierung der Betriebskosten in Abhängigkeit der Brenngas- und Pilotkraftstoffkosten
 - Für die Erstellung einer intervallgesteuert durchgeführten Routine zur Bewertung der Brenngasqualität (z.B. nach Bunkervorgängen)

Unter Berücksichtigung der genannten Aspekte bietet das entwickelte Regelungskonzept die Möglichkeit ein breites Spektrum von Brenngasen und deren Mischungen in Dual-Fuel-Motoren anzuwenden. Somit könnte die Dual-Fuel-Technologie genutzt werden um je nach Verfügbarkeit oder Erzeugungsleistung der oben genannten Kraftstoffe und ohne eine hardwareseitige Anpassung der Motoren elektrische Energie oder direkte Antriebsleistung für Schiffsanwendungen bereitzustellen. Diese Kraftstoff- und Regelungsflexibilität bietet große Vorteile gegenüber anderen Motorenkategorien, wie bspw. zündkerzengezündeten Großgasmotoren, und ist somit insbesondere für die Umsetzung der Energiewende von großer Bedeutung.

6.3 Fazit

Die vorliegende Arbeit beschreibt das Brennverhalten eines, mit einer Bohrung von 340 mm repräsentativen, mittelschnelllaufenden Dual-Fuel-Marinemotors im Anwendungsbereich der weltweit auftretenden LNG-Qualitäten. Zum Einsatz kam dabei das in der Schifffahrt derzeit dominierende Brennverfahren mit äußerer Gemischbildung und Pilotzündung. Der Motorinnenprozess wurde umfangreich hinsichtlich der Wirksamkeit der an dieser Motorenkategorie zur Verfügung stehenden Einflussgrößen untersucht. Dabei konnten wesentliche Erkenntnisse zum Brennverhalten und den Mechanismen bei stark schwankenden Brenngasqualitäten gewonnen werden.

Es konnte gezeigt werden, dass die genaue Kenntnis der Methanzahl des verwendeten Brenngases nicht für die Kontrolle des Verbrennungsprozesses entscheidend ist. Vielmehr ist es ausreichend die Trendrichtung, in welche sich die Gasqualität verändert, aus dem Brennverhalten abzuleiten. Die hierfür notwendigen Informationen konnten aus dem indizierten Zylinderdruckverlauf abgeleitet werden. Auf Grundlage der aufgenommenen Versuchsdaten war es so möglich ein Regelungskonzept zu entwickeln, dass in der Lage ist eine sich verändernde Brenngasqualität in einem ersten Schritt zu erkennen, um anschließend geeignete Gegenmaßnahmen einzuleiten.

Hierbei konnte ein Zusammenhang zwischen der eingesetzten Brenngasqualität auf der einen und den verwendeten Pilotkraftstoffparametern auf der anderen Seite hergestellt werden. Durch eine geeignete Kombination von Pilotmenge und Einspritzzeitpunkt konnten die Grenzbereiche der klopfenden Verbrennung und einsetzender Zündaussetzer teilweise verschoben und der nutzbare Betriebsbereich somit vergrößert werden. Gleichzeitig verhalten sich die Anpassungen der Piloteinspritzung dabei stickoxidneutral und können sogar zur Wirkungsgradsteigerung beitragen. Die Ursache hierfür liegt in der für die Kraftstoffaufbereitung ausreichend zur Verfügung stehenden Zeit durch die Anwendung früherer Einspritzzeitpunkte bei vergrößerten Pilotmengen. Gegenüber anderen Motorbauarten, wie bspw. monovalenten Großgasmotoren mit Zündkerze, besteht somit ein erheblicher Vorteil in Bezug auf die Regelungsmöglichkeiten bei Veränderung der Brenngasqualität oder dem Wechsel auf einen anderen gasförmigen Primärkraftstoff.

Weiterhin war es so möglich alle für den Marinebereich relevanten LNG-Qualitäten am Versuchsmotor zu nutzen ohne dabei Anpassungen an der Motorenkonfiguration (z. B. Verdichtungsverhältnis oder Ventilsteuerzeiten) oder den Betriebsbedingungen (z.B. Ladelufttemperatur und Ladeluftdruck) vornehmen zu müssen. Dies gilt für den gesamten untersuchten Motorbetriebsbereich (Generatorkurve). Vor dem Hintergrund langer Nutzungszeiten in der Schifffahrt ist das entwickelte Regelungskonzept somit nicht nur für Neubauten nutzbar, sondern auch für die Umrüstung bereits in Dienst gestellter Schiffe auf andere Brenngase geeignet und kann somit effizient zur Defossilisierung der Flotte beitragen. Diese Kraftstoffflexibilität ist insbesondere im Zusammenhang mit einer dynamischen Entwicklung des Kraftstoffmarktes während der Maritimen Energiewende von großem Vorteil.

Literaturverzeichnis

- [1] DNVGL, *Alternative Fuels Insight: LNG Statistics*. [Online]. Verfügbar unter: <https://afi.dnvgl.com/Statistics?repId=1> (Zugriff am: 18. Februar 2021).
- [2] International Organization for Standardization, „ISO 23306:2020(E): Specification of liquefied natural gas as a fuel for marine applications“, 2020-10.
- [3] GIIGNL, „The LNG Industry: GIIGNL Annual Report 2016 Edition“, 2016.
- [4] Tomasz Wlodek, „Safety Aspects of different Composition Liquefied Natural Gas Storage Processes“, *16th International Multidisciplinary Scientific GeoConference SGEM 2016*, 2016, doi: 10.5593/SGEM2016/HB14/S01.022.
- [5] D. A. Wood und M. Kulitsa, „Weathering/Ageing of Liquefied Natural Gas Cargoes During Marine Transport and Processing on Floating Storage Units and FSRU“, *Journal of Energy Resources Technology*, Jg. 140, Nr. 10, 2018, Art. no. 102901, doi: 10.1115/1.4039981.
- [6] Stefan Ernebrant und Tobias Johansson, „Studies regarding Ageing of Fuel: LNG BC D3.11“, *Seventh Framework Programme (FP7)*.
- [7] Y. Shao, S. Yoon und H. Kang, „Dynamic simulation of fuel tank aging for LNG-fueled ship apparatus in an X-DF Otto cycle engine“, *Energy Sci Eng*, Jg. 7, Nr. 6, S. 3005–3019, 2019, doi: 10.1002/ese3.475.
- [8] British Petrol, „bp Statistical Review of World Energy 2020“, Nr. 69.
- [9] S. Prehn, „Untersuchung von Brennverfahren für Erdgas und Biomethan am Beispiel von Industriemotoren für den landwirtschaftlichen Einsatz“, 2018.
- [10] H. Tschöke, K. Mollenhauer und R. Maier, *Handbuch Dieselmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [11] F. Unterlohner, „Transport & Environment (2021). LNG Trucks: a dead end bridge. Emissions testing of a diesel- and a gas-powered long-haul truck.: verfügbar unter: <https://www.transportenvironment.org/discover/lng-trucks-a-dead-end-bridge/>“, 2021.
- [12] MAN, *ME-GI Lands Large VLCC Order: Dual-fuel engine ordered for series of Very Large Crude Carriers*, 2021. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.man-es.com/company/press-releases/press-details/2021/03/24/me-gi-lands-large-vlcc-order>

-
- [13] Frederic Dumser, Manuel Boog, Ingmar Berger, Georg Fink, Michael Jud, Stephan Gleis, Stephanie Frankl, „Development of a High Pressure Dual Fuel concept for high speed ship propulsion engines: Entwicklung eines High Pressure Dual Fuel Konzeptes für schnelllaufende drehzahlvariable Motoren in Schiffsantrieben“, *11. Dessauer Gasmotorenkonferenz*, 2019.
- [14] S. Stoumpos, G. Theotokatos, C. Mavrellos und E. Boulougouris, „Towards Marine Dual Fuel Engines Digital Twins—Integrated Modelling of Thermodynamic Processes and Control System Functions“, *JMSE*, Jg. 8, Nr. 3, S. 200, 2020, doi: 10.3390/jmse8030200.
- [15] Andreas Banck, Eike Sixel, Carsten Rickert, „Dual Fuel Engine optimized for marine applications: 2016 - 047“, *CIMAC Congress, Helsinki*, Jg. 2016.
- [16] Tetsuya Tagai, Satoru Goto, Takahisa Mimura, Tomohiro Kurai, „Development of Dual Fuel Engine 28AHX-DF Capable of FPP Direct Drive: 2016 - 146“, *CIMAC Congress, Helsinki*, Jg. 2016.
- [17] G. A. Karim, „Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type“, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 125, Nr. 3, S. 827–836, 2003, doi: 10.1115/1.1581894.
- [18] S. Andree, „Numerische 3D-CFD-Simulation des Dual-Fuel-Brennverfahrens für maritime Anwendungen unter Verwendung detaillierter Reaktionsmechanismen“, 2020.
- [19] Christophe Barro, Sushant Pandurangi, Panagiotis Kyrtatos, Ales Srna, Hyun-chun Park, Yuri Wright, Konstantinos Boulouchos, „Challenges and Effects of Ignition Delay and Location Prediction in Dual Fuel Engines“, *5. Rostocker Großmotorentagung*, 2018.
- [20] M. Schiffner, M. Jud und T. Sattelmayer, „Reaction Kinetics Analysis of Dual Fuel Internal Combustion Engines Based on Ignition Delay Times Using n-Heptane/Methane Fuel Blends“, *Proceedings of the 8th European Combustion Meeting, European Combustion Institute*, 2017.
- [21] S. Schlatter, B. Schneider, Y. M. Wright und K. Boulouchos, „N-heptane micro pilot assisted methane combustion in a Rapid Compression Expansion Machine“, *Fuel*, Jg. 179, S. 339–352, 2016, doi: 10.1016/j.fuel.2016.03.006.
- [22] Karsten Schleef, Björn Henke, Sebastian Cepelak, Bert Buchholz, Martin Theile, „Untersuchung des Brennverhaltens schwankender Gasqualitäten an einem mitteschnelllaufenden Dual Fuel Einzylinder Forschungsmotor“, *11. Dessauer Gasmotorenkonferenz*, 2019.
- [23] Björn Henke, Karsten Schleef, Sebastian Cepelak, Bert Buchholz, Sascha Andree, Martin Theile, „Investigation of the Dual-Fuel Combustion Process with Different Pilot Injector Positions: 2019 - 364“, *CIMAC Congress, Vancouver*, Jg. 2019.
- [24] Henke, B., Glauner, M., Schleef, K., Cepelak, S., Andree, S., Buchholz, B., „Potential for nitrogen oxide and methane emission reduction in medium speed dual fuel engines“, *6. Rostocker Großmotorentagung*, 2020.
-

-
- [25] Z. Ahmad, O. Kaario, C. Qiang, V. Vuorinen und M. Larmi, „A parametric investigation of diesel/methane dual-fuel combustion progression/stages in a heavy-duty optical engine“, *Applied Energy*, Jg. 251, S. 113191, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.04.187.
- [26] F. Unfug, „Investigation on Dual Fuel Engine Gas Combustion using Tomographic In-Cylinder Measurement Technique and Simultaneous High Speed OH-Chemiluminescence Visualization“ in *SAE 2016 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting*, 2016, doi: 10.4271/2016-01-2308.
- [27] M. Grochowina, „Dieselpilotzündung in Dual-Fuel-Diesel-Gasmotoren: Dissertation“, *Technische Universität München*, 2019.
- [28] R. van Basshuysen und F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [29] G. P. Merker und R. Teichmann, Hg., *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation*, 9. Aufl. Wiesbaden, Germany: Springer Vieweg, 2019. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.springer.com/>
- [30] P. Kozuch und U. Gärtner, „Besonderheiten der Abgasrückführung bei Nutzfahrzeugmotoren“, *VII. Tagung Motorische Verbrennung*, 2005.
- [31] Warnatz, J., Maas, Ulrich, Dibble, Robert W., *Combustion : physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*. Springer, 2006.
- [32] G. P. Merker und G. Stiesch, *Motorische Verbrennung*. Stuttgart: Teubner, 1999.
- [33] M. Rößler, A. Velji, C. Janzer, T. Koch und M. Olzmann, „Formation of Engine Internal NO₂ : Measures to Control the NO₂ /NO_x Ratio for Enhanced Exhaust After Treatment“, *SAE Int. J. Engines*, Jg. 10, Nr. 4, S. 1880–1893, 2017, doi: 10.4271/2017-01-1017.
- [34] P. Auvinen, J. T. Hirvi, N. M. Kinnunen und M. Suvanto, „PdSO₄ Surfaces in Methane Oxidation Catalysts: DFT Studies on Stability, Reactivity, and Water Inhibition“, *ACS Catal.*, Jg. 10, Nr. 21, S. 12943–12953, 2020, doi: 10.1021/acscatal.0c03686.
- [35] Y. Nitta und Y. Yamasaki, „Dynamic Estimation Method of Effective Active Site on Palladium Methane Oxidation Catalyst in Exhaust Gas of Marine Lean Burn Gas Engine“, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 142, Nr. 12, 2020, Art. no. 121010, doi: 10.1115/1.4048161.
- [36] IMOKAT, „Entwicklung eines innovativen Methanoxidationskatalysators zur Senkung der Abgasemissionen von Schiffen im Gasbetrieb "IMOKAT" : Schlussbericht“ (de), *Entwicklung eines innovativen Methanoxidationskatalysators zur Senkung der Abgasemissionen von Schiffen im Gasbetrieb "IMOKAT"*, doi: 10.2314/KXP:1737021625.
- [37] PtJ, Hg., *Statustagung Maritime Technologien: Tagungsband der Statustagung 2021*. Jülich: Forschungszentrum Jülich GmbH Zentralbibliothek Verlag, 2021. [Online]. Verfügbar unter: <https://edocs.tib.eu/files/e01fn22/1786983346.pdf>
-

-
- [38] DIN EN ISO 14912:2006-11, *Gasanalyse_ - Umrechnung von Zusammensetzungsangaben für Gasgemische (ISO_14912:2003)*; Deutsche Fassung EN_ISO 14912:2006, Berlin.
- [39] DIN EN 16726:2019-11, *Gasinfrastruktur_ - Beschaffenheit von Gas_ - Gruppe_H*; Deutsche Fassung EN_16726:2015+A1:2018, Berlin.
- [40] „FVV: Die Bewertung der Klopfestigkeit von Kraftgasen mittels der Methanzahl und deren praktische Anwendung bei Gasmotoren. Bericht aus der Tätigkeit der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen. MTZ Motortechnische Zeitschrift (1972) 33, S. 391–403“.
- [41] E. Schneßl, A. Wimmer und S. Prankl, „Combustion Development Methodology for Non-natural Gas Applications“, *MTZ ind*, Jg. 8, Nr. 1, S. 42–47, 2018, doi: 10.1007/s40353-018-0002-0.
- [42] M. van Essen, „Algorithm for Determining the Knock Resistance of LNG“, *IJEPE*, Jg. 8, Nr. 2, S. 18, 2019, doi: 10.11648/j.ijepe.20190802.12.
- [43] S. Gersen, M. van Essen, H. Levinsky und G. van Dijk, „Characterizing Gaseous Fuels for Their Knock Resistance based on the Chemical and Physical Properties of the Fuel“, *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, Jg. 9, Nr. 1, S. 1–13, 2016, doi: 10.4271/2015-01-9077.
- [44] ISO, „ISO 6976:2016-12: Natural gas – Calculation of calorific values, density, relative density and Wobbe indices from composition“, 2016-12.
- [45] F. Joos, *Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen ; mit 65 Tabellen*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2006. [Online]. Verfügbar unter: <http://swbplus.bsz-bw.de/bsz254490913cov.htm>
- [46] U. Hillebrand, Hg., *Stöchiometrie*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [47] DVGW, „Untersuchungen der Auswirkungen von Gasbeschaffenheitsänderungen auf industrielle und gewerbliche Anwendungen: Abschlussbericht“, April 2014.
- [48] Gerhard Damköhler, „Der Einfluss der Turbulenz auf die Flammengeschwindigkeit in Gasgemischen“, *Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte physikalische Chemie*, Nov. 1940.
- [49] A. Ratzke, „Modellierung der Flammenausbreitung und des Flammenlöschens im Gasmotor: Dissertation“, *Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover*, 2013.
- [50] K. Schleaf *et al.*, „Combustion Control Strategies for Dual-Fuel Marine Engines Operated with Fluctuating LNG Qualities“ in *SAE Powertrains, Fuels & Lubricants Conference & Exhibition*, 2022, doi: 10.4271/2022-01-1058.
- [51] R. Amirante, E. Distaso, P. Tamburrano und R. D. Reitz, „Laminar flame speed correlations for methane, ethane, propane and their mixtures, and natural gas and gasoline for spark-ignition engine simulations“, *International Journal of Engine Research*, Jg. 18, Nr. 9, S. 951–970, 2017, doi: 10.1177/1468087417720018.
- [52] A. Wimmer, „Thermodynamik des Verbrennungsmotors: Vorlesungsscript, TU Graz“, 2018.
-

-
- [53] K. Jurich, „CO₂-Emissionsfaktoren für fossile Brennstoffe“, 2016.
- [54] R. Zahoransky, *Energietechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [55] IFA, Institut für Arbeitsschutz der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung, *GESTIS-Stoffdatenbank*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.dguv.de/ifa/gestis/gestis-stoffdatenbank/index.jsp> (Zugriff am: 25. Februar 2021).
- [56] Berufsgenossenschaft Rohstoffe und Chemische Industrie, *Vermeidung von Zündgefahren infolge elektrostatischer Aufladungen: DGUV Information 213-060 : TRGS 727*, 1. Aufl. Heidelberg: Jedermann-Verlag GmbH, 2016.
- [57] H. Kuchling, *Taschenbuch der Physik: Mit Tabellen*, 20. Aufl. München: Fachbuchverl. Leipzig im Carl Hanser Verl., 2011.
- [58] G. Heuser, „Der Einfluß der Entflammungs- und Verbrennungsphase auf das Klopfen in Ottomotoren“. Dissertation, RWTH Aachen, 1993.
- [59] H. Eichlseder, M. Klüting und W. F. Piock, *Grundlagen und Technologien des Ottomotors: Der Fahrzeugantrieb*. Wien: Springer, 2008. [Online]. Verfügbar unter: http://deposit.dnb.de/cgi-bin/dokserv?id=2667859&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm
- [60] M. Buschbeck, „Laseroptische Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor: Dissertation“, 2013.
- [61] CIMAC, „CIMAC Position Paper: Methane and Formaldehyde Emissions of Gas Engines“, 2014.
- [62] F. Pischinger, *Motorische Verbrennung: Abschlussbericht des SFB 224*. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sfb224.rwth-aachen.de/bericht.htm> (Zugriff am: 2. März 2021).
- [63] S. Ohler, „Entwicklung und Vergleich von Kriterien zur Erkennung der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren“, *Dissertation*, 2014.
- [64] C. Wesche, S. Bernhardt, T. Schwarz und K. Schmid, „Cylinder-individual exhaust gas emission estimation of a natural gas engine using structure-borne sound signals: Zylinderindividuelle Emissionsschätzung auf Basis von Körperschallsignalen am Gasmotor“, *Dessauer Gasmotorenkonferenz*, 2019.
- [65] M. Kirsten, „Detektion klopfender Verbrennung in Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren“, *Dissertation*, 2016.
- [66] MS Motorservice Deutschland GmbH, „Wissenswerk: Kolbenschäden - Erkennen und Beheben“, 2015.
- [67] M. Kirsten, G. Pirker, C. Redtenbacher, A. Wimmer und F. Chmela, „Advanced Knock Detection for Diesel/Natural Gas Engine Operation“, *SAE Int. J. Engines*, Jg. 9, Nr. 3, S. 1571–1583, 2016, doi: 10.4271/2016-01-0785.
- [68] J. A. Eng, „Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion“ in *SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition*, 2002, doi: 10.4271/2002-01-2859.

-
- [69] M. Wissink, Z. Wang, D. Splitter, A. Shahlari und R. D. Reitz, „Investigation of Pressure Oscillation Modes and Audible Noise in RCCI, HCCI, and CDC“ in *SAE 2013 World Congress & Exhibition*, 2013, doi: 10.4271/2013-01-1652.
- [70] R. J. Nates, „Thermal Stresses Induced by Knocking Combustion in Spark-Ignition Engines“ in *SAE 2000 World Congress*, 2000, doi: 10.4271/2000-01-1238.
- [71] J. Zelenka, C. Hoff, A. Wimmer, C. Christen, R. Böwing und J. Thalhauser, „Optimum Operating Strategies for Gas Engines Using Variable Intake Valve Train“ in *ASME 2018 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, San Diego, California, USA, 2019, doi: 10.1115/ICEF2018-9523.
- [72] T. K. Jari Hyvönen, „Cylinder pressure based closed loop combustion controls, the enabler for superior performance in medium speed lean burn gas engines“, *5. Rostocker Großmotorentagung*, 2018.
- [73] M. Gisiger, „VCM® – The key to enhance gas engines for demanding applications“, *9th International MTZ Conference, Speyer, Germany*, 2014.
- [74] D. H. Kai Portin, „Gas Online Quality Measurement for Optimized Engine Control: 2019 - 109“, *CIMAC Congress, Vancouver*, 2019.
- [75] Gerco van Dijk, Martijn van Essen, Sander Gersen, „A Feed-Forward Fuel-Adaptive Gas Engine Control Approach Based on a Knock-Prediction Algorithm: Eine kraftstoffadaptive Vorwärtsregelung für Gasmotoren basierend auf einem Klopfvorhersagealgorithmus“, *17th Conference „The Working Process of the Internal Combustion Engine“*, 2019.
- [76] B. Henke, „Potenzialanalyse zur Stickoxid- und Methanemissionsreduzierung in mittelschnelllaufenden Dual-Fuel-Motoren unter Anwendung von Mehrfacheinspritzstrategien“. Dissertation, Universität Rostock, Rostock, 2021.
- [77] D. Surek und S. Stempin, Hg., *Technische Strömungsmechanik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [78] M. C. Marco Ferro, „Towards the digital engine: the OMT smart injector enables performance monitoring and condition-based maintenance“, *6. Rostocker Großmotorentagung*, 2020.
- [79] T. Maurer und H. Müller, „Prozess-Gaschromatographie“ in *Prozessanalytik*, R. W. Kessler, Hg., Wiley, 2006, S. 391–428, doi: 10.1002/3527608990.ch12.
- [80] ABB, „NGC8206 Chromatograph User’s Manual: 2101510-002– rev. AD“.
- [81] Franz Pischinger, *Abschlussbericht SFB 224*. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sfb224.rwth-aachen.de/bericht.htm> (Zugriff am: 4. Mai 2021).
- [82] Joachim Eggers, Sören Sofke, Martin Greve, „Optimierung körperschallbasierter Klopfmerkennungen via Zylinderdruck“, *12. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*, 2009.

-
- [83] R. K. Pachauri und L. Mayer, Hg., *Climate change 2014: Synthesis report*. Geneva, Switzerland: Intergovernmental Panel on Climate Change, 2015.
- [84] A. Yousefi, H. Guo und M. Birouk, „An experimental and numerical study on diesel injection split of a natural gas/diesel dual-fuel engine at a low engine load“, *Fuel*, Jg. 212, S. 332–346, 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2017.10.053.
- [85] M. Dahodwala, S. Joshi, E. Koehler, M. Franke, D. Tomazic und J. Naber, „Investigation of Diesel-CNG RCCI Combustion at Multiple Engine Operating Conditions“ in *WCX SAE World Congress Experience*, 2020, doi: 10.4271/2020-01-0801.
- [86] E. Ansari, T. Menucci, M. Shahbakhti und J. Naber, „Experimental investigation into effects of high reactive fuel on combustion and emission characteristics of the Diesel - Natural gas Reactivity Controlled Compression Ignition engine“, *Applied Energy*, Jg. 239, S. 948–956, 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.01.256.
- [87] M. Mikulski, S. Ramesh und C. Bekdemir, „Reactivity Controlled Compression Ignition for clean and efficient ship propulsion“, *Energy*, Jg. 182, S. 1173–1192, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.091.
- [88] V. B. Pedrozo, X. Wang, W. Guan und H. Zhao, „The effects of natural gas composition on conventional dual-fuel and reactivity-controlled compression ignition combustion in a heavy-duty diesel engine“, *International Journal of Engine Research*, Jg. 23, Nr. 3, S. 397–415, 2022, doi: 10.1177/1468087420984044.
- [89] Z. Wu, C. J. Rutland und Z. Han, „Numerical evaluation of the effect of methane number on natural gas and diesel dual-fuel combustion“, *International Journal of Engine Research*, Jg. 20, Nr. 4, S. 405–423, 2019, doi: 10.1177/1468087418758114.
- [90] *Climate change 2007: The physical science basis ; contribution of Working Group 1 to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC)*. Cambridge, Mass.: Cambridge Univ. Pr, 2007. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.ipcc.ch/ipccreports/ar4-wg1.htm>
- [91] Stephan Hauri, *Freiheit für die Ventile!* [Online]. Verfügbar unter: <https://www.nzz.ch/mobilitaet/auto-mobil/freiheit-fuer-die-ventile-ld.1428805> (Zugriff am: 4. Januar 2022).
- [92] Heinz Leiber, Thomas Leiber, Jochen Keller, Lars Krause, „Variable Elektrohydraulische Ventilsteuerung,“ WO 2014/114552 (31.07.2014 Gazette 2014/31).
- [93] B. Lindemann, C. Szasz, J. Schaub, F.-G. Hermsen und M. Berning, „Passenger car diesel engine for 2020 / 25 – synthesis of classical attributes and novel high-tech innovations“ in *Proceedings, Internationaler Motorenkongress 2016*, J. Liebl und C. Beidl, Hg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, S. 241–257, doi: 10.1007/978-3-658-12918-7_18.

-
- [94] I. Hirose, „Mazda 2.5L SKYACTIV-G Motor mit neuer Aufladetechnik/Mazda 2.5L SKYACTIV-G Engine with New Boosting Technology“ in *37. Internationales Wiener Motorensymposium* 28. – 29. April 2016, 2016, II-304-II-316, doi: 10.51202/9783186799128-II-304.
- [95] B. Henke, „Potenzialanalyse zur Stickoxid- und Methanemissionsreduzierung in mittelschnelllaufenden Dual-Fuel-Motoren unter Anwendung von Mehrfacheinspritzstrategien“. Dissertation, Universität Rostock, Rostock.
- [96] D. Rether, „Modell zur Vorhersage der Brennrate bei homogener und teilhomogener Dieselverbrennung“, 2012.
- [97] T. Loose, *Angewandte Regelungs- und Automatisierungstechnik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2022.
- [98] Hinrich Mohr, Martin Abart, Ingo Koops, Rüdiger Teichmann, Clayton Zabeu, André Martelli, Roberto Salvador, Alexander Peñaranda, Glauber Ruy, „Betriebsoptimierung eines Gasmotorenkraftwerks durch integrierten Ansatz von Experten- Zustandsüberwachung und zylinderdruckbasierter Motorregelung“, *10. Dessauer Gasmotoren-Konferenz*, 2017.
- [99] B. Heinrich und W. Schneider, *Grundlagen Regelungstechnik: Einfache Übungen, praktische Beispiele und komplexe Aufgaben*, 5. Aufl. Wiesbaden, Heidelberg: Springer Vieweg, 2019. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.springer.com/>
- [100] G. Brecq und O. Le Corre, „Modeling of In-cylinder Pressure Oscillations under Knocking Conditions: Introduction to Pressure Envelope Curve“ in *SAE 2005 World Congress & Exhibition*, 2005, doi: 10.4271/2005-01-1126.
- [101] A. J. Shahdari und J. B. Ghandhi, „A Comparison of Engine Knock Metrics“ in *2012 Small Engine Technology Conference & Exhibition*, 2012, doi: 10.4271/2012-32-0007.
- [102] R. Worret, *Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz*. Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 2002. Berlin: Logos-Verl., 2003.
- [103] Manuel Glauner, „Ableitung von Brenngasqualitätsparametern aus der Zylinderdruckmessung an Dual-Fuel-Motoren unter Einsatz variierender Gaszusammensetzungen: Masterarbeit“, *Universität Rostock*, 2022.
- [104] G. Figer, K. Schmidleitner, M. Schönbacher und T. Kammerdiener, „300 bar Spitzendruck für eine neue Generation von Diesel- und Gasmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 80, Nr. 6, S. 70–75, 2019, doi: 10.1007/s35146-019-0036-z.
- [105] S. Eicheldinger, G. Wachtmeister, H. D. Nguyen und F. Dinkelacker, „Entwicklung von Brennverfahren für Gasmotoren mit extremen Mitteldrücken über 30 bar“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 80, Nr. 6, S. 102–109, 2019, doi: 10.1007/s35146-019-0033-2.
- [106] Robert Bosch GmbH, *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch: Kfz-Fachwissen kompakt*, 27. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2011.

-
- [107]National Instruments, „Combustion Analysis System Software User Manual“. [Online].
Verfügbar unter: <https://www.ni.com/de-de/shop/labview.html>
- [108]R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3. Aufl. Wien: Springer, 2009.
- [109]R. Dolt, *Indizierung in der Motorentwicklung: Messtechnik, Datenauswertung, Anwendung und Kombination mit optischen Messverfahren*. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, 2006.

Anhang

A1 Gaskenngößen

Tabelle A.1 Stoffdaten und Kenngrößen verschiedener Brenngase im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff, nach [10, 53–57, 90]

-)¹ unter stöchiometrischen Bedingungen im Normzustand
-)² Russland
-)³ Deutschland
-)⁴ Siedeende

Stoffname	Diesel (EN590)	Erdgas H) ²	Erdgas L) ³	LNG	Wasserstoff	Methan	Ethan	Propan
Chemische Formel	-	-	-	-	H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈
HC-Verhältnis	1,88	3,93	3,84	3,5 - 4	-	4	3	2,667
Heizwert								
H _u	MJ/kg	49,08	40,66	50	119,933	50,024	47,527	46,572
H _n	MJ/Nm ³	35,46	33,48	-	10,782	35,892	64,4	93,600
Laminare Flammengeschwindigkeit) ¹	cm/s	35-45	35-45	35-45	240	42	47	46
Mindestluftbedarf	kg/kg	14,6	15,22	16,8 - 7,3	34,48	17,27	16,11	15,70
THG-Gefährdungspotenzial (100 Jahre)	THG _{P100}	-	-	-	6	28	6	3,3
THG-Gefährdungspotenzial (20 Jahre)	THG _{P20}	-	-	-	-	84	-	-
Emissionsfaktor	-	74,0	55,6	55	0	54,9	61,6	64,3
Methanzahl	MZ	-	90	65 - 100	0	100	44	34
Dichte gasförmig (0 °C, 1013 mbar)	ρ	0,746	0,823	-	0,0899	0,7175	1,355	2,0098
Dichte verflüssigt (am Siedepunkt)	ρ	832,5	-	450	70,79	422,60	544,10	581,20
Volumenfaktor Vergasung	-	-	-	600	787	589	402	289
spezifisches Energievolumen (flüssig)	-	28	-	44	118	47	39	37
Speichervolumen in Dieselläquivalent	-	100%	-	158%	418%	168%	137%	131%
Molare Masse	M	kg/kmol	-	-	2,02	16,04	30,07	44,10
Untere Explosionsgrenze	Ex _u	Vol.-%	4	-	4,0	4,4	2,4	1,7
Obere Explosionsgrenze	Ex _o	Vol.-%	17	-	77,0	17,0	14,8	10,8
Mindestzündenergie	MZE	mJ	≈ 0,28	≈ 0,28	0,016	0,28	0,25	0,25
Zündtemperatur	T _{Zünd}	°C	575 - 640	550 - 640	510	605	515	450
Siedetemperatur	T _{Siede}	°C	370) ⁴	-162	-253,0	-161,5	-88,6	-42,1
Schallgeschwindigkeit	c	m/s	-	-	1261	430	298	239

A2 Zylinderdruck- und Brennverläufe

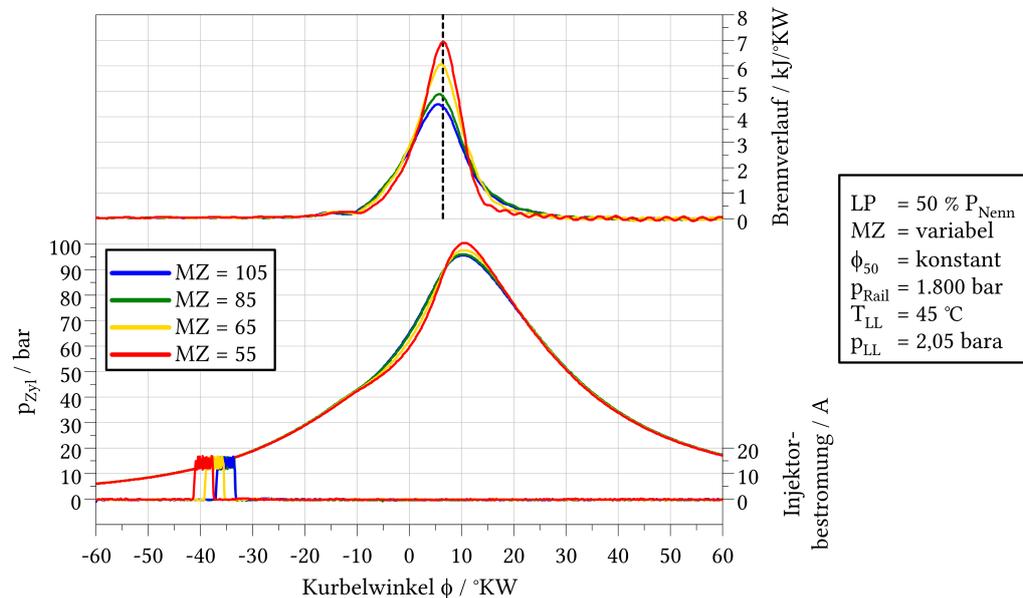


Abbildung A.1

Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Methanzahlen bei 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn ($\phi_{50} = \text{konstant}$) gemäß Abbildung 4.1 (Methanzahlvariation)

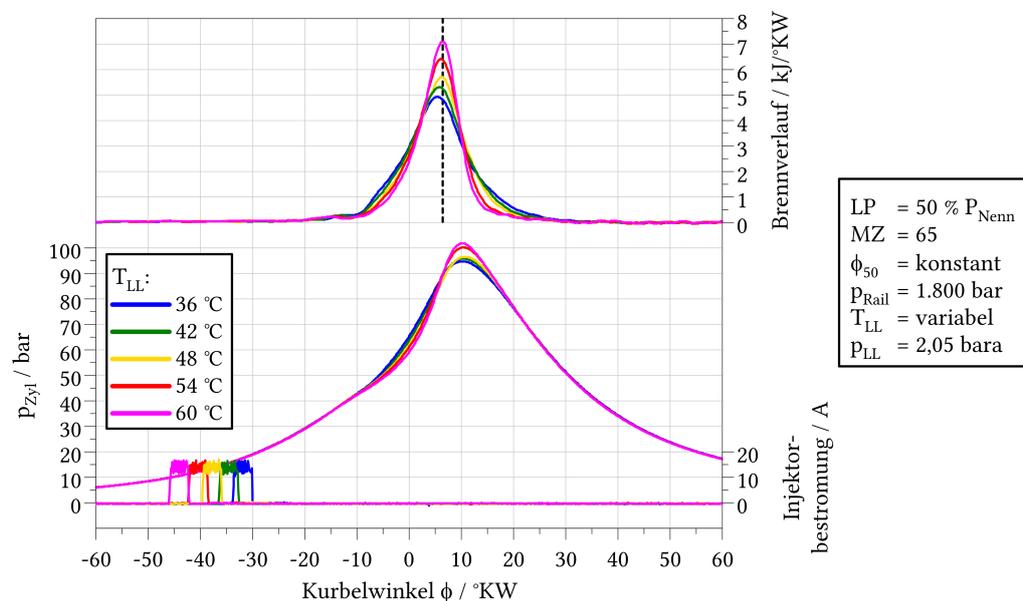


Abbildung A.2

Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Ladelufttemperaturen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn ($\phi_{50} = \text{konstant}$) gemäß Abbildung 4.2 (Ladelufttemperaturvariation)

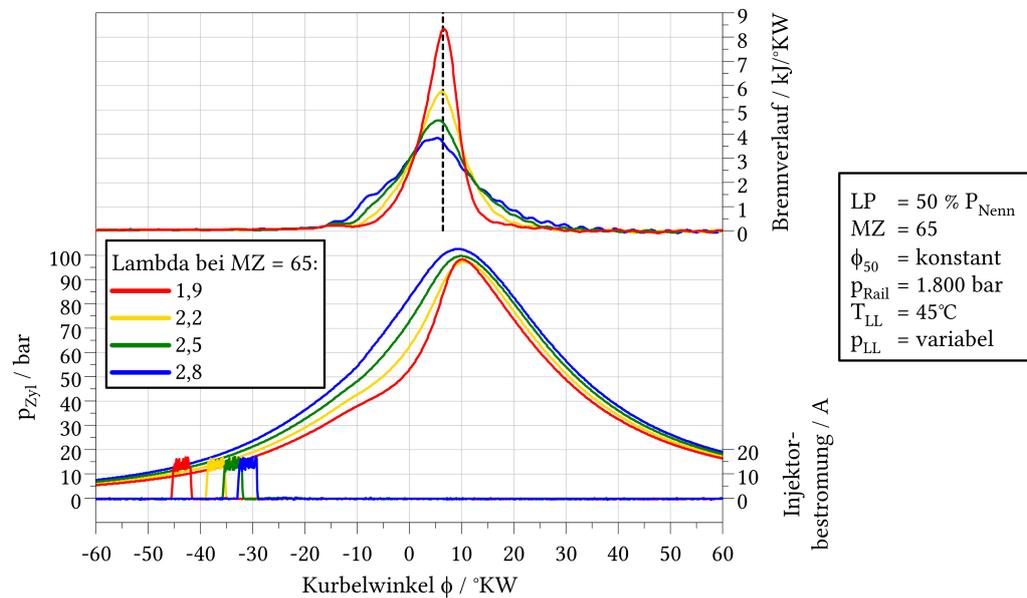


Abbildung A.3

Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Lambdawerte bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn ($\phi_{50} = \text{konstant}$) gemäß Abbildung 4.3 (Lambdavarisation)

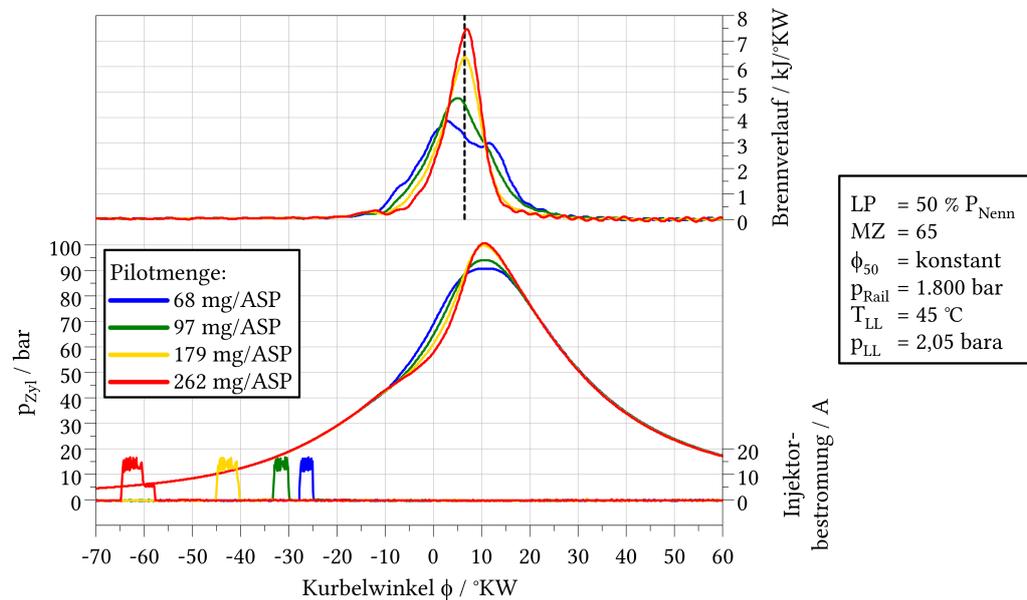


Abbildung A.4

Zylinderdruck- und Brennverläufe für ausgewählte Pilotmengen bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn ($\phi_{50} = \text{konstant}$) gemäß Abbildung 4.4 (Pilotmengenvariation)

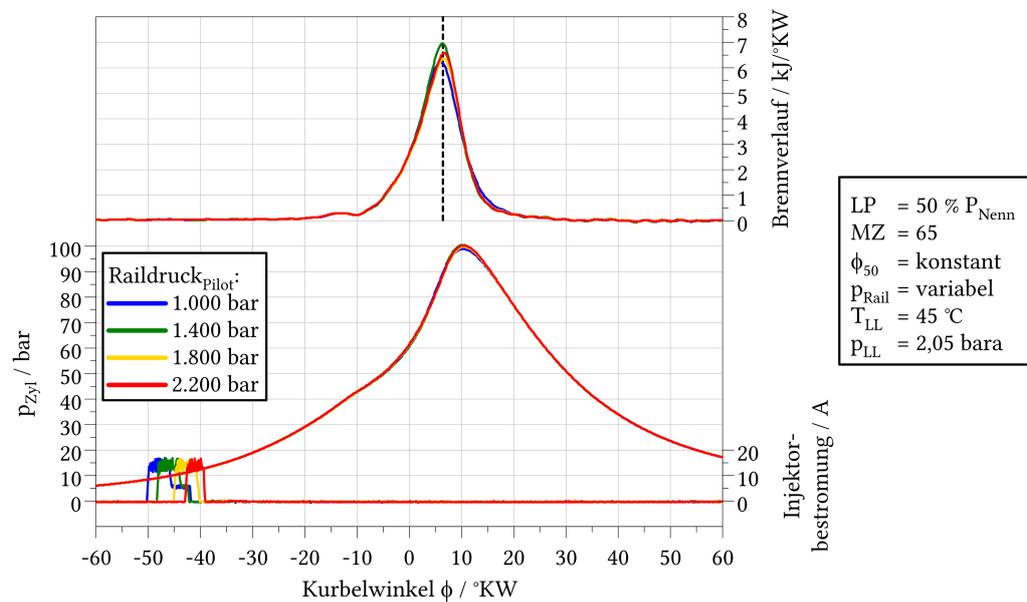


Abbildung A.5

Zylinderdruck- und Brennverläufe für unterschiedliche Raildrücke bei konstanter Pilotmenge bei MZ 65 und 50 % P_{Nenn} mit variablem Ansteuerbeginn (ϕ_{50} = konstant) gemäß Abbildung 4.7 (Raildruckvariation)

A3 Kennfeldbasierte Darstellung der von Pilotmenge und Ansteuerbeginn des Piloten abhängigen Größen

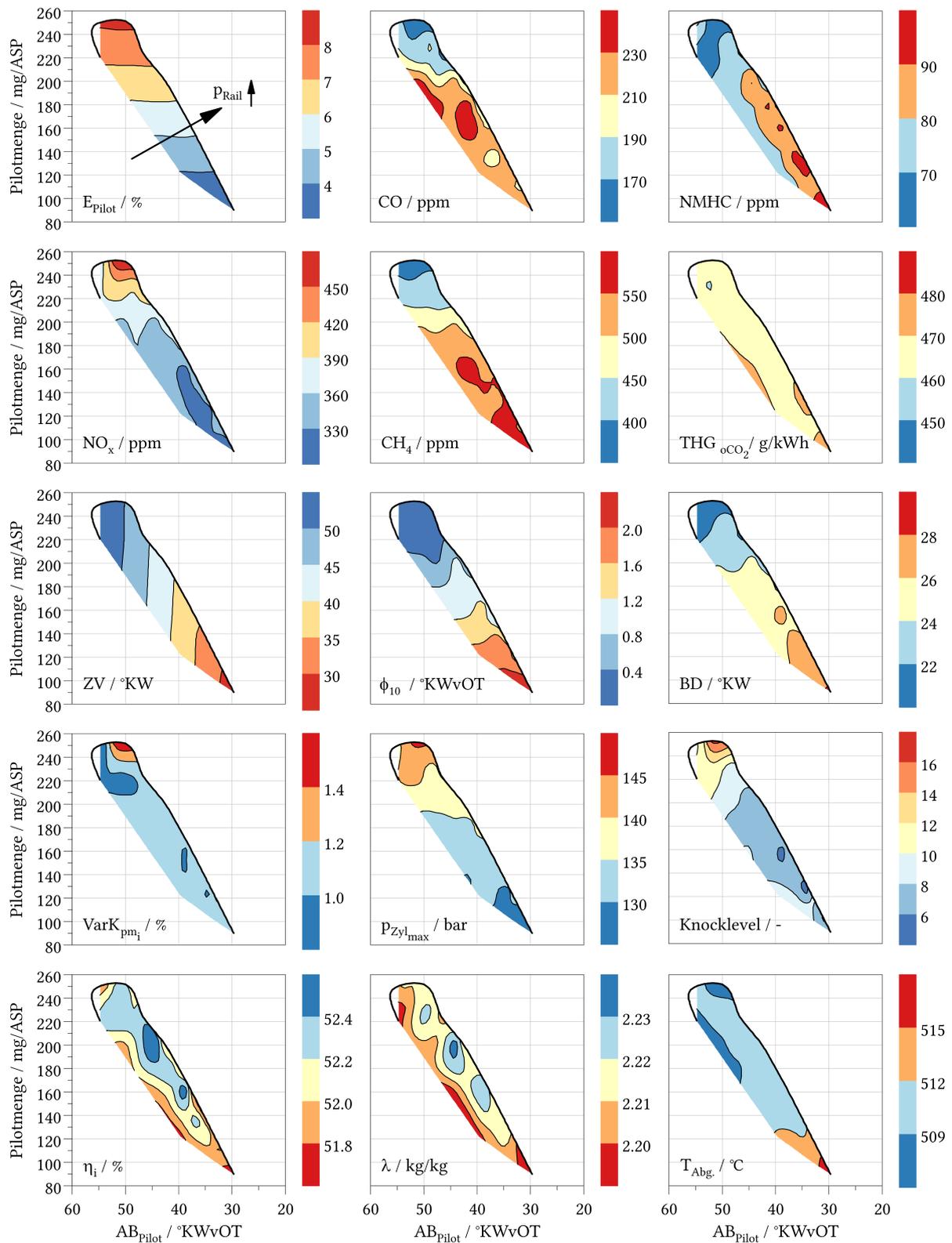


Abbildung A.6 Übersicht kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 75 % P_{Nenn} (T_{LL}=45 °C; p_{LL}=3,00 bara)

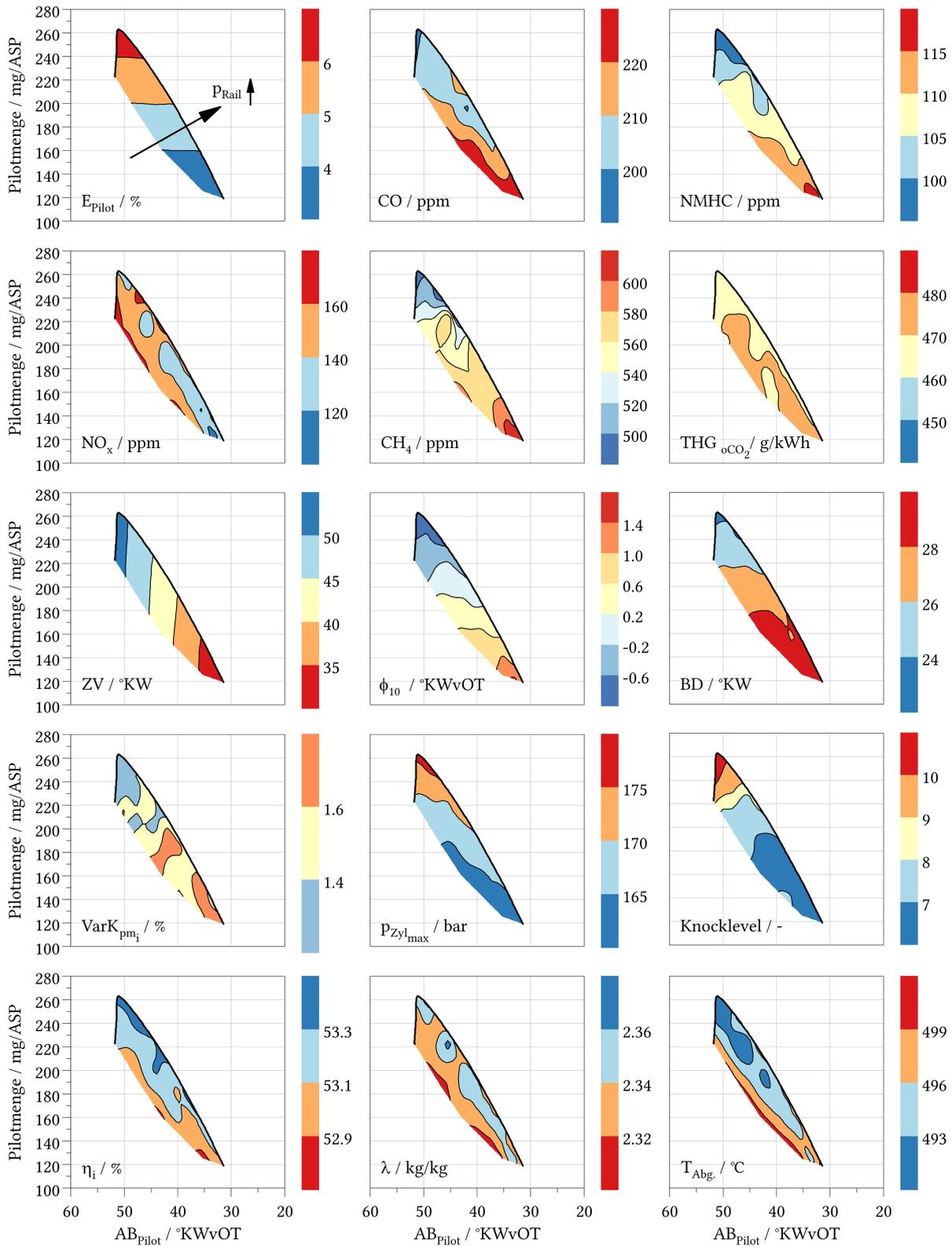


Abbildung A.7 Übersicht kennfeldbasierter Darstellung der von Pilotmenge und dem Ansteuerbeginn des Piloten (aus Raildruck resultierend) abhängigen Zielgrößen bei MZ 65 und 100 % P_{Nenn} (T_{LL}=40 °C; p_{LL}=4,00 bara)

A4 Detailanalyse des Motorbetriebsverhaltens

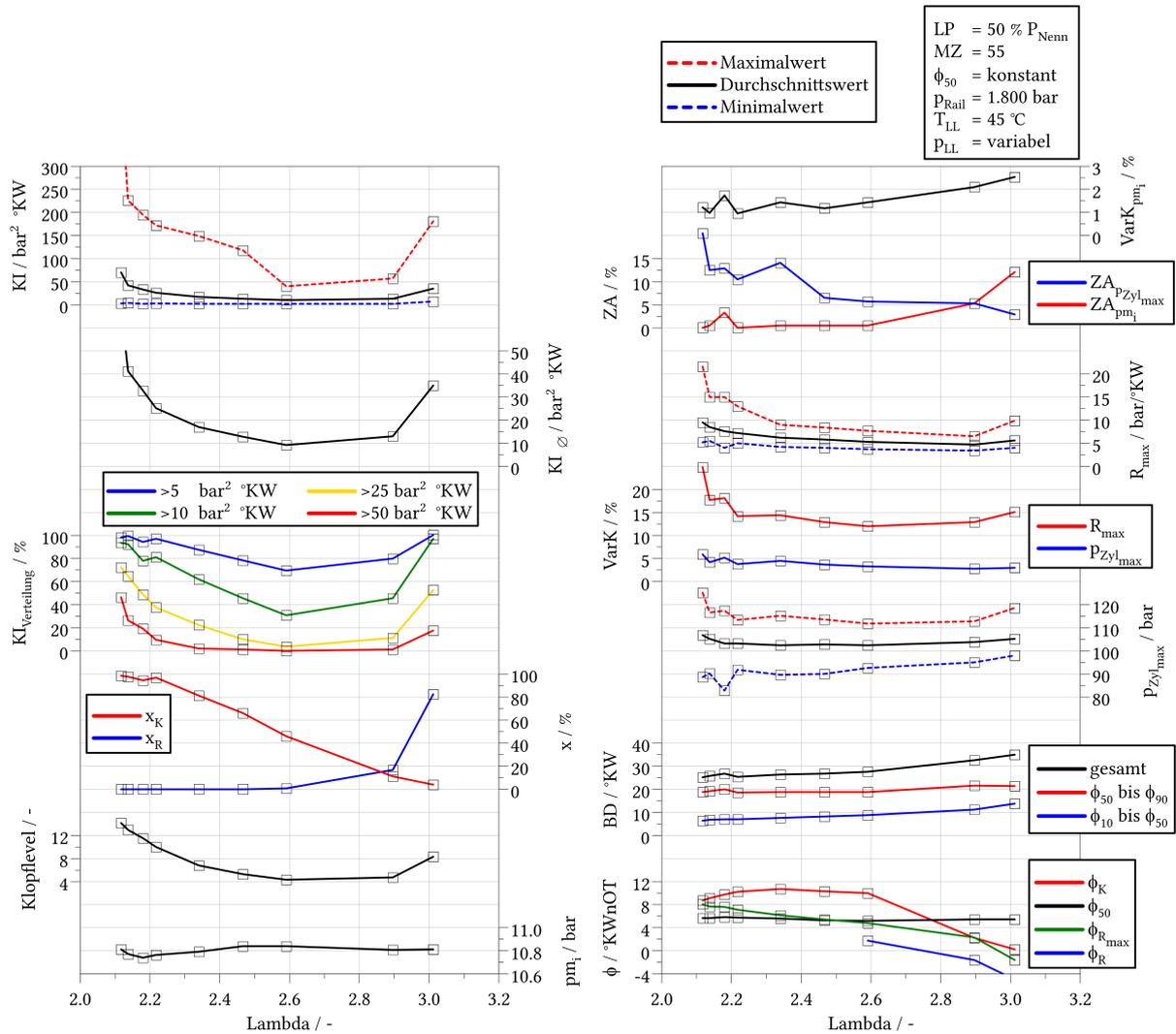


Abbildung A.8

Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation des Verbrennungsluftverhältnisses hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 50 % P_{Nenn} und Methanzahl 55 gemäß der Messreihe MZ = 55 in Abbildung 4.3

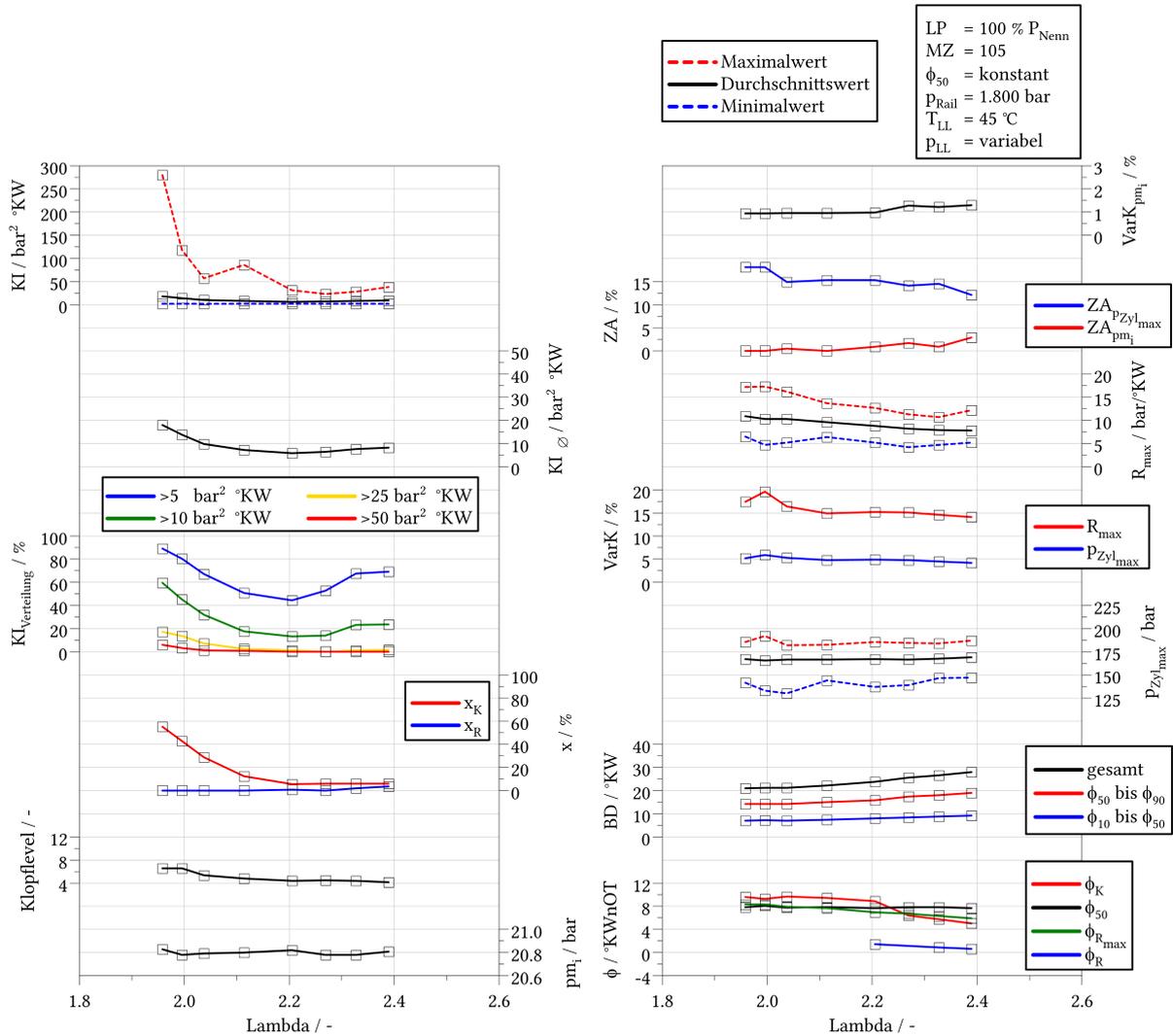


Abbildung A.9

Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation des Verbrennungsluftverhältnisses hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 100 % P_{Nenn} und Methanzahl 105

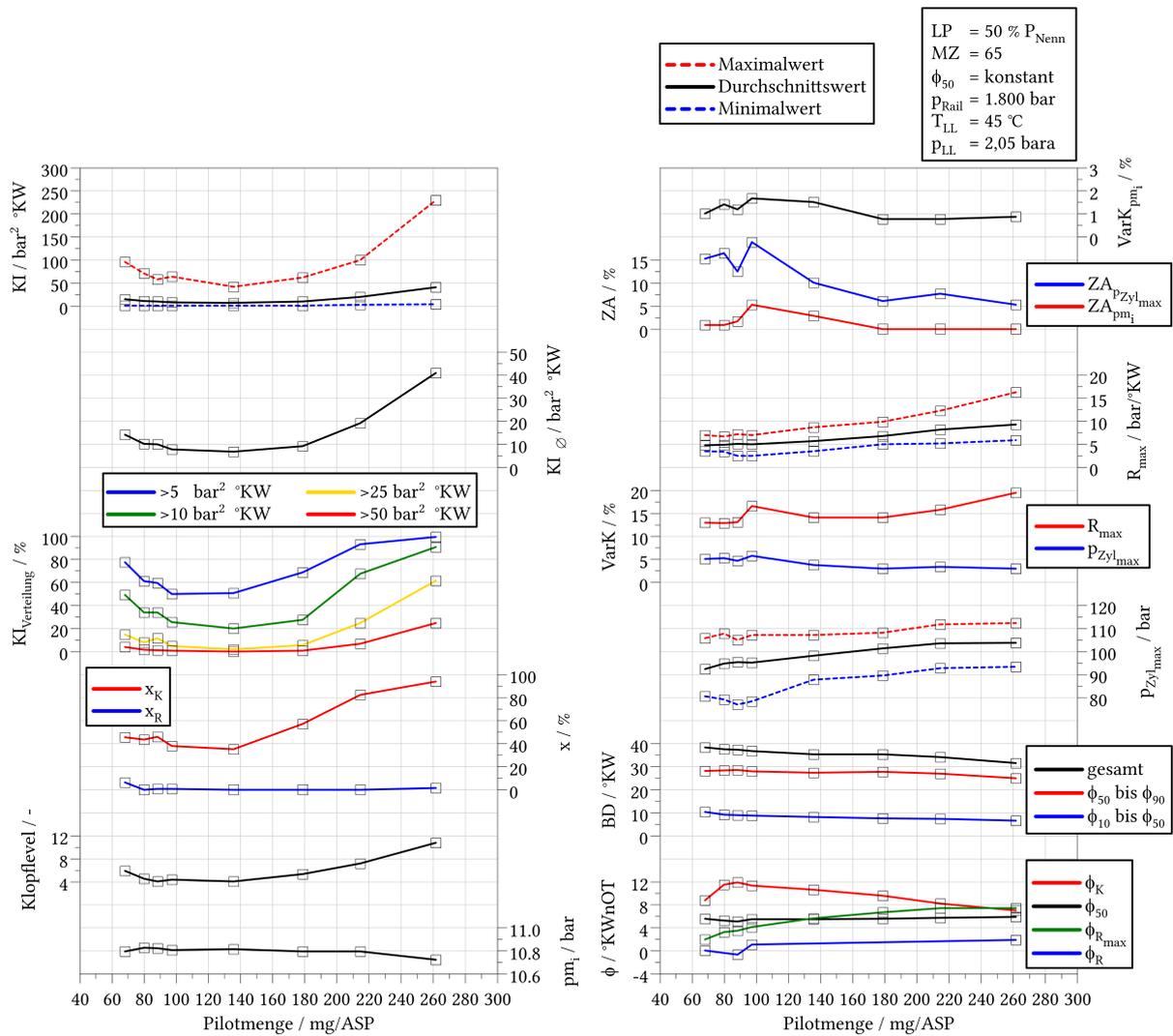


Abbildung A.10

Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Pilotdieselmenge hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzeigenschaften und Verbrennungsstabilität bei 50 % P_{Nenn} und Methanzahl 65 gemäß der Messreihe mit variablem AB in Abbildung 4.4

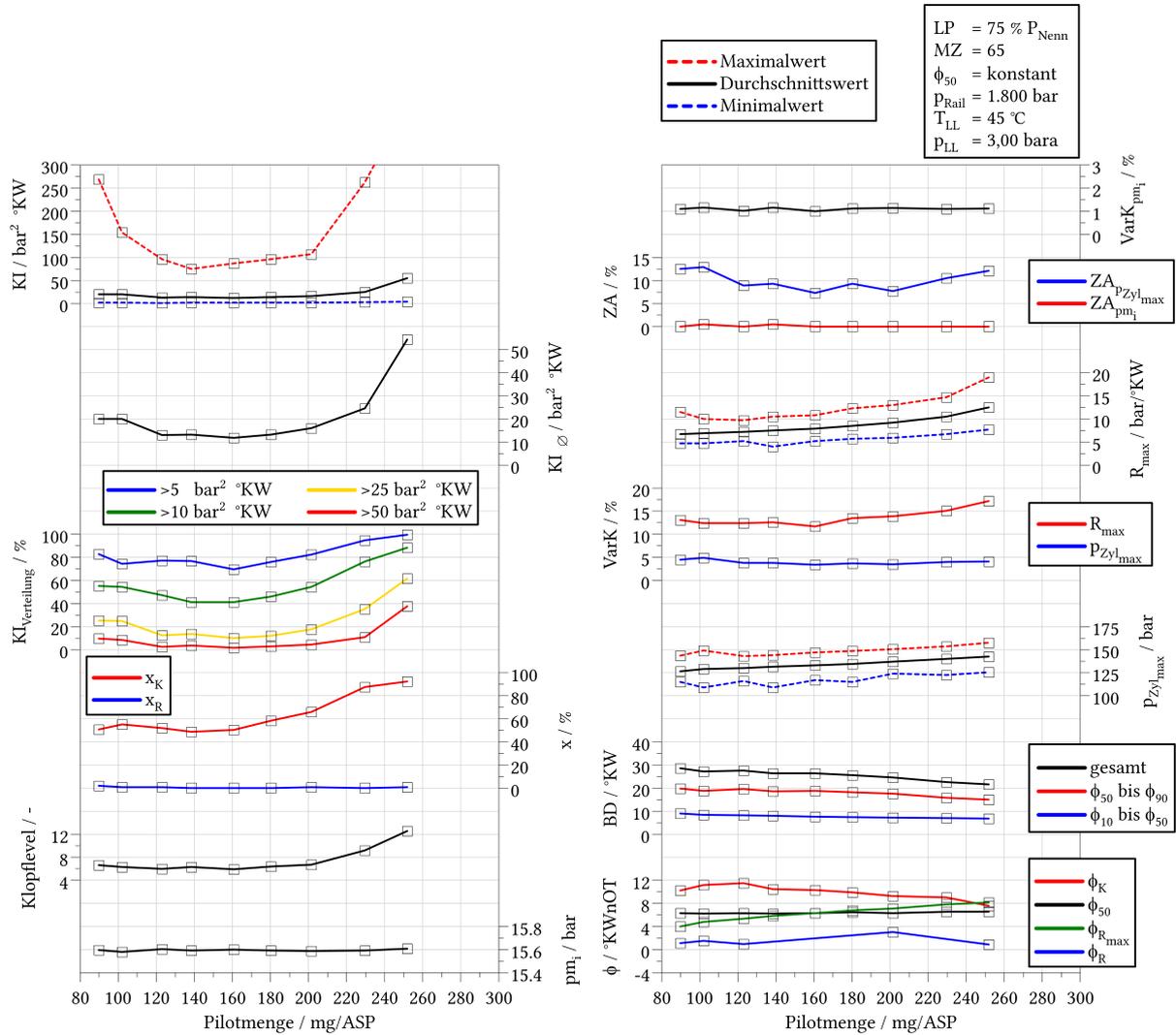


Abbildung A.11 Detailanalyse des Betriebsverhaltens bei Variation der Pilotdieselmenge hinsichtlich Klopfverhalten, Zündaussetzerdetektion, Umsatzgeschwindigkeiten und Verbrennungsstabilität bei 75 % P_{Nenn} und Methanzahl 65

A5 MBI-Sensitivitätsanalyse

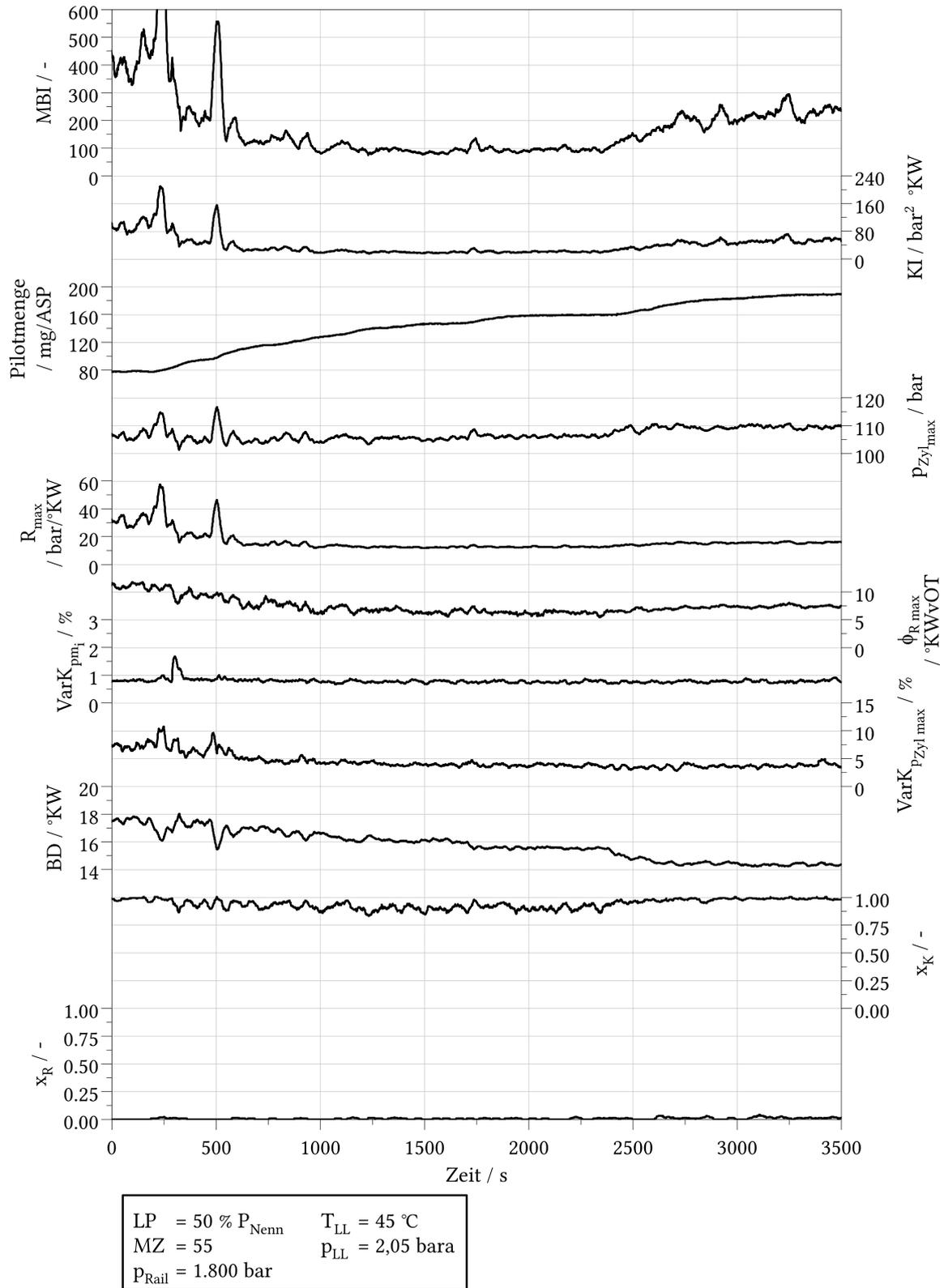


Abbildung A.12 Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei Pilotmengenerhöhung bei konstanter Methanzahl (55) bei 50 % P_{Nenn} gemäß Abbildung 5.10

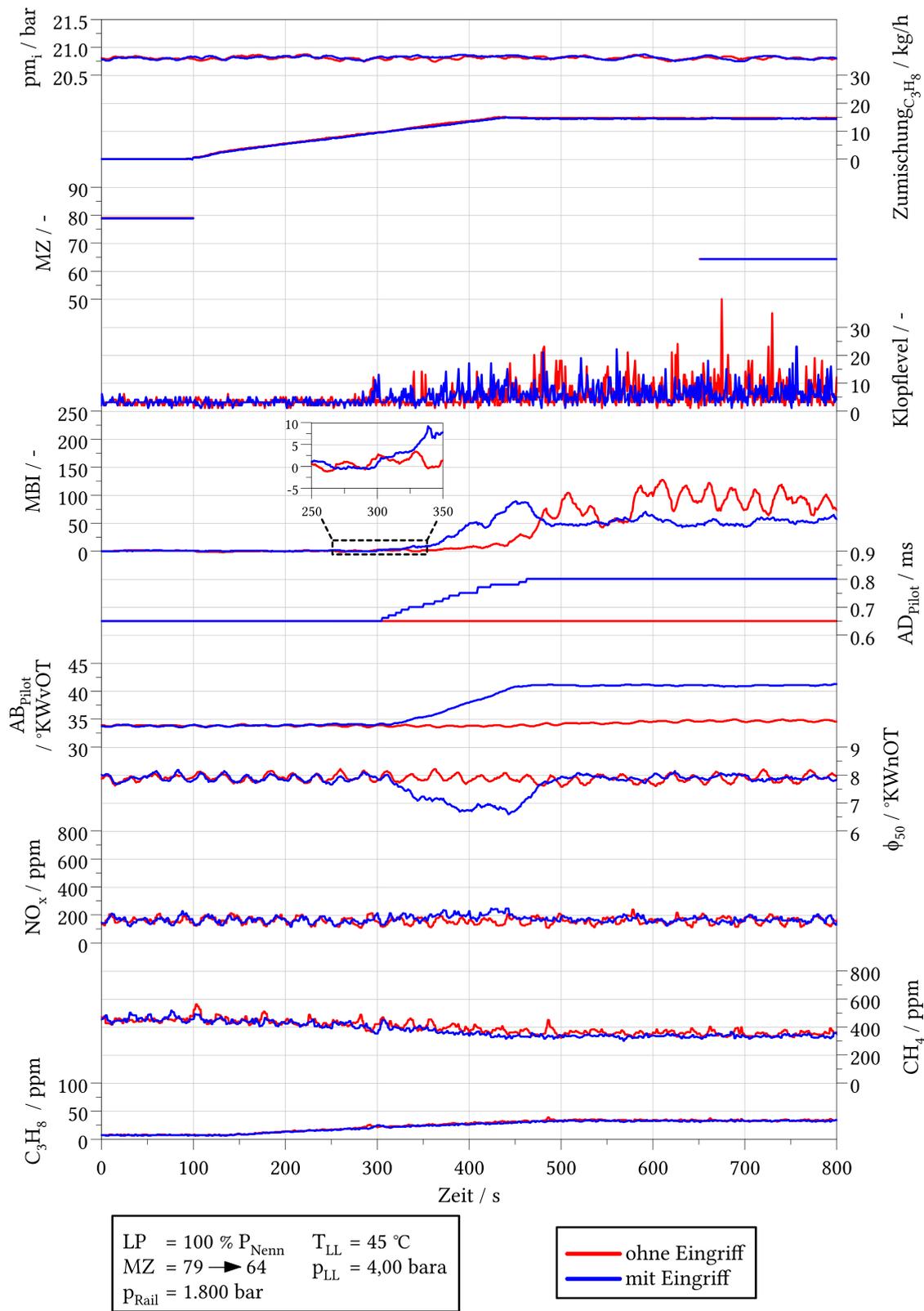


Abbildung A.13 Vergleich des MBI-Verhaltens bei einem Methanzahl sprung (79 → 64) bei 100 % P_{Nenn}

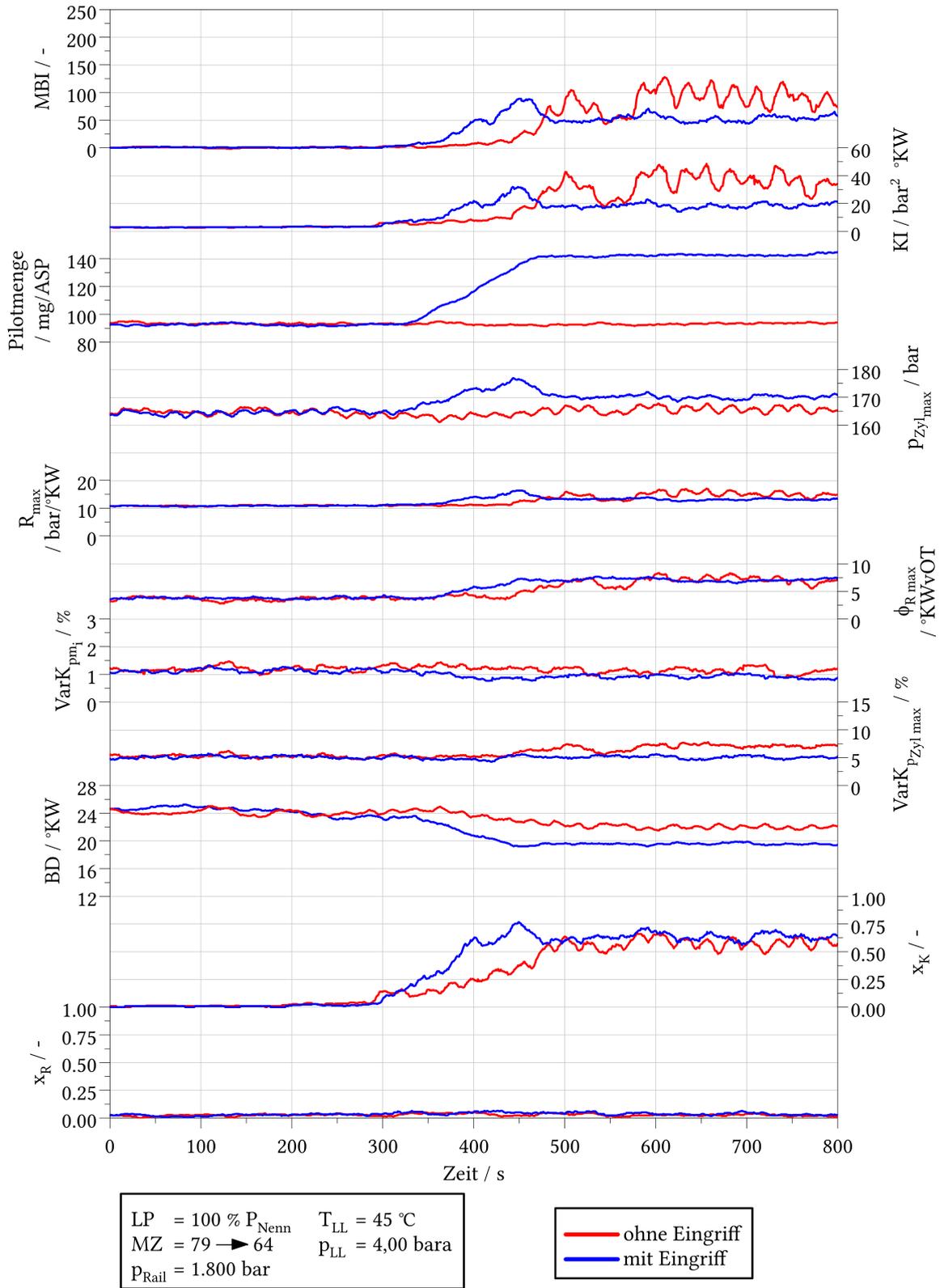


Abbildung A.14 Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei einem Methanzahlsprung (79 \rightarrow 64) bei 100 % P_{Nenn}

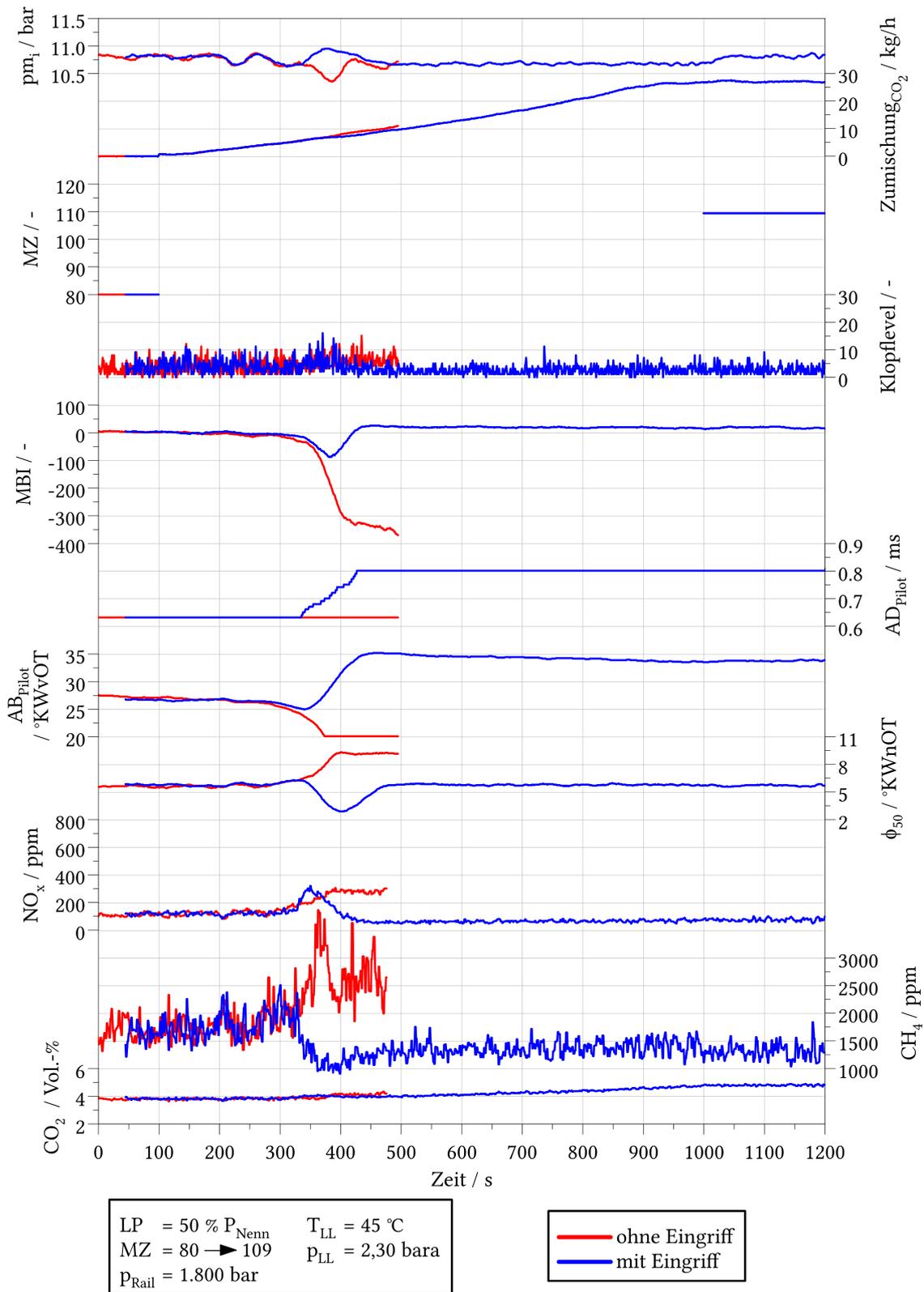


Abbildung A.15 Vergleich des MBI-Verhaltens bei einem Methanzahl sprung (80 → 109) bei 50 % P_{Nenn}

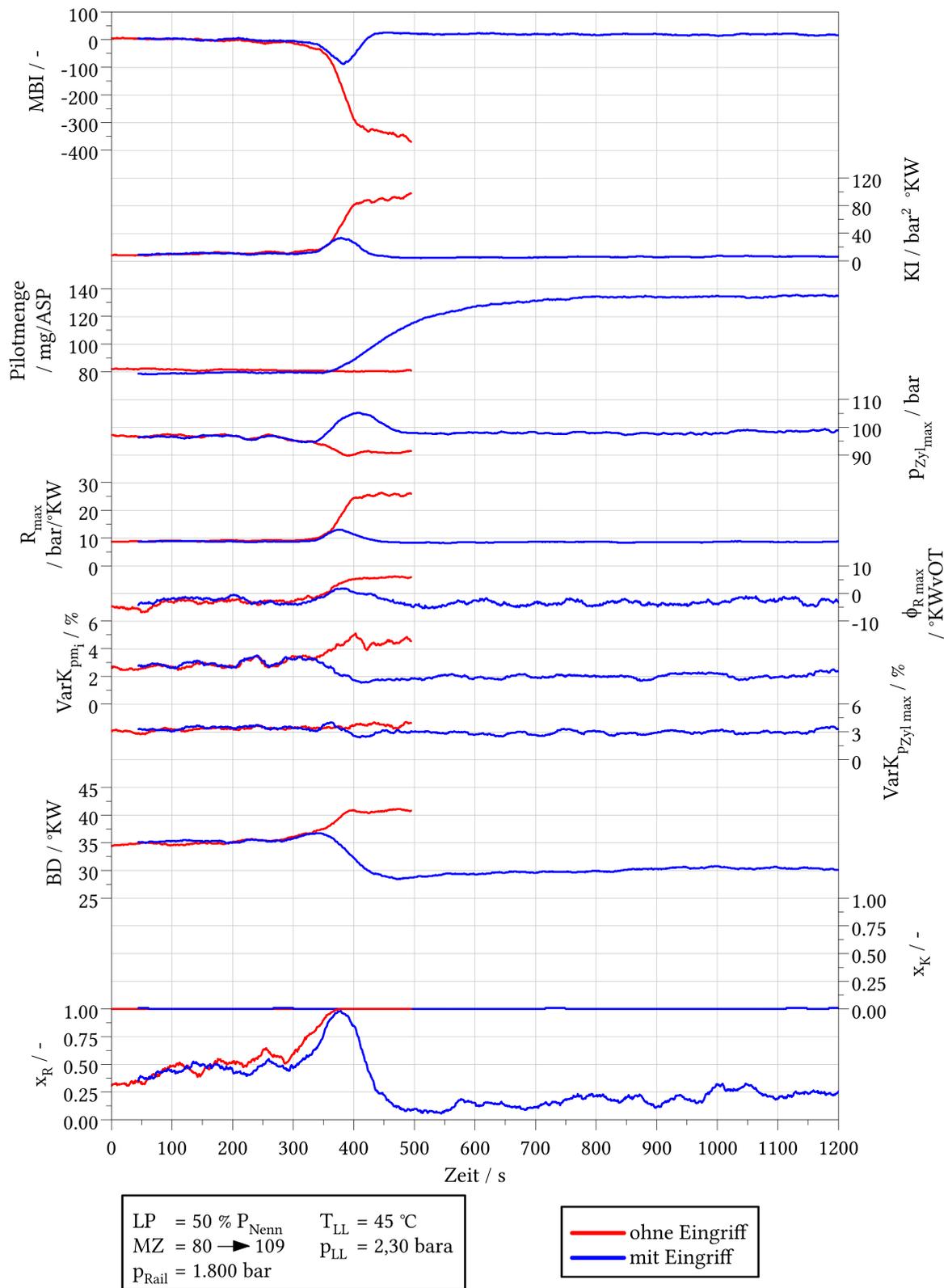


Abbildung A.16 Detailansicht der den MBI-Wert bestimmenden Parameter bei einem Methanzahlsprung (80 → 109) bei 50 % P_{Nenn}

A6 Berechnung des CO₂-Vorteils bei der Verbrennung von Methan gegenüber Diesel

Bei der Verbrennung von 1 kmol Diesel (nach EN590) werden bei einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 2$ insgesamt 1,0049 kmol CO₂ gebildet.

Dies entspricht einer eingesetzten Energiemenge von 592,4 MJ.

Bei der Verbrennung von 1 kmol Methan werden bei einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 2$ insgesamt 1,0067 kmol CO₂ gebildet.

Dies entspricht einer eingesetzten Energiemenge von 802,5 MJ.

Wird nun die umzusetzende Energiemenge im Fall der Methanverbrennung der des Diesels gleichgesetzt, reduziert sich die einzusetzende Stoffmenge auf 0,7381 kmol. Werden weiterhin die Verhältnisse der in beiden Fällen gebildeten CO₂-Stoffmengen verrechnet, verbleibt ein theoretischer CO₂-Vorteil von 26,05 %.

Tabelle A.2 Berücksichtigte Annahmen bei der Berechnung des CO₂-Vorteils

Kraftstoff	C:H	H _u MJ/kg	M kg/kmol
Diesel	1 : 1,88	42,6	13,9056
Methan	1 : 4	50,024	16,0425

Wissenschaftlicher Lebenslauf

Name	Karsten Schleef
Geburtsort, -datum	Rostock, 23.11.1984
Staatsangehörigkeit	deutsch
Schulbildung	1991-2004 (Allgemeine Hochschulreife)

Studium

10/2005 – 06/2011	Diplomstudium Maschinenbau an der Universität Rostock (Vertiefungsrichtungen Thermische Prozesse & Verbrennungsmotoren)
10/2008 – 02/2009	Industriefachpraktikum in der Medium-Duty Vorentwicklung bei der Daimler AG, Stuttgart-Untertürkheim
04/2009	Studienarbeit: Optimierung der Abgasrückführung am Thermodynamik-Einzyylinder-Prüfstand
05/2010	Projektarbeit: Erstellen und Applizieren eines Versuchsaufbaus zu experimentellen Untersuchungen des Rußaufbaus in Dieselpartikelfiltern
01/2011 – 06/2011	Diplomand in der Motorthermodynamik bei der DEUTZ AG, Köln
07/2011	Diplomarbeit: Kaltstartoptimierung im Versuch mit Grundlasteinheit in einer Kältekammer

Beruflicher Werdegang

07/2011 – 01/2012	Rücker AG, Köln; Einsatz als Versuchsingenieur in der Motorthermodynamik bei der DEUTZ AG
02/2012 – 02/2014	FEV GmbH, Aachen; Versuchsingenieur in der Diesel-Abgasnachbehandlung
02/2014 – aktuell	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock

Veröffentlichungsliste

- [V35] SCHLEEF, K.; GLAUNER, M.; HENKE, B.; CEPELAK, S.; DINWOODIE, J.; BUCHHOLZ, B.; THEILE, M.: Analysis and optimization of the combustion process of DF engines using highly fluctuating gas qualities; *CIMAC Congress*; Busan, 2023
- [V34] LANGSCHWAGER, F.; SCHÜMANN, S.; SCHLEEF, K.; BUCHHOLZ, B.; PINKERT, F.; DRESCHER, M.: Research approaches and methods for future fuels and lubricants in marine applications; *7. Rostocker Großmotorentagung*, Rostock, 2022
- [V33] SCHLEEF, K.; HENKE, B.; CEPELAK, S.; GLAUNER, M.; DINWOODIE, J.; THEILE, M.; BUCHHOLZ, B.: Combustion Control Strategies for Dual-Fuel Marine Engines operated with fluctuating LNG Qualities; *SAE Powertrains, Fuels & Lubricants Conference*; Krakau, 2022; doi:10.4271/2022-01-1058
- [V32] CEPELAK, S.; BUCHHOLZ, B.; ANDREE, S.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.: Dual-Fuel: Emissionsreduzierung und Wirkungsgradsteigerung; *Magazinbeitrag Schiff&Hafen*, Juni 2022
- [V31] BUCHHOLZ, B.; SCHÜMANN, S.; SCHLEEF, K.: Fuels and Combustion Concepts for Clean and Climate-neutral Marine Engines of the Next Generation; *12th Int. AVL Emissions and Energy Forum*; Ludwigsburg, 2022
- [V30] CEPELAK, S.; BUCHHOLZ, B.; ANDREE, S.; SCHLEEF, K.; HENKE, B.: LEDF-KONZEPTE 2 - Low Emission Dual Fuel-Konzepte 2: Adaptive Brennverfahrenskonzepte für effiziente und emissionsarme Schiffsdieselmotoren bei Einsatz stark variierender Brenngase; *Statusagung Maritime Technologien*; Berlin, 2021
- [V29] SCHLEEF, K.; HENKE, B.; CEPELAK, S.; BUCHHOLZ, B.; THEILE, M.: Analysis and optimisation of the combustion process on a medium-speed dual-fuel single-cylinder research engine using highly fluctuating fuel gas qualities; *Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren*; Rostock, 2021; https://doi.org/10.1007/978-3-658-38105-9_5
- [V28] HEIL, V.; FRIEDRICH, E.; SCHULZKE, T.; PETERS, M.; SCHÜMANN, U.; LANGSCHWAGER, F.; SCHLEEF, K.; RETTENMAIER, N.: Nachhaltige Bioreststoff-Komponenten für Hochseekraftstoffe; *10. Statuskonferenz des BMWi-Forschungsnetzwerks Bioenergie*; Onlinetagung, 2021

-
- [V27] HEIL, V.; SCHULZKE, T.; PETERS, M.; SCHÜMANN, U.; LANGSCHWAGER, F.; SCHLEEF, K.; RETTENMAIER, N.: PyroMar – Marine Fuel Blendstock from Biobased Waste; *International Conference on Renewable Resources & Biorefineries; Aveiro, Portugal, 2021*
- [V26] ABASKHARON, M.; CEPELAK, S.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; THEILE, T.; BUCHHOLZ, B.: Emission Reduction in Dual Fuel Marine Engines Utilizing Flexible Valve Train Approach; *WKM-Symposium; Stuttgart, 2021*
- [V25] LANGSCHWAGER, F.; PREHN, S.; SCHLEEF, K.; STENGEL, B.; PINKERT, F.; SCHÜMANN, U.; BUCHHOLZ, B.: Fuel Research for the Development of Environmentally Friendly Marine Fuels: Combination of Chemical-Analytical and Engine Expertise; *4. Tagung der Fuels Joint Research Group, Dresden-Radebeul, 2021*
- [V24] BUCHHOLZ, B.; SCHLEEF, K.: Kraftstoffe und Motoren für die Schiffe der Zukunft; *Magazinbeitrag Schiff&Hafen; Mai 2021*
- [V23] HEIL, V.; SCHULZKE, T.; PETERS, M.; SCHÜMANN, U.; LANGSCHWAGER, F.; SCHLEEF, K.; RETTENMAIER, N.: Maritime Kraftstoffe durch Pyrolyse biogener Reststoffe und Veresterung mit biobasierten höheren Alkoholen – PyroMar; *Kongress BIO-raffiniert XI, Oberhausen, 2021*
- [V22] SCHÜMANN, U.; BUCHHOLZ, B.; LANGSCHWAGER, F.; SCHLEEF, K.; SCHULZKE, T.; HEIL, V.; PETERS, M.; RETTENMAIER, N.: Marine fuels from pyrolysis of bio-waste and esterified with higher alcohols – the project „PyroMar“; *Kraftstoffe der Zukunft, Berlin, 2021*
- [V21] HENKE, B.; GLAUNER, M.; SCHLEEF, K.; CEPELAK, S.; ANDREE, S.; BUCHHOLZ, B.: Potential for nitrogen oxide and methane emission reduction in medium speed dual fuel engines; *6. Rostocker Großmotorentagung, Rostock, 2020*
- [V20] SCHÜMANN, U.; LANGSCHWAGER, F.; SCHLEEF, K.; SCHULZKE, T.; HEIL, V.; PETERS, M.; RETTENMAIER, N.: Maritime Kraftstoffe durch Pyrolyse biogener Reststoffe und Veresterung mit biobasierten höheren Alkoholen – PyroMar; *14. Bioenergieforum, Rostock, 2020*
- [V19] BUCHHOLZ, B.; SCHÜMANN, U.; STENGEL, B.; SCHLEEF, K.: Synthetische Kraftstoffe für die maritime Energiewende –Potentiale und Herausforderungen; *17. FAD-Konferenz "Herausforderung - Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren", Dresden, 2019*
- [V18] SCHLEEF, K.; HENKE, B.; BUCHHOLZ, B.: Development trends for air pollution reduction of large engines – on the way to a greener shipping; *40. Duisburger Kolloquium Schiffstechnik / Meerestechnik; Duisburg, 2019*
-

-
- [V17] ANDREE, S.; THEILE, M.; NOCKE, J.; SCHLEEF, K.; HENKE, B.; BUCHHOLZ, B.; HASSEL, E.: Combustion Simulation of a Dual Fuel Marine Engine using Detailed Reaction Mechanism with AVL TABKIN™; *AVL International Simulation Conference 2019, Graz, 2019*
- [V16] ANDREE, S.; GORYNTSEV, D.; THEILE, M.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; NOCKE, J.; TAP, F.; BUCHHOLZ, B.; HASSEL, E.: Numerical Simulation of a Large Bore Dual Fuel Marine Engine Using Tabulated Detailed Reaction Mechanisms; *The Internal Combustion Engine Fall Conference, Chicago, 2019*
- [V15] ANDREE, S.; THEILE, M.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; CEPELAK, S.; NOCKE, J.; BUCHHOLZ, B.; HASSEL, E.: Untersuchung der Dual Fuel Verbrennung für maritime Anwendungen durch Anwendung von 3D CFD und tabellierten Reaktionsmechanismen; *Deutscher Flammentag, Bochum, 2019*
- [V14] HENKE, B.; SCHLEEF, K.; CEPELAK, S.; BUCHHOLZ, B.; ANDREE, S.; THEILE, M.: Investigation of the Dual-Fuel Combustion Process with Different Pilot Injector Positions; *CIMAC Congress; Vancouver, 2019*
- [V13] BUCHHOLZ, B.; STENGEL, B.; SCHLEEF, K.: Potential of Paraffinic Fuels for the Maritime Energy Transition; *CIMAC Congress; Vancouver, 2019*
- [V12] SCHLEEF, K.; HENKE, B.; CEPELAK, S.; BUCHHOLZ, B.; ANDREE, S.; THEILE, M.: Untersuchung des Brennverhaltens schwankender Gasqualitäten an einem mittelschnelllaufenden Dual Fuel Einzylinder Forschungsmotor; *11. Dessauer Gasmotoren-Konferenz; Dessau, 2019*
- [V11] BUCHHOLZ, B.; SCHLEEF, K.; SCHÜMANN, U.: Saubere Schiffskraftstoffe als Voraussetzung für effiziente Emissionssenkungen im Seeverkehr - Clean marine fuels as a prerequisite for efficient emission reductions in shipping; *16. FAD-Konferenz "Herausforderung - Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren", Dresden, 2018*
- [V10] BUCHHOLZ, B.; SCHLEEF, K.: Saubere Schiffskraftstoffe - Voraussetzung für eine effiziente Abgasminderung an Bord / Clean Fuels for Ships - Prerequisite for an efficient On-Board Emission Reduction; *5. Rostocker Großmotorentagung, Rostock, 2018*
- [V9] HENKE, B.; ANDREE, S.; SCHLEEF, K.; BUCHHOLZ, B.; HASSEL, E.; HOFF, M.; GRAUMÜLLER, R.: Pilot injection strategies for medium-speed dual fuel engines; *12th International MTZ Conference Heavy Duty, On- and Off-Highway Engines, Augsburg, 2017*
- [V8] ANDREE, S.; THEILE, M.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; NOCKE, J.; HASSEL, E.: Simulation der Dual-Fuel Verbrennung eines mittelschnelllaufenden Schiffdieselmotors; *VDI Thermodynamik-Kolloquium, Dresden, 2017*
-

-
- [V7] HENKE, B.; BUCHHOLZ, B.; SCHLEEF, K.; WOLFGRAMM, M.; GRAUMÜLLER, R. ANDREE, S.; FINK, C.: Pilot-Einspritzstrategien für mittelschnelllaufende Dual-Fuel Motoren; *10. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2017*
- [V6] ANDREE, S.; THEILE, M.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; FINK, C.; NOCKE, J.; HASSEL, E.; BUCHHOLZ, B.: Experimentelle und numerische Untersuchungen an einem mittelschnelllaufenden Dual-Fuel Schiffsdieselmotor; *13. Tagung Motorische Verbrennung, Ludwigsburg, 2017*
- [V5] ANDREE, S.; RITZKE, J.; THEILE, M.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; FINK, C.; NOCKE, J.; HASSEL, E.: Modellierung und Simulation eines Dual-Fuel Schiffsmotors mit Hilfe kombinierter 0/1- und 3-dimensionaler Ansätze; *VDI Thermodynamik-Kolloquium, Kaiserslautern, 2016*
- [V4] FINK, C.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; ANDREE, S.; HANRNDORF, H.; HASSEL, E.: Experimentelle und numerische Untersuchung des Dual-Fuel Verbrennungsprozesses in mittelschnelllaufenden Motoren; *4. Rostocker Großmotorentagung, Rostock, 2016*
- [V3] RITZKE, J.; ANDREE, S.; THEILE, M.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; NOCKE, J.; HASSEL, E.: Simulation of a Dual-Fuel Large Marine Engine using combined 0/1-D and 3-D Approaches; *CIMAC-Congress, Helsinki, 2016*
- [V2] ANDREE, S.; RITZKE, J.; NOCKE, J.; HASSEL, E.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; FINK, C.; HANRNDORF, H.: Innovative Brennverfahren für effiziente und emissionsarme Schiffsdieselmotoren der nächsten Generation; *12. Tagung Motorische Verbrennung, Ludwigsburg, 2015*
- [V1] ANDREE, S.; HENKE, B.; SCHLEEF, K.; RITZKE, J.; NOCKE, J.; HANRNDORF, H.; HASSEL, E.: Innovative concepts for efficient and low-emission combustion processes for the next generation of maritime diesel engines; *LES4ICE (LES for Internal Combustion Engine Flows), Paris, 2014*