

Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen – Phase 1

Abschlussbericht

Über ein Entwicklungsprojekt, gefördert von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Aktenzeichen: 29980/01

Erstellt durch: Universität Rostock
Fachbereich Maschinenbau und Schiffstechnik
Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren
Albert-Einstein-Straße 2
18059 Rostock

Autor: Dipl.-Ing. Sascha Prehn
Dr.-Ing. Volker Wichmann
Dipl.-Ing. Marcel Kaspera
B.Sc. Tony David Lassak
Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf

Datum März 2015

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	29980/01	Referat	24	Fördersumme	315.979 €
-----------	-----------------	----------------	-----------	--------------------	------------------

Antragstitel Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen

Stichworte Gasmotor, Landmaschinen, Brennverfahren, Emissionen

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
30 Monate	18.06.2012	31.12.2014	1

Zwischenberichte

Bewilligungsempfänger	Universität Rostock	Tel	0049 381 4989161
	Fachbereich Maschinenbau und Schiffstechnik	Fax	0049 381 4989152
	Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren	Projektleitung	Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf
	Albert-Einstein-Str. 2 18059 Rostock	Bearbeiter:	Dipl.-Ing. Sascha Prehn Dr.-Ing. Volker Wichmann

Kooperationspartner Deutz AG
Ottostr. 1
51149 Köln-Porz (Eil)

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Die motorische Verbrennung von Erdgas bietet ein erhebliches Potential zur signifikanten Reduktion von Treibhausgasen. Durch den Einsatz dieses Kraftstoffes anstelle von Benzin kann eine Einsparung der CO₂-Emission von rund 24% erzielt werden. Auch hinsichtlich des Schadstoffausstoßes (NO_x und Partikel) bieten methanbasierte Kraftstoffe erhebliche Vorteile gegenüber den konventionellen, flüssigen Kraftstoffen. Anlass des Projektes ist die Darstellung einer erheblichen Umweltentlastung durch den Einsatz von Gasmotoren in dem von Dieselmotoren dominierten Bereich der Landmaschinen. Das Potential zur signifikanten Reduktion von Treibhausgasen wird allerdings nur erreicht, wenn die Methanemissionen (Treibhausfaktor 23) stark begrenzt werden.

Im Bereich des Verkehrssektors stehen bereits einige Otto-Gasmotoren zur Verfügung. Das Erdgas wird dabei üblicherweise in Druckspeichertanks (200 bar) mitgeführt. Auf Basis eines Dieselmotors für Landmaschinen wird im Rahmen der Projektphase 1 ein monovalenter Erdgasbetrieb des Versuchsträgers realisiert. Ausgehend von einem ottomotorischen Prinzip sollen systematische Brennverfahrensuntersuchungen hinsichtlich der größeren Brennräume verglichen zu PKW-Motoren und der speziellen Lastanforderungen eines Landmaschinenmotors vorgenommen werden. Neben der Darstellung eines sicheren Motorbetriebes soll das Potential eines Erdgasmotors bezüglich der Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte für den Non-Road-Bereich (Euro Stufe IV / US Tier 4) mit verschiedenen Abgasnachbehandlungskonzepten bewertet werden. Die Reglementierung der Methanemission unterliegt gegenwärtig keiner gesetzlichen Reglementierung. Im Rahmen des Projektes soll jedoch ein Motorbetrieb mit weniger als 0,5 g/kWh Methanausstoß dargestellt werden (Grenzwert Euro VI für NKW).

Darstellung der Arbeitsschritte und angewandten Methoden

Zur Realisierung des Vorhabens wurden systematische Entwicklungsarbeiten an einem Motorprüfstand und begleitenden CFD-Simulationsarbeiten durchgeführt und damit die unterschiedlichen wissenschaftlichen Fragestellungen bearbeitet. Begonnen wurde mit einer umfassenden Konzeptstudie zu Erdgasmotoren für landwirtschaftliche genutzte Maschinen mit ihren spezifischen Leistungsanforderungen sowie umsetzbarer Brennverfahren. Mittels der Rechercharbeiten sollten wesentliche Motor- und Betriebsparameter (Verdichtungsverhältnis, Verbrennungsluftverhältnis, Abgastemperaturen) für den Erdgasbetrieb eingegrenzt werden.

In einem zweiten Schritt wurde zur Auslegung und Dimensionierung der Einbringung des Kraftstoffes sowie der Gemischbildung ein 3-D-CFD-Simulationsmodell erstellt. Mit Hilfe dieses Modells wurden verschiedene Varianten eines Gasmischers hinsichtlich der Gemischaufbereitung, bzw. homogene Verteilung des Erdgases in der Ansaugluft systematisch untersucht. Weiterhin wird ein Simulations-Modell erstellt werden, mit dem die Zylinderinnenströmung analysiert werden kann. Mit Hilfe dieses Modells können unter anderem Aussagen zu den Zündbedingungen im Bereich der Zündkerze getroffen werden. Weiterhin besteht die Möglichkeit Potentiale für eine effizientere Entzündung und Kraftstoffumsetzung durch Variation der Brennraumgeometrie abzuleiten.

Mit dem erlangten Wissen aus der Literaturrecherche sowie den Simulationen zur Gemischaufbereitung konnten notwendige konstruktive Änderungen für den Basismotor erarbeitet und gezielte Modifikationen umgesetzt werden. Als Ergebnis der Konzeptstudie wurde ein Versuchsträger für die unterschiedlichen Brennverfahren aufgebaut.

Anschließend wurden systematische Brennverfahrensuntersuchungen ($\lambda=1$, $\lambda>1$, Verbrennung mit AGR) an dem Versuchsträger vorgenommen. Aus den stationären Motorversuchen sollen zusätzlich systematische Zusammenhänge verschiedener Motorparameter auf den Zündverzögerung und die Energieumsetzung für zukünftige Entwicklungsarbeiten abgeleitet werden. Für die Untersuchung des Motorbetriebs wurde neben modernen Messsystemen zur Leistungs- und Emissionsbestimmung auch Messtechnik zur Analyse der Energieumsetzung im Brennraum (Motorindizierung) verwendet.

Zum Ende der Projektlaufzeit wird das entwickelte Motorenkonzept einem transienten Prüfstandsfahrzyklus unterzogen. Damit soll das Potential zum Einsatz von Erdgasmotoren im landwirtschaftlichen Bereich mit den dort vorliegenden typischen Last- und Emissionsanforderungen aufgezeigt werden.

Ergebnisse und Diskussion

Für die Durchführung des Projektes wurde auf Basis eines Seriedieselmotors im landwirtschaftlichen Einsatz ein monovalenter Erdgasmotor mit Funkenzündung aufgebaut. Entsprechend der Leistungsanforderung und zukünftig geltenden Abgasgesetzgebungen wurden systematische Brennverfahrensuntersuchungen vorgenommen. Zunächst wurde der Motorbetrieb bei stöchiometrischer und magerer Verbrennung untersucht. Aus den Ergebnissen konnte abgeleitet werden, dass lediglich das stöchiometrische Brennverfahren mit einem für die nachmotorische Methanoxidation optimierten Drei-Wege-Katalysator das Potential bietet, den Treibhausgasausstoß signifikant, gegenüber einem Dieselmotor, zu senken. Aufgrund der hohen Prozesstemperaturen bei der stöchiometrischen Kraftstoffumsetzung in dem für Ottomotoren relativ großem Brennraum und damit einhergehender Bildung von Stickoxiden wurden weitere Untersuchungen des $\lambda=1$ -Konzeptes in Verbindung mit einer gekühlten, äußeren Abgasrückführung durchgeführt. Im Ergebnis konnte eine Senkung der Stickoxide deutlich unterhalb von 0,4 g/kWh erreicht werden bei gleichzeitiger Verbrauchseinsparung durch Entdrosselung. Aufgrund der Abgasrückführung musste jedoch ein erhöhter Ausstoß an Methan vor AGN akzeptiert werden. Durch die hohe Abgasenthalpie des $\lambda=1$ -Konzeptes am Eintritt des Katalysators kann mittels einer Palladiumbeschichtung des selben das Methan oxidiert werden so, dass der Grenzwert von 0,5 g/kWh eingehalten wird.

Neben den experimentellen Untersuchungen zur Energieumsetzung und Schadstoffbildung wurde ein Simulationsmodell zur Beurteilung der Ladungsbewegung im Zylinder erstellt. Am Beispiel der im Versuchsträger eingesetzten Kolbengeometrie wurden die Strömungsverhältnisse im Zylinder während der Kompressionsphase sowie die Turbulenzintensität im Bereich der Zündkerze untersucht und Verbesserungspotentiale zur Optimierung der Zündstabilität ermittelt.

Zur Untersuchung der Gemischbildung von Erdgasmotoren mit äußerer Gemischbildung wurde ein weiteres Simulationsmodell erarbeitet. Am Beispiel einer konzipierten Geometrie für ein Gasmischerrohr wurde eine Systematik zur Anzahl der Gasaustrittsbohrungen, Bohrungsdurchmesser und Anordnung der Bohrungen zum Frischluftstrom erstellt. Der Einfluss dieser Parameter auf die Gleichverteilung des Kraftstoffs in der Ansaugluft konnte durch die Strömungssimulation qualitativ dargestellt werden. Auf Basis dieser Ergebnisse wurde die Geometrie mit der besten Gemischhomogenisierung gefertigt und für den Motorbetrieb eingesetzt. Mit den Motorversuchen konnten die Ergebnisse der Simulation hinsichtlich einer homogenen Kraftstoffluftgemisches bestätigt werden.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

- Universität Rostock, 2013. Gasmotoren sind die Zukunft. Pressemitteilung, 22. April 2013, 09:42 Uhr
- Gas kommt in Bewegung. In: Gas|Winner, 2013, 04, S. 17-21
- Gasmotor Auf'm Acker. In Medium Gas, 2013, 02, S. 8
- Verfahren zur Aufbereitung von Biogas in Kraftstoffqualität, 6. Bioenergieforum, Rostock, 14. – 15. Juni 2012
- Einhaltung zukünftiger Abgasnormen von mobilen Arbeitsmaschinen durch Entwicklung eines monovalenten Erdgas-Brennverfahrens, 8. Bioenergieforum, Rostock, 19.-20. Juni 2014
- Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen, WKM-Symposium 2014, Aachen, 25.-26. Juni 2014

Fazit

Die erzielten theoretischen und praktischen Ergebnisse zeigen, dass Erdgas als Kraftstoff für Motoren im landwirtschaftlichen Einsatz generell geeignet ist und entsprechende Motoren aus den vorhandenen Seriedieselmotoren abgeleitet werden können. Die Untersuchungen zeigten, dass für diese Motorkategorie die Erfüllung der Anforderungen insbesondere des Methangrenzwertes nur durch $\lambda=1$ -Brennverfahren mit Drei-Wege-Katalysator (sensibilisiert für Methan) mit externer, gekühlter Abgasrückführung erreicht werden kann. Für ein Mager-Brennverfahren ($\lambda>1$) ist es nicht gelungen eine Technologie darzustellen, welche die Einhaltung des Methangrenzwertes ermöglicht.

Durch Verwendung von erprobten Dieselmotoren, sowie der Adaption von marktverfügbaren, getesteten Systemen für Kraftstoff, Aufladung und Abgasnachbehandlung können die Kosten für anwendungsorientierte Serienlösung auf einem geringen Niveau gehalten werden. Für eine Weiterentwicklung der einzelnen Motorkomponenten zur Effizienzverbesserung der Antriebsmaschine ist allerdings durch weitere Entwicklungsarbeiten auf diesem Gebiet erforderlich.

Für die Phase 2 des Projektes ist der Aufbau eines Demonstratortraktors mit dem in Phase 1 konzipierten Motorkonzeptes angestrebt. Ein wesentlicher Bestandteil der Arbeiten ist die Konzeptionierung eines Speichertanksystems für komprimiertes Erdgas.

Nomenklatur

Chemische Symbole

CH_4	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO_2	Kohlendioxid
Cr	Chrom
NO	Stickstoffmonoxid
NO_2	Stickstoffdioxid
NO_X	Summe aus Stickstoffmonoxid und Stickstoffdioxid
Ni	Nickel
O_2	Sauerstoff

Griechische Buchstaben

α_{10}	$^{\circ}KW$	Punkt der Brennfunktion, an dem 10 % der Kraftstoffenergie umgesetzt sind
α_{50}	$^{\circ}KW$	Punkt der Brennfunktion, an dem 50 % der Kraftstoffenergie umgesetzt sind
Δ		Differenz
ϵ		Verdichtungsverhältnis
λ	$\frac{kg}{kg}$	Verbrennungsluftverhältnis

Lateinische Buchstaben

i		Laufvariable
k	$\frac{J}{kg}$	Turbulente kinetische Energie
M	Nm	Motordrehmoment
n	min^{-1}	Motordrehzahl
p	Pa	Statischer Druck
p_{me}	bar	Effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	Indizierter Mitteldruck
Q^2		Vorhersagemass
R^2		Bestimmtheitsmass
R_{adj}^2		Angepasstes Bestimmtheitsmass
RMS		Standardabweichung
t		Zeit
\dot{V}_{Abgas}	$\frac{m^3}{h}$	Abgasvolumenstrom
V_{Kat}	m^3	Makroskopische Volumen des Katalysators
Y		Messwert
\dot{Y}		Modellwert

Abkürzungsverzeichnis

AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
ASP	Arbeitsspiele
CAN	engl.: Controller Area Network; CAN-Bus
CFD	engl.: Computational Fluid Dynamics
CoV	engl.: Coefficient of Variation
DIN	Deutsche Institut für Normungen e.V.
ECE	engl.: Economic Commission for Europe
ECU	engl.: Engine Control Unit
ETC	engl.: European Transient Cycle
GIE	engl.: Gas Infrastructure Europe
HD	Hochdruck
KW	Kurbelwinkel
LPG	engl.: Liquefied Petroleum Gas
MPI	engl.: Multi-Point-Injection
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NMHC	engl.: Non-Methane Hydrocarbons

OT	Oberer Totpunkt des Kolbens
RG	Raumgeschwindigkeit
SCR	engl.: selective catalytic reduction
SPI	engl.: Single-Point-Injection
TEN-V	Transeuropäische Verkehrsnetz
THC	engl.: Total Hydrocarbons
THG	Treibhausgas
UNECE	engl.: United Nations Economic Commission for Europe
WHSC	engl.: World Harmonized Stationary Cycle
WTW	engl.: Well-To-Wheel
ZOT	Oberer Totpunkt des Kolbens zwischen Verdichtungs- und Arbeitstakt
ZW	Zündwinkel

Abbildungsverzeichnis

1.1	Gegenüberstellung der THG-Emission verschiedener Biokraftstoffe aus einer Studie der DENA	4
1.2	Darstellung der mittleren Emissionen von Erdgas-, Benzin- und Dieselfahrzeugen im offiziellen Europäischen Fahrzyklus NEFZ	6
1.3	Gegenüberstellung der zu prüfenden Motorbetriebsbereiche innerhalb der jeweiligen Abgastestzyklen für Off-Road-Nutzfahrzeuge (C1-Test), On-Road-Nutzfahrzeuge (WHSC) und Pkw-Fahrzeuge (NEFZ)	8
2.1	Schematischer Aufbau des monovalenten Erdgasmotors TCG 3.6	14
2.2	Schematische Darstellung des Prüfstands aufbau	15
2.3	Schematische Darstellung der Messdatenerfassung, -aufbereitung und -auswertung	19
3.1	Darstellung der Geometrie zur Simulation der Zylinderinnenströmung . .	24
3.2	Darstellung der fünf Ebenen zur Bestimmung der turbulenten kinetischen Energie im Bereich der Zündkerzenelektroden	25
3.3	Darstellung der Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder	26
3.4	Darstellung der turbulenten kinetischen Energie im Zylinder	26
3.5	Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte bei stöchiometrischen Brennverfahren $\lambda = 1$ und Magerverfahren $\lambda > 1$	28
3.6	Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren	30
3.7	Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren	31
3.8	Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren	32
3.9	Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	34

3.10	Gegenüberstellung der NO_X -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	36
3.11	Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	37
3.12	Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	38
3.13	Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	39
3.14	Gegenüberstellung der NO_X -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	40
3.15	Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	41
3.16	Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR	43
3.17	Darstellung der Sensitivität des Zündwinkels auf den Brennverzug bzw. die Brenndauer	44
3.18	Darstellung des Brennverzuges und der Brenndauer bei stöchiometrischem Brennverfahren	45
3.19	Darstellung des Brennverzuges und der Brenndauer bei stöchiometrischen Brennverfahren über den Saugrohrdruck für verschiedene Motordrehzahlen	46
3.20	Darstellung des funktionalen Zusammenhangs zwischen dem Brennverzug, dem Saugrohrdruck und der Motordrehzahl für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren	48
3.21	Darstellung des funktionalen Zusammenhangs zwischen der Brenndauer, dem Saugrohrdruck und der Motordrehzahl für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren	49
3.22	Fahrzyklus für den transienten Motorbetrieb	51
3.23	Verlauf der Abgasrohmissionen (CH_4 , NO_X , CO), des Verbrennungsluftverhältnisses λ , der Abgastemperatur vor Turbine sowie die Motordrehzahl und Motordrehmoment über den Fahrzyklus	52
3.24	Ausschnitt des Verlaufes der Abgasrohmissionen (CH_4 , NO_X , CO), des Verbrennungsluftverhältnisses λ , der Abgastemperatur vor Turbine sowie die Motordrehzahl und Motordrehmoment	53

3.25	Verlauf der Abgasemissionen (CH_4 , NO_x , CO) am Austritt des Drei-Wege-Katalysators, des Verbrennungsluftverhältnisses λ , der Abgastemperatur vor Katalysator sowie die Motordrehzahl und Motordrehmoment über den Fahrzyklus	54
3.26	LNG Terminals in Europa Stand Juni 2014	58
3.27	Die 4 LNG-Transportkorridore im europäischen Raum	60
3.28	Mindest- und Hochstkostenanteile der LNG-Prozesskette	62
3.29	Vergleich der Investitionskosten für einen LNG-LKW und einem Diesel-LKW	63
A.1	Vergleich der Ergebnisse der turbulenten kinetischen Energie im Bereich der Zündkerzenelektroden über Anzahl der Rechenzellen	73
A.2	Gegenüberstellung der Stickoxidemissionen vor/nach dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren	74
A.3	Darstellung des gemessenen Verbrennungsluftverhältnisses für das $\lambda=1$ -Brennverfahren ohne Abgasrückführung	74
A.4	Gegenüberstellung der Methanemission vor/nach dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren	75
A.5	Gegenüberstellung des Methanumsatzes über den Drei-Wege-Katalysator für das $\lambda = 1$ - und $\lambda > 1$ -Brennverfahren	75
A.6	Gegenüberstellung der Abgastemperaturen vor dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda = 1$ - und $\lambda > 1$ -Brennverfahren	76
A.7	Gegenüberstellung der Methanemission vor/nach dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren	76
A.8	Vergleich des Brennverlaufs und Summenbrennverlaufs beim stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR	77
A.9	Gegenüberstellung der Stickoxidumsatzraten über den Katalysator für die Motorkonzepte 1 bzw. 2	77
A.10	Gegenüberstellung des Kohlenmoxoxidrohmissionen vor dem Eintritt des Katalysators für die Motorkonzepte 1 bzw. 2	78
A.11	Darstellung der Methan-Konvertierungsraten sowie der Raumgeschwindigkeit durch den Drei-Wege-Katalysators für das Motorkonzept 2	78
A.12	Messstellenplan des Prüfstandsbaus	79
A.13	Kennwerte Erdgas	80

Tabellenverzeichnis

1.1	Auszug der Emissionsvorschriften mobiler Arbeitsmaschinen in Europa und den USA für Dieselmotoren in einem Leistungsbereich von 56-130 kW sowie die Grenzwerte für On-Road-Fahrzeuge mit Gasmotoren in Europa	9
2.1	Technische Daten des Basismotors DEUTZ TCD 3.6 L4	13
3.1	Vergleich verschiedener Regressionsmodelle für Brennverzug und Brenndauer bei $\lambda=1$	47

Inhaltsverzeichnis

Projektkennblatt	I
Nomenklatur	III
Abkürzungsverzeichnis	V
Abbildungsverzeichnis	VII
Tabellenverzeichnis	X
Zusammenfassung	1
1 Einleitung	4
2 Lösungsstrategie und Versuchstechnik	12
2.1 Versuchsträger	12
2.2 Versuchstechnik des Motorenprüfstandes	14
2.2.1 Steuerungs- und Messtechnik	14
2.2.2 Kraftstoffversorgung	17
2.3 Versuchsplanung / globaler Versuchsablauf	17
2.4 Regressionsanalyse	19
3 Ergebnisse	21
3.1 Theoretische Voruntersuchungen	21
3.1.1 Kraftstoffbereitstellung und Gemischbildung	21
3.1.2 Brennraumströmung und Entflammung	22
3.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	25
3.2.1 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ und $\lambda > 1$	27
3.2.2 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ ohne/mit Abgasrückführung	33

3.2.3	Verbesserungspotential des Brennverfahrens $\lambda = 1$ mit Abgasrückführung bei effektiver Abgasnachbehandlung	36
3.3	Einflüsse motorischer Kenngrößen auf Brennverzug und Brenndauer	43
3.3.1	Brennverzug und Brenndauer	45
3.3.2	Regressionsanalyse für das stöchiometrische Brennverfahren	46
3.4	Transienter Motorbetrieb	50
3.4.1	Emissionen vor Katalysator	50
3.4.2	Emissionen nach Katalysator	54
3.5	Verfügbarkeit von LNG für Anwendungen im Binnenland	56
3.5.1	Politische Rahmenbedingungen	56
3.5.2	EU-Richtlinien und -Normen	57
3.5.3	Aktueller Stand	58
3.5.4	Projekte und Planungen	59
3.5.5	Kostenanalyse zum Aufbau einer LNG-Infrastruktur	62
4	Fazit	65
	Literaturverzeichnis	68
A	Anhang	73

Zusammenfassung

Im Rahmen des Förderprojektes ist es gelungen umfangreiche Erkenntnisse und Erfahrungen über den Einsatz von Erdgasmotoren im monovalenten Betrieb zu gewinnen und einen Versuchsmotor auf den Gasbetrieb für den landwirtschaftlichen Bereich umzurüsten.

Trotz des geringeren Gemischheizwertes von Erdgas wurden ähnliche Leistungsdaten und Wirkungsgrade wie im Referenzmotor erreicht. Mit diesen Resultaten konnte eine Konkurrenzfähigkeit des Gasmotors in dem von Dieselmotoren dominierten Bereich der Landwirtschaftsmotoren gezeigt werden. Durch mechanische Anpassungen an Kolben und Zylinderkopf sowie der Adaption von marktverfügbaren Serienkomponenten für Kraftstoff, Aufladung und Abgasnachbehandlung (AGN) konnte ein sicherer Motorbetrieb mit Erdgas erreicht werden.

Neben der Darstellung eines sicheren Motorbetriebes mit Erdgas wurden umfangreiche Untersuchungen zu den umsetzbaren Brennverfahren vorgenommen. Anhand der erarbeiteten Versuchsdaten ist eine Potentialbewertung erstellt worden, inwieweit die unterschiedlichen Brennverfahren für Gasmotoren im landwirtschaftlichen Sektor geeignet sind. Es konnte herausgearbeitet werden, dass mit einem stöchiometrischen Brennverfahren in Verbindung mit einer gekühlten, externen Abgasrückführung und optimierten Drei-Wege-Katalysator neben den Leistungsanforderungen auch zukünftige Abgasemissionsgrenzwerte eingehalten werden können. Die im Oktober 2014 inkraftgetretenden europäischen Grenzwertvorgaben für Stickoxide NO_x (0,4 g/kWh) und Kohlenmonoxid CO (5,0 g/kWh) können in mobilen Arbeitsmaschinen (EU Stufe IV) über diese Technologie sicher erfüllt werden. Die Methanemission CH_4 unterliegt für die betrachteten Motoren aktuell keiner gesetzlichen Reglementierung. Nur wenn Motoren im Erdgasbetrieb kein Methan emittieren, verfügen sie über ein Treibhausgaseinsparpotential gegenüber Dieselmotoren. Eine Methanemission von 1,0 g/kWh entspricht einem Treibhausgaspotential von 21 g/kWh CO_2 über einen betrachteten Zeithorizont von 100 Jahren [FRA⁺].

Dies entspricht ca. 5 % des aus der Verbrennung stammenden Potentials. Im Rahmen des Projektes konnte ein Motorbetrieb mit einer Methanemission von weniger als 0,5 g/kWh (Grenzwert Euro VI für Nkw) dargestellt werden. Im Gegensatz zum Dieselmotor der Abgasstufe Euro IV / US Tier 4 final können die Grenzwerte ohne ein sehr komplexes und kostenintensives Abgasnachbehandlungssystem, bestehen aus Oxidations-Katalysator, Partikelfilter und SCR-Katalysator, eingehalten werden. Die Verwendung eines methan-optimierten Drei-Wege-Katalysators ist für den stöchiometrischen Erdgasbetrieb ausreichend und erlaubt einen deutlichen Kostenvorteil.

Der stationäre und transiente Motorbetrieb mit Erdgas bedarf der Bereitstellung eines gleichen homogenen Brenngasgemisches für alle Zylinder eines Motors. Aus diesem Grund wurden detaillierte Untersuchungen zur äußeren Gemischbildung mittels Strömungssimulation durchgeführt. Auf Basis einer einfachen Geometrie für ein Gasmischerrohr wurde eine Systematik zur Anzahl der Gasaustrittsbohrungen, Bohrungsdurchmesser und Anordnung der Bohrungen zum Frischluftstrom erstellt. Der Einfluss dieser Parameter auf die Gleichverteilung des Kraftstoffs in der Ansaugluft für alle Zylinder konnte durch Strömungssimulation aufgezeigt werden. Das hier entwickelte Modell zur Simulation der Gemischbildung hat sich bei der Gestaltung des Gasmischers für den Versuchsträger bewährt und seine Exaktheit nachgewiesen.

Die Stabilität der Zündung und Entflammung in Erdgas-Ottomotoren wird entscheidend von der Ladungsbewegung im Brennraum im Bereich der Zündkerze beeinflusst. Da Dieselmotoren aus dem Nutzfahrzeugsektor die Basis für Erdgasmotoren darstellen, ist die vorhandene Strömungsführung im Ansaugkanal und die Brennraumgeometrie nicht als optimal für die ottomotorische Verbrennung von Erdgas zu bewerten. Zur Entwicklung von lauffähigen und sicher zündenden Erdgasmotorkonzepten bedarf es einer Analyse der Zusammenhänge zwischen Ladungsbewegung und Zündbedingungen im Bereich der Zündkerze. Aus diesem Grund wurde ein 3-D-Simulationsmodell erstellt, mit dessen Hilfe diese Zusammenhänge für Brennräume mit Volumina größer 0,5 Liter dargestellt und bewertet werden können. Die dargestellten Ergebnisse zeigen erhebliche Potentiale zur Verbesserung der Zünd- und Brennbedingungen durch die Anpassung der Ladungsbewegung für die ottomotorische Verbrennung von Erdgas. In einem weiteren Projekt kann das erstellte Simulationsmodell genutzt werden, die Auswirkung der Brennraumgeometrie durch eine geänderte Form der Kolbenmulde auf Ladungsbewegung zu analysieren und zu optimieren.

Im Rahmen der experimentellen Motorversuche konnten mittels Regressanalyse der

Messdaten allgemeine Zusammenhänge zwischen Motorstellgrößen (Drehzahl und Saugrohrdruck) und Verbrennungskenngrößen wie dem Brennverzug bzw. der Brenndauer des Kraftstoffes im Zylinder abgeleitet werden. Für die Vorausberechnung der Verbrennungskenngrößen in Abhängigkeit der genannten Stellgrößen wurden mathematische Gleichungen mit einer sehr gutem Bestimmungsmaß aufgestellt.

Die erzielten theoretischen und praktischen Ergebnisse zeigen, dass Erdgas als Kraftstoff für Motoren im landwirtschaftlichen Einsatz genutzt werden kann. Entsprechende Motoren können mit vertretbarem Aufwand aus den vorhandenen, erprobten Serien-Dieselmotoren abgeleitet werden. Durch Verwendung von Serien-Dieselmotoren, sowie die am Markt verfügbaren Erdgaskraftstoffsysteme und einer hohen Anzahl an Gleichteilen können die Kosten für anwendungsorientierte Serienlösung auf einem durch den Endkunden akzeptierten Niveau gehalten werden. Das in dem Projekt erreichte Entwicklungsniveau zeigt aber auch, dass durch die gezielte Weiterentwicklung einzelner Motor-komponenten (Kolben, Abgasturbolader) noch eine deutliche Effizienzverbesserung der Antriebsmaschine realisiert werden kann.

1 Einleitung

Die motorische Verbrennung von Erdgas bietet ein erhebliches Potential zur signifikanten Reduktion von Treibhausgasen (THG), sofern keine Methanemissionen auftreten. Wegen des günstigen Verhältnisses von Kohlenstoff zu Wasserstoff (1/4) bei Methan, dem Hauptbestandteil von Erdgas, kann durch den Einsatz dieses Kraftstoffes, z.B. gegenüber Benzin, eine Einsparung der CO_2 -Emission von rund 24 % (Well-To-Wheel) erzielt werden (siehe Abbildung 1.1). Durch den technischen Fortschritt ist man heu-

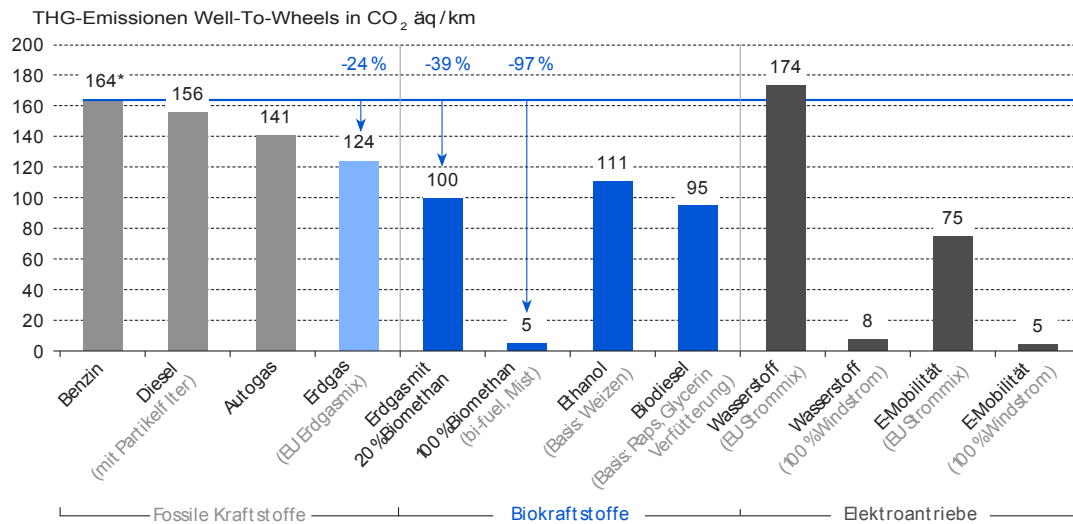


Abbildung 1.1: Gegenüberstellung der Treibhausgase-Emission verschiedener Biokraftstoffe aus einer Studie der Deutschen Energie-Agentur [PRSB10, Lar07]. Dabei wird bei Erdgas von einem Transport über Pipelines (4000 km) ausgegangen

te in der Lage, Methan auch aus biologischen Ausgangsstoffen herzustellen. Dadurch steht ein Kraftstoff zur Verfügung, der einen regenerativen Ursprung besitzt und somit ideale Voraussetzungen bietet, dem steigenden Energiebedarf umweltfreundlich nachzukommen. Durch die hohe Klopffestigkeit von Methan, bezogen auf Benzin, kann bei

entsprechender Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses eines Motors ein entscheidender Wirkungsgradvorteil erzielt werden. Basierend auf dieser Grundlage sollen durch systematische Untersuchungen neue Erkenntnisse zur Kraftstoffumsetzung und Emissionsbildung im Brennraum im Vergleich zum Dieselp Prozess gewonnen werden.

Der Bereich der Landmaschinen bietet prinzipiell ein erhebliches Potential für den Einsatz eines methanbasierten Kraftstoffes. Aus Sicht der Motorenhersteller für landwirtschaftlich genutzte Fahrzeuge ist ein wesentliches Argument die Verfügbarkeit von Erdgas. Gegenüber Erdöl werden die weltweiten Reserven und Ressourcen deutlich positiver bewertet [ABB⁺13]. Durch die Möglichkeit der regenerativen Herstellung von Biomethan kann die Verfügbarkeit noch weiter gesteigert werden. Damit einhergehend ist auch eine weitere Reduktion der Treibhausgasemissionen verbunden (vgl. Abbildung 1.1). Aufgrund von Kostenzwängen in der Landwirtschaft gibt es vermehrt die Motivation, den konventionellen Dieselpkraftstoff durch ökonomische und zugleich emissionsarme methanbasierte Kraftstoffe zu ersetzen. Durch die Erzeugung von Biomethan in der Landwirtschaft haben die Landmaschinenbetreiber die Möglichkeit, einen Teil ihres Kraftstoffbedarfs selbst zu decken. Schon dieser ökonomische Vorteil lässt eine hervorragende Marktakzeptanz für die Einführung eines Gasmotors erwarten. Gleichzeitig wird ein entscheidender Beitrag zur Reduktion der Umweltbelastung durch geringste Schadstoffemission geleistet.

Durch den gasförmigen Zustand bietet Erdgas bzw. Biomethan eine sehr homogene Durchmischung mit der Verbrennungsluft, wodurch eine nahezu rußfreie Verbrennung erzielt wird [Wie00]. Auch die Emission von Ozon bildenden Stickoxiden (NO_x) sowie von Nichtmethankohlenwasserstoffen ($NMHC$) können durch den Einsatz eines Gasmotors deutlich verringert werden (siehe Abbildung 1.2). Die unverbrannten Gesamtkohlenwasserstoffe (THC) bestehen hauptsächlich aus Methan, dessen nachmotorische Reduktion noch als unzureichend bezeichnet werden kann [KHP04]. In den letzten 10 Jahren gab es umfangreiche Forschungsarbeiten, um dieses Problem zu verringern. Auch im Bereich mobiler Anwendungen (Pkw und Nkw) kommen Gasmotoren zum Einsatz. In Deutschland werden seit 1994 Erdgas-Serienfahrzeuge auf dem Markt angeboten. Im Segment der Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen werden umgerüstete Benzin-Ottomotoren als Antrieb eingesetzt [Wie00]. Hierbei ist ein bivalenter Betrieb mit Benzin und Gas möglich. Im Gegensatz zu den stationären Motoren hat sich bei der mobilen Anwendung bedingt durch sehr strenge Abgasnormen das klassische Otto-Verfahren mit $\lambda=1$ -Regelung durchgesetzt. Der große Vorteil dieses Brennverfahrens

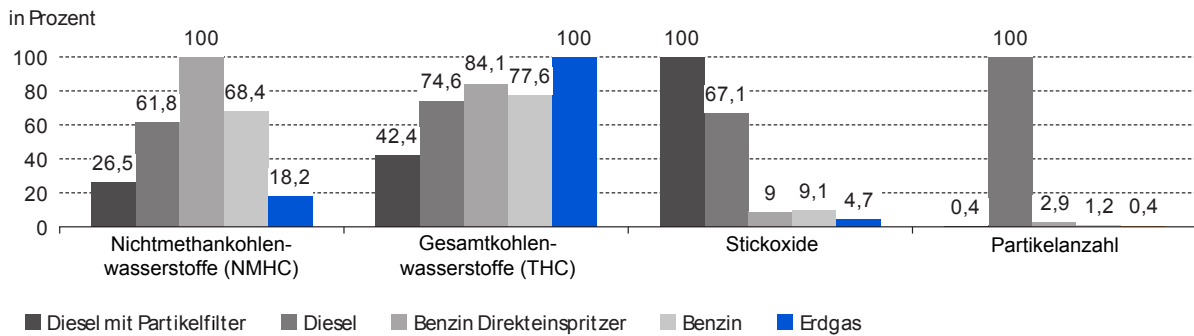


Abbildung 1.2: Darstellung der mittleren Emissionen von Erdgas-, Benzin- und Dieselfahrzeugen im offiziellen Europäischen Fahrzyklus NEFZ. [PRSB10, LB07]

ist das Erreichen einer hohen spezifischen Leistung. Der Kraftstoff wird im Bereich des Einlasskanals über Niederdruckventile oder einer Venturi-Mischanlage in die durchströmende Frischluft eingebracht und im Brennraum durch eine Zündkerze entflammt [Wie00]. Durch eine Abgasturboaufladung kann der Kraftstoffverbrauch bezogen auf einen Saugmotor mit gleicher Leistung signifikant gesenkt werden [IS98]. In Verbindung mit einer innermotorischen Abgasrückführung (AGR) und einem Drei-Wege-Katalysator wird die aktuell geltende Abgasnorm EU 5 erfüllt [Jon]. Die Funktion des Drei-Wege-Katalysators hängt entscheidend von der $\lambda=1$ -Regelung ab.

Für den Erdgasbetrieb bei schweren Nutzfahrzeugen werden hingegen umgebaute Dieselmotoren verwendet, welche entweder nach dem Otto-Verfahren mit $\lambda=1$ -Regelung und Drei-Wege-Katalysator bzw. dem Otto-Magerverfahren ($\lambda > 1$) und nachgeschaltetem Oxidationskatalysator arbeiten. Bei dem Magerkonzept wird das Brennstoff-Luft-Gemisch stark abgemagert (bis zu $\lambda \approx 1,8$), wodurch neben einer hohen Effizienz des Motors auch ein sehr geringes Niveau an Stickoxiden im Rohabgas erreicht wird. Damit der Zylinder mit einer höheren Luftmasse gefüllt werden kann, ist eine hohe Verdichtung des Frischluftvolumenstroms durch Abgasturboaufladung notwendig. Durch den Luftüberschuss erfordert dieses Brennverfahren allerdings eine sehr hohe Zündspannung zur Entflammung der Zylinderladung. Die damit einhergehende Belastung der Zündkerzenelektroden führt zu einer Verringerung der Lebensdauer der Zündkerze. Neben internationalen Motorenherstellern bieten auch deutsche Unternehmen wie die MAN Nutzfahrzeug AG und Mercedes Benz hoch effiziente Erdgasmotoren für LKW- und Omnibus-Anwendungen in einem Leistungsspektrum größer 100 kW an. Hierbei ist beim Übergang von EU 5- auf EU 6-Motoren ein Wechsel des Brennverfahrens von Mager- zu stöchiometrischen-Konzepten festzustellen.

Das Segment der Landmaschinen mit typischen Leistungen von 56-130 kW wird gegenwärtig noch nicht mit marktfähigen Lösungskonzepten für einen monovalenten Betrieb mit Biomethan auf Basis eines ottomotorischen Brennverfahrens bedient. Gerade in diesem Bereich ergibt sich jedoch durch die mögliche Produktion und Verwendung des ökologischen Kraftstoffs die Einsatzmöglichkeit eines hocheffizienten und emissionsarmen Gasmotors. Die geringere Energiedichte des Erdgases bezogen auf Dieselkraftstoff wird aus Sicht der Motorenhersteller in diesem Motorleistungsspektrum eine untergeordnete Rolle spielen. Es handelt sich im Wesentlichen um kleinere Traktoren mit Zug- und Transportaufgaben mit einem Aktionsradius von wenigen Kilometern außerhalb der Gutshöfe. Eine Betankung des Fahrzeuges ohne Einschränkung der Arbeitsaufgaben ist auf dem dezentralen Betriebshof möglich.

Bei einem Gasmotor für Landmaschinen bestehen deutlich abweichende Lastanforderungen verglichen zum Pkw- und auch Nkw-Gasmotor. Dies spiegelt sich sehr deutlich z.B. in der Abgasgesetzgebung wieder. Mit dem für Pkw gelten NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) bzw. für On-Road-Nutzfahrzeuge geltende stationäre WHSC (World Harmonized Stationary Cycle) zum Nachweis der Abgasgrenzwerte werden lediglich niedriger bis mittlerer Drehzahlen und Drehmomenten bewertet und überprüft. Der Bereiche außerhalb des Zyklus wird vorrangig hinsichtlich höherer Motorleistungen optimiert. Landmaschinenmotoren hingegen müssen auch im Bereich höherer Teillasten und in der Vollast bei mittleren bis maximalen Drehzahlen niedrigste Emissionen aufweisen (stationärer C1-Test). Eine Gegenüberstellung der zu prüfenden Motorbetriebsbereiche von Pkw, On-Road- und Off-Road-Nutzfahrzeugen ist in Abbildung 1.3 dargestellt.

Von einer direkten Übertragbarkeit von Komponenten, Technologien und Brennverfahren aus dem On-Road-Sektor (Pkw und Nkw) kann daher ausgegangen werden. Eine weitere Abgrenzung zu Seriengasmotoren im Pkw- und Nkw- Bereich kann über die Motorgröße vorgenommen werden. Die Motoren im Pkw-Bereich besitzen deutlich kleinere Brennräume (0,3-0,5 l/Zylinder). Durch die kompakte Brennraumgeometrie ergeben sich sehr kurze Wege für die Flammenfront, welche die ottomotorische Brennverfahren begünstigen. Bei dem im Projekt betrachteten Versuchsträger ergeben sich deutlich längere Brennwege. Dies hat signifikanten Einfluss auf die zeitliche Energieumsetzung. Weiterhin steigern lange Brennwege die Gefahr einer klopfenden Verbrennung bei hohen Lasten. Hier bedarf es daher detaillierter Untersuchungen inwieweit auf die Verbrennung Einfluss genommen werden kann, damit ein sicherer Motorbetrieb auch bei größeren Zylindervolumina abgebildet werden kann.

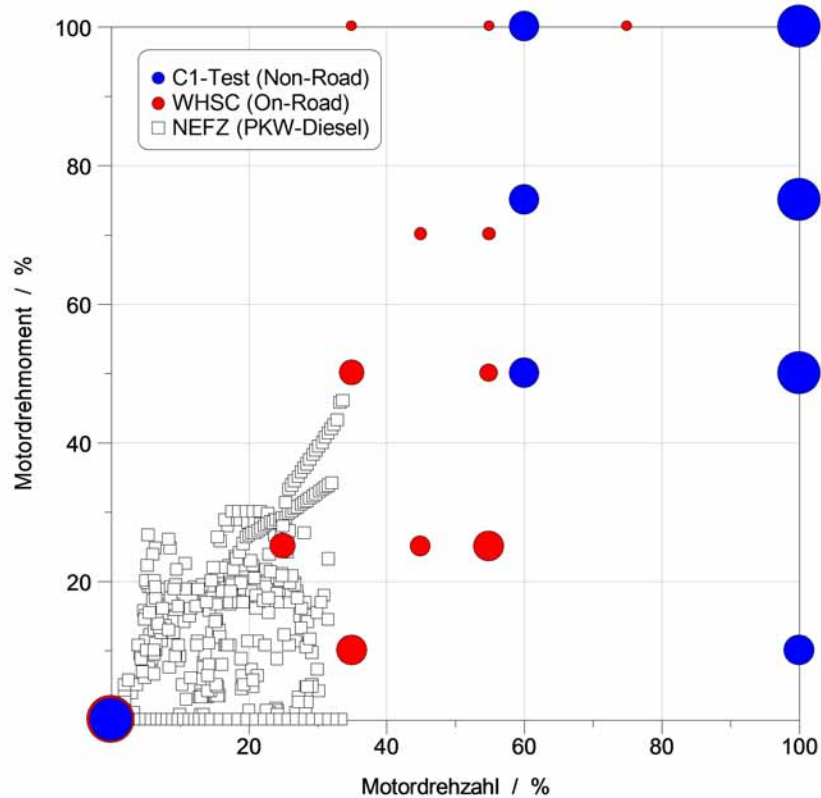


Abbildung 1.3: Gegenüberstellung der zu prüfenden Motorbetriebsbereiche innerhalb der jeweiligen Abgastestzyklen für Off-Road-Nutzfahrzeuge (C1-Test, stationär), On-Road-Nutzfahrzeuge (WHSC, stationär) und Pkw-Fahrzeuge (NEFZ, transient). Dabei stellt die Größe des Kreisdurchmessers die Wichtung des Betriebspunktes innerhalb des Zyklus dar. Der Bereich für den NEFZ ist schematisch für einen Mittelklassewagen (Dieselmotor) dargestellt

Zum Beginn des Projektes lag noch kein wissenschaftlich erarbeitetes Gesamtkonzept vor, welches den Einsatz eines monovalenten Gasmotors in einem landwirtschaftlich genutzten Fahrzeug ermöglicht. Daher zielt das hier vorgestellte Förderprojekt auf die Entwicklung und Umsetzung eines Gesamtkonzeptes für eine erdgas- bzw. biomethanbetriebene Landmaschine ab.

Neben einer niedrigen THG-Emission zeichnet sich die Umsetzung von Erdgas bzw. Biomethan durch eine praktisch rußfreie/ partikelfreie Verbrennung aus. Auch der Ausstoß an Stickoxiden liegt im Vergleich zu Dieselkraftstoff und Benzin auf einem wesentlich geringeren Niveau. Durch diese Vorteile trägt der Einsatz von Erdgas bzw. Biomethan zu einer deutlichen Entlastung der Umwelt und des Menschen bei. Die geltenden Emis-

sionsvorschriften für Motoren im Off-Road Bereich sind Tabelle 1.1 zu entnehmen. In einem Leistungsbereich von 56-130 kW sind die US-Amerikanischen Vorschriften hinsichtlich der Partikel-Emission stringenter als die europäischen Vorgaben. Beide Gesetzgebungen berücksichtigen jedoch keine explizite Reglementierung der Methanemission bei Gasmotoren. Das Ziel dieses Projektes soll sein, das Potential des Schleppermotors hinsichtlich der Einhaltung der zukünftig geltenden Grenzwerte von EU Stufe IV / US Tier 4 zu . Über diese Abgasgesetzgebung hinaus wird weiterhin explizit die Einhaltung des Methan-Grenzwertes für On-Road Fahrzeuge (Euro VI für Gasmotoren) angestrebt, da das Treibhaugaspotential von Methan sehr hoch ist. Als Referenz zur Beurteilung des Potentials wird der Dieselmotor Deutz TCD 3.6 L4 herangezogen, welcher als Basismotor dient und die aktuell geltenden Grenzwerte der Gesetzgebung (EU Stufe IIIB / US Tier 4 interim) für Leistungen größer 56 kW einhält.

Tabelle 1.1: Auszug der Emissionsvorschriften mobiler Arbeitsmaschinen in Europa (EU Stage IV) und den USA (US Tier 4 final) für Dieselmotoren in einem Leistungsbereich von 56-130 kW sowie die Grenzwerte für On-Road-Fahrzeuge mit Gasmotoren (> 3,5 t) in Europa (Euro VI) nach [HNS10]

NO_x	HC	CO	CH_4	PM	Datum
$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	$\frac{g}{kWh}$	
<i>EU Stufe IIIB / US Tier 4 interim</i>					
3,3 / 3,4	0,19	5,0	-	0,025 / 0,02	2012
<i>EU Stufe IV / US Tier 4 final</i>					
0,4	0,19	5,0	-	0,025 / 0,02	Okt. 2014 / 15
<i>Euro VI (ETC-Prüfung)</i>					
0,4	0,16*	4,0	0,5	-**	2014

* Nichtmethan-Kohlenwasserstoffe (NMHC) im Gasbetrieb **im Gasbetrieb

Über die in diesem Jahr in Kraft tretende EU Stufe IV bzw. US Tier 4 hinaus werden auf politischer Ebene Debatten hinsichtlich nachfolgender Emissionsstufen geführt. Nach derzeitigem Stand ist bei Einführung der Gesetzgebung EU Stufe V bzw. US Tier 5 keine weitere Senkung von NO_x bzw. CO zu erwarten. Vielmehr wird eine Begrenzung der Partikelanzahl in den Fokus rücken. Damit bietet ein Erdgasmotor mit signifikant geringerer Partikelmasse und -anzahl gegenüber dem Dieselmotor auch in Zukunft erhebliche Vorteile bezüglich Umweltschutz, Wirtschaftlichkeit (Kraftstoffkosten und AGN) und Marktakzeptanz.

Die Grundlagenuntersuchungen innerhalb dieses Projektes stellen neues Wissen für die Entwicklung eines Gasmotors zur Erfüllung der Anforderungen an den landwirtschaft-

lichen Betrieb zur Verfügung. Es werden für die Motorenhersteller Anreize geschaffen, durch Nutzung des erlangten Wissens eine wirtschaftliche und marktfähige Serienlösung bereit zu stellen. Ausgehend von dem Forschungs- und Entwicklungsmotor können weitere Motoren unterschiedlicher Leistungsklassen abgeleitet und damit Marktpotential erschlossen werden. Mit der Bereitstellung einer größeren Anzahl an biomethanfähigen Motoren kann wiederum eine Steigerung im Aufbau von Biogas- und Aufbereitungsanlagen zur Bereitstellung von Biomethan initiiert werden. Durch diese gegenseitige Stimulierung kann daher ein Multiplikationseffekt hinsichtlich der Versorgung mit erneuerbaren Energieträgern und Reduktion der THG-Emission erreicht werden.

Im Verlaufe des Projektes wurde auf folgende Fragestellung eingegangen:

- Welches prinzipielle Brennverfahren eignet sich für einen landwirtschaftlich betriebenen Gasmotor?
- Können mit dem jeweiligen Brennverfahren zukünftige Emissionsgrenzwerte (Off-Road-Bereich) eingehalten werden?
- Sind Gasmotoren für den Off-Road-Bereich in der Lage, ähnliche Wirkungsgrade zu erzielen wie leistungsgleiche Dieselmotoren?
- Eignen sich marktverfügbare, gasspezifische Motorkomponenten für den Biomethanbetrieb eines Schleppermotors der Leistungsklasse 56-130 kW?
- Können die thermischen und mechanischen Belastungen im Gasbetrieb für landwirtschaftlich genutzte Motoren mit Zylinderhubvolumen größer 0,5 l beherrscht werden?
- Welcher Zusammenhang besteht zwischen der Stabilität der Zündung und der Ladungsbewegung (turbulenten kinetischen Energie) in Brennräumen mit Volumina größer 0,5 l und geringen Motordrehzahlen?
- Welche grundlegenden Strategien der Gemischaufbereitung bzw. -homogenisierung führen zu einer effizienten und emissionsarmen Energieumsetzung?
- Welche grundsätzlichen Abhängigkeiten bestehen zwischen den Motorbetriebsgrößen wie Ladeluftdruck, Verbrennungsluftverhältnis, AGR-Rate und Zündwinkel auf die Leistungsabgabe und Emissionen des Schleppermotors?

- Erfüllen die Brennverfahren die Lastanforderungen eines Schleppermotors mit Zylinderhubvolumen größer 0,5 l im Stationär- und auch Transientbetrieb?
- Welche Strategien und Technologien ermöglichen eine effiziente nachmotorische Reduktion des thermisch sehr stabilen Methans auf einen Grenzwert unterhalb von 0,5 g/kWh?

2 Lösungsstrategie und Versuchstechnik

Zur Realisierung des Vorhabens wurden systematische Entwicklungsarbeiten an einem Motorprüfstand und begleitenden CFD-Simulationsarbeiten durchgeführt und damit die unterschiedlichen wissenschaftlichen Fragestellungen bearbeitet. Begonnen wurde mit einer umfassenden Konzeptstudie zu Erdgasmotoren für landwirtschaftliche genutzte Maschinen mit ihren spezifischen Leistungsanforderungen sowie umsetzbarer Brennverfahren. Mittels der Rechercharbeiten sollten wesentliche Motor- und Betriebsparameter (Verdichtungsverhältnis, Verbrennungsluftverhältnis, Abgastemperaturen) für den Erdgasbetrieb eingegrenzt werden.

In einem zweiten Schritt wurde zur Auslegung und Dimensionierung der Einbringung des Kraftstoffes sowie der Gemischbildung ein 3-D-CFD-Simulationsmodell erstellt. Mit Hilfe dieses Modells wurden verschiedene Varianten eines Gasmischers hinsichtlich der Gemischaufbereitung, bzw. homogene Verteilung des Erdgases in der Ansaugluft systematisch untersucht.

Mit dem erlangten Wissen aus der Literaturrecherche sowie den Simulationen zur Gemischaufbereitung konnten notwendige konstruktive Änderungen für den Basismotor erarbeitet und gezielte Modifikationen umgesetzt werden. Als Ergebnis der Konzeptstudie wurde der Versuchsträger als Motorkonzept 0 aufgebaut.

2.1 Versuchsträger

Eine völlige Motorneukonstruktion ist technisch und ökonomisch nicht sinnvoll. Bei der Einführung von Erdgas als Treibstoff wird von den in Traktoren und Landmaschinen

vorhandenen Dieselmotoren ausgegangen, die für hohe Lebensdaueranforderungen ausgelegt sind. Aus den Ergebnissen der Konzeptstudie, Simulation und Konstruktion wurde zusammen mit dem Projektpartner der Versuchsträger aus einem Basisdieselmotor der *Deutz AG* abgeleitet. Die Bereitstellung des Erdgas-Kraftstoffsystems sowie des Motorsteuergerätes erfolgte durch den Einspritzsystemlieferanten *Woodward Nederland B.V.*, die Gasinjektoren wurden von der *Robert Bosch GmbH* geliefert. Basierend auf den im Laufe des Projektes erarbeiteten Erkenntnissen erfolgten konstruktive Änderungen am Versuchsträger. Es wurden insgesamt drei Motorkonzepte realisiert. Als Basisdieselmotor dient ein Deutz TCD 3.6 L4 mit Abgasturboaufladung. Der Motor erfüllt für Leistungen von 56-90 kW die aktuell geltende Abgasgesetzgebung für mobile Arbeitsmaschinen (EU Stufe IIIB / US Tier 4 interim). Die Kenndaten des Basismotors sind aus Tabelle 2.1 zu entnehmen.

Tabelle 2.1: Technische Daten des Basismotors DEUTZ TCD 3.6 L4

Motorparameter	Einheit	Deutz TCD 3.6 L4
Zylinderanzahl	–	4 (in Reihe)
Bohrung/Hub	mm	98 / 120
Hubvolumen	l	3,62
Verdichtungsverhältnis	–	18,1:1
Nenn Drehzahl	min ⁻¹	2300
Max. Drehmoment	Nm	480
Max. Leistung	kW	90

Ein Ziel bei allen Motorenprojekten ist es, eine hohe Anzahl von Gleichteilenanzustreben um so den Entwicklungsaufwand gering zu halten. Daher wurden für den Versuchsträger hauptsächlich Motorenteile des Basismotors TCD 3.6 L4 eingesetzt und für den Gasbetrieb modifiziert. Ausgehend von der dieselmotorischen Verbrennung (Selbstzünder) wird die Verbrennung des Forschungsmotors durch eine Fremdzündung eingeleitet (ottomotorisches Prinzip). Die wesentlichen Änderungen des Versuchsträgers vom Dieselmotor zum Gasmotor sind im Folgenden aufgelistet und in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt:

- Vollständiger Rückbau des Dieselmotor-Kraftstoffsystems (Injektor, Kraftstoffpumpe etc.)
- Verringerung des Verdichtungsverhältnisses auf 13:1 bzw. 11:1 bei gleichbleibenden Abstand zwischen Kolbenbolzen und Zylinderkopf im oberen Totpunkt des Kolbens [1]

- Einbau einer Drosselklappe in die Ansaugluftstrecke zur quantitativen Leistungsregelung [2]
- Integration eines Funkenzündsystems (Zündkerzen, Zündspulen etc.) [3]
- Einbau eines eigenentwickelten Gasmischers zur Realisierung der äußeren Gemischbildung [4]
- Montage eines Erdgas-Kraftstoffsystems [5]
- Austausch des Abgasturboladers wegen kleinerer Abgasvolumenströme [6]
- Integration eines Drei-Wege-Katalysator zur Abgasmachbehandlung [7]

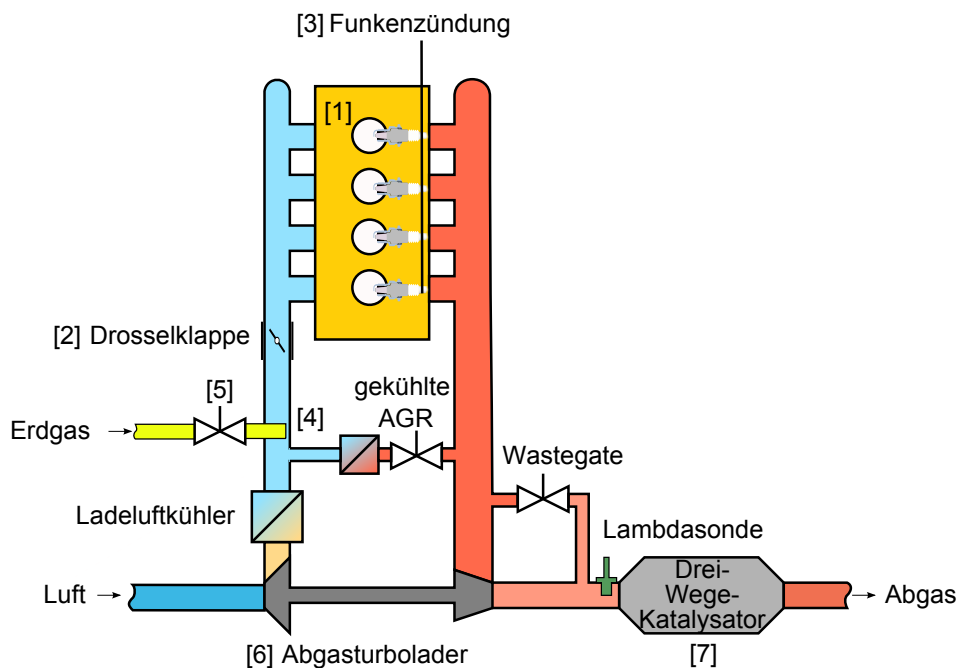


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau des monovalenten Erdgasmotors TCG 3.6

2.2 Versuchstechnik des Motorenprüfstandes

2.2.1 Steuerungs- und Messtechnik

Der Aufbau des Prüfstandes mit den verwendeten messtechnischen Konzepten ist in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt. Als Leistungsbremse für den Prüfstand kam ei-

ne Gleichstrompendelmaschine Typ GPFc15h des Herstellers *Elbtalwerk Heidenau* mit Thyristoransteuerung zum Einsatz. Die Prüfstandsbremse erlaubt den Betrieb des Versuchsmotors in zwei Quadranten (Schleppen und Gefeuert bei einer Drehrichtung). Im Generatorbetrieb kann der Motor mit einer Drehzahlen bis 3000 min^{-1} bei 160 kW Motorleistung betrieben werden. Die Leistungsbremse ermöglicht die Umsetzung des dynamischen NRTC-Tests auf dem Prüfstand. Die Steuerung des Prüfstandes, die Erfas-

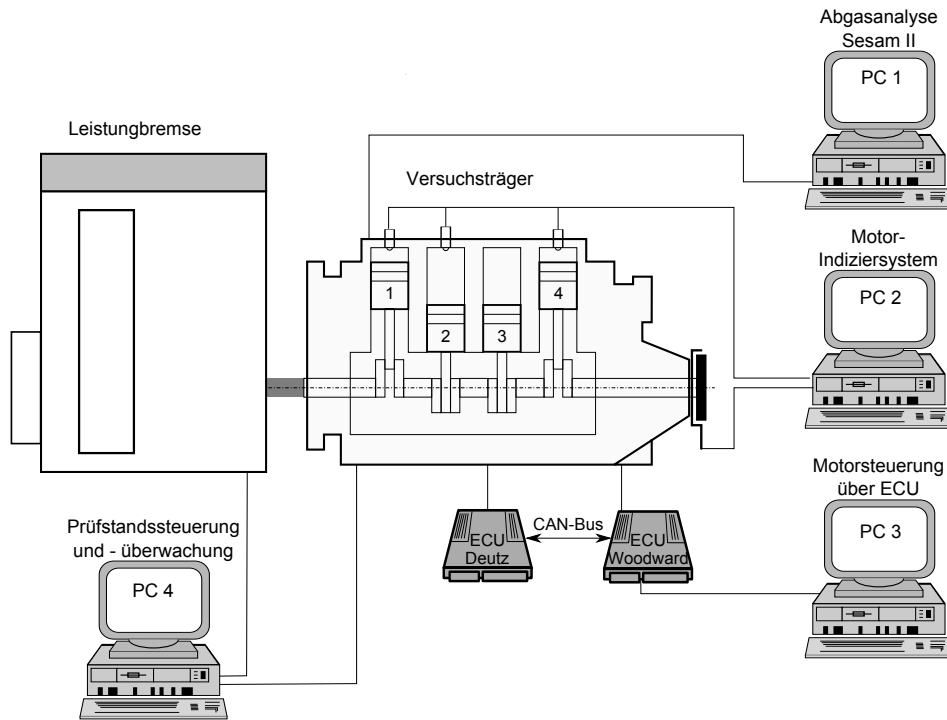


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung des Prüfstandsbaus

sung und Speicherung der Messwerte sowie die Grenzwertüberwachung werden mit der Prüfstandsautomatisierung *Polar 2* durchgeführt. Zur Überwachung des Motorbetriebes wurden folgende Größen erfasst und bei Bedarf gespeichert:

- Temperaturen im Ladeluft-, Erdgas-, AGR- und Abgaspfad sowie im Kühlwasser- und Ölkreislauf mittels NiCr-Ni-Thermoelementen
- Statische Drücke in den genannten Pfaden durch hochpräzise Sensoren der Firma *Wika*
- Luftmassenstrom mittels *ABB Sensyflow FMT700-P*
- Erdgasvolumenstrom mittels eines Schwebekörper-Durchflussmesser *Bailey-Fischer & Porter D10A5487EA*

- Motordrehzahl durch Hall-Geber
- Bremsendrehzahl und -drehmoment werden von der Bremsensteuerung bezogen

Ein Messstellenplan ist in Abbildung A.12 im Anhang zu entnehmen.

Die Erfassung der Zylinderdrücke erfolgte über piezoelektrische Quarzdruckgeber vom Typ 6056A41 der *Kistler Instrumente AG*. Die Sensoren wurden durch speziell gefertigte Adapter in den Glühkerzenbohrungen des Dieselmotors eingebaut. Für die kurbelwinkelbezogene Aufzeichnung der Zylinderinnendrucke und deren Online-Auswertung wurde das Indiziersystem *Kistler KiBox* mit einem separaten Messrechner verwendet. Die Messung und Speicherung der Abgasemissionswerte wurde mit dem Multikomponenten-Motorenabgasanalysator Sesam II von *Siemens* durchgeführt. Das System for Emission Sampling and Measurement arbeitet nach dem Prinzip der Fouriertransformations-Spektroskopie in einer optischen Anordnung entsprechend dem Michelson-Interferometer. Die Erfassung und Speicherung mit Zeitstempel erfolgte über einen zusätzlichen PC. Dabei wurden die Messdaten vor bzw. nach Katalysator je Motorbetriebspunkt separat gespeichert. Die Abgasentnahmestelle konnte über die Prüfstandsteuerung umgeschaltet werden.

Die Kommunikation mit dem Motorsteuergerät des Versuchsträgers wurde mit dem Softwarepaket *Woodward Toolkit OH2010* realisiert. Mit diesem Verfahren konnten Änderungen folgender Betriebsgrößen vorgenommen werden:

- Zündwinkel
- Verbrennungsluftverhältnis
- Drosselklappenstellung
- AGR-Ventilstellung

Die Endstufen für die Ansteuerung des AGR-Ventils sowie des elektrischen Wastegate-Stellers des Abgasturboladers der Motorkonzept 0/1 wurde über ein weiteres Steuergerät der *Deutz AG* realisiert, das mit dem Woodward-Steuergerät über CAN-Bus (engl.: Controller Area Network) kommuniziert. Die Ansteuerung des Abgasturboladers erfolgte über die Prüfstandsautomatisierung *Polar 2*.

Die Speicherung der Messdaten aus dem Motorsteuergerät erfolgte über die Toolkit Software. Erfasst wurden folgende Daten:

- Zündwinkel
- Verbrennungsluftverhältnis
- Bestromungsdauer der Gasventile
- Position der Drosselklappe
- Position des AGR-Ventils
- Zeitstempel

2.2.2 Kraftstoffversorgung

Der Kraftstoff Erdgas wurde aus dem Städtnetz der Hansestadt Rostock bezogen. Die chemischen und physikalischen Eigenschaften des Erdgases können aus Abbildung A.13 im Anhang entnommen werden. Über eine Verdichterstation wurde das Erdgas auf bis zu 200 bar verdichtet und in einem Druckflaschenbünden von 10 Flaschen mit je 80 l Inhalt außerhalb der Maschinenhalle gespeichert. Zur Erreichung des für den Motorbetrieb notwendigen Druckes von 20 bar wurde das Erdgas in zwei Stufen prüfstandsseitig druckreduziert. Das Gas wurde anschließend mit dem Druck von 20 bar an das motorseitige Erdgasdosiersystem von *Woodward* übergeben, wo es nochmals auf den für den Gasinjektorbetrieb notwendige Arbeitsdruck von 8,7 bar reduziert wurde.

2.3 Versuchsplanung / globaler Versuchsablauf

Nach der Installation der Motorsteuergerätehardware (Aktuatoren, Sensoren und Kabel) erfolgte eine Grundbedatung des Motorsteuergerätes für folgende drei Steuergeräteparameter:

- Liefergrad
- Zündwinkel
- Verbrennungsluftverhältnis

Die Kennfelder der drei Parameter wurden bedatet, wobei auf der Ordinate die Motordrehzahl und auf der Abszisse der statische Druck im Ladeluftsammler verwendet wurden. Der statische Druck im Saugrohr ist in der Steuergerätearchitektur von Woodward über die Bestromungsdauer der Gasventile ein Maß für die geleistete Arbeit pro Arbeitsspiel und wird auch in vielen anderen Kennfeldern (z.B. AGR) genutzt.

Anschließend wurde mit der systematischen Entwicklung der Brennverfahren begonnen. Durch Abstimmung der Parameter Zündwinkel, Verbrennungsluftverhältnis, Ladeluftdruck und AGR-Rate konnte die Energieumsetzung im Brennraum und damit die Schadstoffbildung gezielt beeinflusst werden. Alle untersuchten Brennverfahren wurden hinsichtlich folgender Priorität entwickelt:

1. Stabiler, sicherer Motorbetrieb im gesamten Kennfeld
2. Eingrenzung der ottomotorischen Zyklusschwankungen
3. Einhaltung der angestrebten Emissionsgrenzwerte
4. Hoher Motorwirkungsgrad

Die Aufnahme, Aufbereitung und Auswertung der gewonnenen Messwerte wurde nach einem festen Ablaufplan durchgeführt (siehe Abbildung 2.3). Die Messungen erfolgten bei betriebswarmen Motor und einer Ölsumpftemperatur von 85 °C. Nach Erreichen der Betriebstemperatur wurde der zu untersuchende Betriebspunkt eingestellt. Die Einstellung und Regelung der Drehzahl erfolgte über die Bremsensteuerung. Die Einstellung des Drehmomentes (effektiver Mitteldruck) erfolgte über die Vorgabe der Gaspedalstellung (α -Wert) an das Motorsteuergerät. Der Prüfstandfahrer konnte durch nachführen des Pedalwertes das gewünschte Drehmoment einstellen. In Vorbereitung der Messung wurde der Motor in dem Betriebspunkt solange betrieben, bis sowohl die Abgastemperatur der einzelnen Zylinder als auch die Temperatur vor und nach Katalysator konstant waren. Nach dem Erreichen dieser stationären Betriebsbedingung wurde die Messung eingeleitet, indem an den vier Messsystemen (Prüfstandüberwachung, Indizierung, Steuergerätedaten und Abgasanalytik) jeweils eine Datenaufzeichnung gestartet wurde. Die Messwerterfassung erfolgte mit einer Speicherrate von einem Herz (außer Indizierung). Nach 180 Sekunden wurde eine Umschaltung der Abgasentnahmestelle von der Position vor Katalysator auf die Position nach Katalysator ausgelöst. Insgesamt dauerte die Messung eines Betriebspunktes 420 Sekunden (Abgasmessung vor und nach Katalysator jeweils 180 Sekunden). Mit dem Indiziersystem wurden je Messpunkt 250 Arbeitsspiele

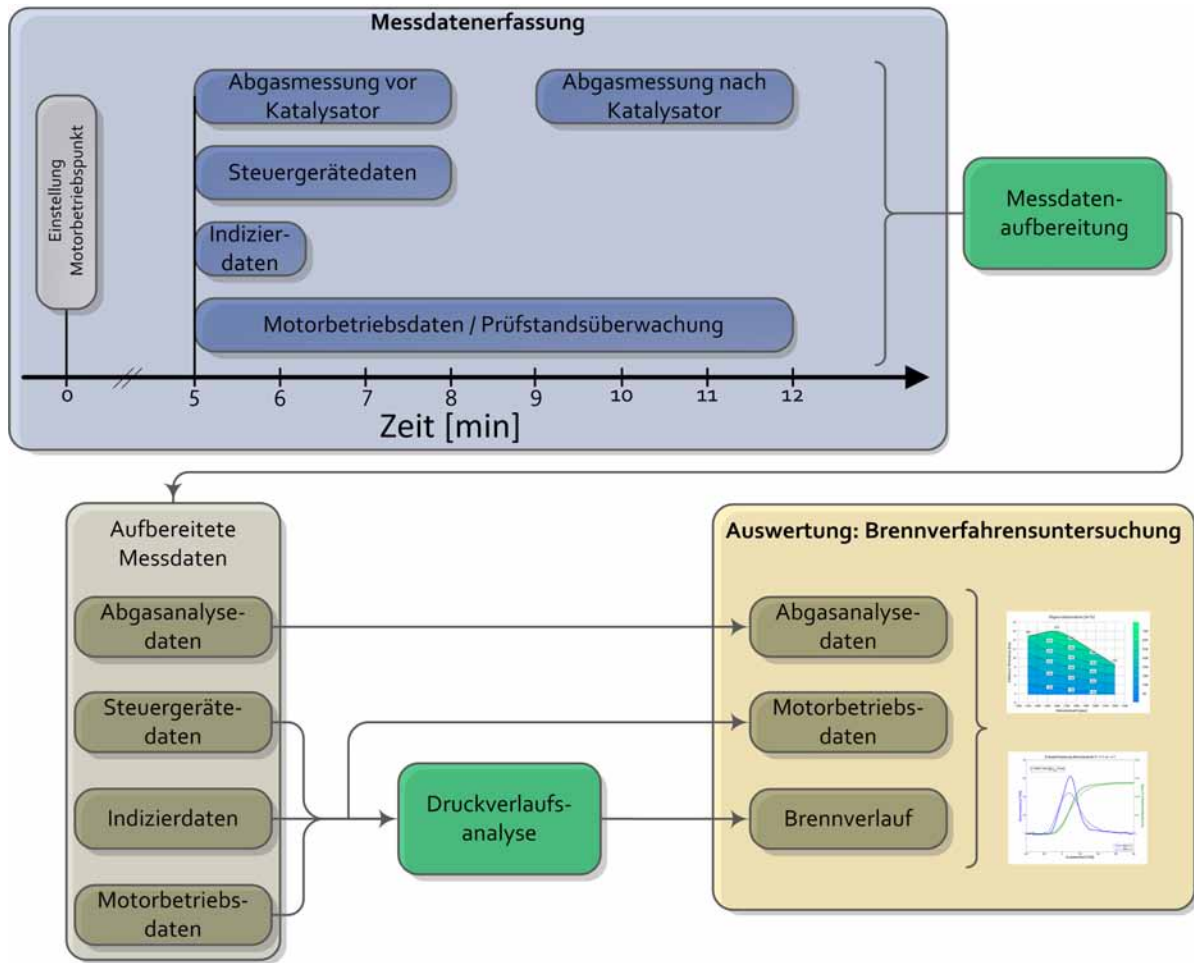


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung der Messdatenerfassung, -aufbereitung und -auswertung

aufgenommen. Im Anschluss an die Messwertenerfassung wurden die Motorbetriebsdaten, Abgasmessdaten vor/nach Katalysator, Steuergerätedaten gemittelt und für die Auswertung in Excel-Dateien zusammengefasst. Die vertiefte thermodynamische Auswertung der Indizierdaten erfolgte auf Basis eines Ein-Zonen-Modells [Pre10].

2.4 Regressionsanalyse

Um die Messergebnisse der Brennverfahrensuntersuchung auch für andere Gasmotorenentwicklungen vergleichend einsetzen zu können, wurden diese systematisiert und motorunabhängige Zusammenhänge zwischen den Motorstellgrößen (Saugrohrdruck, Motordrehzahl) und dem Brennverzug bzw. der Brenndauer ermittelt. Als Basis dienen

die Messdaten des stöchiometrischen Brennverfahrens ohne AGR.

Mit Hilfe des Verfahrens der multiplen Regression (vergl. Zeidler [ZGZZ]) wurden für die beschriebenen Größen funktionale Zusammenhänge aus den Messdaten abgeleitet.

Die funktionalen Zusammenhänge aus den Regressanalysen beziehen sich dabei auf normierte Werte für Drehzahl n_{norm} nach Gleichung (2.1) und Saugrohrdruck p_{norm} nach Gleichung (2.2). Dies ist deshalb sinnvoll, um so einen besseren Überblick über die relativen Einflussgrößen untereinander zu erhalten.

$$n_{norm} = \frac{n - \frac{n_{max} + n_{min}}{2}}{\frac{n_{max} + n_{min}}{2} - n_{min}} = \frac{n - \bar{n}}{\bar{n} - n_{min}} \quad (2.1)$$

$$p_{norm} = \frac{p - \frac{p_{max} + p_{min}}{2}}{\frac{p_{max} + p_{min}}{2} - p_{min}} = \frac{p - \bar{p}}{\bar{p} - p_{min}} \quad (2.2)$$

Die Regressanalyse zum Einfluss der Motordrehzahl bzw. des Saugrohrdrucks erfolgte mit Hilfe des Programms Visual-XSel 12.0. Die Ergebnisse sind Abschnitt 3.3.2 dargestellt.

3 Ergebnisse

3.1 Theoretische Voruntersuchungen

Vor den ersten Motorversuchen am Prüfstand wurde eine Analyse zur Einbringung des gasförmigen Kraftstoffs in den Motor sowie der Gemischbildung mit der Verbrennungsluft vorgenommen. Aus der Analyse wurde eine anwendungsorientierte Lösung eines Gasmischers abgeleitet.

In einem zweiten Schritt wurde mittels der CFD-Software *Ansys Fluent* ein Modell zur Simulation der Zylinderinnenströmung erstellt. Mit diesem Modell können Zusammenhänge zwischen der Stabilität der Zündung und der Ladungsbewegung (turbulente kinetische Energie) im Brennraum abgeleitet werden.

3.1.1 Kraftstoffbereitstellung und Gemischbildung

Die Bereitstellung eines homogenen, brennbaren Kraftstoff-Luft-Gemisches wird durch die Gemischbildung realisiert. Im Gegensatz zum Dieselmotor kann die Gemischbildung zeit- und ortsunabhängig vom anschließenden Verbrennungsvorgang stattfinden [EKP08]. Entsprechend des Ortes wird von einer inneren (Kraftstoffdosierung in den Brennraum) bzw. äußeren Gemischbildung (Dosierung stromaufwärts des Brennraums) gesprochen.

Im Rahmen des Projektes wurde eine Machbarkeitsanalyse zur Gemischbildung des Forschungsmotors vorgenommen. Dabei wurden folgende Kriterien festgelegt:

- Homogenisierung des Gemisches
- Technischer Aufwand der praktischen Umsetzung

- Abbildung eines transienten Motorbetriebs
- Kosten

Die Analyse führte zu einer Eigenentwicklung des Gasmischers. Sowohl der Fertigungsaufwand, die geringen Kosten als auch die Adaption am Versuchsträger führten zu der Entscheidung. Mit der Eigenfertigung ist es weiterhin möglich, durch Variation der Gasaustrittsbohrungen am Gasmischer (Anzahl, Bohrungsdurchmesser und Anordnung) Aussagen zum Einfluss der geometrischen Randbedingungen auf die Homogenität des Kraftstoff-Luft-Gemisches treffen zu können. Hierfür wurden mehrere Varianten einer Strömungssimulation (CFD) unterzogen. Nach einer theoretischen Voruntersuchung wurden zwei Varianten der Bohrungsanordnung mit jeweils drei unterschiedlichen Bohrungsdurchmessern ausgewählt und hinsichtlich der Gleichverteilung des Kraftstoffes am Eintritt zum Ladeluftsammler untersucht. Eine optimale Gleichverteilung des gasförmigen Kraftstoffes konnte bei der Gasmischervariante mit einer Bohrungsanordnung von 90° zur Strömungsrichtung und 9 Bohrungen von jeweils 0,6 mm erreicht werden. Diese Variante wurde gefertigt und am Versuchsträger verbaut. Die Güte der Homogenität konnte durch erste, stationäre Motorversuche bestätigt werden. Alle vier Zylinder des Versuchsträgers zeigten im Rahmen der Zyklusschwankungen homogener Gemische gleiche Werte des indizierten Mitteldrucks.

Durch eine systematische Analyse wurde ein Gasmischer für den monovalenten Erdgasmotor entwickelt. Die Anforderungen an eine sehr gute Gemischhomogenisierung, technisch einfache und kostengünstige Fertigung sowie einen sicheren Motorlauf in stationären Betriebspunkten wurden vollständig erfüllt. Die Eignung des Gasmischers hinsichtlich eines transienten Motorbetriebs muss jedoch noch bestätigt werden.

3.1.2 Brennraumströmung und Entflammung

Bei dem genutzten Versuchsträger handelt es sich um einen fremdgezündeten Erdgas-Ottomotor. Die Steigerung des effektiven Mitteldrucks ist bei derartigen Brennverfahren durch die zunehmende Klopfneigung begrenzt. Dabei hat neben der Gaszusammensetzung, der Lage der Zündkerze im Brennraum auch die geometrische Gestalt des Brennraums einen signifikanten Einfluss auf die Neigung zur Selbstzündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Für den Forschungsmotor wurde daher eine nahezu zentrale Lage der

Zündkerze im Brennraum vorgesehen. Die dadurch resultierenden geringen Flammenwege führen zu einem schnellen Durchbrennen des Gemisches und einer deutlichen Verringerung des Risikos einer klopfenden Verbrennung.

Über die Brennraumgeometrie und den Strömungsverhältnissen im Zylinder kann ebenfalls Einfluss auf Entflammungsphase und Verbrennung genommen werden. Ziel ist es, eine hohe Turbulenzintensität im Bereich der Zündkerze zu realisieren. Zum Zeitpunkt des Funkenüberschlags an der Zündkerze wirkt sich eine hohe Turbulenzintensität förderlich auf die Ausbildung einer unabhängig brennenden Flamme aus. Bei Ottomotoren mit einer Dachbrennraumgeometrie resultiert die Turbulenz vorrangig aus einer Tumble-Strömung. Aufgrund der Ableitung des hier verwendeten Versuchsträger von einem Dieselmotor mit einer flachen Zylinderkopfgeometrie, bildet sich keine Tumble-Strömung beim Ansaugtakt aus. Bei der Ladungsbewegung im Versuchsträger handelt es sich um eine Dieselmotor typische Drallströmung. Erzeugt wird die Drallbewegung durch die Formgebung des Einlasskanals. Die Drallströmung ist auch noch im ZOT deutlich ausgeprägt. Die Erzeugung einer hohen Turbulenzintensität im Bereich der Zündkerze kann nach Chmela [CK94] durch die Überlagerung der Drall- mit einer Quetschströmung erreicht werden. Die Umsetzung einer Quetschströmung ist zum Beispiel durch eine Topfmuldenkolben realisierbar. Auf Grund des feststehenden Abstandes zwischen Kolbenbolzen und Zylinderkopf im OT wurde die Kolbenoberseite als Flachkolben ohne Mulde ausgeführt, um so das Kompressionsverhältnis des Motors von 18,1:1 auf 13:1 bzw. 11:1 herabsetzen zu können (vergl. Tabelle 2.1). Diese Geometrie musste gewählt werden, um die notwendige Mindestmaterialstärke des Kolbenbodens sicherzustellen. Zur Untersuchung des Einflusses der Kolbengeometrie wurde ein Modell für die Simulation der Zylinderinnenströmung erstellt. Als Basis diente die Flachkolbengeometrie mit einem Verdichtungsverhältnis 13:1 (siehe Abbildung 3.1). Die Geometrie wurde in finite Volumenelemente bzw. dreidimensionale Zellen unterteilt. Innerhalb dieser Zellen werden durch das CFD-Tool *Ansys Fluent* die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Impuls aufgestellt und numerisch gelöst. Um die physikalische Exaktheit des zu erwartenden Strömungsfeldes zu erhalten, ist eine große Anzahl finiter Zellen notwendig. Dem gegenüber steht eine ansteigende Dauer der Simulationszeit mit zunehmend feinerer Geometrieauflösung. Aus diesem Grund wurde eine Gitteranalyse begonnen um die oben beschriebene Geometrie zu erstellen. Ausgehend von der Kolbenposition im OT wurden vier unterschiedlich feinaufgelöste, Gitter erstellt. Die Anzahl der finiten Zellen lag zwischen ca. $780 \cdot 10^3$ und $2,2 \cdot 10^6$.

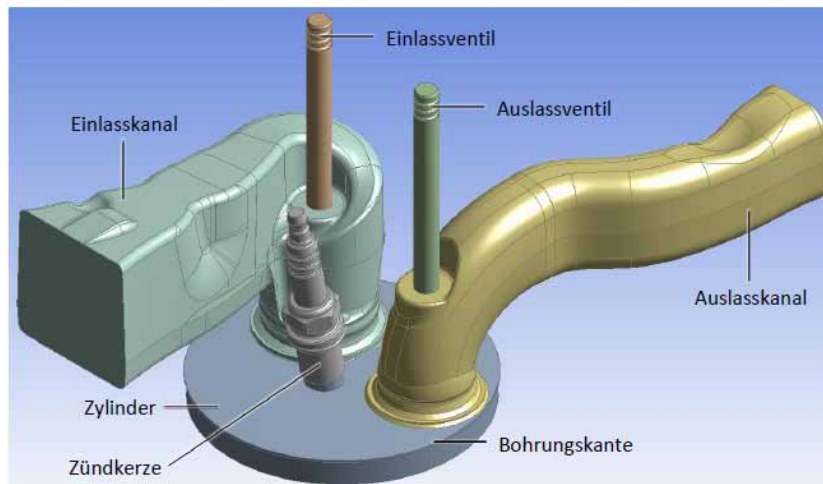


Abbildung 3.1: Darstellung der Geometrie zur Simulation der Zylinderinnenströmung mit Flachkolben (Verdichtung 13:1)

Als ein Gütekriterium der Rechnennetze wurden die Simulationsergebnisse der turbulenten kinetischen Energie k im Bereich der Zündkerze herangezogen. Hierfür wurden fünf Schnittebenen definiert, an denen der Absolutwert der turbulenten kinetischen Energie ausgegeben wird. Eine Darstellung ist Abbildung 3.2 zu entnehmen. Mit zunehmender Anzahl an Rechenzellen bis 1,2 M kann ein Abfall der turbulenten kinetischen Energie festgestellt werden (siehe Abbildung A.1). Steigt die Zellenanzahl weiter auf 1,6 M, nimmt der Wert der Energie wieder zu. Die maximale Abweichung der Ergebnisse liegt unterhalb von 8 %. Unter Berücksichtigung einer geringen Rechenzeit sollten die Gitter mit geringer Zellenzahl (Gitter 1 bzw. 2) verwendet werden. Für qualitative Aussagen zu den Strömungsverhältnissen sind die Ergebnisse ausreichend.

Die Simulationsergebnisse der Zylinderinnenströmung zeigen, dass bei einer Kolbenstellung im oberen Totpunkt noch eine signifikante Drallströmung vorliegt (siehe Abbildung 3.3). Im Bereich der Zündkerze kommt die Strömungsgeschwindigkeit nahezu zum Erliegen. Die turbulente kinetische Energie ist in diesem Bereich maximal (siehe Abbildung 3.4). Die Bedingungen für die Flammenkernausbildung sind demnach als gut zu bewerten. Durch die Verwendung einer dezentralen Kolbenmulde wäre es möglich, den Bereich hoher turbulenter kinetischer Energie noch näher in Richtung Zündkerzenelektrode zu verschieben. Dadurch könnte die Flammenkernausbildung weiter verbessert werden.

Mit Hilfe des erstellten Modells konnten Aussagen zur Zylinderinnenströmung des Versuchsträgers getätigt werden. Eine Verwendung für weitere Untersuchungen, z.B. den Einfluss unterschiedlicher Kolbenmuldengeometrien auf die Strömungsausbildung, ist

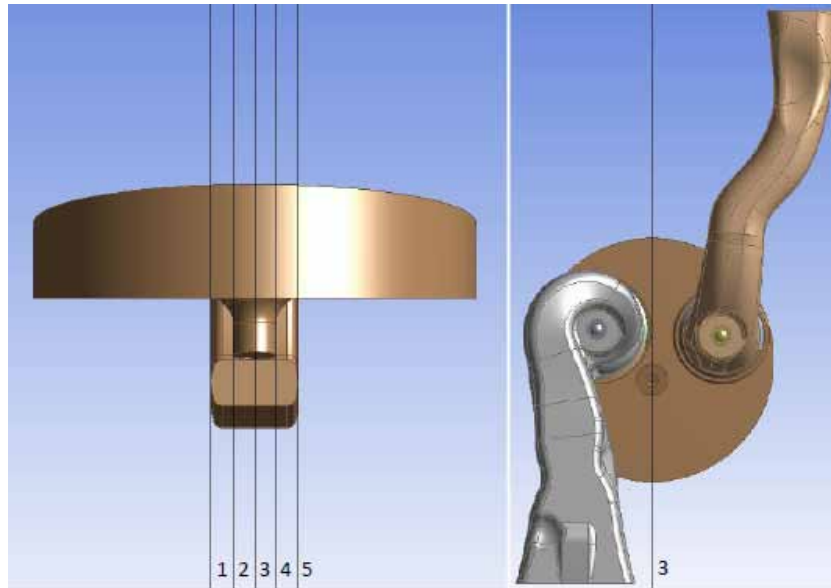


Abbildung 3.2: Darstellung der fünf Ebenen zur Bestimmung der turbulenten kinetischen Energie im Bereich der Zündkerzenelektroden

prinzipiell möglich. Der Adaptionsaufwand kann als gering angesehen werden.

Zur Optimierung des Entflammungsverhaltens und damit einhergehenden effizienteren Kraftstoffumsetzung wird empfohlen, die Strömungssimulationen weiter zu vertiefen und die Modelle durch experimentelle Messdaten am Versuchsträger zu validieren. Aus den Ergebnissen können allgemeine Designansätze für Kolbengeometrien in Zylindern mit einem Hubvolumen größer 0,5 l abgeleitet werden. Im Ergebnis wird deutlich, dass das Oberflächen-Brennraumvolumenverhältnis durch den größeren Kolbendurchmesser ungünstig beeinflusst wird hinsichtlich der zu erwartenden thermischen Belastung gegenüber den Brennräumen von PKW-Motoren.

3.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Nach dem Aufbau des Forschungsmotors mit einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 13$ für das Motorkonzept 0 wurden zuerst Untersuchungen zu den Brennverfahren mit stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda = 1$) und der Verbrennung mit Luftüberschuss ($\lambda > 1$) durchgeführt. Auf Basis der Ergebnisse des Motorenkonzeptes 0 wurden weitere Untersuchungen zum stöchiometrischen Brennverfahren in Verbindung mit

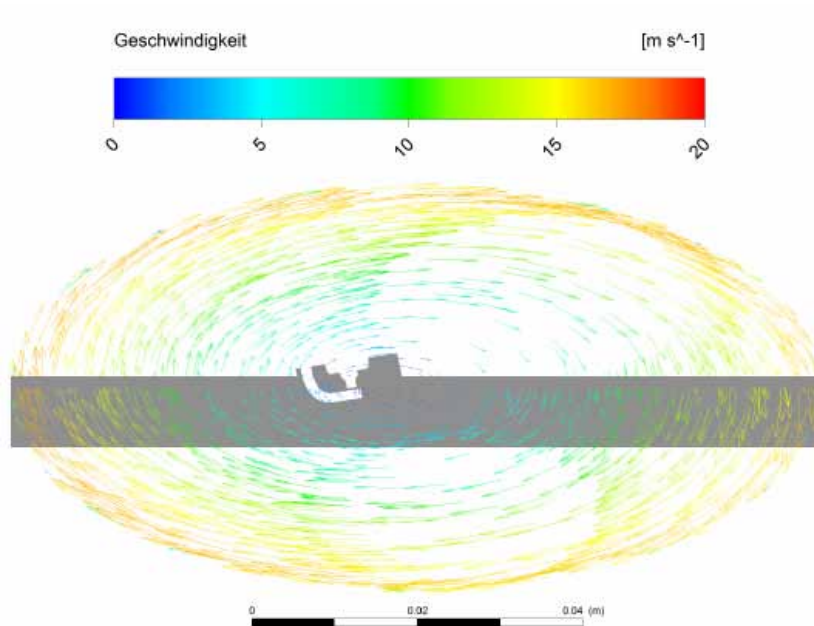


Abbildung 3.3: Darstellung der mittleren Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder. Der Kolben (Flachkolben) befindet sich im oberen Totpunkt

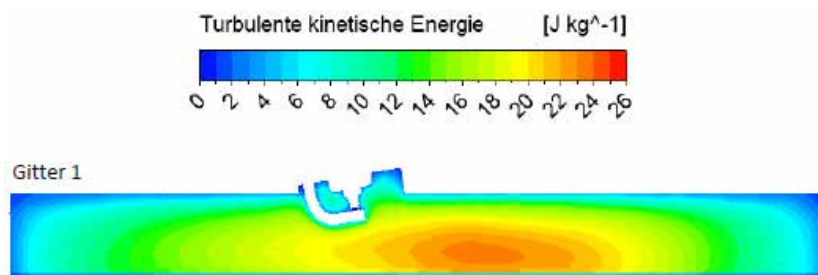


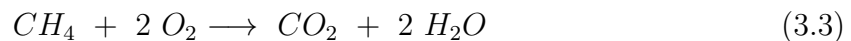
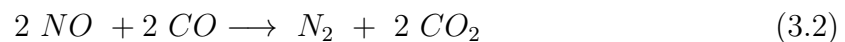
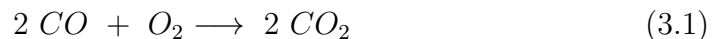
Abbildung 3.4: Darstellung der turbulenten kinetischen Energie im Zylinder. Der Kolben (Flachkolben) befindet sich im oberen Totpunkt

einer externen, gekühlten Abgasrückführung (Motorkonzept 1) vorgenommen. Im Anschluss an diese Brennverfahrensuntersuchungen wurde das Potential des stöchiometrischen Brennverfahrens mit AGR bei Verwendung einer effektiveren Abgasnachbehandlung detaillierter untersucht und bewertet (Motorkonzept 2).

Für alle Brennverfahrensuntersuchungen (Motorkonzepte) werden nachfolgend jeweils die Motorbetriebsgrenzen, Stickoxidemissionen (NO_X) als Summe des Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxids (NO_2), sowie der Ausstoß an Kohlenmonoxid (CO) und Methan (CH_4) dargestellt und jeweils miteinander verglichen. Die Messwerte sind als Funktion des effektiven Mitteldruck und der Motordrehzahl im Betriebsfeld aufgetragen. Dabei werden jeweils die Konzentrationen im Abgasvolumenstrom (oben) als

auch die Massen der einzelnen Schadstoffe, bezogen auf die Motorleistung (im Folgenden als „spezifische Emission“ bezeichnet), am Austritt des Drei-Wege-Katalysators grafisch dargestellt.

An dieser Stelle wird explizit darauf hingewiesen, dass die nicht dargestellten Rohemissionen (vor Katalysator) des $\lambda = 1$ -Brennverfahrens auf einem deutlich höherem Niveau liegen. Emissionsanforderungen beziehen sich immer auf den Gesamtmotor inkl. Abgasnachbehandlung und nicht auf Rohemissionen. Über den Drei-Wege-Katalysator werden die drei betrachteten Schadstoffe über folgende Reaktionsgleichungen (3.1), (3.2) und (3.3) signifikant reduziert:



Wird der Motor hingegen mit dem $\lambda > 1$ -Brennverfahren betrieben, laufen vorrangig die Oxidationsreaktionen (3.1) und (3.3) ab. Daher liegen die Stickoxidemissionen vor und nach Katalysator für das Magerverfahren auf gleichem Niveau (siehe Abbildung A.2 im Anhang).

Eine wesentliche Kenngröße für Belastung von Katalysatoren ist die Raumgeschwindigkeit. Sie gibt das Verhältnis von zugeführten Abgasvolumenstrom \dot{V}_{Abgas} bezogen auf das makroskopische Katalysatorvolumen $V_{Katalysator}$ und ist daher ein Maß für die Verweilzeit des Abgases im Katalysator:

$$RG = \frac{\dot{V}_{Abgas}}{V_{Katalysator}} \quad (3.4)$$

3.2.1 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ und $\lambda > 1$

Die Untersuchungen des monovalenten Erdgasbetriebes wurden mit zwei grundlegenden Brennverfahren an dem Versuchsträger (Konzept 0) durchgeführt. Begonnen wurde mit dem Motorbetrieb bei einem stöchiometrischen Luftverhältnis ($\lambda=1$) mit einem Drei-Wege-Katalysator als Abgasnachbehandlungssystem. Bei dem Katalysator handelt es sich um einen Serienmodell mit 1,3 l Volumen von einem Benzin-Ottomotor. Als zweites Brennverfahren wurde das Magerverfahren ($\lambda > 1$) analysiert. Für dieses Brennverfahren

diente der Drei-Wege-Katalysator ausschließlich als Oxidationskatalysator zur Reduktion der Kohlenmonoxid (CO)- und Methanemissionen (CH_4). Eine Verminderung der Stickoxide NO_X kann in diesem Fall prinzipiell nicht realisiert werden.

Motorbetriebspunkte und -grenzen

Für beide Brennverfahren wurde der effektive Mitteldruck bis zum Erreichen einer Motorbetriebsgrenze gesteigert. Als Grenzen für den sicheren Betrieb des Forschungsmotors wurde zum einen die Abgastemperatur vor der Turbine des Abgasturbolader (T_3) auf einen Wert kleiner gleich $750\text{ }^\circ\text{C}$ definiert. Dieser Wert entspricht nach den Angaben des Herstellers der maximal zulässigen Temperatur für das verwendete Material des Turbinenrades. Als zweite Betriebsgrenze wurde der Beginn einer klopfenden Verbrennung definiert. Festgestellt wurde der klopfende Motorbetrieb über die Indizierung der Zylinderdrücke. Die Indiziersoftware besitzt Algorithmen zur Analyse des Zylinderdrucksignals und gibt Kenngrößen für den Klopfbetrieb aus (Klopfspitze, Klopfrequenz, Energie der Klopf-schwingung) [Kis13]. In Abbildung 3.5 sind die vermessenen Betriebspunkte sowie die aufgetretenen Motorbetriebsgrenzen für beide Brennverfahren dargestellt.

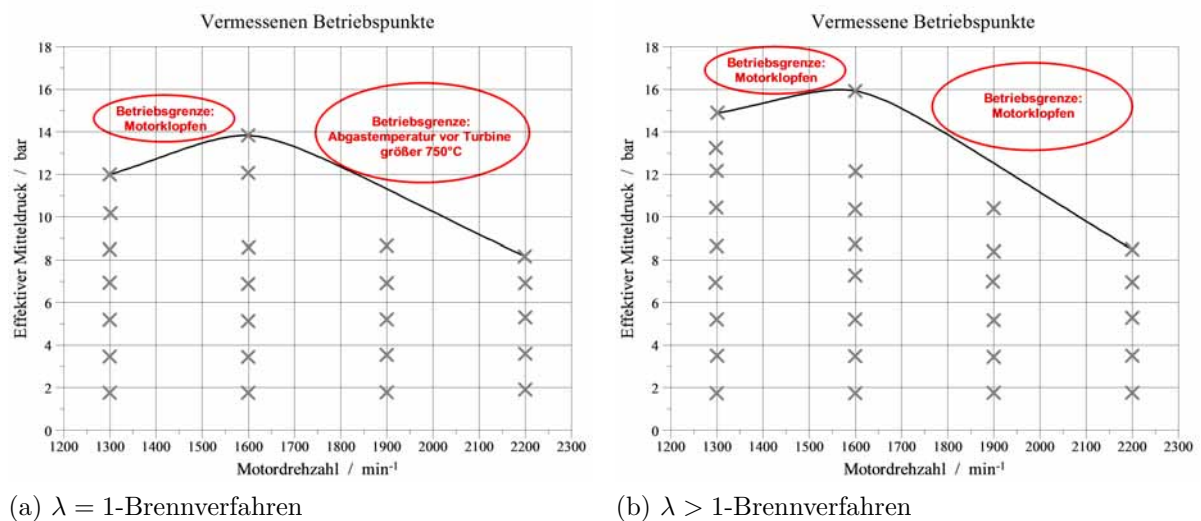


Abbildung 3.5: Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes (effektiver Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren $\lambda = 1$ (links) und Magerverfahren $\lambda > 1$ (rechts)

Das gewählte Verbrennungsluftverhältnisses λ für das magere Brennverfahren ist der

Kompromiss zwischen hoher Verbrennungsstabilität und geringen Stickoxidemissionen. So führt die starke Abmagerung beim $\lambda > 1$ -Brennverfahren auf der einen Seite zu einer Reduktion der Stickoxidemission. Auf der anderen Seite nehmen die ottomotorisch typischen Zyklusschwankungen deutlich zu. Dadurch bedingt nimmt die Zylinderlaufruhe deutlich ab. Als Bewertungsmaß wird die Größe *Coefficient of Variation (CoV)* bezogen auf den indizierten Mitteldruck herangezogen. Diese Kennzahl ist definiert als Verhältnis der Standardabweichung des indizierten Mittelwertes $\sigma_{p_{mi}}$ zu dessen Mittelwert $\overline{p_{mi}}$ nach Gleichung (3.5) (Angabe in Prozent).

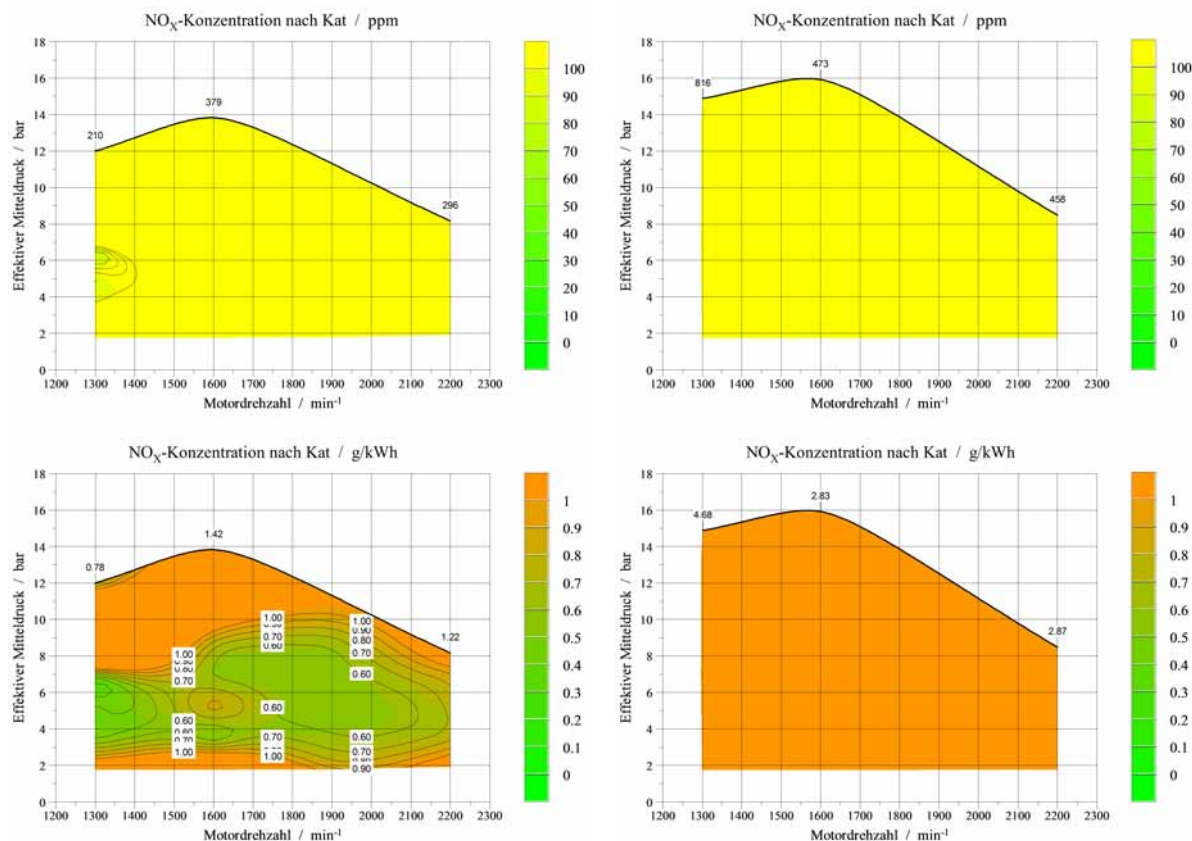
$$CoV_{p_{mi}} = \frac{\sigma_{p_{mi}}}{\overline{p_{mi}}} \quad (3.5)$$

In der Literatur wird ein Wert zwischen 3,5...5 % als Grenze für die Zylinderlaufruhe angegebenen [Bol11, Bus13]. Für die Untersuchungen in diesem Projekt wurde sich an der unteren Grenze der Literaturangaben orientiert und ein Wert von 3,5 % festgelegt.

Vergleich der Stickoxidemissionen

In Abbildung 3.6 sind der Ausstoß der Stickoxidemissionen NO_x am Austritt des Drei-Wege-Katalysators für das stöchiometrische Brennverfahren (links) und für das Magerbrennverfahren (rechts) gegenübergestellt. Bei Betrachtung der spezifischen Emissionen stromabwärts des Katalysators (unten) wird ersichtlich, dass trotz der Abmagerung des Verbrennungsluftverhältnisses das Niveau der Stickoxidemissionen im $\lambda > 1$ -Betrieb über das gesamte Kennfeld deutlich höher liegt als im stöchiometrischen Betrieb. Eine Reduktion der Stickoxide auf den Bereich des Grenzwertes würde eine weitere Abmagerung des Gemisches (Anstieg des Verbrennungsluftverhältnisses λ) erfordern. Dies ist jedoch wegen der negative Auswirkungen auf die Verbrennungsstabilität bzw. Zylinderlaufgrenze nicht möglich (siehe Abschnitt 3.2.1). Magere Brennverfahren für die EU Stage IV erfordern einen zusätzlichen und kostenintensiven SCR-Katalysator.

Allgemein zeigen die Untersuchungen, dass beim Vergleich der beiden Brennverfahren lediglich das $\lambda = 1$ -Brennverfahren das Potential bietet den Stickoxidgrenzwert nach Euro Stage IV (0,5 g/kWh) einhalten zu können. Zur Ausschöpfung des möglichen Potentials sind jedoch weitere Untersuchungen erforderlich.



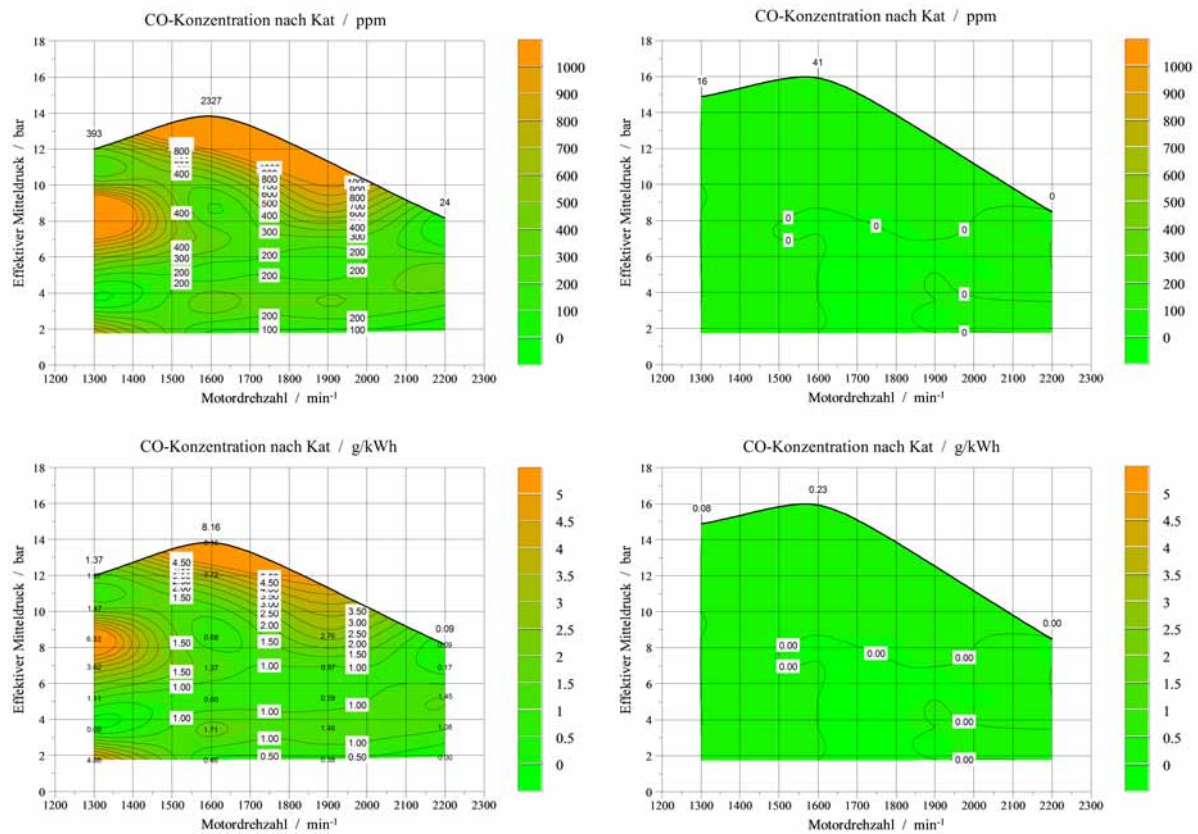
(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren

(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren

Abbildung 3.6: Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren, Rechts: $\lambda > 1$ -Brennverfahren, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

Vergleich der Kohlenmonoxidemissionen

Der Ausstoß an Kohlenmonoxid am Austritt des Katalysators ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Kohlenmonoxid entsteht bei Luftmangel als ein Produkt unvollständiger Verbrennung und ist daher stark vom Sauerstoffgehalt abhängig. Für das stöchiometrische Brennverfahren steht nur begrenzt Sauerstoff zur Verfügung bzw. wird der Motor bei minimal unterstöchiometrischen Bedingungen betrieben. Damit ist neben einer höheren Rohemission auch die Oxidation des motorischen Kohlenmonoxids über den Drei-Wege-Katalysator eingeschränkt, da die Oxidationsreaktion nach Gleichung (3.1) für $\lambda = 1$ nur bedingt ablaufen kann. Aus diesem Grund liegt der Ausstoß an Kohlenmonoxid am



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren

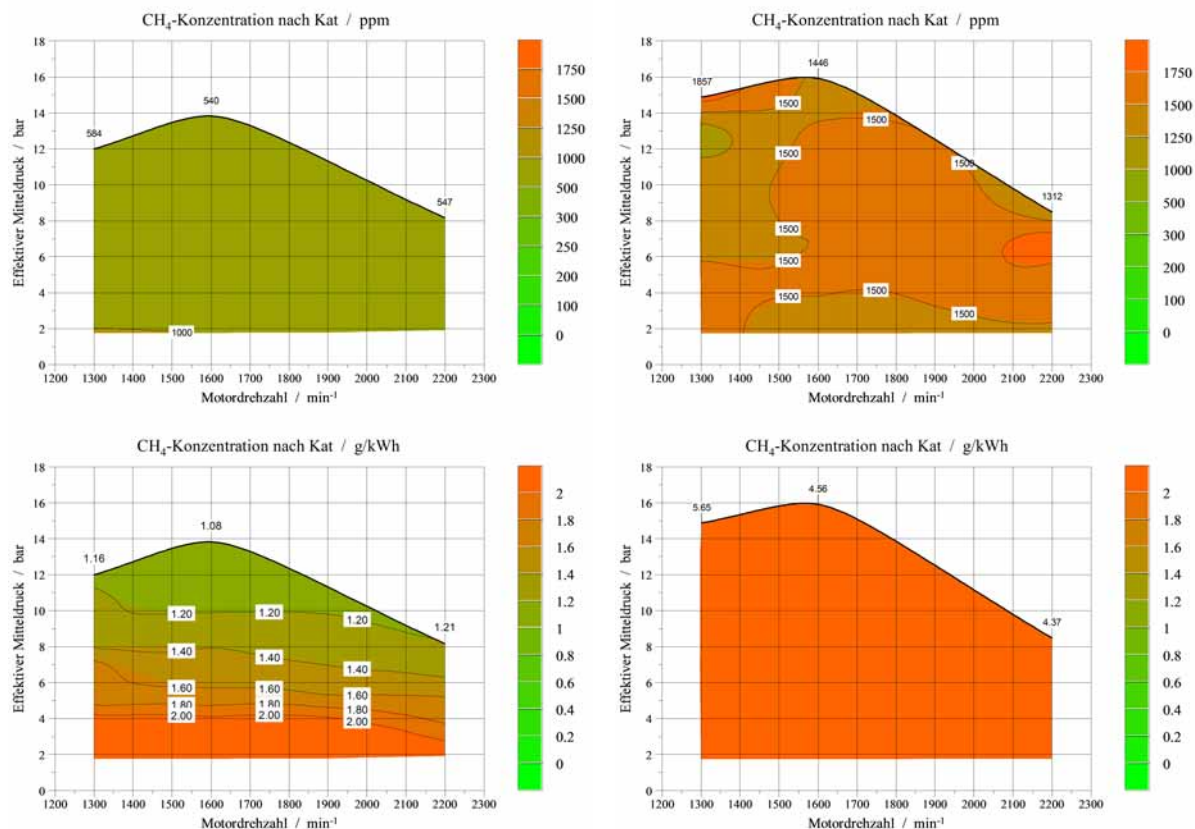
(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahrens

Abbildung 3.7: Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren, Rechts: $\lambda > 1$ -Brennverfahren, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

Austritt des Katalysators auf einem höheren Niveau verglichen zum Magerbetrieb. Mit der Motorkonfiguration kann der Grenzwert von 5,0 g/kWh nach Euro Stage IV nur für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren in gesamten Motorenkennfeldes eingehalten. Im $\lambda = 1$ -Betrieb wird der Grenzwert im Bereich hoher Mitteldrücken (1600-1900 min^{-1}) überschritten. Ursache hierfür ist die Kraftstoffumsetzung bei unterstöchiometrischen Bedingungen mit dem Ziel genügend Reduktionspotential für den Katalysator hinsichtlich der Stickoxidreduktion zur Verfügung zustellen. Die Darstellung des Verbrennungsluftverhältnisses ist aus dem Anhang zu entnehmen (Abbildung A.3).

Vergleich der Methanemissionen

Die Emissionen des Methans am Austritt des Katalysators sind in Abbildung 3.8 dargestellt. Beim Motorbetrieb mit Luftüberschuss (oben rechts) ist im gesamten Kennfeld



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren

(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren

Abbildung 3.8: Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen und mageren Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren, Rechts: $\lambda > 1$ -Brennverfahren, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

eine signifikant höhere Konzentration des Methans verglichen zum stöchiometrischen Betrieb (oben links) zu verzeichnen. Die Ladungsverdünnung führt zu einem Absinken der Verbrennungstemperaturen. Dadurch bedingt kann das Methan nicht vollständig innermotorisch oxidiert werden. Aufgrund der geringeren Abgastemperaturen vor dem Katalysator (vergl. Abbildung A.6 rechts) ist auch die nachmotorische Oxidation des Methans mit einem Katalysatorumsatz von 0-8 % sehr eingeschränkt (vgl. Abbildung

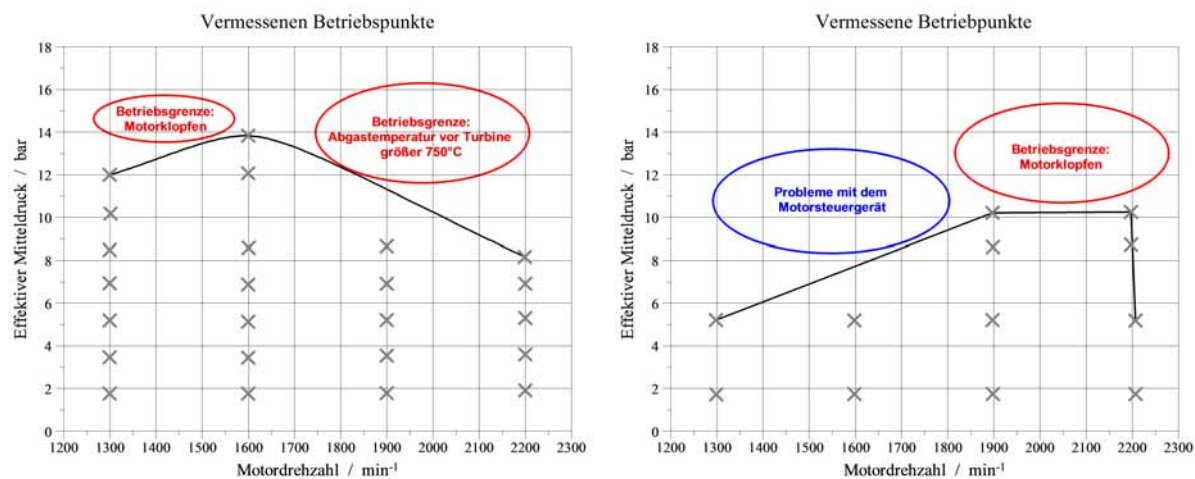
A.5 (b), rechts). Bei dem stöchiometrischen Brennverfahren liegt das Niveau der Methankonzentration deutlich niedrigerer (vgl. Abbildung 3.8 (a), oben). Ursache hierfür ist die signifikant geringere Konzentration im Rohabgas des Motors (siehe Abbildung A.7) bedingt durch die höheren Verbrennungstemperaturen im stöchiometrischen Betrieb. Neben der niedrigeren Methankonzentration im Rohabgas liegt auch eine deutlich höhere Temperatur des Abgases vor (vergl. Abbildung A.6 (a), links). Dadurch konnten höhere Konvertierungsraten über den Katalysator von bis zu 25 % erzielt werden. Bei Betrachtung der spezifischen Emissionen in Abbildung 3.8 wird ersichtlich, dass mit beiden untersuchten Brennverfahren die Einhaltung des Emissionsgrenzwertes für Methan nach Euro VI (0,5 g/kWh) mit einem Ausstoß von bis zu 5,65 g/kWh nicht direkt erreicht werden kann. Das stöchiometrische Brennverfahren besitzt jedoch ein deutlich höheres Potential zur Einhaltung der Zielsetzung, da fast im gesamten Kennfeld Abgastemperaturen über 400 °C vorliegen. Zur Ausschöpfung des Potentials sind jedoch weitere Maßnahmen zur Brennverfahrensentwicklung und Abgasnachbehandlung mit höheren Konvertierungsraten erforderlich. Magerverfahren besitzen deutlich geringere Abgastemperaturen außerhalb der Vollast, wodurch katalytische Methanreaktionen deutlich gebremst werden. Bei in Serie befindlichen Magererdgasmotoren (z.B. für Schiffe) wird der Zielwert von 0,5 g/kWh Methan nicht eingehalten.

3.2.2 Vergleich der Brennverfahren $\lambda = 1$ ohne/mit Abgasrückführung

Die Ergebnisse der Brennverfahrensuntersuchungen aus Abschnitt 3.2.1 haben gezeigt, dass lediglich das stöchiometrische Brennverfahren ($\lambda = 1$) das Potential bietet, die Grenzwerte für Stickoxide und Methan einzuhalten. Damit dieses Potential ausgeschöpft werden kann, sind zum einen innermotorische als auch nachmotorische Maßnahmen zu treffen. Zur Senkung der Stickoxidrohmissionen wurden daher weitere Motorversuchung mit dem stöchiometrische Brennverfahren ($\lambda = 1$) in Verbindung mit einer gekühlten, externen Hochdruck-Abgasrückführung vorgenommen (Motorkonzept 1). Der Einsatz von HD-AGR erlaubt eine schnelle Reaktion des Energieumsatzes im Brennraum auf Laständerungen im Gegensatz zur ND-AGR mit wesentlich längeren Gaswegen.

Motorbetriebspunkte und -grenzen

Zur Darstellung eines Motorbetriebes mit Abgasrückführungen ist die Ansteuerung des AGR-Ventils in das Motorsteuergerät integriert worden. Infolge der gekühlten, externen Abgasrückführung wurde die Abgastemperatur vor der Turbine des Abgasturboladers im gesamten Kennfeldbereich des Motors abgesenkt. Der kritische Wert der Abgastemperatur von $750\text{ }^{\circ}\text{C}$ wurde im gesamten Betriebskennfeld nicht erreicht. Dadurch konnte mit dem Motorkonzept 1 eine deutliche Steigerung des effektiven Mitteldrucks von ca. 8 bar auf 10,2 bar (+ 25 %) bei Nenndrehzahl (2200 min^{-1}) erreicht werden. Eine weitere Steigerung des effektiven Mitteldrucks bei Nenndrehzahl ist durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung nicht mehr möglich gewesen (siehe Abbildung 3.9 (b), rechts). Zum Vergleich ist in dieser und den folgenden Abbildungen das Kennfeld für den Betrieb ohne AGR dargestellt. Eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks für Motordrehzahlen klei-



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR (MK0)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

Abbildung 3.9: Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes (effektiver Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR

ner gleich 1600 min^{-1} konnte nicht erreicht werden. Ursache hierfür war ein ungünstiges Regelverhalten der Gasmengenregelung (Leistungsregelung) im Steuergerät für diesen Betriebsbereich, das keinen stationären Motorlauf zuließ.

Vergleich der Stickoxidemissionen

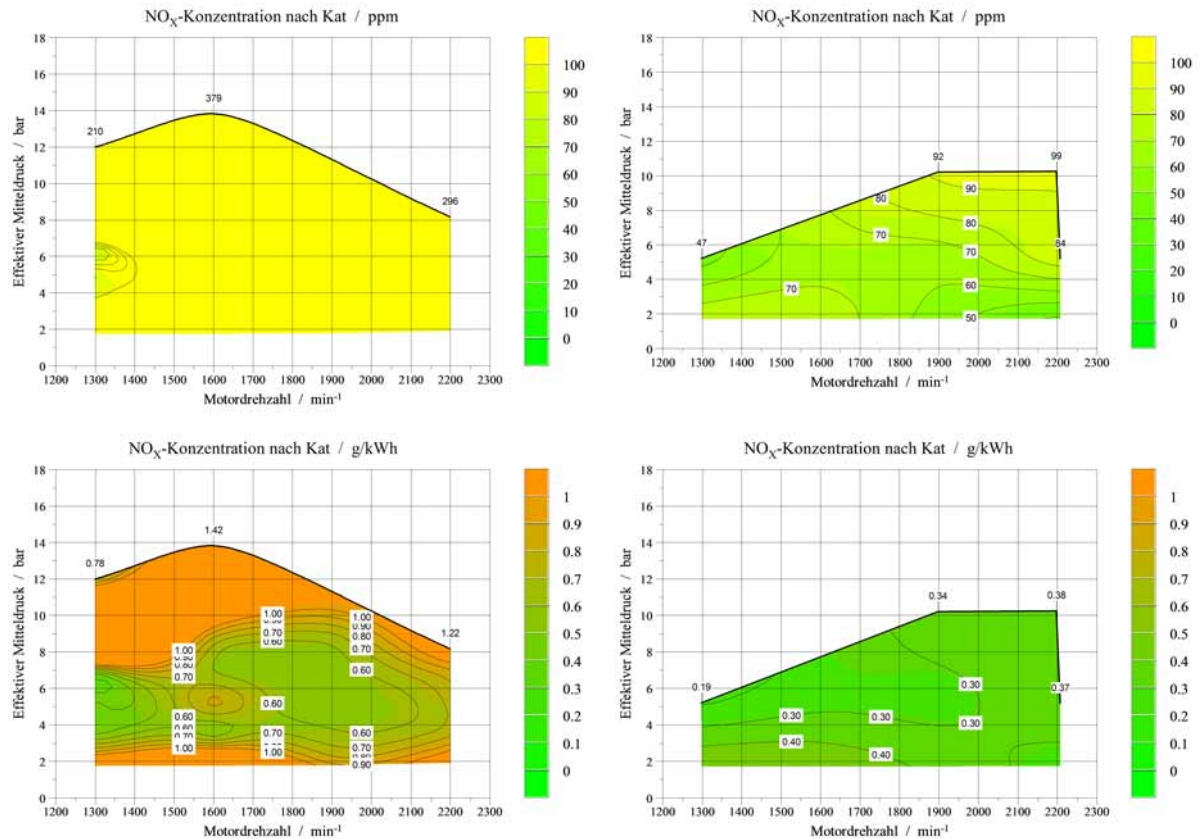
Infolge des rückgeführten, gekühlten Abgases in den Brennraum wird die Verbrennung durch den erhöhten Inertgasanteil deutlich verlangsamt (vergl. Abbildung A.8) und die spezifische Wärmekapazität der Ladungsmasse erhöht. Beide Effekte wirken sich senkend auf die Verbrennungstemperatur im Zylinder aus. Die Reaktionsrate der Stickoxidbildung in der Flammenfront ist exponentiell von der Verbrennungstemperatur abhängig. Damit führt die Absenkung der Verbrennungstemperatur durch die AGR zu einer signifikanten Absenkung der Stickoxidemissionen. Ein Vergleich der Stickoxidkonzentration am Austritt des Drei-Wege-Katalysator (bei gleicher Schwerpunktlage der Verbrennung) ist in Abbildung 3.10 (oben) dargestellt. Bei dem stöchiometrischen Motorbetrieb mit AGR wurde ein deutlich geringeres Niveau der Konzentration nach dem Katalysator erzielt. Für den gesamten betrachteten Motorbetriebsbereich konnte damit der Grenzwert von 0,4 g/kWh eingehalten und unterschritten werden.

Vergleich der Kohlenmonoxidemissionen

Die Emissionen des Kohlenmonoxids für die stöchiometrische Kraftstoffumsetzung ohne/mit AGR ist in Abbildung 3.11 dargestellt. Für beide Brennverfahren liegen die Abgasmesswert auf annähernd gleichem Niveau. Der Grenzwert von 5,0 g/kWh konnte für das gesamte Motorkennfeld im AGR-Betrieb unterschritten werden. Auf Grund des eingeschränkten Motorbetriebes im Bereich niedriger Motordrehzahlen und hohen effektiven Mitteldrücken (vergl. Abschnitt 3.2.2) konnte eine Einhaltung des Grenzwertes für diesen Betriebsbereich des Motors nicht nachgewiesen werden.

Vergleich der Methanemissionen

Die Verlangsamung der Verbrennung durch den AGR-Betrieb sowie die dadurch bedingte Absenkung der Verbrennungstemperatur führte zu einem Anstieg des Methanausstoßes im Rohabgas. Die Messwerte der Emissionen am Austritt des Katalysators sind in Abbildung 3.12 (b) aufgezeigt. Die Einhaltung des Grenzwertes von 0,5 g/kWh im gesamtem Motorkennfeld konnte nicht erzielt werden. Allerdings liegt der Ausstoß an Methan bei stöchiometrischen Brennverfahren mit AGR immer noch unterhalb des Motorbetriebes mit Luftüberschuss (vergl. Abbildung 3.8).



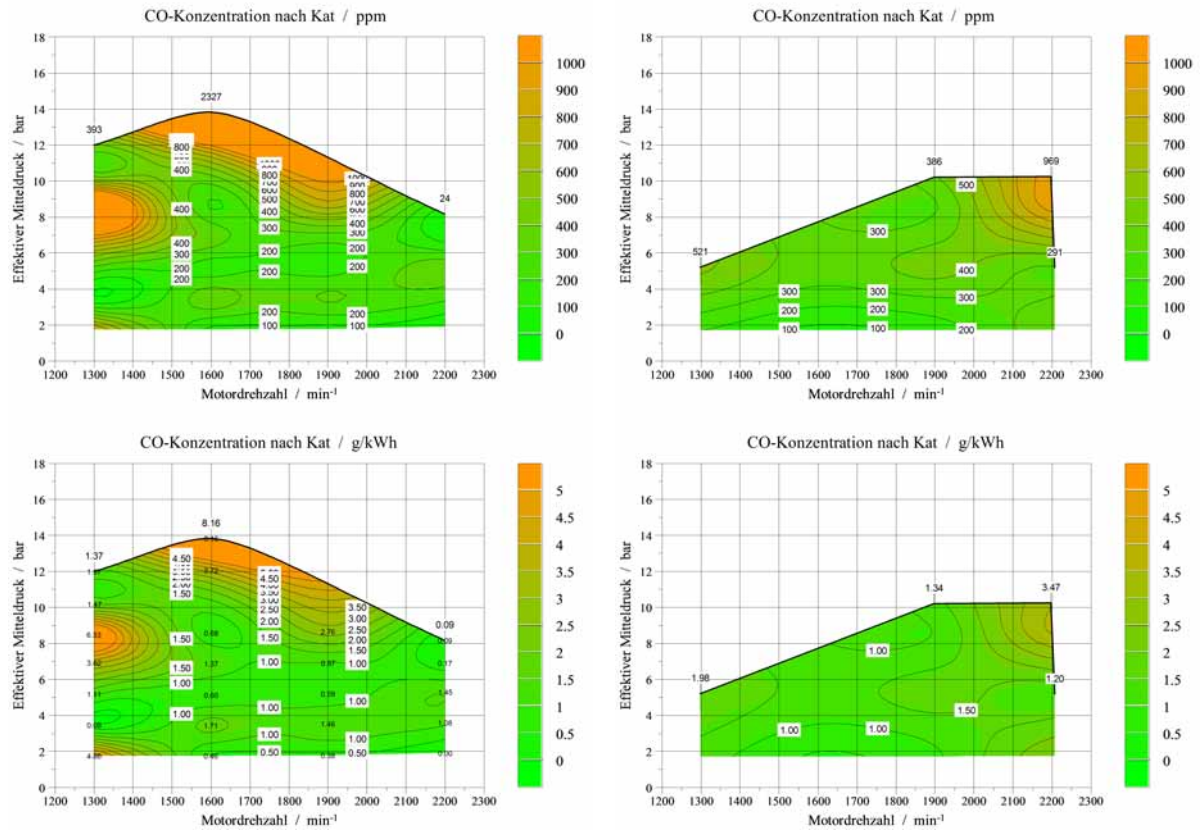
(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR (MK0)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

Abbildung 3.10: Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

3.2.3 Verbesserungspotential des Brennverfahrens $\lambda = 1$ mit Abgasrückführung bei effektiver Abgasnachbehandlung

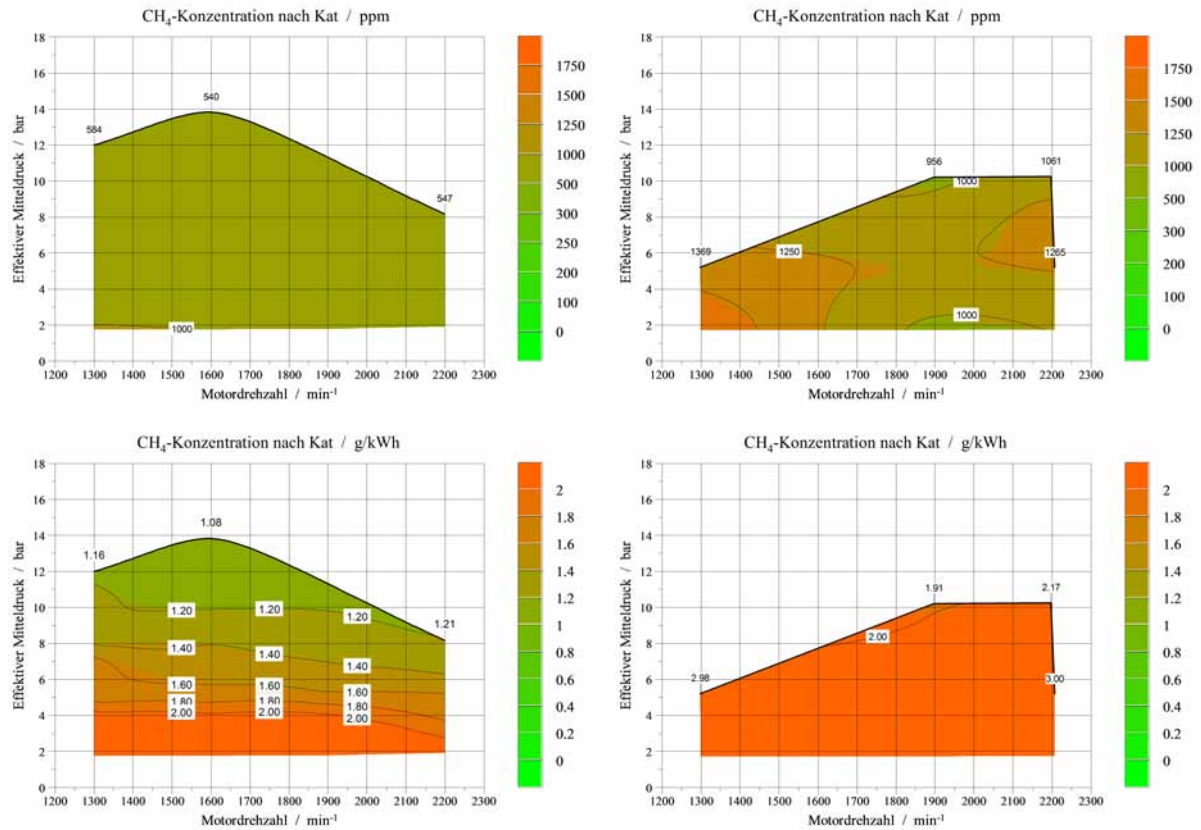
Die Untersuchungen des stöchiometrischen Brennverfahrens ohne eine Abgasrückführung zeigten, dass die Steigerung des effektiven Mitteldrucks bei Drehzahlen ab 1600 min^{-1} durch ein Abgastemperaturen vor Turbine des ATLs begrenzt wurde. Bei dem verwendeten ATL handelt es sich um einen Lader mit einer maximal zulässigen Temperatur von $750 \text{ }^\circ\text{C}$ vor Turbine. Für die weiteren Forschungsarbeiten wurde daher der ATL ausgetauscht. Für das Motorkonzept 2 wurde eine Aufladeeinheit des Herstellers *Mit-*



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR (MK0) (b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

Abbildung 3.11: Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

subishi Heavy Industries (MHI-Europe) mit einer maximal zulässigen Abgastemperatur von $1050\text{ }^{\circ}\text{C}$ eingesetzt. Dadurch konnte die Betriebsgrenze des Forschungsmotors für Drehzahlen größer 1600 min^{-1} in Richtung höherer effektiver Mitteldrücke verschoben werden. Die Betrachtung der Umsatzraten des Methans über die beim Motorkonzept 0/1 eingesetzten Drei-Wege-Katalysator haben deutlich gezeigt, dass der Katalysator nur bedingt für die Nachoxidation des thermisch sehr stabilen Methans geeignet ist (vergl. Abschnitt 3.2.1 bzw. Abbildung A.5). Für die weiteren Untersuchungen wurde daher ein Drei-Wege-Katalysator, welcher speziell für den Einsatz in Erdgas-Ottomotoren entwickelt wurde, eingesetzt.

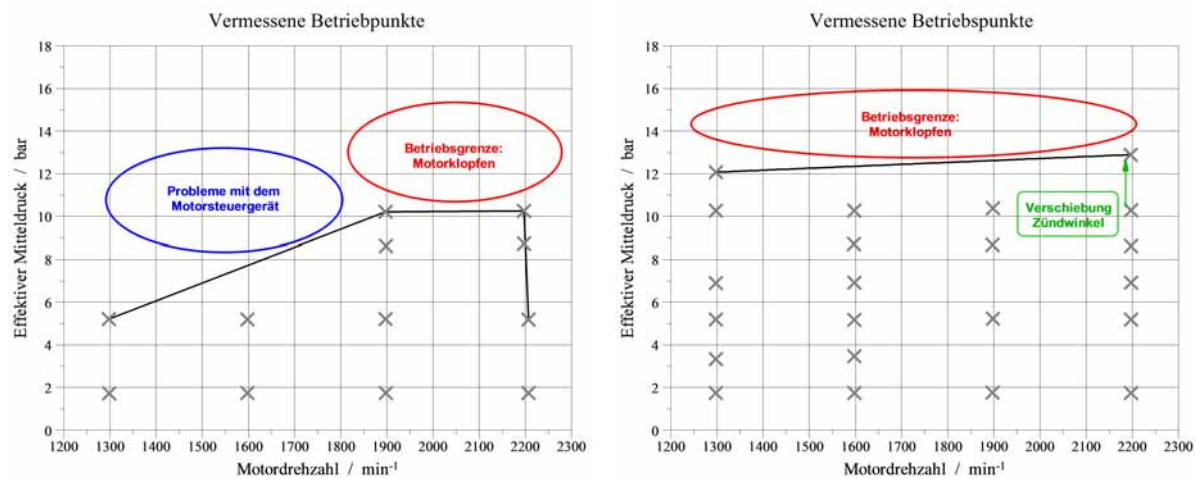


(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR (MK0) (b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

Abbildung 3.12: Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren ohne AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

Motorbetriebspunkte und -grenzen

Die bei dem Motorkonzept 1 aufgetretenen Probleme mit der Software des Motorsteuergerätes für Drehzahlen kleiner 1600 min^{-1} konnten mit Inbetriebnahme des Motorenkonzeptes 2 behoben werden. Dadurch konnte der effektive Mitteldruck im unteren Drehzahlbereich des Forschungsmotors deutlich gesteigert werden. Eine weitere Erhöhung des Mitteldruck über 12 bar hinaus wurde durch den Beginn einer klopfenden Verbrennung begrenzt (siehe Abbildung 3.13 (b)). Um dieselmotorenähnliche effektive Mitteldrücke zu erreichen, wurden weitere Untersuchungen zu dessen Steigerung bei Nenndrehzahl im Erdgasbetrieb durchgeführt. Zur Vermeidung eines klopfenden Motorbetriebes wurden



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

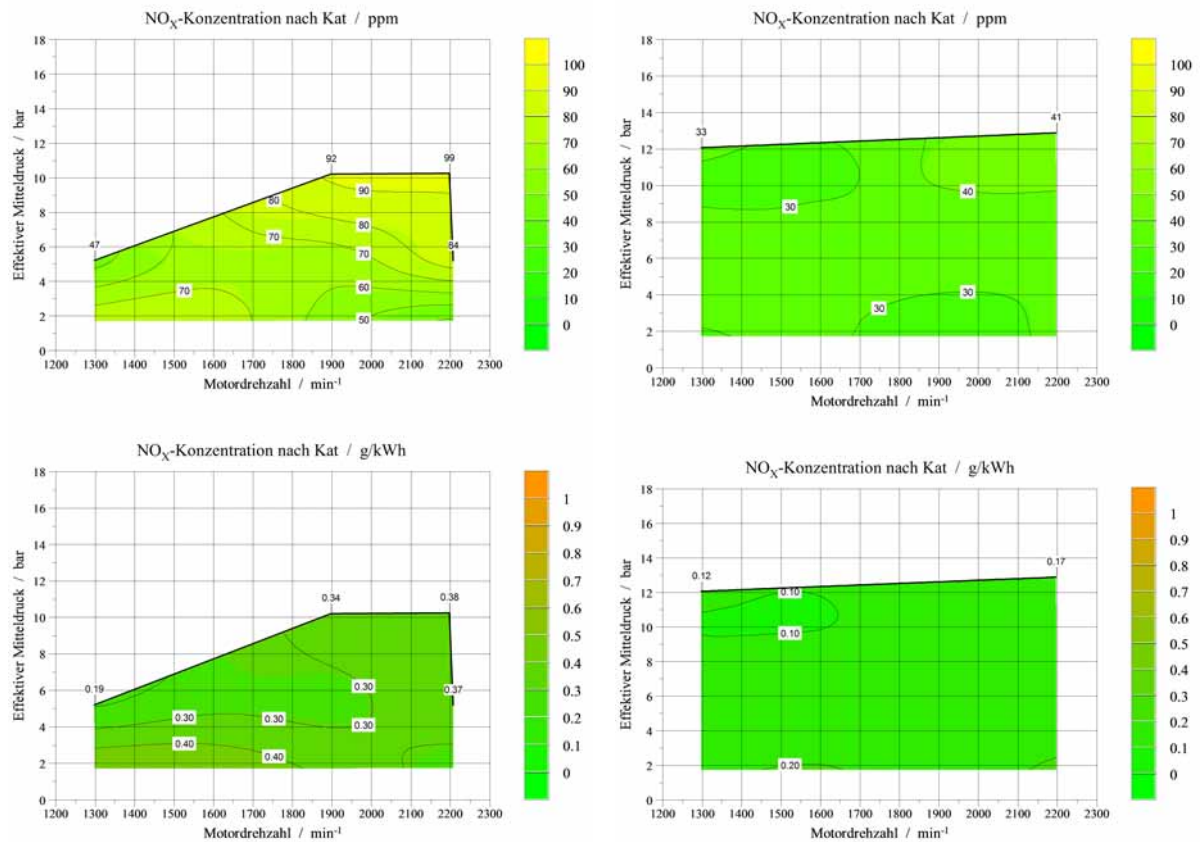
Abbildung 3.13: Gegenüberstellung der vermessenen Motorbetriebspunkte innerhalb des Betriebskennfeldes (effektiver Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR

spätere Zündwinkel zugelassen und dabei bewusst auf eine verbrauchsoptimale Lage der Verbrennung verzichtet. Durch die spätere Zündung kommt es zu einer Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung in Richtung „spät“ mit der Folge, dass Zylinderdruck und damit die Gastemperatur im Bereich des ZOT sinkt und somit Klopfen verhindert werden kann. Die Konsequenz dieser Maßnahme ist eine Verringerung des Wirkungsgrades der Hochdruckphase und ein Anstieg der Abgastemperaturen in der Expansionsphase. Durch Verschiebung des Zündwinkels von $37,5^\circ\text{KW}$ vor ZOT auf $32,9^\circ\text{KW}$ vor ZOT konnte eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks auf $12,88 \text{ bar}$ (2200 min^{-1}) erreicht werden. Dies entspricht einer Nennleistung von knapp 86 kW und liegt damit oberhalb der im Projekt angestrebten Nennleistung von mindestens 81 kW im Erdgasbetrieb. Damit konnte gezeigt werden, dass im Gasbetrieb über 90% der Nennleistung eines vergleichbaren Dieselmotors für landwirtschaftliche Anwendungen realisiert werden kann.

Vergleich der Stickoxidemissionen

Für die Versuche des Motorkonzeptes 2 wurden keine grundlegenden Änderungen am Brennverfahren vorgenommen. Der Motor wurde stöchiometrisch mit gekühlter, externer

AGR betrieben. Die Stickoxidemissionen nach Katalysator sind in Abbildung 3.14 aufgezeigt. Mit Einsatz des verbesserten Drei-Wege-Katalysators konnten niedrigere Stick-



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

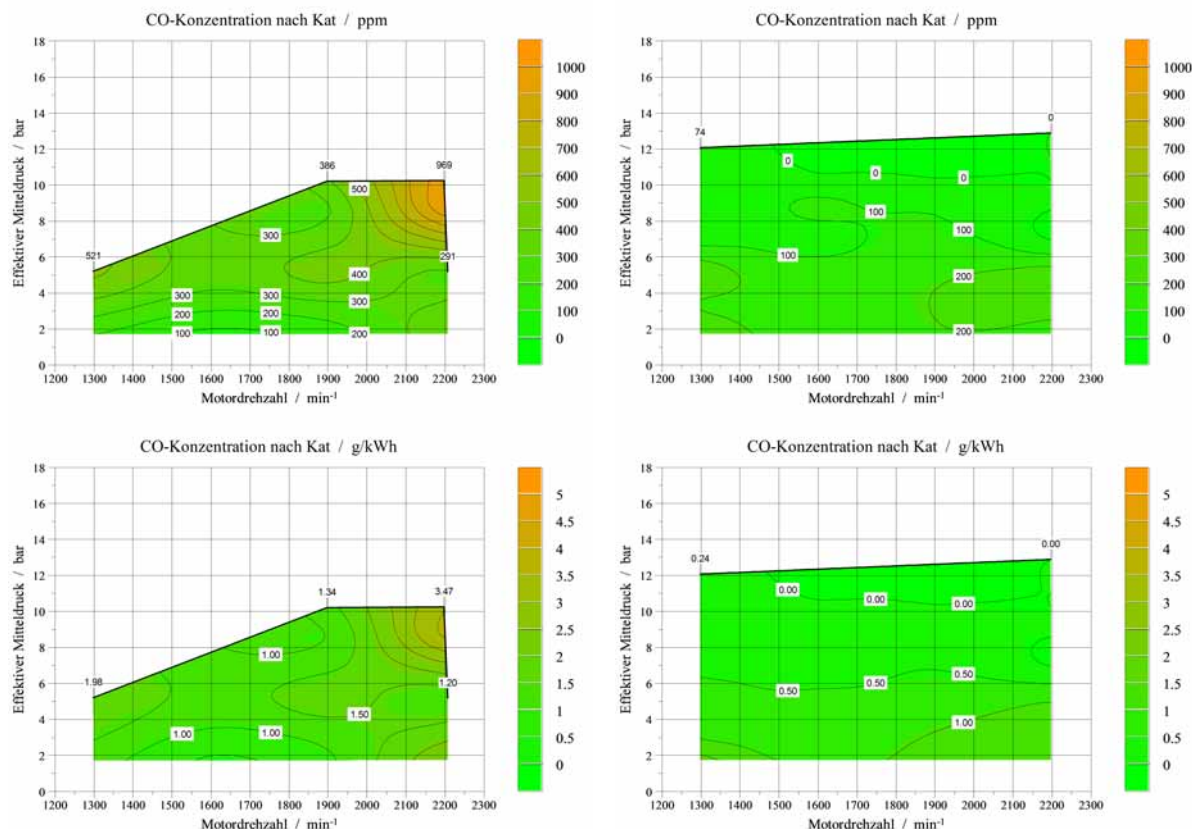
(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

Abbildung 3.14: Gegenüberstellung der NO_x -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

oxidkonzentrationen am Austritt des Katalysators festgestellt werden (Abbildung 3.14 (b)). Ursache sind die besseren Konvertierungsraten über den Katalysator (vergl. Abbildung A.9). Der Grenzwert von 0,4 g/kWh konnte somit im gesamten stationären Motorkennfeld deutlich unterschritten werden und eröffnet damit Reserven für den dynamischen Betrieb.

Vergleich der Kohlenmonoxidemissionen

Die Kohlenmonoxidemissionen am Austritt des Katalysators sind Abbildung 3.15 zu entnehmen. Verglichen zum Motorkonzept 1 konnte eine deutliche Reduktion der Emission



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

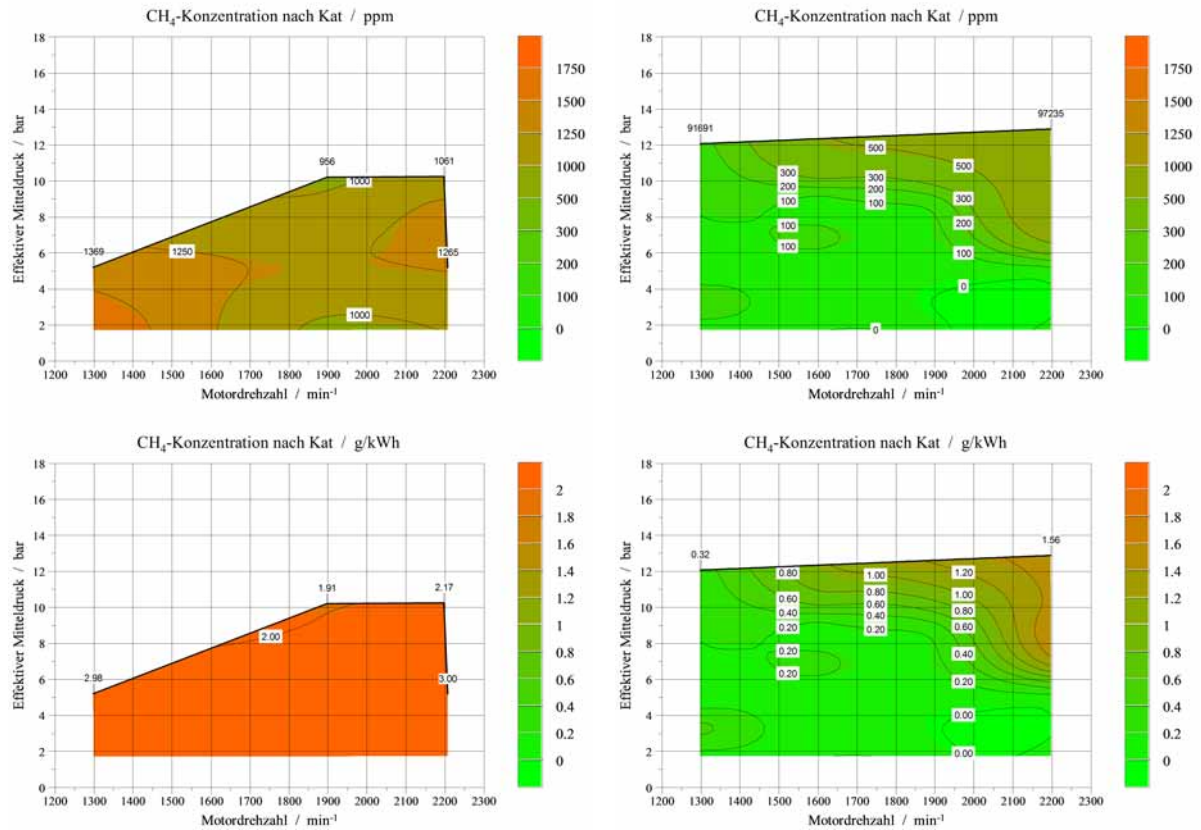
Abbildung 3.15: Gegenüberstellung der CO -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

erreicht werden. Vorrangig ist dies mit niedrigeren Rohemissionen zu begründen (vergl. Abbildung A.10). Bedingt durch die höhere Stickoxidkonversion über den Katalysator konnte das Überangebot an motorischen Kohlenmonoxid durch minimale Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses λ vermindert werden. Für die Reduktion des Stickstoffmonoxide nach Reaktionsgleichung (3.2) lagen dennoch ausreichend hohe Konzentratio-

nen an Kohlenmonoxid zur Verfügung. Der Grenzwert von 5,0 g/kWh kann weiterhin im gesamten Kennfeld unterschritten werden.

Vergleich der Methanemissionen

Der Ausstoß des Methans ist in Abbildung 3.16 dargestellt. Mit dem speziell für den stöchiometrischen Erdgasbetrieb optimierten Drei-Wege-Katalysator konnte eine ausreichende nachmotorische Oxidation des Methans erzielt werden. In einem weiten Betriebsfeld des Motors wurde erstmals der Grenzwert von 0,5 g/kWh eingehalten. Mit Zunahmen der Motordrehzahl in Verbindung mit einer Steigerung des effektiven Mitteldrucks nimmt die spezifische Methanemission zu (siehe Abbildung 3.16 (b) unten). Ursache hierfür ist der drastische Abfall der Konvertierungsrate über den Katalysator (vergl. Abbildung A.11 (a)). Infolge der hohen Volumenströme sinkt die Verweilzeit des Abgases im Katalysator bzw. steigt die Raumgeschwindigkeit (Abbildung A.11 (b)). Aus dem Zusammenhang der geringen Konvertierungsrate durch den Anstieg der Raumgeschwindigkeit wird auf eine unzureichende Dimensionierung des Katalysators geschlossen. Mit Erhöhung des Katalysatorvolumens auf das technisch übliche Maß ($RG \approx 150 \cdot 10^3 \text{ l/h}$) kann die Einhaltung des Grenzwertes für den Methanausstoß auch im Betriebsbereich höherer Motordrehzahlen und effektiven Mitteldrücken erreicht werden.



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1) (b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

Abbildung 3.16: Gegenüberstellung der CH_4 -Emissionen am Austritt des Drei-Wege-Katalysators innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl) bei stöchiometrischen Brennverfahren. Links: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Rechts: $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR, Oben: Konzentrationen in parts per million, Unten: Spezifische Emissionen

3.3 Einflüsse motorischer Kenngrößen auf Brennverzug und Brenndauer

Um die ermittelten Erkenntnisse auch für andere Gasmotorenentwicklungen einsetzen zu können, wurden diese systematisiert und motorunabhängige Zusammenhänge zwischen Motorstellgrößen und den Prozessen der Kraftstoffenergieumsetzung im Zylinder erarbeitet. Im Rahmen des Projektes wurden die Einflüsse der beiden wichtigen motorischen Stellgrößen Saugrohrdruck und Motordrehzahl auf den Brennverzug $\Delta t_{ZZP, \alpha_{10}}$ bzw. die Brenndauer $\Delta t_{\alpha_{10}, \alpha_{50}}$ für das stöchiometrische Brennverfahren untersucht:

- Brennverzug $\Delta t_{ZZP, \alpha_{10}}$: Zeitspanne zwischen dem Zündwinkel und dem Zeitpunkt, an dem 10 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind
- Brenndauer $\Delta t_{\alpha_{10}, \alpha_{50}}$: Zeitspanne zwischen dem Zeitpunkt, an dem 10% der Kraftstoffmenge umgesetzt sind bis zu dem Zeitpunkt, an dem 50 % der Kraftstoffmenge umgesetzt sind

Neben den beiden untersuchten Stellgrößen haben auch die Parameter des Verbrennungsluftverhältnisses und Zündwinkel einen wesentlichen Einfluss auf den Brennverzug bzw. die Brenndauer. Für das stöchiometrische Brennverfahren ist das Verbrennungsluftverhältnis jedoch im gesamten Motorbetrieb konstant. Ein Quereinfluss dieser Stellgröße auf den Brennverzug bzw. die Brenndauer kann daher ausgeschlossen werden. Die Stellgröße des Zündwinkels wird im Motorkennfeld über den Anstieg der Drehzahl bewusst in Richtung einer früheren Zündung verstellt. Dadurch wird einer Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung in Richtung „spät“ entgegengewirkt. Die Sensitivität des Brennverzuges bzw. die Brenndauer bei einer Variation des Zündwinkels ist in Abbildung 3.17 dargestellt. Ausgehend von dem Referenzwert des Zündwinkels (schwar-

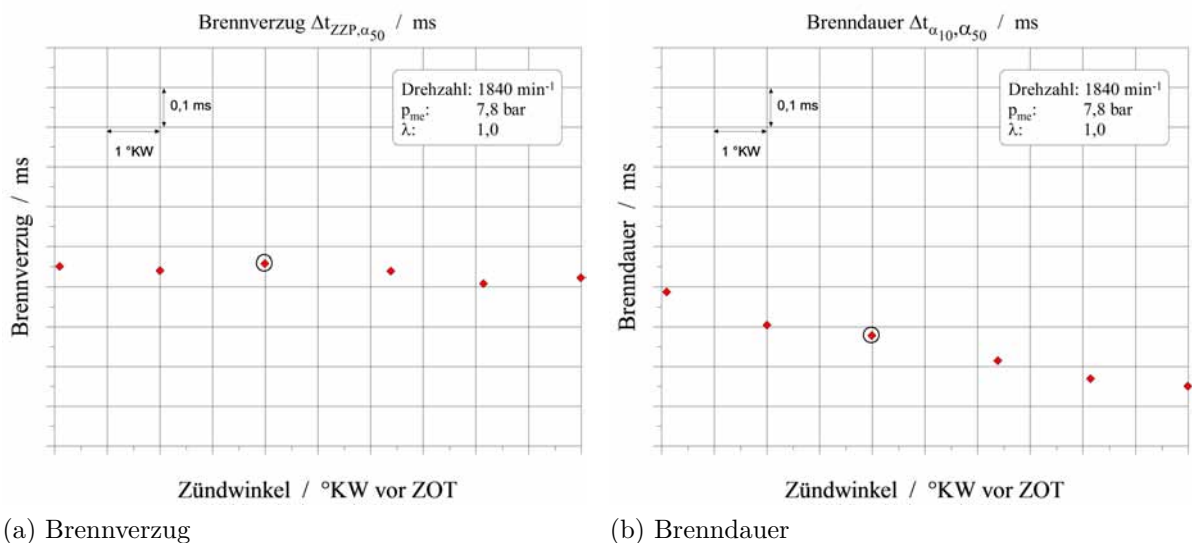


Abbildung 3.17: Darstellung der Sensitivität des Zündwinkels auf den Brennverzug bzw. die Brenndauer für das stöchiometrische Brennverfahren bei konstanter Motordrehzahl und konstantem Saugrohrdruck

zer Kreis), führt eine Verschiebung in Richtung spät bzw. früh zu keiner signifikanten Veränderung des Brennverzuges (siehe Abbildung 3.17 links). Aus diesem Grund kann der Einfluss des Zündwinkels auf den Brennverzug vernachlässigt werden.

Die Sensitivität des Brennverlaufs auf den Zündwinkel liegt auf einem etwas höherem Niveau (siehe Abbildung 3.17 rechts). Ausgehend vom Referenzwert führt eine Verschiebung der Größe in Richtung einer früheren Zündung von 6°KW zu einem Abfall der Brenndauer von rund $0,12\text{ ms}$. Für die weiteren Untersuchungen wird dieser geringfügige Einfluss nicht berücksichtigt.

3.3.1 Brennverzug und Brenndauer

Ausgehend von den Kennfelddarstellungen aus dem Abschnitt 3.2.1 sind die Brennverzüge bzw. die Brenndauern des stöchiometrischen Brennverfahrens in Abbildung 3.18 dargestellt. Der Kennfeldverlauf beim stöchiometrischen Luftverhältnis zeigt, dass der

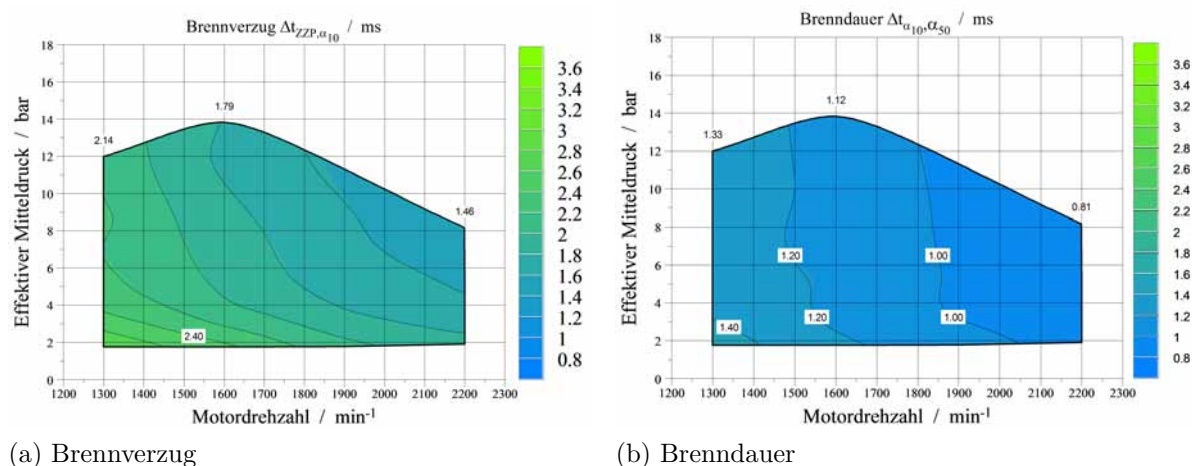


Abbildung 3.18: Darstellung des Brennverzuges (links) und der Brenndauer (rechts) bei stöchiometrischem Brennverfahren innerhalb des Motorbetriebskennfeldes (effektiven Mitteldruck über Motordrehzahl)

Brennverzug mit steigender Last und Drehzahl abnimmt. Gründe sind hier zum einen die bei zunehmender Last (höherer Saugrohrdruck) steigende Gemischdichte die sich verkürzend auf die Entflammungsphase nach der Zündung auswirkt [Pis01], sowie eine höhere Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme durch über Drehzahl zunehmende Turbulenzen [STD⁺11].

Beide Kennfelder zeigen einen drehzahlabhängigen Verlauf, wobei die Brenndauer über der Zeitachse mit zunehmender Motordrehzahl abnimmt. Die höhere Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront basiert auf einer Zunahme der Turbulenz, welche durch

die höhere Ansauggeschwindigkeit der Ladung im Saugtakt generiert wird [STD⁺11, PKS09].

3.3.2 Regressionsanalyse für das stöchiometrische Brennverfahren

In Abbildung 3.19 ist der Zusammenhang zwischen Motordrehzahl und Saugrohrdruck auf den Brennverzug (links) bzw. die Brenndauer (rechts) dargestellt. Mit steigendem Saugrohrdruck ist eine relevante Verringerung des Brennverzuges erkennbar. Auch die Zunahme der Drehzahl führt zu einer Minimierung des Brennverzuges. Jedoch ist der Einfluss der Drehzahl signifikant höher. Eine Steigerung der Drehzahl von 1600 min^{-1} auf 2200 min^{-1} bei einem annähernd konstanten Saugrohrdruck von 70 kPa führt zu einer Verringerung des Brennverzuges um ca. $0,4 \text{ ms}$. Auch auf die Brenndauer hat die Motordrehzahl einen deutlichen Einfluss. Mit zunehmender Drehzahl sinkt die Brenndauer ab. Ursache für diesen Zusammenhang ist die Erhöhung der Ladungsbewegung bzw. der Turbulenz im Brennraum durch Anstieg der Motordrehzahl. Der Einfluss des Saugrohrdrucks auf die Brenndauer fällt geringer aus als der der Drehzahl. Im Vergleich zum Brennverzug ist der Einfluss des Saugrohrdrucks auf die Brenndauer geringer.

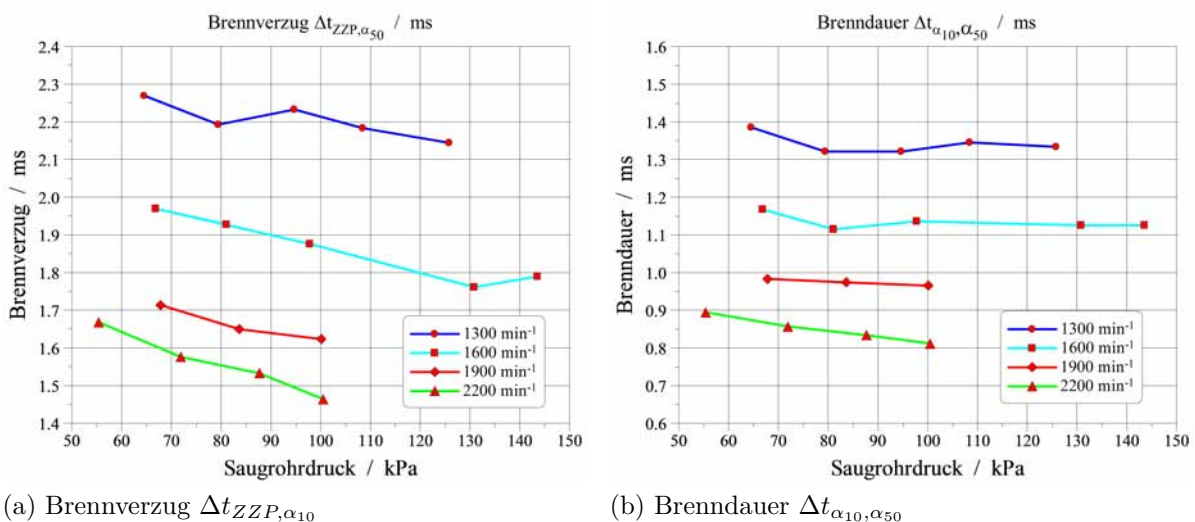


Abbildung 3.19: Darstellung des Brennverzuges (links) und der Brenndauer (rechts) bei stöchiometrischen Brennverfahren über den Saugrohrdruck für verschiedene Motordrehzahlen

Tabelle 3.1: Vergleich verschiedener Regressionsmodelle für Brennverzug und Brenndauer bei $\lambda=1$

Modell	Brennverzug $\Delta t_{ZZP,\alpha_{10}}$		Brenndauer $\Delta t_{\alpha_{10},\alpha_{50}}$	
	linear	quadratisch	linear	quadratisch
R^2	0,956	0,992	0,982	0,995
R^2_{adj}	0,950	0,989	0,979	0,994
Q^2	0,936	0,983	0,973	0,990
RMS	0,060	0,015	0,028	0,032

Aus der Darstellung der Ergebnisse kann für beide Regressionsmodelle ein hohes Bestimmtheitsmaß R^2 festgestellt werden. Bei dem Vergleich von R^2 und R^2_{adj} aus Tabelle 3.1 kann aufgrund einer guten Übereinstimmung davon ausgegangen werden, dass eine ausreichende Anzahl an Messwerten für die Regressionsmodell vorliegen (vgl. Abschnitt 2.4).

Brennverzug als Funktion des Saugrohrdruckes und der Motordrehzahl In Abbildung 3.20 sind die Ergebnisse der linearen (links) und der quadratischen Regression (rechts) neben den aus der Abbildung 3.19 bereits vorgestellten Messwerten dargestellt. Für die lineare Regression wird der funktionale Zusammenhang zwischen Motordrehzahl, Saugrohrdruck und dem Brennverzug bei stöchiometrischer Verbrennung nach Gleichung (3.6) beschrieben:

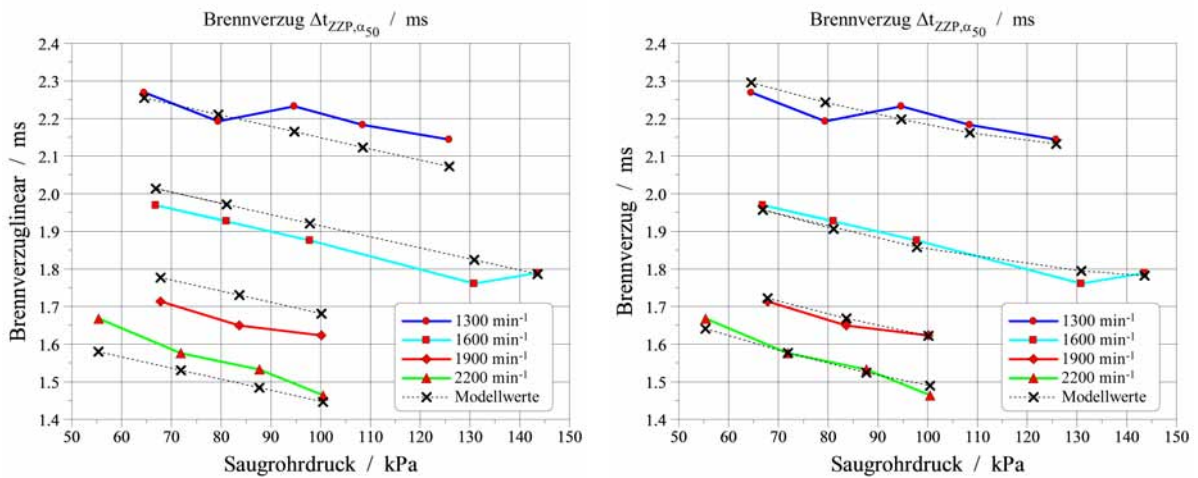
$$\Delta t_{ZZP,\alpha_{10}} = 1,8 - 0,351 \cdot n_{norm} - 0,131 \cdot p_{norm} \quad (3.6)$$

Dabei liegt das Bestimmungsmaß bei einem hohen Wert von $R^2 = 0,956$ (vergl. Tabelle 3.1).

Gleichung (3.7) stellt die Funktion für die quadratische Regression dar. Der Einfluss des Saugrohrdruckes erster Ordnung fällt im Vergleich zur linearen Regression etwas geringer aus. Bedingt durch den kleinen Wert des Koeffizientens für den quadratischen Term des Saugrohrdruckes kann dieser vernachlässigt werden. Das Bestimmungsmaß steigt für die quadratische Regression, wie zu erwarten, auf einen hohen Wert von $R^2=0,992$ an (siehe Tabelle 3.1).

$$\Delta t_{ZZP,\alpha_{10}} = 1,726 - 0,346 \cdot n_{norm} + 0,113 \cdot n_{norm}^2 - 0,11 \cdot p_{norm} + 0,038 \cdot p_{norm}^2 \quad (3.7)$$

Der höhere Wert des Bestimmungsmaßes bei quadratischer Regression spiegelt sich auch



(a) Lineare Regression

(b) Quadratische Regression

Abbildung 3.20: Darstellung des funktionalen Zusammenhangs zwischen dem Brennverzug, dem Saugrohrdruck und der Motordrehzahl mit linearer (links) und quadratischer Regression (rechts) für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren

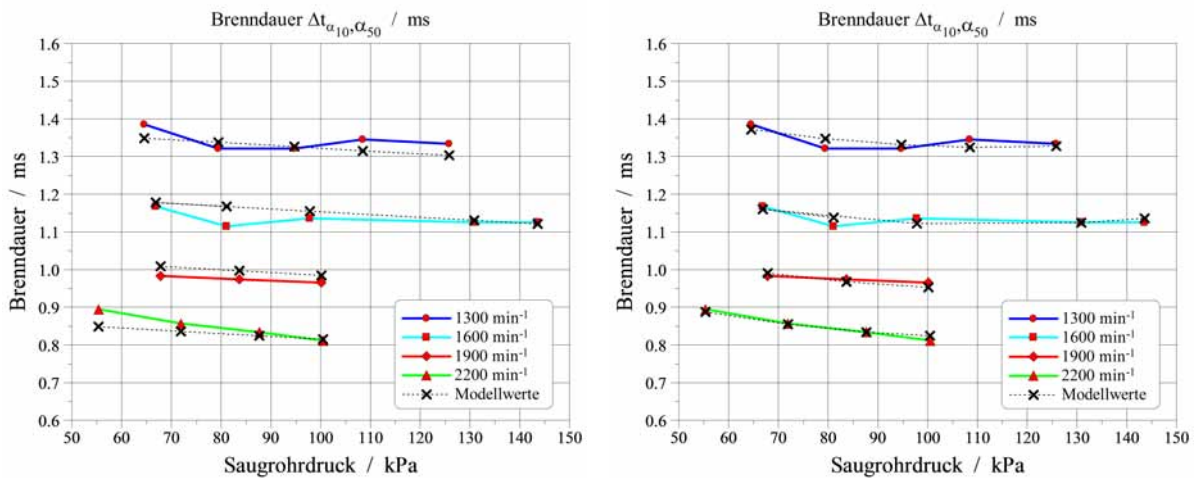
in der Darstellung in Abbildung 3.20 (rechts) wieder. Das quadratische Modell zeigt für die einzelnen Drehzahlen eine höhere Übereinstimmung mit den Messwerten. Demnach kann der Brennverzug sehr gut über diesen funktionalen Zusammenhang beschrieben werden.

Brenndauer als Funktion des Saugrohrdruckes und der Motordrehzahl Für die Brenndauer $\Delta t_{\alpha_{10},\alpha_{50}}$ bestätigen sich im linearen Modell nach Gleichung (3.8) ebenfalls die in Abbildung 3.21 erkennbaren Tendenzen. Die Brenndauer nimmt mit steigender Drehzahl signifikant ab, der Einfluss des Saugrohrdruckes ist dagegen nur sehr gering.

$$\Delta t_{\alpha_{10},\alpha_{50}} = 1,069 - 0,25 \cdot n_{norm} - 0,033 \cdot p_{norm} \quad (3.8)$$

Auch im quadratische Modell nach Gleichung (3.9) ist der Einfluss der Motordrehzahl dominant gegenüber dem Saugrohrdruck. Das Bestimmungsmaß des quadratischen Modells ist mit $R^2=0,995$ gegenüber dem linearen Modell mit $R^2=0,982$ (siehe Tabelle 3.1) etwas höher.

$$\Delta t_{\alpha_{10},\alpha_{50}} = 1,032 - 0,252 \cdot n_{norm} + 0,044 \cdot n_{norm}^2 - 0,024 \cdot p_{norm} + 0,039 \cdot p_{norm}^2 \quad (3.9)$$



(a) Lineare Regression

(b) Quadratische Regression

Abbildung 3.21: Darstellung des funktionalen Zusammenhangs zwischen der Brenndauer, dem Saugrohrdruck und der Motordrehzahl mit linearer (links) und quadratischer Regression (rechts) für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren

In Abbildung 3.21 sind die Modellwerte aus den linearen und quadratischen Funktionen im Vergleich zu den Messwerten dargestellt. Das quadratische Modell zeigt im Vergleich zum linearen Ansatz eine unwesentlich bessere Annäherung an die Messwert. Aus diesem Grund kann der funktionale Zusammenhang auf Basis der linearen Regression als hinreichend genau bezeichnet werden. Der Einfluss des Saugrohrdrucks auf die Brenndauer ist dabei von untergeordneter Bedeutung.

Als Schlussfolgerung der Regressanalyse werden folgende Aussagen zum Einfluss der Motordrehzahl bzw. des Saugrohrdrucks auf den Brennverzug getroffen:

- Sowohl die Motordrehzahl, als auch der Saugrohrdruck haben einen wesentlichen Einfluss auf den Brennverzug.
- Die Motordrehzahl hat einen signifikanten Einfluss auf den Brennverzug
- Der Saugrohrdrucks hat einen geringeren, aber nicht zu vernachlässigende Einfluss.
- Zur Mathematischen Formulierung des Zusammenhangs von Drehzahl, Saugrohrdruck und Brennverzug sollte aufgrund einer sehr guten Abbildung der Messwerte die Gleichung (3.9) nach dem quadratischen Regressionsmodell verwendet werden.

- Der quadratische Term des Saugrohrdrucks kann vernachlässigt werden.

Auf Basis der Regressionsanalyse hinsichtlich des Einflusses von Motordrehzahl und Saugrohrdruck auf die Brenndauer werden folgende Schlussfolgerungen getroffen:

- Der Einfluss der Motordrehzahl dominiert gegenüber dem des Saugrohrdrucks.
- Die mathematische Formulierung mit dem linearen Regressionsansatz ist ausreichend genau zur Abbildung der Messwerte.

Als Ergebnis dieser Untersuchungen wurden mathematische Formulierungen aus den experimentellen Untersuchungen des stöchiometrischen Brennverfahrens abgeleitet. Damit können für weitere Brennverfahrensentwicklungen Vorausberechnungen zu Brennverzug und Brenndauer bei unterschiedlichen Drehzahlen und Saugrohrdrücken durchgeführt werden.

3.4 Transienter Motorbetrieb

Für den stationären Motorbetrieb konnte gezeigt werden, dass ein stöchiometrische Brennverfahren mit Abgasrückführung und einem, spezielle für den Erdgasbetrieb entwickelten Drei-Wege-Katalysator, das Potential besitzt, sowohl die Leistungsanforderungen von Landmaschinen als auch die Einhaltung der Abgasgrenzwerte erfüllt. Im realen Einsatz von Landmaschinen werden die Motoren nicht nur stationär (Pflügen, Grubbern etc.) sondern auch transient (Überlandfahrt mit Anhänger, Frontladerarbeiten etc.) betrieben. Mit dem oben beschriebenen Brennverfahrens wurden daher transiente Motorversuche durchgeführt und der Emissionsausstoß bei Lastaufschaltung und -abwurf am Versuchsträger gemessen. Hierfür wurde ein Fahrzyklus mit dem Projektpartner entwickelt, mit dem ein transienter Motorbetrieb auf dem Prüfstand untersucht werden kann (siehe Abbildung 3.22).

3.4.1 Emissionen vor Katalysator

Auf Grund der sequenziellen Messdatenerfassung der Abgasemissionen (vgl. Abbildung 2.3) basieren die Ergebnisse der Emissionsanalyse vor bzw. nach Katalysator auf jeweils zwei Messreihen.

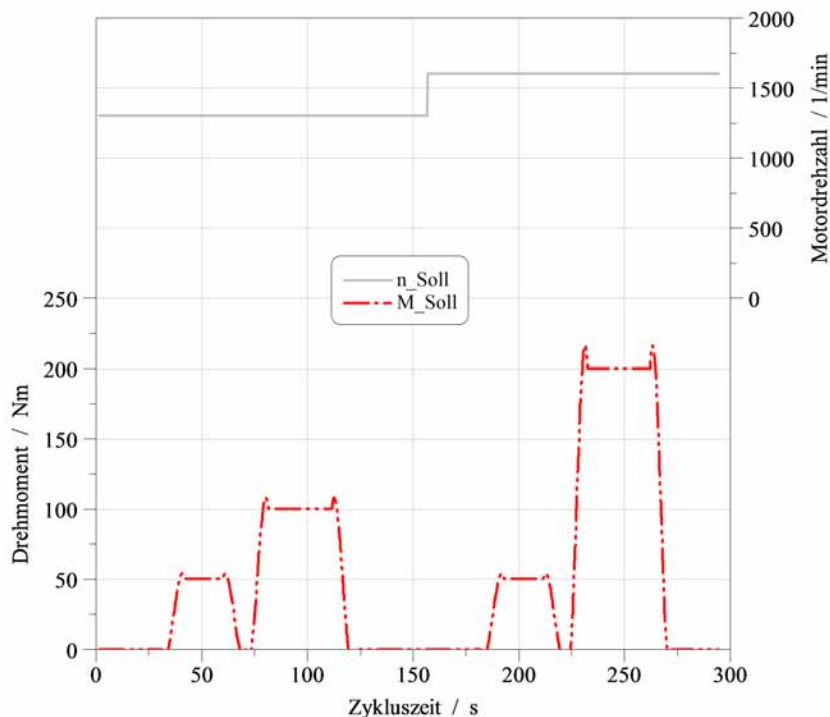


Abbildung 3.22: Fahrzyklus für den transienten Motorbetrieb

In Abbildung 3.23 sind die Ergebnisse des Fahrzyklus der Rohabgasanalyse dargestellt. Im unteren Teil des Diagramms ist der Verlauf des Motordrehmomenten und der -drehzahl über der Zeit des Fahrzyklus dargestellt. Darüber sind das Verbrennungsluftverhältnis und die Abgastemperatur vor Turbine aufgezeigt. Im oberen Bereich ist der zeitliche Verlauf der Abgasrohmissionen (CH_4 , NO_X , CO) dargestellt. Die Pfeile dienen der Veranschaulichung, welchen Einfluss Änderungen des Drehmomentes (rot) bzw. der Drehzahl (hellgrau) auf das Verbrennungsluftverhältnis und die Abgasemissionen haben.

Für die detaillierte Analyse der Motorbetriebszustände und Abgasemissionen ist der Bereich des Fahrzyklus von 150-300 Sekunden separat in Abbildung 3.24 dargestellt.

Ausgehend von dem Leerlaufbetrieb bei 1300 min^{-1} führt eine Drehzahlerhöhung auf 1600 min^{-1} (im Fahrzyklus: 150-170 Sekunden) zu einem Abfall des Verbrennungsluftverhältnisses, welcher durch die Motorsteuerung wieder ausgegelt wird. Die kurzzeitige Anfettung des Verbrennungsgemisches führt zu einem deutlichen Anstieg der Kohlenmonoxidemission. Aufgrund der höheren Abgas- und Verbrennungstemperatur bei höherer Drehzahl fällt die Schadstoffkonzentration anschließenden unterhalb des Aus-

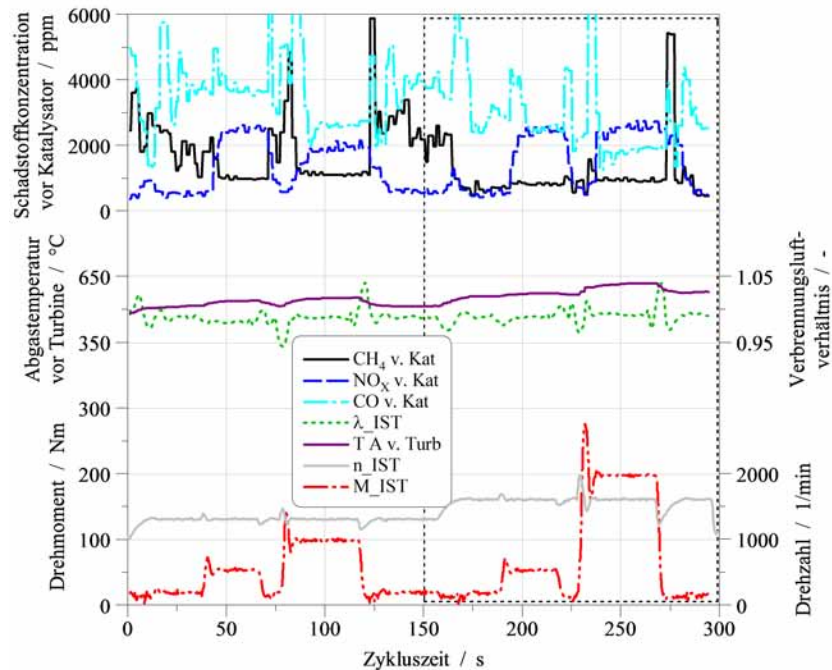


Abbildung 3.23: Verlauf der Abgasrohmissionen (CH_4 , NO_x , CO), des Verbrennungsluftverhältnisses λ , der Abgastemperatur vor Turbine sowie die Motordrehzahl und Motordrehmoment über den Fahrzyklus

gangsniveaus. Auch der Ausstoß an Methan sinkt in Folge der höheren Abgastemperatur, trotz der unterstöchiometrischen Brennbedingungen, ab. Für die Stickoxidemissionen ist ein kurzzeitiger Anstieg und anschließender Abfall der Konzentration festzustellen.

Ab der Zykluszeit von ca. 188 s wird das Drehmoment des Motors auf 50 Nm erhöht. Dies führt zu einer Änderung des Verbrennungsluftverhältnisses und einem erheblichen Anstieg der Stickoxidemissionen infolge höherer Verbrennungstemperaturen durch den Anstieg der Zylinderladung. Aufgrund des kurzfristig unterstöchiometrischen Motorbetriebes steigt die Kohlenmonoxidkonzentration an und normalisiert sich schließlich auf ein Level, unterhalb des Ausgangsbereiches ein. Hinsichtlich der Methanemission kann ein leicht erhöhter Ausstoß festgestellt werden. Bei dem anschließenden Lastabwurf zeigt sich bei Methan ein kleiner, bei Kohlenmonoxid ein deutlicher, temporärer Anstieg der Konzentration. Bei den Stickoxidemissionen wird eine Abnahme der Konzentration auf das Niveau vor dem Lastsprung festgestellt.

Bei der Zykluszeit von 230 s wird das Drehmoment aus dem Leerlauf auf 200 Nm angehoben. Bedingt durch die systembedingte Trägheit der Bremsensteuerung tritt bei dem Lastsprung eine deutliche Schwankung der Motordrehzahl auf. Die festzustellen-

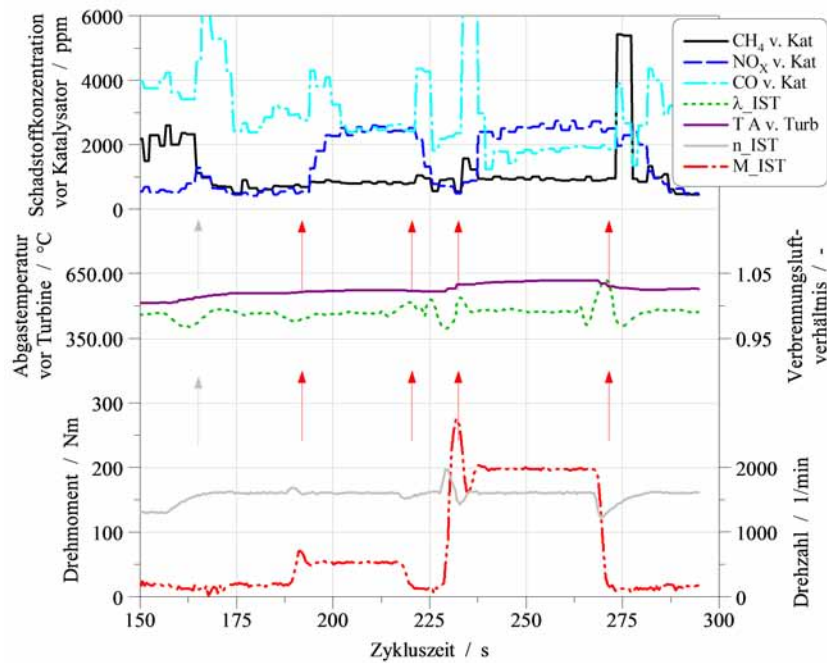


Abbildung 3.24: Ausschnitt des Verlaufes der Abgasrohmissionen (CH_4 , NO_x , CO), des Verbrennungsluftverhältnisses λ , der Abgastemperatur vor Turbine sowie die Motordrehzahl und Motordrehmoment

de Änderung des Verbrennungsluftverhältnisses und damit einhergehende Beeinflussung der Schadstoffkonzentrationen resultieren aus der Überlagerung der Drehmomenten- und Drehzahländerung. Analog zum vorhergehenden, jedoch deutlich geringeren Lastsprung, steigt die Stickoxidkonzentration auf ein ähnliches Niveau an und verbleibt ebenfalls konstant. Ursache hierfür ist die Änderung des Zündwinkels sowie der AGR-Menge durch das Motorsteuergerät. Der Ausstoß an Methan steigt mit dem Lastsprung kurz an und fällt dann wieder ab. Die Kohlenmonoxidemission hingegen steigt mit dem Drehmomentensprung signifikant an, sinkt anschließend unterhalb des Ausgangsniveaus ab und verbleibt bei einem stabilen Drehmoment von 200 Nm nahezu konstant.

Nach ca. 30 s konstanten Drehmomentes wird der Motor wieder entlastet (bei 270 s). Dieser Vorgang wird von einem Drehzahleinbruch überlagert. Infolge der geänderten Leistungsanforderung an den Motor sind erhebliche Änderungen des Verbrennungsluftverhältnisses festzustellen, welche zu einem starken Anstieg der Methan- und Kohlenmonoxidemission führen. Der Ausstoß an Stickoxiden bleibt vorerst konstant, sinkt dann aber innerhalb weniger Sekunden auf ein niedrigeres Level ab.

3.4.2 Emissionen nach Katalysator

Nachdem dem der Einfluss einer Drehzahl- und Drehmomentänderung des Motors auf die Abgasrohmissionen erläutert wurde, wird in Abbildung 3.25 der Verlauf des Schadstoffausstoßes nach Katalysators dargestellt. Aufgrund des deutlich geringen Schadstoff-

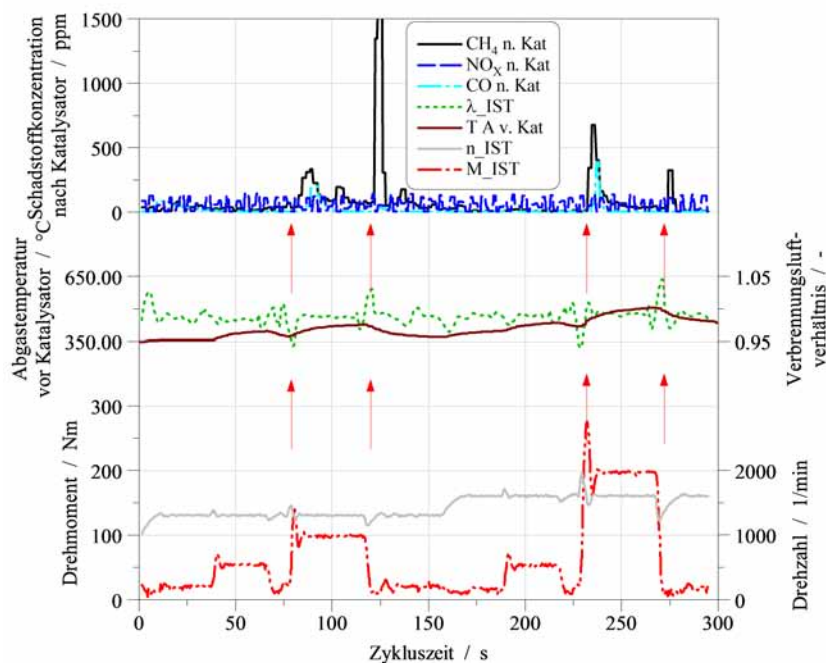


Abbildung 3.25: Verlauf der Abgasemissionen (CH_4 , NO_X , CO) am Austritt des Drei-Wege-Katalysators, des Verbrennungsluftverhältnisses λ , der Abgastemperatur vor Katalysator sowie die Motordrehzahl und Motordrehmoment über den Fahrzyklus

femissionsniveaus am Austritt des Katalysators wurde für die Abbildung eine Anpassung der Skalierung der Schadstoffkonzentration vorgenommen.

Die Funktionsfähigkeit des Katalysators wird bei dem Drehzahlwechsel von 1000 min^{-1} auf 1300 min^{-1} und anschließenden Lastwechsel auf 50 Nm nicht negativ beeinflusst. Trotz erheblicher Schwankungen der drei betrachteten Rohmissionen und moderaten Abgastemperaturen liegen die Schadstoffkonzentrationen nach Katalysator unterhalb von 100 ppm .

Erst bei einem größerem Lastsprung (100 Nm) werden kurzzeitig erhöhte Methan- und Kohlenmonoxidemissionen auch am Austritt des Katalysators gemessen. Bei einem anschließenden, stationären Betriebspunkt (Drehzahl, Drehmoment und Verbrennungsluft-

verhältnis konstant) werden beide Schadstoffe über den Katalysator wieder sicher oxidiert. Bei sprunghafter Reduktion der Motorlast sind jedoch kurzzeitig erhebliche Methananteile im Abgas festzustellen, da das Verbrennungsluftverhältnis temporär ansteigt. Der Katalysator ist nicht in der Lage Methan zu speichern. Ein Anstieg der Stickoxidemissionen kann bei Lastaufschaltung bzw. Lastabwurf mit dem Katalysator durch dessen Speicherwirkung vermieden werden.

Bei der Laständerung auf bzw. von 200 Nm sind lediglich moderate Anstiege der Methanemission stromabwärts des Katalysators festzustellen. Der Spitzenwert bei diesem Lastabwurf liegt jedoch deutlich unterhalb des Wertes bei einem Lastabwurf von 100 Nm bei einer Drehzahl von 1300 min^{-1} . Eine mögliche Ursache ist hier die deutlich höhere Abgastemperatur vor Katalysator, welche sich positiv auf die Oxidationsreaktion des Methans auswirkt. Wenn der Motor nach der Laständerung wieder ein stationäres Betriebsverhalten ausweist, liegt die Methankonzentration deutlich unterhalb von 100 ppm und damit in einem unkritischen Bereich.

Nachdem in Abschnitt 3.2.3 gezeigt werden konnte, dass einen $\lambda=1$ -Brennverfahren mit externer, HD-Abgasrückführung das Potential bietet, im stationären Motorbetrieb sowohl die Leistungsanforderungen als auch die Grenzwerte zukünftiger Abgasgrenzwerte für Landmaschinen erfüllt, kann dies nun auch für den transienten Betrieb bestätigt werden. Am Beispiel eines definierten Fahrzyklus mit Last- und Drehzahlprüngen konnte gezeigt werden, dass auch ein dynamischer Betrieb des Motorkonzeptes bei niedrigsten Schadstoffemissionen dargestellt werden kann. Allgemein kann zusammengefasst werden, dass Durchbrüche von Kohlenmonoxid bei Lastaufschaltung (ab 100 Nm), durch ein kurzzeitiges Abfallen des Verbrennungsluftverhältnisses in den unterstöchiometrischen Bereich, festzustellen sind. Eine erhöhte Methanemission ist sowohl bei Lastaufschaltung größer gleich 100 Nm (Abfall des Verbrennungsluftverhältnisses) als auch bei entsprechenden Lastabwürfen, bei temporären Anstieg des Verbrennungsluftverhältnisses in den überstöchiometrischen Bereich, zu registrieren. Zur Verringerung beider Schadstoffkonzentrationen am Austritt des Katalysators während der Lastwechsel bedarf es weiterführender Funktionsentwicklung in den Motorsteuergeräten. Im Vordergrund stehen dabei die hochexakte λ -Regelung auf Basis von Untersuchung der Sauerstoffspeicherfähigkeit des Katalysators und deren Modellierung im Steuergerät. Hinsichtlich der Stickoxidemissionen stromabwärts des Katalysators konnten schon jetzt sehr zufriedenstellende Ergebnisse erreicht werden.

3.5 Verfügbarkeit von LNG für Anwendungen im Binnenland

3.5.1 Politische Rahmenbedingungen

Im Rahmen der EU-Strategie „Europa 2020 für ein intelligentes, nachhaltiges und integratives Wachstum“ richten sich die Leitlinien u.a. auf eine „ressourcenschonende, ökologische und wettbewerbsfähige Wirtschaft“ [EK10]. Ziele der Strategie 2020 und der Klimaziele 2050 sind die Verringerung der Erdölabhängigkeit und die Senkung der Treibhausgasemissionen um 60 % bis 2050. Um das zu erreichen, ist der Einsatz alternativer, kohlenstoffarmer Kraftstoffe und der Ausbau dessen Infrastruktur unabdingbar. In der Richtlinie des europäischen Parlaments und des Rates über den Aufbau der Infrastruktur für alternative Kraftstoffe (AFI-Richtlinie), werden die Entwicklung des Marktes für alternative Kraftstoffe in Europa sowie Strategien zur Senkung des Ölverbrauchs und der verkehrsbedingten Treibhausgasemissionen vorgeschlagen [Kom]. Zu den wichtigsten alternativen Kraftstoffen zählen neben Biokraftstoffe, Wasserstoff und Elektrizität auch LNG. Folgende Ziele werden im Artikel 6 der AFI-Richtlinie für den alternativen Kraftstoff LNG deklariert:

1. „Die Mitgliedstaaten sorgen dafür, dass spätestens ab dem 31. Dezember 2020 in allen Seehäfen des Kernnetzes des transeuropäischen Verkehrsnetzes (TEN-V) öffentlich zugängliche LNG-Tankstellen für den Seeverkehr und die Binnenschifffahrt zur Verfügung stehen“.
2. „Die Mitgliedstaaten sorgen dafür, dass spätestens ab dem 31. Dezember 2025 in allen Binnenhäfen des TEN-V-Kernnetzes öffentlich zugängliche LNG-Tankstellen für die Binnenschifffahrt zur Verfügung stehen“.
3. „Die Mitgliedstaaten arbeiten zusammen, um sicherzustellen, dass mit LNG betriebene schwere Nutzfahrzeuge alle Straßen des TEN-V-Kernnetzes befahren können. Dazu sind bis zum 31. Dezember 2020 im Abstand von jeweils höchstens 400 km öffentlich zugängliche LNG-Tankstellen zu errichten“.

In einem Kompromiss für den Aufbau der Infrastruktur alternativer Kraftstoffe, haben sich für die Zeithorizonte LNG von 2020 auf 2025 (für Nutzfahrzeuge) bzw. 2030 (Inlandshäfen) verschoben [KEU]. An dieser Verschiebung kann erkannt werden, dass der

Aufbau des LNG-Tanknetzes in Deutschland innerhalb der nächsten beiden Wahlperioden des Bundestages nicht zu erwarten ist.

3.5.2 EU-Richtlinien und -Normen

Dass der Handel mit verflüssigtem Erdgas immer mehr an Bedeutung gewinnt, ist u.a. an den nationalen und internationalen Entwicklungen des Marktes zu erkennen. Mit zunehmenden globaler Handel von LNG ist eine internationale Vereinbarung unverzichtbar, um gleiche Standards zu schaffen. Für die Erstellung von Normen und Richtlinien ist die Internationale Organisation für Normungen (ISO) zuständig. In fast allen Bereichen, mit Ausnahme der Elektrik und der Elektronik sowie der Telekommunikation, erstellt die Organisation Normen und Richtlinien. Zurzeit sind über 150 Länder in der ISO vertreten, darunter auch das Deutsche Institut für Normungen e.V. (DIN). Im Rahmen der ISO sind zahlreiche Standards und Normen für LNG festgelegt worden. Sie betreffen zum Beispiel die Bereiche:

- Schifffahrt,
- Straßenfahrzeuge,
- On- und Offshore-Anlagen,
- Konstruktion und Prüfung von LNG-Speichertanks und
- Die Planung und Erstellung von Tankstellen.

Gerade im Bereich der Schifffahrt, bei der sich LNG schon etabliert hat, aber auch im Bereich der Straßenfahrzeuge wurde eine Vielzahl an Standards definiert. Die ISO-Normen 12614-3:2014-07 legen zum Beispiel allgemeine und spezielle Anforderungen an die Kraftstoffkomponenten für den Einsatz von LNG im Straßenverkehr fest. Diese und andere sind auf der offiziellen Homepage der Internationalen Organisation für Normungen nachzulesen [ISO]. Historisch gewachsen sind die Normen und Richtlinien für LNG auf der Grundlage der schon vorhandenen Ordnungen für CNG. Diese wurden in der ECE-Regelung R 100 vereinbart. Die ECE („Economic Commission for Europe“) ist eine Kommission der vereinten Nationen zur Wirtschaftsförderung Europas und in der ECE Regelung R 110 wird das Antriebssystem mit komprimiertem Erdgas definiert [EU]. Die UENEC (United Nations Economic Commission for Europe) LNG Task Force (TF-LNG) hat in Zusammenarbeit mit mehreren LNG-Fahrzeugherstellern und

Komponentenherstellern daran gearbeitet, um alle Änderungen für LNG-Fahrzeuge zu aktualisieren und zu erweitern [UNE12].

3.5.3 Aktueller Stand

Derzeit existieren in Europa 22 LNG-Terminals, 6 sind in Konstruktion und Fertigstellung und 24 weitere LNG-Terminals sind in Planung (siehe Abbildung 3.26) Es ist

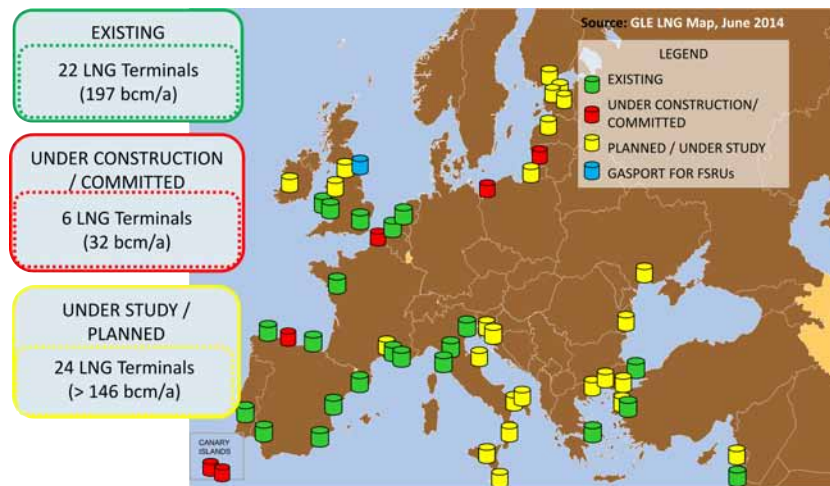


Abbildung 3.26: LNG Terminals in Europa Stand Juni 2014 [Sta]

deutlich zu erkennen, dass sich alle existierenden Anlagen in Großhäfen entlang der europäischen Westküste als Anlandestationen befinden. Das LNG wird über den internationalen Schiffsverkehr angelandet und über LNG-Tanker in das Inland transportiert. Eine Vielzahl an Terminals sind für den Mittelmeerraum geplant. Ursache hierfür ist die Nähe zu den großen Export-Terminals wie Katar, Algerien und Nigeria, die für Europa sehr wichtige LNG-Exporteure sind. Laut der LNG-Industrie, sind im Jahr 2013 insgesamt 33,93 MT LNG nach Europa exportiert worden [Int13]. Neben den hohen Investitionskosten für LNG-Nutzfahrzeuge bzw. die Umrüstung auf solche sowie die geringe Nutzerakzeptanz bleibt die größte Herausforderung die fehlende Infrastruktur im Binnenland für die Verwendung von LNG als Treibstoff in schweren Nutzfahrzeugen. Laut der Gas Infrastructure Europe (GIE) sind aktuell (Stand Juni 2014) 54 LNG-Tankstationen für schwere Nutzfahrzeuge in Europa in Betrieb. Zusätzlich sind 7 in der Erstellung und 16 weitere in Planung [Sta]. Durch die derzeitige geringe Anzahl von Tankstellen müssen zusätzliche Kilometer zurückgelegt werden, um den Zielort zur Betankung zu erreichen. Hinzu kommt, dass die Reichweite zwar gegenüber einem CNG betriebenen Fahrzeug

deutlich höher ist, aber im Vergleich zum konventionellen Kraftstoff Diesel noch Nachteile bestehen. Trotz häufigerer Tankvorgänge, bei erhöhter Betankungszeit gegenüber dem Einsatz von Dieselfahrzeugen zeigen neuste Entwicklungen, dass der Abstand zwischen Diesel und LNG immer kleiner wird. So erreicht der Mercedes Benz Econic LNG eine Reichweite von 1000 km und benötigt für diese lediglich eine Tankzeit von 5 min [TG]. Im off-road- und non-road-Bereich findet LNG in Europa nur sehr wenige bis gar keine Anwendungen. Die Entwicklungen für diese Applikationen befinden sich noch im Anfangsstadium.

3.5.4 Projekte und Planungen

LNG Blue Corridors

Das durch die Europäische Kommission unterstützte, mit 7,96 Mio Euro geförderte Projekt „LNG Blue Corridors“ hat das Ziel der Implementierung von 4 LNG Transportkorridoren für den LKW-Ferntransport [Joh] bis 2018. Die 4 LNG-Transportkorridore (Abbildung 3.27) sind der atlantische Raum (grüne Linie), die Mittelmeerregion (rote Linie), die Verbindung zwischen Süd- und Nordeuropa (blaue Linie) und zwischen West- und Osteuropa (gelbe Linie). Das Projekt umfasst den Bau von 14 Tankstellen (LNG und L-CNG) entlang der Korridore und einen Aufbau der LNG-Flotte von 100 Fahrzeugen. Bereitgestellt werden die Fahrzeuge u.a. von den Nutzfahrzeugherstellern Volvo, Iveco, Daimler/Hardtstaff und Renault Trucks. Das vor einem Jahr gestartete Projekt hat den Bau und die Inbetriebnahme von drei LNG-Stationen abgeschlossen. Weitere Projekte sind in Planung, um den Ausbau der LNG-Infrastruktur in Europa zu erweitern. Zu den drei LNG-Stationen gehört u.a. die ENI-Station in Piacenza (Norditalien), die SGA-Station in Örebro (Schweden) und das Antriebssystem in Kallo (Belgien). Die ENI-Station in Piacenza ist eine echte Alternative für schwere Nutzfahrzeuge und besitzt eine Gesamtlagerkapazität von 60 m^3 . Der Nord-Süd-Korridor wird durch die SGA-Station in Örebro gestützt, er besitzt eine Gesamtlagerkapazität von 61 m^3 . Die LNG & L-CNG Station in Kallo, mit der größten Lagerkapazität von 70 m^3 , besitzt zusätzlich einen 24 Stundenservice und das entstehende Boil-off-Gas wird dem Erdgasspeicher (Kapazität: $700 \text{ Nm}^3/\text{h}$) zugeführt. Sie sind wichtige Verbindungsstationen zwischen den Transportrouten in Europa und ein Muster für den Bau von weiteren Stationen [LBC]. Die Anschaffung von LNG-Fahrzeugen wird von der EU unterstützt und

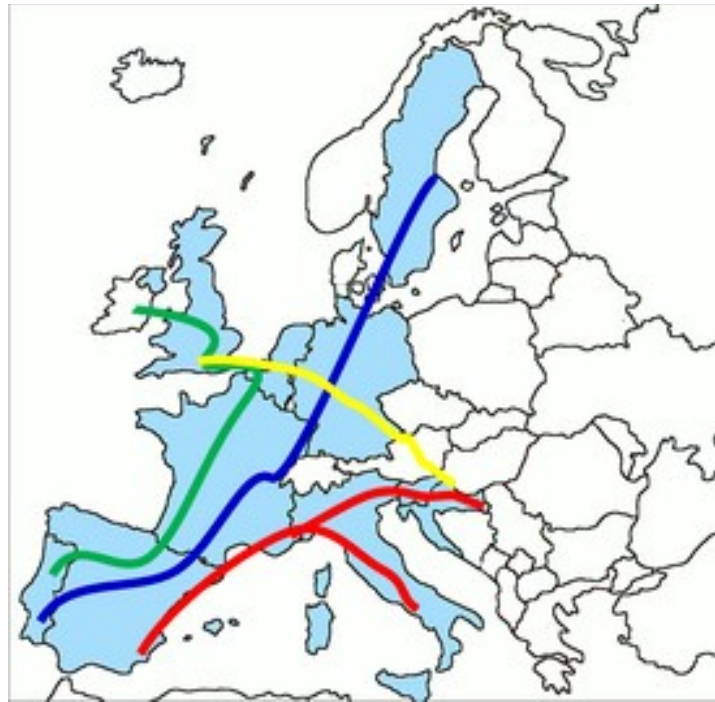


Abbildung 3.27: Die 4 LNG-Transportkorridore im europäischen Raum [Joh]

gibt den Transportunternehmen einen Anreiz zum Bau von neuen Fahrzeugen. Der Mercedes Benz Actros, basiert auf einen Dual-Fuel-Motor, der sowohl mit LNG als auch mit Diesel betrieben werden kann. Diese Technologie wurde entwickelt, um Erdgas (CNG oder LNG) und Biomethan als primäre Energiequelle zu verwenden. Eines der führenden Unternehmen in der Förderung und Produktion von Erdgas-Motoren und Fahrzeugen in Europa ist Iveco. Der Iveco Stralis LNG ist mit einem Tieftemperatur Tank und einem CNG-Zylinder als sekundäres Kraftstoffsystem ausgestattet. Der Kryo-Tank beinhaltet immer Erdgas, sowohl im flüssigen als auch im Sättigungsdampfzustand bei gleichem Druck. Wird der Kraftstoff benötigt, wird dieser über eine Druckregelung dem Motor zugeführt. Der Volvo FM Methan-Diesel besitzt die Möglichkeit, Langstreckentransporte auf kostengünstiger Weise durchzuführen. Durch den Einsatz von LNG und Diesel erhöht das deutlich seine Flexibilität, weil er im Gegensatz zu reinen Gasmotoren einen höheren Arbeitsbereich besitzt [LBC].

Weitere Projekte und Aussichten

Neben dem Blue-Corridor-Projekt gibt es noch zahlreiche weitere Pilotanwendungen in Europa. Schwerpunkt der Projekte ist zum größten Teil die Verbesserung der Lebens-

qualität in den Städten. Das wird vor allem durch den Einsatz alternativer Kraftstoffe im öffentlichen Personen- und Nahverkehr erreicht. Ein Vertreter zum Beispiel ist das Land Polen, in welches durch das kommunale Verkehrsunternehmen (MZA) 35 Gelenkbusse auf Basis von LNG in die Fahrzeugflotte aufgenommen wurden. Die Busse werden von dem polnischen Unternehmen Solbus geliefert und Gazprom Germania wird das LNG liefern und für die notwendige Investition für die Betankungsinfrastruktur sorgen [NGV]. Ein in den Niederlanden ansässiges Unternehmen ist der Logistikdienstleister Vos Logistics. Dieser besitzt eine breite Palette von Transport- und kundenspezifischen Logistikdienstleistungen. Schon seit dem Jahr 2005 engagiert sich das Unternehmen für eine saubere und nachhaltige Zukunft. Vorrangiges Ziel ist die Reduktion der CO_2 -Emissionen, welches durch den Einsatz von LNG ermöglicht wird. In dem Jahr 2013 wurde die LNG-Fahrzeugflotte auf 20 LNG betriebenen Fahrzeugen erweitert. Diese besitzen eine Reichweite von 750 km. Das Umdenken bzw. die Investition in eine neue Technologie hat nicht nur einen positiven Einfluss auf unsere Umwelt, sondern anhand solch erfolgreicher Pilotanwendungen orientieren sich auch andere Unternehmen neu, um es Ihnen gleich zu tun. So wurde das Konzept der Vos Logistics von dem schwedischen Einrichtungsunternehmen IKEA übernommen [Vos13]. Gerade im Small-Scale LNG-Markt sind die wirtschaftlichen und ökonomischen Vorteile enorm. Diesem Markt wird auch ein großes Wachstumspotential zugesprochen. Durch kleine Verflüssigungsanlagen, die in Gewerbegebieten oder in Städten installiert werden können, lässt sich der Energierohstoff kostengünstig in entlegene Regionen transportieren. Dadurch sind die Wege zum Verbraucher bzw. zum Kunden entsprechend kurz. Ein Vertreter für den Ausbau des small-scale Marktes ist die PrimaLNG. Aufgebaute LNG-Terminals sind in ganz Europa verteilt. PrimaLNG besitzt ebenfalls eine eigene Flotte von LNG-Tanker, die in der Lage sind, LNG kosteneffizient an den Kunden, in mehr als 1500 km Entfernung vom Versorgungspunkt, zu liefern. Es bestehen unter anderem auch Kooperationen mit deutschen Unternehmen, die das verflüssigte Erdgas wieder in einen gasförmigen Zustand umwandeln um dann damit mehrere Blockheizkraftwerke zu versorgen [Pri]. Ebenso gibt es in der Weiterentwicklung von LNG-Tankstellen relativ große Fortschritte zu verzeichnen. So stellte General Electric (GE) am 17. April 2013 das Small-Scale-System „LNG In A Box“ vor [AIR]. Das weltweite erste System wird eine Tankstelle in Europa sein. Mit diesem neuen System können Produktionsraten von 16-18 Tonnen LNG pro Tag gefahren werden. Außerdem bietet es dem Betreiber die Möglichkeit, den Aufbau binnen 2 Monaten zu erledigen. Dadurch werden nicht nur die Investitionskosten gesenkt, sondern auch der Energieaufwand. Anwendungen findet das System in fast allen Transportbereichen,

darunter Straßen-, Meeres- und Schienenverkehr.

Der Aufbau einer umfangreichen LNG-Infrastruktur erfordert hohe Aufwendungen, deutlicher höher gegenüber CNG. Unter derzeitigen politischen Rahmenbedingungen ist mit einer Infrastruktur in den ländlichen Räumen nicht vor 2025 zu rechnen.

3.5.5 Kostenanalyse zum Aufbau einer LNG-Infrastruktur

Um einen Überblick über die entstehenden Investitionskosten für den Aufbau einer LNG-Infrastruktur zu bekommen, ist die LNG-Wertschöpfungskette von Bedeutung. Jeder einzelne Prozessschritt hat einen bestimmten Anteil an den Gesamtkosten. In der Abbildung 3.28 sind die einzelnen Kosten prozentual für die wirtschaftlich relevanten Prozessschritte dargestellt. Die Erdgasverflüssigung ist der energieaufwendigste und demnach

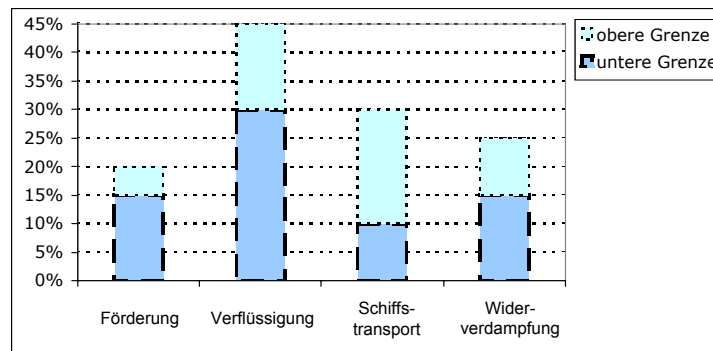


Abbildung 3.28: Mindest- und Hochstkostenanteile der LNG-Prozesskette nach [KPG09]

auch der teuerste Prozessschritt der LNG-Wertschöpfungskette. Das Joint Research Center der europäischen Kommission (JRC) geht in einem im Jahr 2009 erstellten Bericht davon aus, dass für den Bau einer neuen Prozesskette ungefähr 4,3-6 Milliarden Euro anfallen. Davon hat die Erdgasverflüssigung mit 2,2-3,7 Milliarden Euro den größten Anteil. Für den Transport entfallen ungefähr 1,5 Milliarden Euro und für die Widerverdampfung ungefähr 0,6-0,75 Milliarden Euro [KPG09]. Die Angaben des JRC unterliegen natürlich Schwankungen. Indikatoren dafür sind zum Beispiel die Lage und Größe des LNG-Terminals sowie der Transportweg. Durch die Weiterentwicklung der Technologien sowie den Ausbau der Infrastruktur, ist es möglich, den Energieaufwand und damit auch die Gesamtkosten zu senken. Das wirkt sich positiv in der Wirkungsbilanz der LNG-Prozesskette aus. Gerade im Transport ist es durch den Bau neuer Tanker möglich, größere Mengen LNG zu transportieren. In Bezug auf die Erweiterung

der Infrastruktur kann das LNG heute relativ energieeffizient und kostengünstig vom Terminal auch entlegene Stationen im Inland erreichen. Diese Transportmöglichkeit bietet eine höhere Flexibilität gegenüber der Pipelineversorgung, da es nicht am starren Rohrleitungssystem gebunden ist und somit Start- und Endpunkt viel einfacher erreichen kann. Ungeachtet dessen, muss aber berücksichtigt werden, dass sich der Transport via LNG-Tanker erst ab einer bestimmten Entfernung gegenüber dem Pipelinetransport rentiert. Das wird in einem von R.G. Schwimmbeck erstellten Vortrag auf der 3. Pipeline Technologie Konferenz im Jahr 2008 deutlich [Sch]. In diesem Vortrag werden die Transportkosten in Euro/kWh von Erdgas via Pipeline und LNG mit einem Tanker über eine bestimmte Entfernung in Abhängigkeit vom transportierten Volumen verglichen. Das Ergebnis der Untersuchung ist, dass die Transportkosten von Erdgas via Pipeline mit zunehmender Entfernung schneller ansteigen, als die vom LNG-Transport. Damit kann ab einer Entfernung von 3000 km ein Erdgasvolumen von 5 Milliarden Nm^3 kostengünstig transportiert werden. Mit zunehmenden Erdgasvolumen steigt die Entfernung, bei der ein LNG-Transport wirtschaftlich wird.

Im Hinblick auf die Nutzung von LNG als Treibstoff in schweren Nutzfahrzeugen und Non-road-engine ist die Umrüstung auf solch einen Treibstoff ebenfalls ein wichtiger Schwerpunkt in der Kostenanalyse. Im Rahmen einer vom niederländischen Wirtschaftsministerium angeordneten und von Pricewaterhouse Coopers (PwC) durchgeführter Studie ging hervor, dass ein neuer LNG-LKW 1,5-2 mal teurer als ein bisher konventioneller Diesel-LKW ist [Pri13]. In der Abbildung 3.29 sind verschiedene Typen von LKW und die dazugehörigen Investitionskosten in Euro dargestellt. Einer neuer LNG-LKW ist im Durchschnitt immer 45-55.000 Euro teurer als ein Diesel-LKW.

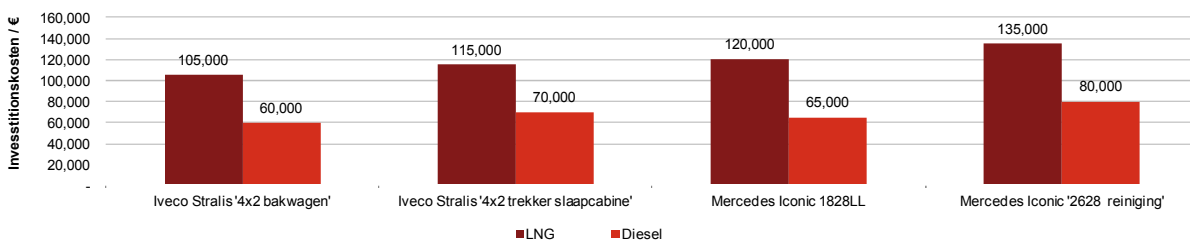


Abbildung 3.29: Vergleich der Investitionskosten für einen LNG-LKW und einem Diesel-LKW [Pri13]

Der LNG-Markt beschränkt sich derzeit auf den Bereich der Schifffahrt, zur Anlandung von LNG in Europa und dessen Einspeisung in der Erdgas-Fernnetz. Eine flächendeckende Verfügbarkeit von LNG innerhalb der EU bzw. Deutschlands für On-Road- und

Non-Road-Anwendungen ist zum jetzigen Zeitpunkt nicht absehbar. Das geplante Ziele der EU zum Aufbau eines Tankstellennetzes (Tankstellenentfernung von 400 km) für LKW wurde um 5 Jahre verschoben. Momentan sind lediglich 54 Tankstellen in Europa in Betrieb. Davon sind einige nicht öffentlich zugänglich, da sie zum Beispiel von Logistikunternehmen für deren Versuchsfahrzeugflotte betrieben werden. Für eine dezentrale Versorgung mit LNG werden technische Small-Scale-Lösungen angeboten (General Electric). Bedingt durch die anfallenden Investitions- und Betriebskosten ist die Möglichkeit der LNG-Versorgung für den für On-Road- und Non-Road-Anwendungen aus ökonomischer Sicht nicht relevant. Für die ersten schweren Versuchsnutzfahrzeuge aus dem Straßenverkehr liegen die Kosten für einen LNG-Betrieb gegenüber Diesel um einen Faktor 1,5-2 höher. Mit ähnlichen Mehrkosten ist auch den langwirtschaftlichen Bereich zu rechnen. Generell besteht eine gewisse Investitionsunsicherheit bei Fahrzeughersteller, Tankstellenbetreibern und Endkunden durch Unklarheiten der Besteuerung von erdgasbasierten Kraftstoffen. Die Absichtserklärung (innerhalb des Koalitionsvertrages) der aktuellen deutschen Bundesregierung, eine Steuerermäßigung für Erdgas als Kraftstoffe über 2018 hinaus zu garantieren, ist bis zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht umgesetzt. Nach Verabschiedung eines entsprechenden Gesetzes ist mit deutlichen Impulsen bei der Verbreitung von CNG und LNG auch im Straßenverkehr zu rechnen.

4 Fazit

Im Rahmen des Förderprojektes ist es gelungen umfangreiche Erkenntnisse und Erfahrungen über den Einsatz von Erdgasmotoren im monovalenten Betrieb zu gewinnen und einen Versuchsmotor auf den Gasbetrieb für den landwirtschaftlichen Bereich umzurüsten. Basis für die Untersuchungen bildeten Experimente an einem Otto-Erdgasmotor, welcher aus einem Dieselmotor, dessen Serieneinsatz in einem Traktor erfolgt, abgeleitet wurde. Trotz der Verwendung von vielen Serienteilen des Grundmotors und der Beibehaltung der Motorhauptmaße konnte eine weitgehende Optimierung der Brennraumgeometrie für den Gasbetrieb erfolgen. Im Fokus standen vorrangig die Untersuchung verschiedener Erdgas-Brennverfahren hinsichtlich der Einhaltung zukünftiger Abgasemissionsgrenzwerte für mobile Arbeitsmaschinen (EU Stufe IV). Durch eine systematische Weiterentwicklung des Versuchsträgeraufbaus in der Projektlaufzeit sowie der Systeme für Aufladung und Abgasnachbehandlung konnte im stationären Motorbetrieb gezeigt werden, dass Erdgasmotoren die Anforderungen bezüglich Schadstoffausstoß und Leistungsabbildung im landwirtschaftlichen Bereich sicher erfüllen. Bei vergleichbaren Wirkungsgraden, verglichen zum Dieselmotor, konnten im Gasbetrieb die Grenzwerte nach EU Stufe IV für den Ausstoß an Stickoxiden (um 50 %) und Kohlenmonoxid (um 80 %) deutlich unterschritten werden.

Dies konnte in wesentlichen Teilen auch für den transienten Motorbetrieb dargestellt werden. Die kurzzeitigen Konzentrationsanstiege von Methan und Kohlenmonoxid können durch Entwicklung von Softwarefunktionalitäten des Motorsteuergerätes (z.B. λ -Regelung) bzw. detaillierte Forschungsarbeiten an Drei-Wege-Katalysatoren für den Einsatz in stöchiometrisch betriebenen Gasmotoren auf ein unbedenkliches Maß verringert werden. Innerhalb dieses Projektes konnte jedoch gezeigt werden, dass dieses Motorenkonzept für Methan schon jetzt das Potential bietet, auch zunehmend schärfere Abgasgrenzwerte einzuhalten und einen signifikanten Beitrag zur Umweltentlastung leisten kann. Es ist abzuschätzen, ob die Kosten für einen Erdgasmotor im landwirtschaftlichen Einsatz

gegenüber den in diesem Anwendungsgebiet dominierenden Dieselmotoren auf vergleichbarem oder geringerem Niveau liegen werden.

Eine hohe Motorlaufruhe und die effiziente Kraftstoffumsetzung werden maßgeblich von der Geometrie und den Strömungsbedingungen im Brennraum beeinflusst. Um diese nicht nur experimentell zu untersuchen, wurde ein Simulationsmodell für die Brennraumgeometrie am Beispiel des Flachkolbens mit einem Verdichtungsverhältnis von 13:1 erstellt. Unter Anwendung des Simulationsmodells wurden die Strömungsverhältnisse im Zylinder sowie die Turbulenzintensität im Bereich der Zündkerze untersucht und Verbesserungspotentiale zur Optimierung der Zündstabilität ermittelt. Mit dem Modell werden weitere detailliertere Untersuchungen, z.B. Anpassung der Kolbenmuldengeometrie (Überlagerung der Drallbewegung im Brennraum mit einer Quetschströmung), durchgeführt, um so nur wenige Kolbenformen fertigen zu müssen.

Ein weiteres Simulationsmodell dient zur Abbildung der Mischungsprozesse im Ansaugtrakt mit dem Ziel die Homogenität des Brennstoff-Luftgemisches für den Betrieb von Erdgasmotoren mit äußerer Gemischbildung vor den Prüfstandsarbeiten beurteilen zu können. Am Beispiel der realen Geometrie für ein Gasmischerrohr wurde eine Systematik zur Anzahl der Gasaustrittsbohrungen, Bohrungsdurchmesser und Anordnung der Bohrungen zum Frischluftstrom erstellt. Der Einfluss dieser Parameter auf die Gleichverteilung des Kraftstoffs in der Ansaugluft konnte durch Strömungssimulation qualitativ dargestellt werden. Als Resultat der Simulationen wurde ein 9-Doppelloch-Querstrom-Gasmischer gefertigt, dessen Eignung sich im Motorbetrieb vollständig bestätigte. In weiteren Schritten sollten die Modellannahmen überarbeitet, erweitert (Integration des AGR-Stromes) und validiert werden.

Die erzielten theoretischen und praktischen Ergebnisse zeigen, dass Erdgas als Kraftstoff für Motoren im landwirtschaftlichen Einsatz generell geeignet ist und entsprechende Motoren aus den vorhandenen Serien-Dieselmotoren abgeleitet werden können. Die Untersuchungen zeigten, dass für diese Motorkategorie die Erfüllung der Anforderungen insbesondere des Methangrenzwertes nur durch $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit Drei-Wege-Katalysator (sensibilisiert für Methan) erreicht werden kann. Bei den betrachteten Brennverfahren mit $\lambda > 1$ ist es nicht gelungen eine Technologie zu finden, welche die Einhaltung des Methangrenzwertes ermöglicht. Durch Verwendung von erprobten Dieselmotoren, sowie der Adaption von marktverfügbaren, getesteten Systemen für Kraftstoff, Aufladung und Abgasnachbehandlung können die Kosten für anwendungsorientierte Serienlösung auf einem geringen Niveau gehalten werden. Für eine Weiterentwicklung der

einzelnen Motorkomponenten zur Effizienzverbesserung der Antriebsmaschine ist allerdings durch weitere Entwicklungsarbeiten auf diesem Gebiet erforderlich.

Literaturverzeichnis

- [ABB⁺13] ANDRULEIT, Harald ; BAHR, Andreas ; BABIES, Hans G. ; FRANKE, Dieter ; MESSNER, Jürgen ; PIERUA, Roberto ; SCHAUER, Michael ; SCHMIDT, Sandro ; WEIHMANN, Sarah ; BUNDESANSTALT FÜR GEOWISSENSCHAFTEN UND ROHSTOFFE (Hrsg.): *Energiestudie 2013: Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen*. 17. 2013
- [AIR] AIR-LNG GMBH: *Pressemitteilung LNG in A Box: GE stellt das System LNG In A Box™ vor; Gasfin wählt neue Technologie für Tankstellen in Europa*. <http://www.air-lng.com/index.php/de/neuigkeiten/27-pressemitteilung-lng-in-a-box>
- [Bol11] BOLAND, Daniel: *Wirkungsgradoptimaler Betrieb eines aufgeladenen 1,0 l Dreizylinder CNG Ottomotors innerhalb einer parallelen Hybridarchitektur*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2011. <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:bsz:93-opus-61328>
- [Bus13] BUSCHBECK, Martin: *Laseroptische Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor*. Darmstadt, Techn. Univ Darmstadt, Dissertation, 2013. http://www.iap.tu-darmstadt.de/fileadmin/nlq/thesen/Dissertation_Martin_Buschbeck.pdf
- [CK94] CHMELA, F. ; KAPUS, P.: Das Tri-Flow-Verbrennungsverfahren für den Magerbetrieb von Gasmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 55 (1994), Nr. 9, S. 526–535
- [EK10] EUROPÄISCHE-KOMMISSION (Hrsg.): *Europa 2020 Eine Strategie für intelligentes, nachhaltiges und integratives Wachstum*. Brüssel, 3.3.2010
- [EKP08] EICHLSEDER, Helmut ; KLÜTING, Manfred ; PIOCK, Walter F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors: Der Fahrzeugantrieb*. Wien : Springer,

- 2008 (Der Fahrzeugantrieb). http://deposit.ddb.de/cgi-bin/dokserv?id=2667859&prov=M&dok_var=1&dok_ext=htm. – ISBN 9783211257746
- [EU] EU: *Regelung Nr. 110 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE)*. https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Anlage/static/ECE/r-110-antriebssystem-mit-komprimiertem-erdgas-pdf.pdf?__blob=publicationFileStaffan
- [FRA⁺] FORSTER, P. ; RAMASWAMY, V. ; ARTAXO, P. ; BERNTSEN, T. ; BETTS, R. ; FAHEY, D. W. ; HAYWOOD, J. ; LEAN, J. ; LOWE, D. C. ; MYHRE, G. ; NGANGA, J. ; PRINN, R. ; RAGA, G. ; SCHULTZ, M. ; VAN DORLAND, R.: Changes in atmospheric constituents and in radiative forcing. <http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/wg1/ar4-wg1-chapter2.pdf>. In: *Climate change 2007*, 129–234
- [HNS10] HESEDING, Markus ; NITSCHKE, Martin ; SLAMA, Jens ; VERBAND DEUTSCHER MASCHINEN- UND ANLAGENBAU E.V. (Hrsg.): *Abgasgesetzgebung Diesel- und Gasmotoren*. 2010
- [Int13] INTERNATIONAL GROUP OF LIQUEFIED NATURAL GAS IMPORTERS: *LNG Industry 2013*. http://www.giignl.org/sites/default/files/PUBLIC_AREA/Publications/giignl_the_lng_industry_fv.pdf. Version: 2013
- [IS98] INDRA, F. ; SEITZ, H.: Turboaufladung am Monovalenten Erdgasmotor. In: *7. Aachener Kolloquium: Fahrzeug und Motorentchnik*. 1998, S. 59–78
- [ISO] ISO - INTERNATIONAL ORGANISATION FOR STANDARDIZATION: *LNG Standards*. <http://www.iso.org/iso/home/search.htm?qt=LNG&sort=rel&type=simple&published=on>
- [Joh] JOHANNESSON, Staffan: *LNG Blue Corridors: Gas Quality*
- [Jon] JONES, Keith: *An Overview of International Development Programs for Gas Fuelled Vehicles*. http://www.bioenergy.org.nz/documents/Workshops/Auckland/BiogasTransportFuel-Nov2010_Uniservices_KJones.pdf (BANZ - Workshop "Biogas as a Transport Fuel")
- [KEU] KEU: *Clean fuel infrastructure agreed by the Council and the European Parliament*. <https://www.google.de/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=>

web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CCMQFjAA&url=http%3A%2F%2Fconsilium.europa.eu%2Fuedocs%2Fcms_data%2Fdocs%2Fpressdata%2Fen%2Ftrans%2F141906.pdf&ei=q2HCVPbHC0Gsyg0A4YLIDA&usg=AFQjCNEVXKLe8Lv_guneQJ68Ckiem2P1Nw&bvm=bv.84349003,d.bGQ

- [KHP04] KALLINEN, Kauko ; HÄRKÖNEN, Matti ; PITKÄNEN, Mikko: Advanced Catalysts for CNG-Engines. In: *SAE Technical Papers* (2004), Nr. 2004-28-0028
- [Kis13] KISTLER GRUPPE ; KISTLER GRUPPE (Hrsg.): *Betriebsanleitung KiBox To Go 2893*. 2013
- [Kom] KOMMISSION, Europäische: *Vorschlag für eine Richtlinie des Europäischen Parlaments und des Rates über den Aufbau der Infrastruktur für alternative Kraftstoffe*
- [KPG09] KAVALOV, B. ; PETRICÁĀ', H. ; GEORGAKAKI, A. ; IRC EUROPEAN COMMISSION (Hrsg.): *Liquefied Natural Gas for Europe: Some Important Issues for Consideration*. <http://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC47887/eur%2023818%20en.pdf><http://publications.jrc.ec.europa.eu/repository/bitstream/JRC47887/eur%2023818%20en.pdf>. Version: 2009
- [Lar07] LARIVE, J.-F.: Well-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context. (2007)
- [LB07] LIENIN, Stephan ; BACH, CHristian: *Emissionsvergleich verschiedener Antriebsarten in aktuellen Personewagen: Untersuchung der Emissionen von aktuellen Personewagen mit konventionellen und direkteingespritzten Benzinmotoren, Dieselmotoren mit und ohne Partikelfilter, sowie Erdgasmotoren*. 2007
- [LBC] *LNG Blue Corridors: Demonstration of heavy duty vehicles running with liquefied methane*. <http://lngbc.eu>
- [NGV] NGV GLOBAL NEWS: *LNG Buses for Warsaw and Olsztyn*. <http://www.ngvglobal.com/lng-buses-for-warsaw-and-olsztyn-1108>
- [Pis01] PISCHINGER, Franz: *Motorische Verbrennung: Abschlussbericht des SFB 224*. <http://www.sfb224.rwth-aachen.de/bericht.htm>. Version: 2001

- [PKS09] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Aufl. Wien u.a : Springer, 2009 (Der Fahrzeugantrieb). – ISBN 978-3-211-99276-0
- [Pre10] PREHN, Sascha: *Erstellung eines neuen, MATLAB-basierten Programms zur Druckverlaufsanalyse unter Berücksichtigung der aus den Forschungsprojekten am LKV erwachsenden speziellen Aufgabenstellungen und Anforderungen*. Rostock, Universität Rostock, Projektarbeit, 2010
- [Pri] PRIMALNG: *Primagas Germany delivers their first LNG customer*. <http://www.primalng.com/mediaroom/14/39/Primagas-Germany-delivers-their-first-LNG-customer>
- [Pri13] PRICEWATERHOUSE COOPERS: *The economic impact of small scale LNG*. http://www.erdgas-mobil.de/fileadmin/downloads/Presse/Studien_Artikel_Broschueren/PwC_Study-Economic-impact-of-small-scale-LNG_STC_May_2013.pdf. Version: 2013
- [PRSB10] PETERS, Dirk ; RUMPKE, Christian A. ; SAAR, Dorothee ; BRAUNE, Oliver ; DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR GMBH (DENA) (Hrsg.): *Erdgas und Biometan im künftigen Kraftstoffmix: Handlungsbedarf und Lösungsansätze für eine beschleunigte Etablierung im Verkehr*. 2010
- [Sch] SCHWIMMBECK, R. G.: LNG and Pipeline. In: *3rd Pipeline Technology Conference 2008*
- [Sta] STANDAERT, Kwinten: *Small-Scale LNG Market Trends in Europe*. http://www.gie.eu.com/index.php/publications/gle/doc_download/23030-gle-presentation-at-small-scale-lng-forum-rotterdam-small-scale-lng-mar
- [STD⁺11] SCHWARZ, Christian ; TEICHMANN, Rüdiger ; DURST, Bodo ; ECKERT, Peter ; OTTO, Frank ; CHRISTIAN, Krüger ; RAKOWSKI, Sebastian ; REULEIN, Claus ; STIESCH, Gunnar ; TATSCHL, Reinhard ; WIMMER, Andreas ; WINKLHOFER, Ernst ; WITT, Andreas ; GOTTSCHALK, Wolfram ; KASPER, Werner ; SAMS, Theodor ; DINKELACKER, Friedrich ; EICHLSEDER, Helmut ; KOEGELER, Hans-Michael ; MOHR, Hinrich: *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik ; mit 43 Tabellen*. 5., vollst. überarb., aktualisierte und erw. Aufl. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2011 (Praxis). – ISBN 3834819875

- [TG] TOHSCHÉ, Claws E. ; GRAMMER, Raimund: *Alternative Kraftstoffe: Econic LNG setzt die Reichweite auf neues Niveau*
- [UNE12] UNECE ; UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (Hrsg.): *Tas Force on Liquefied Natural Gas vehicles (TF-LNG)*. <https://www2.unece.org/wiki/pages/viewpage.action?pageId=3178909>. Version: 2012
- [Vos13] VOS LOGISTICS BEHEER B.V.: *Integrated financial and sustainability review 2013*. <http://www.voslogistics.com/reports/financial-and-sustainability-review/2013/files/assets/common/downloads/publication.pdf>. Version: 2013
- [Wie00] WIESENBERG, R.: *Erdgas als Treibstoff für den Straßenverkehr als Chance für Energieversorgungsunternehmen*. Hamburg and Berlin, Techn. Univ, Diss., 2000
- [ZGZZ] ZEIDLER, Eberhard ; GROSCHE, G. ; ZIEGLER, V. ; ZIEGLER, D.: *Springer-Taschenbuch der Mathematik*. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2359-5>. Version: 3., neu bearb. und erw. Aufl. 2013

A Anhang

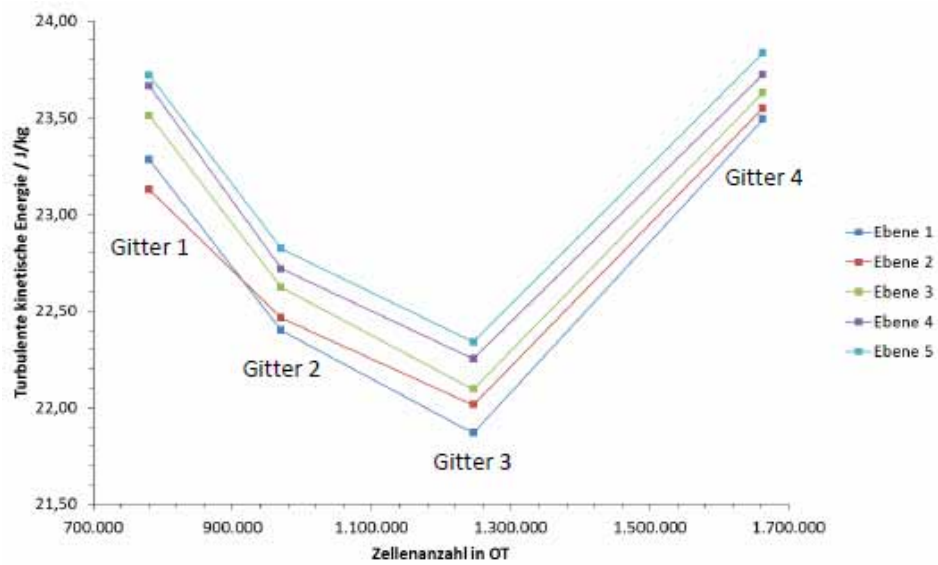
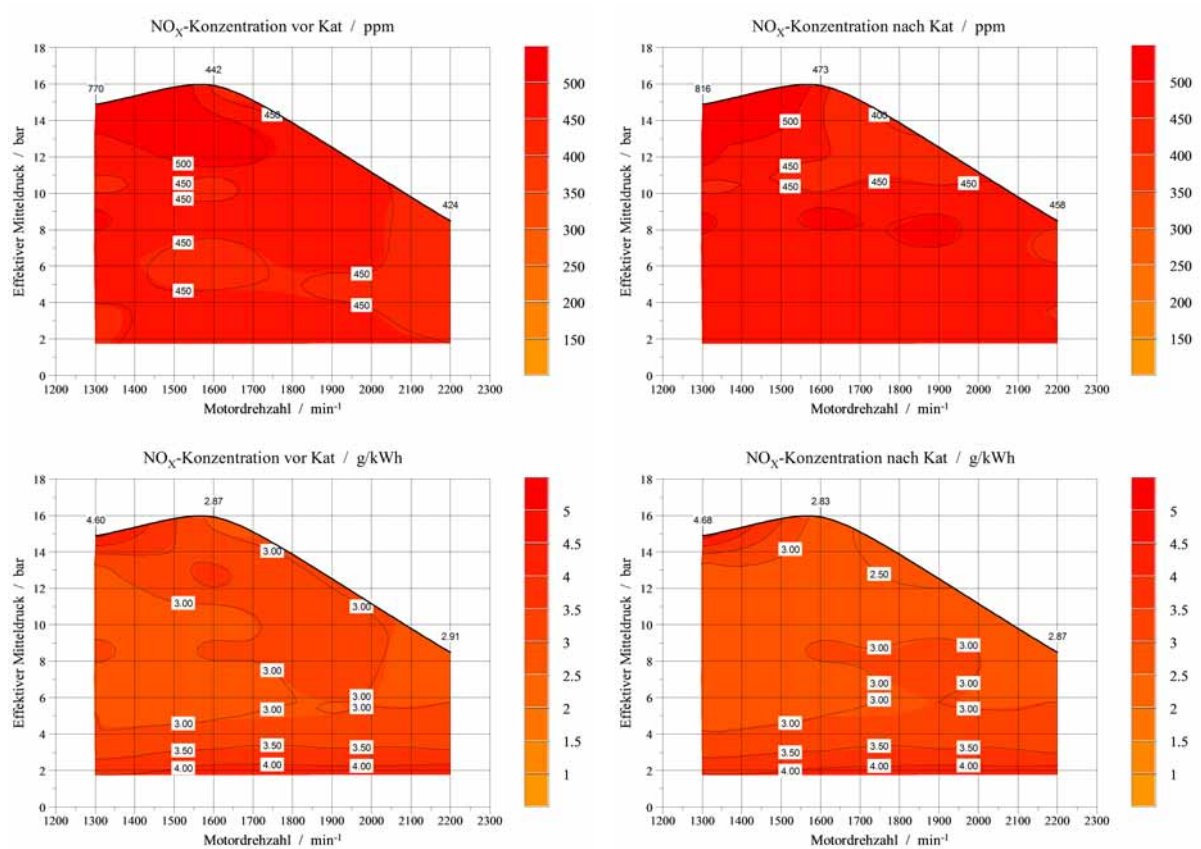


Abbildung A.1: Vergleich der Ergebnisse der turbulenten kinetischen Energie im Bereich der Zündkerzenelektroden über Anzahl der Rechenzellen. Betrachtet werden vier unterschiedlich feinaufgelöste Gitter.



(a) $\lambda > 1$ -Brennverfahren, vor Katalysator

(b) $\lambda > 1$ -Brennverfahren, nach Katalysator

Abbildung A.2: Gegenüberstellung der Stickoxidemissionen vor dem Eintritt des Katalysators (links) sowie nach Katalysator (rechts) für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren. Grenzwert der Stickoxidemissionen nach EU Stage IV: 0,4 g/kWh

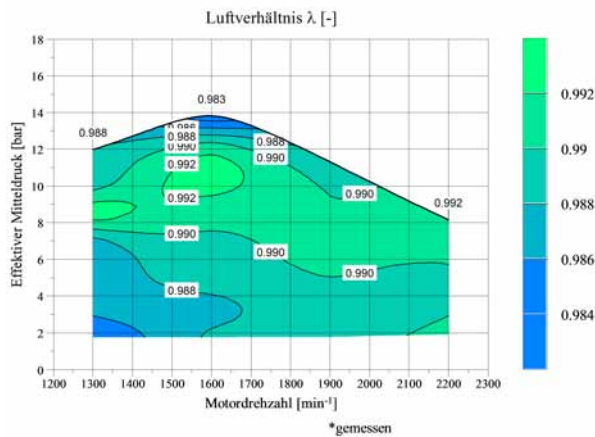


Abbildung A.3: Darstellung des gemessenen Verbrennungsluftverhältnisses für das $\lambda=1$ -Brennverfahren ohne Abgasrückführung

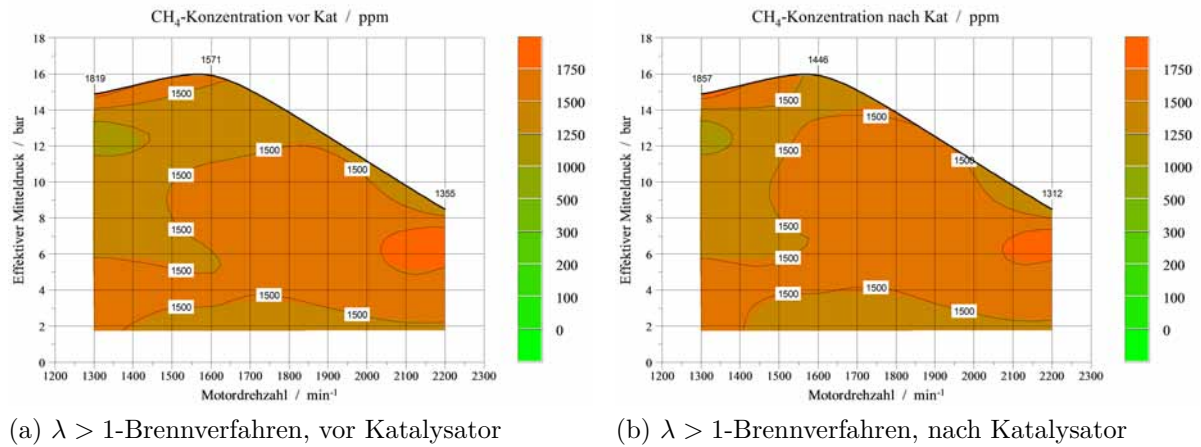


Abbildung A.4: Gegenüberstellung der Methanemission vor dem Eintritt des Katalysators (links) sowie nach Katalysator (rechts) für das $\lambda > 1$ -Brennverfahren. Grenzwert der Methanemissionen nach Euro VI: 0,5 g/kWh

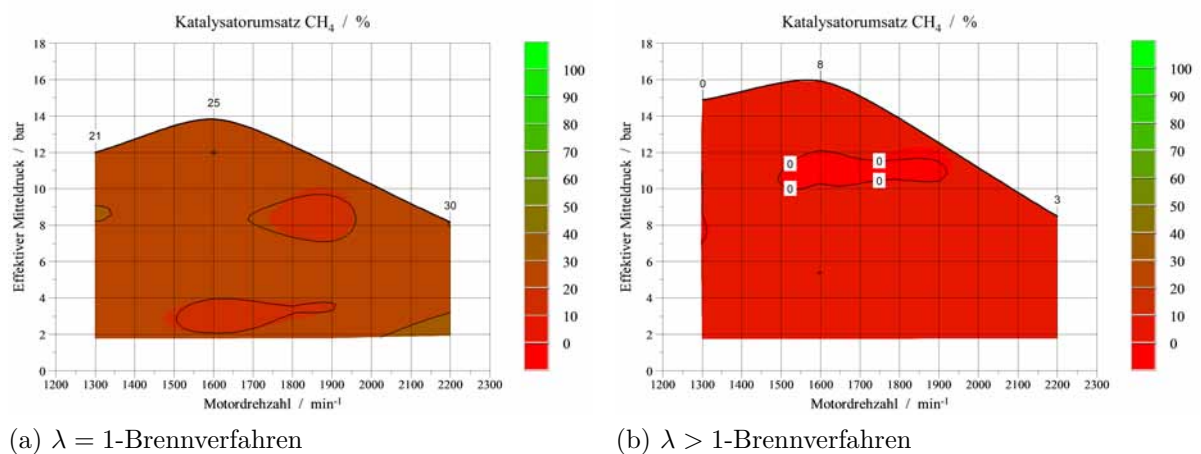


Abbildung A.5: Gegenüberstellung des Methanumsatzes über den Drei-Wege-Katalysator für das $\lambda = 1$ - (links) und $\lambda > 1$ -Brennverfahren (rechts)

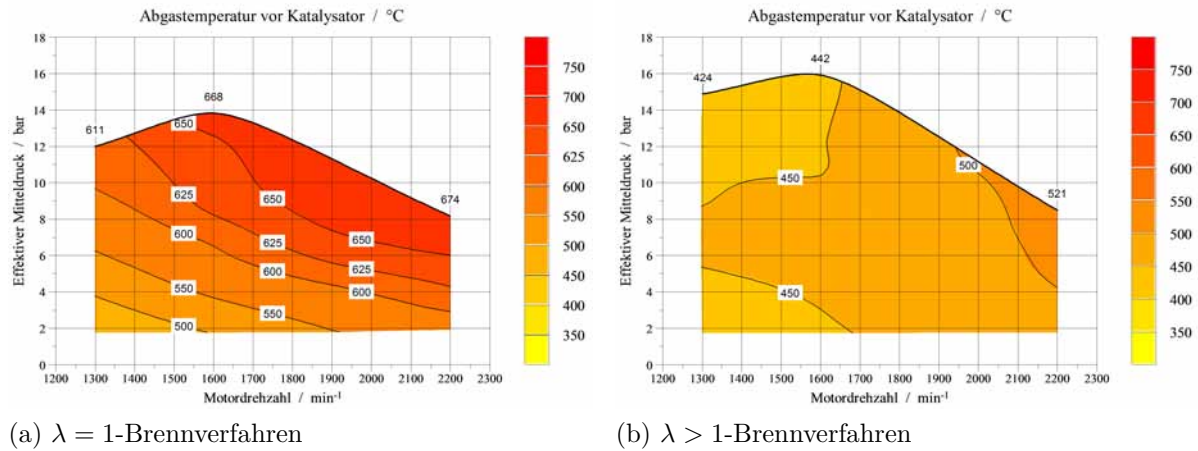


Abbildung A.6: Gegenüberstellung der Abgastemperaturen vor dem Eintritt des Katalysators für das $\lambda = 1$ - (links) und $\lambda > 1$ -Brennverfahren (rechts)

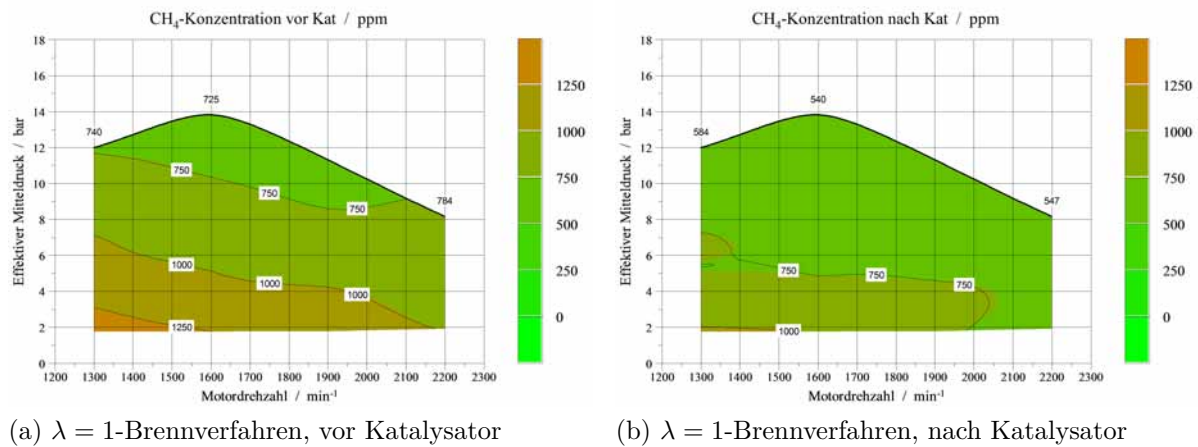


Abbildung A.7: Gegenüberstellung der Methanemission vor dem Eintritt des Katalysators (links) sowie nach Katalysator (rechts) für das $\lambda = 1$ -Brennverfahren. Grenzwert der Methanemissionen nach Euro VI: 0,5 g/kWh

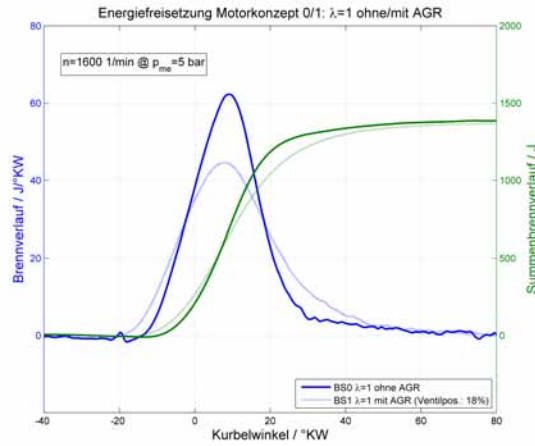
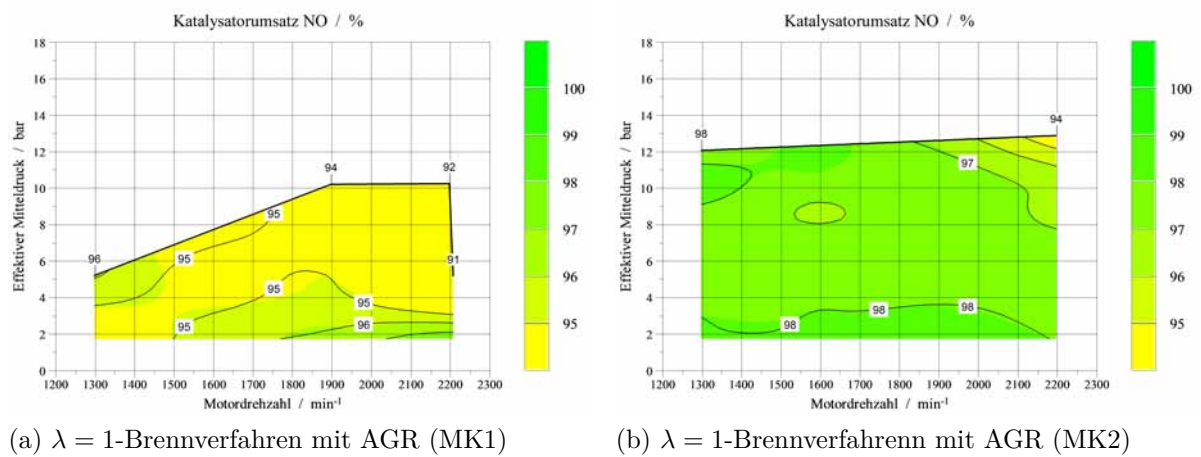


Abbildung A.8: Vergleich des Brennverlaufs und Summenbrennverlaufs beim stöchiometrischen Brennverfahren ohne/mit AGR für den Motorbetriebspunkt $n = 1600 \text{ 1/min} @ p_{me} = 5 \text{ bar}$



(a) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK1)

(b) $\lambda = 1$ -Brennverfahren mit AGR (MK2)

Abbildung A.9: Gegenüberstellung der Stickoxidumsatzraten über den Katalysator für Motorkonzept 1 (links) sowie Motorkonzept 2 (rechts)

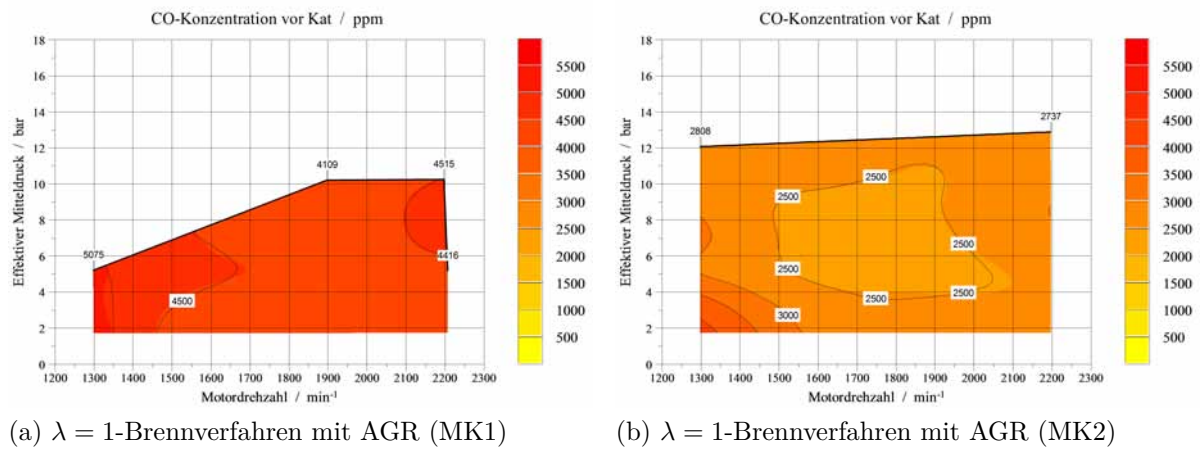


Abbildung A.10: Gegenüberstellung des Kohlenmoxoxidrohmissionen vor dem Eintritt des Katalysators für Motorkonzept 1 (links) sowie Motorkonzept 2 (rechts)

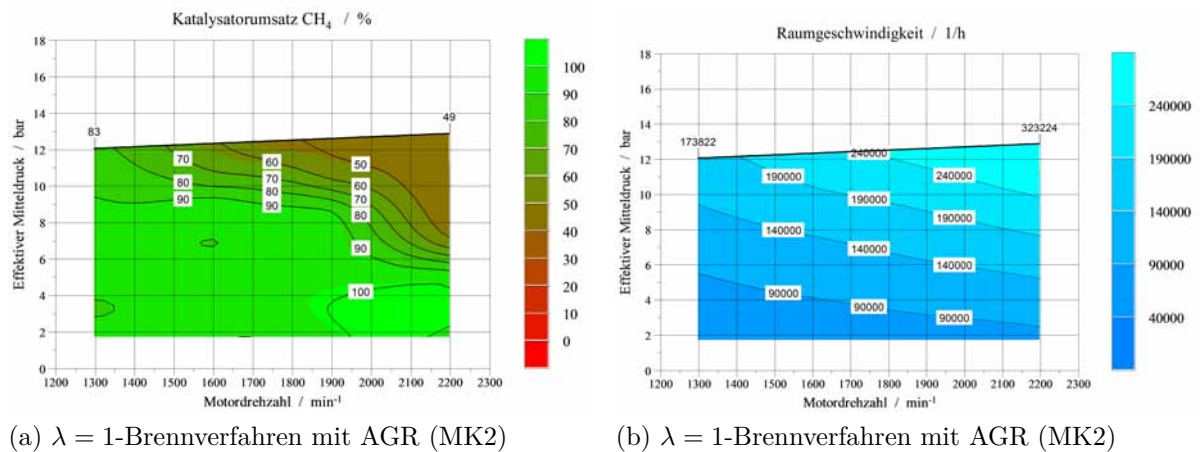


Abbildung A.11: Darstellung der Methan-Konvertierungsraten (links) sowie der Raumgeschwindigkeit durch den Drei-Wege-Katalysators für das Motorkonzept 2

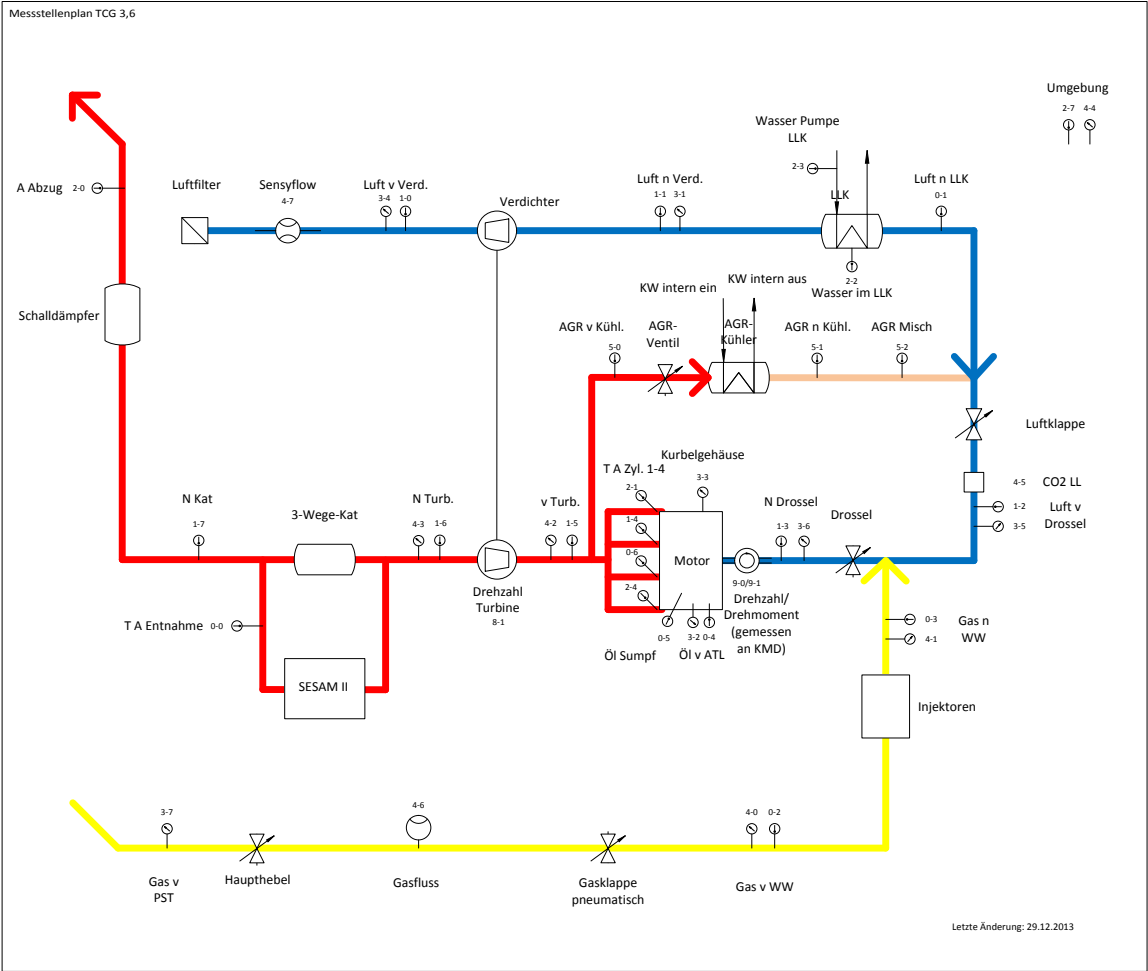


Abbildung A.12: Messstellenplan des Prüfstandsbaus



Erdgas H - Orientierungswerte 2013
Chemische Zusammensetzung, physikalische und brenntechnische Kenndaten

Verbundgas Nord Erdgas H					
		Einheit	Jahresmittel 2012	Maximum	Minimum
Kennwerte Brenngas					
berechnet aus der Gaszusammensetzung					
Brennwert (1.013,25mbar, 0°C, 25°C Verbr.)	H _{s,n} (H _{o,n})	kWh/m ³ MJ/m ³	11,33 40,80	11,420 41,100	11,210 40,350
Heizwert (1.013,25mbar, 0°C, 25°C Verbr.)	H _{i,n} (H _{u,n})	kWh/m ³	10,24	10,310	10,200
Normdichte		kg/m ³	0,79	0,794	0,784
rel.Dichte	d	-	0,61	0,614	0,607
Wobbeindex	W _{s,n} (W _{o,n})	kWh/m ³	14,51	14,640	14,390
	W _{i,n} (W _{u,n})	kWh/m ³	13,17	13,900	12,990
Faktor Hu/Ho	H _i /H _s	-	0,9030	0,903	0,903
min.Luftbedarf	L _{min}	m ³ /m ³	9,8	9,870	9,690
Zündgrenzen in Luft	Z _u	Vol.-%	4,0	4,200	4,000
	Z _o	Vol.-%	16,9	17,000	16,300
Viskosität, dynamisch		1/10 ⁶ Pa s	10,2	10,200	10,200
Viskosität, kinematisch		1/10 ⁶ m ² /s	12,9	12,900	12,900
Zündtemperatur		°C	575-640	575-640	575-640
Flammentemperatur		°C	2.000-2.100	2.000-2.100	2.000-2.100
Methanzahl (+/- 2)			83	85,000	82,000
Zusammensetzung					
Hexane u. höhere KW	C ₆ ⁺	Mol.-%	0,04	0,050	0,030
Propan	C ₃ H ₈	Mol.-%	0,82	0,890	0,740
n-Butan	n-C ₄ H ₁₀	Mol.-%	0,12	0,150	0,100
i-Butan	i-C ₄ H ₁₀	Mol.-%	0,13	0,160	0,110
n-Pentan	n-C ₅ H ₁₂	Mol.-%	0,02	0,030	0,020
i-Pentan	i-C ₅ H ₁₂	Mol.-%	0,03	0,040	0,030
neo-Pentan kleiner od.gleich:	neo-C ₅ H ₁₂	Mol.-%	0,01	0,010	0,000
Kohlendioxid	CO ₂	Mol.-%	1,28	1,550	1,090
Ethan	C ₂ H ₆	Mol.-%	4,49	5,020	3,770
Stickstoff	N ₂	Mol.-%	1,69	2,400	0,560
Methan	CH ₄	Mol.-%	91,31	91,870	90,790
Gesamtschwefelgehalt kleiner od.gleich:	S	mg/m ³	27,8	30,000	3,000
Schwefelwasserstoffgehalt kleiner als:	H ₂ S	mg/m ³	4,8	5,000	2,000
Wassergehalt kleiner od. gleich: (<50mg/m ³ => Taupkt. -11°C bei 40 bar)	H ₂ O	mg/m ³	47	50,000	9,000
Kennwerte Abgas					
spezif. Abgasvolumen (feucht)	V _{Abg/feucht}	m ³ /m ³	10,8	10,860	10,670
spezif. Abgasvolumen (trocken)	V _{Abg/trocken}	m ³ /m ³	8,8	8,880	8,730
Taupunkt Abgas		°C	59,4	64,000	59,000
CO ₂ -Gehalt (Abgas feucht)		Vol.-%	10	12,000	9,800
CO ₂ -Gehalt (Abgas trocken)		Vol.-%	12,0	12,000	11,900
CO ₂ -Emission		t/TJ	56,4	56,600	56,200
		t/GWh	203,0	203,700	202,300

Für die Einstellung der Gasgeräte sind zu beachten:
Wobbeindex W_{s, n} = 15,0 kWh/m³ = Einstellung E bzw. EE-H

Abbildung A.13: Gemittelt physikalischer bzw. brenntechnische Kennwerte des Erdgases aus dem Netz der Rostocker Stadtwerke