

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

Niedrigstemissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor

Marcel Christian Thomas Fouquet

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.-Prof. Dr. techn. Helmut Eichlseder,
Technische Universität Graz / Österreich

Die Dissertation wurde am 07.11.2011 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 15.03.2012 angenommen.

Kurzfassung

Die Arbeit beschreibt ein Konzept für einen wasserstoffbetriebenen Pkw-Verbrennungsmotor, bei dem mittels innermotorischer Maßnahmen die weltweit strengsten Abgasgrenzwerte (SULEV, CARB) bei Stickoxiden um mindestens 90%, Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid mindestens 99% unterschritten werden. Das Konzept eröffnet das Potential zu Leistungsdaten, die bei niedrigsten Emissionen ohne Abgasnachbehandlung heutigen aufgeladenen Verbrennungsmotoren ebenbürtig sind.

Gleichzeitig wird das Emissionsniveau eines aktuellen monovalent betriebenen Wasserstoff-Verbrennungsmotors durch Abgasnachbehandlung so weit gesenkt, daß das Fahrzeug bzgl. Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoff als luftreinigend einzustufen ist.

Abstract

This paper describes a concept with lowest emissions for a hydrogen internal combustion engine for passenger cars. With optimisation of the combustion concept the level of nitrogen oxide is below 90%, hydrocarbon and carbon monoxide below 99% of the SULEV target (CARB). This concept enables a potential in power density that is comparable to current supercharged combustion engines at lowest emission level without catalytic aftertreatment.

Additionally with a catalytic aftertreatment system, the emission level of a current hydrogen combustion engine (mono-fuel) is lowered to a level, that this car can be labeled as air cleaning vehicle for hydrocarbons and carbon monoxide.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Ergebnisse und Erkenntnisse, die in der Zeit von Januar 2005 bis Januar 2010 während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (LVK) der Technischen Universität München (TUM) im Rahmen des Forschungsprojekts „Niedrigstemissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor“ gewonnen wurden.

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater und Leiter des Lehrstuhls, Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister für sein großes Interesse und die Unterstützung während der Durchführung der Arbeit sowie bei der Betreuung des Promotionsverfahrens. Ebenso spreche ich Herrn Professor Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder für die Übernahme des Koreferates und Herrn Professor Dr.-Ing. Horst Baier für die Leitung des Promotionsverfahrens meinen Dank aus.

Die BMW AG unterstützte das dieser Arbeit zugrunde liegende Forschungsvorhaben „Niedrigstemissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor“. Besonderer Dank gilt hier Christian Bock, Bernhard Staar und Dr.-Ing. Hermann Sebastian Rottengruber für die inhaltliche Betreuung und die stets angenehme vertrauensvolle Zusammenarbeit. Den Mitarbeitern von Herrn Staar, Peter Lutter und Dieter Martin, spreche ich meinen Dank für Ihre Unterstützung bei der Umsetzung des Projekts aus, ebenso Johannes Michl, Uwe Mulinski, Danijel Ristic, Alfred Wiszt und Bastian Däxl für ihren Einsatz beim Prüfstandsbetrieb. Ferner danke ich Peter Schmidt von Borg Warner für die Unterstützung bei der Entwicklung der „AGR-Turbine“.

Für stetige Diskussionsbereitschaft, das angenehme Arbeitsklima und die vielfältige Hilfe möchte ich allen meinen Kollegen am Lehrstuhl danken. Ferner gilt mein Dank den Institutsangehörigen in der mechanischen Werkstatt und dem Elektroniklabor, repräsentiert durch Markus Weiß, Hans-Jürgen Riedl, Christian Hödl und Michael Hahn, sowie den Mitarbeiterinnen des Sekretariats, Marita Weiler und Sonja Zeilhofer.

Wissenschaftlichen Hilfskräften, an dieser Stelle seien Patrick Stenner und Daniel Fischer genannt, danke ich für Ihren Einsatz zum Gelingen der Arbeit ebenso wie den direkt in diese Arbeit involvierten Diplomanden, Katrin Wülfert und Robert Bäcker.

Meinen Eltern Martha und Gerd gebührt ein Dankeschön, da sie mir das Studium ermöglicht haben.

Nicht zuletzt danke ich jedem, der mich unterstützt hat und den ich vergessen habe zu erwähnen.

Sistrans in Tirol, im Juni 2011.

Marcel Fouquet.

„Denn, was man schwarz auf weiß besitzt,
Kann man getrost nach Hause tragen.“

Johann Wolfgang von Goethe (1749 – 1832)

Aus diesem Grunde für mich.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung / Abstract

Vorwort

Inhaltsverzeichnis	I
0 Formelzeichen und Abkürzungen	IV
1 Einleitung.....	1
2 Wasserstoff als Treibstoff von Verbrennungsmotoren	3
2.1 Kraftfahrzeuge.....	3
2.2 Brennverfahren bei Wasserstoff-Verbrennungsmotoren	5
2.2.1 Dichte des angesaugten Gemischs	5
2.2.2 Gemischbildung	5
2.2.3 Zündverfahren	6
2.2.4 Verbrennungsluftverhältnis	6
3 Emissionsbildung von Wasserstoffmotoren	7
3.1 Kohlenmonoxid	7
3.2 Kohlenwasserstoffe	8
3.3 Stickoxide	9
3.3.1 Stickstoffmonoxid.....	9
3.3.2 Stickstoffdioxid.....	10
3.4 Ammoniak	11
3.5 Reaktionskinetik und chemisches Ungleichgewicht	12
4 Gesetzliche Rahmenbedingungen	14
4.1 Abgasgesetzgebung in der Europäischen Union	14
4.2 Abgasgesetzgebung in Japan	15
4.3 Abgasgesetzgebung in den Vereinigten Staaten	17
4.4 Vergleich der Geschwindigkeitsprofile der Testzyklen	20
4.5 Lastpunkte des Hydrogen7 in den Fahrzyklen	20
4.5.1 Lastpunkte im NEFZ	21
4.5.2 Lastpunkte im FTP-75 und US Highway-Cycle.....	21
4.5.3 Lastpunkte im Japan 10-15 und Japan 11-Mode.....	22
5 Ziele des Niedrigstmissionskonzepts	24
5.1 Motor und Fahrzeug zur Umsetzung des Konzepts	24
5.2 Emissionsniveau des Hydrogen7 zu Projektbeginn	25
5.2.1 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe.....	25
5.2.2 Kohlenmonoxid	26
5.2.3 Stickoxide	27
5.3 Vergleich der Kennfelder und Lastpunkte aus den Fahrzyklen	29
5.4 Herausforderungen an das Niedrigstmissionskonzept	29
6 Ansätze zur Reduzierung von Schadstoffen im Abgas	31
6.1 Innermotorische Maßnahmen	31
6.1.1 Verbrennungsluftverhältnis	32
6.1.2 Aufladung im überstöchiometrischen Motorbetrieb.....	33
6.1.3 Abgasrückführung.....	34
6.1.4 Miller-Cycle	35
6.1.5 Verdichtungsverhältnis	36
6.1.6 Zündung und Zündzeitpunkt	36
6.1.7 Gemischbildung	37
6.2 Abgasnachbehandlung für Ottomotoren im Wasserstoffbetrieb	37
6.2.1 Katalysator für den (unter-)stöchiometrischen Wasserstoffbetrieb	38

6.2.2	DeNOx-Katalysatoren	39
6.2.3	Selektive Katalytische Reduktion	41
6.2.3.1	Passive SCR-Katalysatoren	41
6.2.3.2	Aktive SCR-Katalysatoren	42
6.2.4	Weitere Konzepte zur NO _x -Reduktion im Abgas	42
6.3	Technologieauswahl für das Niedrigstmissionskonzept	42
7	Werkzeuge zur Simulation und Modellierung	44
7.1	Thermodynamische Modellierung	44
7.1.1	Arbeitsprozeßrechnung	44
7.1.2	Druckverlaufsanalyse	46
7.2	Eindimensionale Ladungswechselrechnung	46
8	NZEV auf Basis des E68	48
8.1	Optimierungsmaßnahmen am Abgasrollenprüfstand	48
8.2	Abgasemissionsniveau nach Optimierungsmaßnahmen	48
9	Einzylinder-Prüfstand	51
9.1	Motorenprüfstand und Meßtechnik	51
9.1.1	Aufbau des Motorenprüfstands	51
9.1.2	Hardwareanpassungen und -erweiterungen	52
9.1.2.1	Zylinderkopf	52
9.1.2.2	AGR-Turbine	52
9.1.2.3	Nockenwellen für das Miller-Verfahren	53
9.1.3	Einzylinder-Versuchsmotor	54
9.2	Motorsteuerung	55
9.3	Meßtechnik am Prüfstand	56
9.3.1	Abgasmeßtechnik	56
9.3.2	Temperaturmessung	56
9.3.3	Luftmengenmessung	56
9.3.4	Kraftstoffmessung	56
9.3.5	Verbrennungsluftverhältnis	57
9.3.6	Abgasrückführtrate	57
9.3.7	Wirkungsgrad der Abgasturboaufladung	57
9.3.8	Indiziermeßtechnik	58
9.4	Meßdatenerfassung und Auswertung	58
9.5	Matlab-basiertes Auswertetool zur Druckverlaufsanalyse	59
10	Meßergebnisse der Versuche am Einzylinder-Motor	63
10.1	Meßreihenübersicht	64
10.2	Aufladung im überstöchiometrischen Bereich	65
10.3	Messungen mit Miller-Cycle	66
10.4	Abgasrückführung im überstöchiometrischen Bereich	69
10.4.1	Messungen bei n = 2000 U/min	70
10.4.2	Messungen bei n = 3000 U/min	78
10.4.3	Messungen bei n = 4000 U/min	79
10.5	Abgasrückführung während der Betriebsartumschaltung	80
10.6	Vergleich der Strategien zur Emissionsminderung	81
11	Thermodynamische Analyse der Messungen	83
11.1	Einfluß des Verbrennungsluftverhältnisses	83
11.2	Einfluß der AGR-Rate	85
11.3	Einfluß des Mitteldrucks	86
11.4	Einfluß der Drehzahl	87
11.5	Einfluß des Miller-Cycles	88
11.6	Zweizonige Arbeitsprozeßrechnung zur Vorausberechnung	89

12	Bewertung der Ergebnisse der Einzylinder-Versuche	91
13	Simulation des Konzepts mit einem Vollmotor-Modell.....	92
14	Zusammenfassung und Ausblick	94
Anhang	96
A1	Formeln model based calibration	96
Literaturverzeichnis	97
Formel- und Abkürzungsverzeichnis	101
Lebenslauf von Marcel Fouquet	105

0 Formelzeichen und Abkürzungen

Die verwendeten Formelzeichen, Symbole und Abkürzungen sind am Ende der Arbeit ab Seite 101 abgedruckt.

1 Einleitung

Wegweisende Innovationen erfolgen meist nicht in einem Schritt, als Beispiel ist das Automobil zu nennen. Am 29. Januar 1886 wurde an Carl Benz vom kaiserlichen Patentamt das Reichspatent 37435 „Fahrzeug mit Gasmotorenbetrieb“, gemeinhin heute als Automobil bezeichnet, verliehen. Diese Erteilung erfolgte 216 Jahre nach dem ersten Landfahrzeug ohne Antrieb durch ein Lebewesen oder Wind. Denn im Jahr 1670 ist von Ferdinand Verbiest (1623 bis 1688) ein aus eigener Kraft fahrender (also „auto-mobiles“) Dampfwagen am Hofe des chinesischen Kaisers Kangxi vorgestellt worden [Mot11].

Vier Jahre nach der Erfindung der Dampfmaschine präsentierte 1769 Nicholas Cugnot den „Fardier“ in Paris, einen für das Militär gebauten Dampfwagen. Dem Wagen war von Anfang an jedoch kein dauerhafter Erfolg beschert. Das Fahrzeug fuhr bei einer Vorführung vor hohen Militärs in die Umfassungsmauer der Militärkaserne und durchbrach diese. Cugnot hatte vergessen, den Dampfwagen mit Bremsen auszustatten [Rau69]. Eine Pferdekutsche hatte zu dieser Zeit auch keine Bremse.

Am 17. Juni 1803 absolvierte ein von Richard Trevithick konstruierter Dampfwagen seine Jungfernfahrt durch London [Obe03]. Seit diesem Zeitpunkt ist die individuelle Mobilität der Menschen soweit gestiegen, daß am 01.01.2008 in Deutschland 49.3 Millionen Kfz zugelassen waren.

Der Antrieb von Fahrzeugen hat sich in über drei Jahrhunderten mehrfach geändert. Die beiden Antriebsformen, die heute am weitesten verbreitet sind, gehen auf das Ende des 19. Jahrhunderts zurück. 1876 erfand Nicolaus August Otto den 4-Takt-Gasmotor. Im Jahr 1892 baute Rudolf Diesel den Verbrennungsmotor, dessen Arbeitsverfahren nach ihm benannt ist. Daß Nicolaus August Otto im Jahre 1886 einen Patentstreit verloren hatte und damit der Weg für Carl Benz frei war, wurde erst 65 Jahre später bekannt [Mot11].

Die meisten Verbrennungsmotoren arbeiten mit innerer Verbrennung. Es kommen gasförmige oder flüssige Kraftstoffe, sog. fossile Energieträger, zum Einsatz, die meist aus Erdöl bzw. Erdgas gewonnen werden. Diese Rohstoffe sind nicht unbegrenzt verfügbar. Im Sommer 2009 ist erstmals das globale Fördermaximum für Erdöl erreicht worden. Nur die einsetzende weltweite Finanzkrise hat eine Ölknappheit verhindert.

In naher Zukunft ist zu erwarten, daß es zu Versorgungsengpässen mit Erdöl kommen wird. Mit Kraftstoffen auf pflanzlicher Basis wird diese immer größer werdende Versorgungslücke ebenso wenig zu schließen sein wie mit rein elektrischen Antrieben. Die Speicherdichten von Akkumulatoren sind (noch) nicht hoch genug. Für das Zurücklegen einer langen Strecke wäre dann ein „Pferdewechsel“, d.h. ein Tausch der Akkumulatoren, notwendig.

Die der heutigen industrialisierten Gesellschaft gewohnte Form der individuellen Mobilität kann Wasserstoff sichern. Wasserstoff ist jedoch auf der Erde kaum in molekularer Form vorhanden. Er muß aus Verbindungen (idealerweise Wasser, H₂O) unter Zufuhr von Energie hergestellt werden.

Die einzige Energiequelle, die unbegrenzt der Menschheit zur Verfügung steht, ist die Sonne. Erlischt sie, ist ein Leben auf der Erde nicht mehr möglich. Die Sonnenenergie läßt sich mittels Solar-, Wind-, Wasser-, Gezeitenkraftwerken, usw. in elektrische Energie wandeln. Und diese Energie stellt die Grundlage für die Herstellung von Wasserstoff dar. Wasserstoff kann durch Elektrolyse aus Wasser

(auch Abwasser oder Meerwasser) gewonnen werden. CO₂-Emissionen, die für die Erderwärmung verantwortlich gemacht werden können, entstehen nicht.

Ein Ottomotor ist mit überschaubarem Aufwand auf den Kraftstoff Wasserstoff umzurüsten. Solch ein Motor läßt sich auch bivalent für Ottokraftstoff und Wasserstoff auslegen. Dies wurde bereits von der BMW AG mit dem Hydrogen7 (Baureihe E68) gezeigt [Enk07]. Dieses Motorenkonzept ist in einer Übergangsphase, in der ein Tankstellennetz für Wasserstoff aufgebaut werden muß, sinnvoll.

Wasserstoff-Verbrennungsmotoren zeichnen sich dadurch aus, daß sie durch den Einsatz eines kohlenstofffreien Brennstoffs nur geringfügig HC- und CO₂-Emissionen aus Schmierölverbrennung sowie geringe CO-Emissionen verursachen. NO_x-Emissionen sind problematischer.

Eine Abgasnachbehandlung im unterstöchiometrischen Bereich ist grundsätzlich möglich, jedoch sind NO_x-Konvertierungsraten über 99 % nur im Neuzustand des Katalysators zu erwarten. Im gealterten Zustand nehmen diese ab.

Bei überstöchiometrischem Betrieb ist der Einsatz von DeNO_x-Katalysatoren denkbar. Allerdings ist der Zielkonflikt zwischen schneller Aufheizung und Schutz vor thermischer Schädigung zu lösen. Zudem entstehen bei der Regenerierung der DeNO_x-Katalysatoren NO_x-Durchbrüche, die die Emissionsbilanz verschlechtern.

Zur NO_x-Minderung ist ein SCR-System grundsätzlich denkbar. Dann ist aber ein Reduktionsmittel wie eine Harnstofflösung im Fahrzeug mitzuführen. Das widerspricht dem Gedanken von „Clean Energy“ – wenn ähnlich einem Dieselfahrzeug „AdBlue“ getankt werden muß.

Ziel dieser Arbeit ist die Erarbeitung eines Niedrigstmissionskonzepts für einen Wasserstoff-Verbrennungsmotor mit möglichst hoher Leistungsdichte, um die individuelle Mobilität über das 21. Jahrhundert hinaus zu sichern. Im vorliegenden Projekt sind durch eine Kombination aus innermotorischen Maßnahmen und ggf. einem System zur Abgasnachbehandlung minimalste Emissionen zu erreichen.

Weiteres Ziel die Zertifizierung eines Fahrzeugs (BMW, Baureihe E68) mit Wasserstoff-Verbrennungsmotor als sog. NZEV (Near Zero Emission Vehicle), mit dem die aktuellen SULEV-Grenzwerte um

- 90% bei NO_x
- 99% bei HC
- deutlich über 99% bei CO

unterschritten werden.

Weiter ist der Einfluß innermotorischer Stellgrößen wie etwa Verbrennungsluftverhältnis, Abgasrückführung, Aufladung mit Ladeluftkühlung, Verdichtungsverhältnis, usw., zu untersuchen und deren Potential zur Absenkung des Rohemissionsniveaus zu ermitteln.

Zur Abwicklung des Projekts werden drei Versuchsträger eingesetzt. Ein Einzylinder-Forschungsmotor ist bereits am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (LVK) der Technischen Universität München (TUM) aufgebaut und wird für die Untersuchungen zu innermotorischen Einflußgrößen modifiziert. Zur Dokumentation des Emissionsniveaus zu Projektbeginn wird der im Hydrogen7 verbaute 12-Zylinder-Vollmotor vom Typ N73H60 am dynamischen Motorenprüfstand des LVKs vermessen. Mit einem monovalent betriebenen Versuchsfahrzeug (basierend auf der Baureihe E68 des Herstellers BMW) wird untersucht, inwieweit sich ein NZEV mit diesem Antriebskonzept darstellen läßt.

Zur Begleitung des Projekts wird ein Simulationstool zur Arbeitsprozeßrechnung weiterentwickelt und angepaßt. Damit wird ein Versuchsprogramm aufgestellt und die thermodynamische Auswertung durchgeführt.

2 Wasserstoff als Treibstoff von Verbrennungsmotoren

Fahrzeuge mit Wasserstoff-Motoren existierten lange vor der Erteilung des Patents zum Viertakt Gasmotor an Nicolaus Otto. An dieser Stelle werden die wichtigsten der Öffentlichkeit präsentierten Fahrzeuge mit Wasserstoff-Verbrennungskraftmaschinen vorgestellt. Außerdem sind die Gliederungsmerkmale der unterschiedlichen Motorvarianten, die nicht alle öffentlichkeitswirksam in Kraftfahrzeugen eingesetzt wurden, beschrieben. Während es zahlreiche Untersuchungen zu Wasserstoff-Brennverfahren gibt, sind doch nur wenige Konzepte veröffentlicht, die in Kraftfahrzeugen umgesetzt worden sind. Diese Tatsache liegt wohl auch darin begründet, daß die Speichersysteme für Wasserstoff bisher nur geringe Energiedichten aufweisen, wenn man den Energieinhalt des gespeicherten Kraftstoffs auf das Gesamtgewicht des Speichermediums bezieht.

2.1 Kraftfahrzeuge

Die Idee, Wasserstoff-Verbrennungsmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen einzusetzen, ist älter als der Motorwagen von Carl Benz. In den frühen 20er Jahren des 18. Jahrhunderts meldete der Franzose François Isaac de Rivaz einen Motor zum Patent an. Wasserstoff und Luft wurden aus einem Ballon in eine Brennkammer geleitet, in der ein Funke das Gemisch zündete. Die Verbrennung schoß einen Kolben nach oben. Bei der Abwärtsbewegung durch das Kolbengewicht griff eine Zahnstange in ein Zahnrad ein und trieb über einen Riemen die Räder des Fahrzeugs an. Im Jahre 1813 unternahm Rivaz erste Fahrversuche mit dem Wagen und legte damit einige hundert Meter zurück.

Der Franzose Etienne Lenoir entwickelte in den 60er Jahren des 19. Jahrhunderts ein Fahrzeug mit Wasserstoff-Verbrennungsmotor, das „Hippomobile“. Der Verbrennungsmotor arbeitete im doppelten Zweitakt-Verfahren mit Scheibenkolben. Auf der Kolbenunterseite wie auch auf der Kolbenoberseite wurde Gemisch angesaugt und gezündet. Der Kolben trieb die Kurbelwelle an. Die Steuerung des Ladungswechsels erfolgte über Flachschieber, die mit der Kurbelwelle verbunden sind [Eic10].

In den 30er Jahren des vorigen Jahrhunderts rüstete der Deutsche Rudolf A. Erren mehrere Fahrzeuge mit einem Wasserstoff-Verbrennungsmotor aus. Der Wasserstoff wurde aus Druckgasspeichern direkt in den Brennraum eingebracht (Erren-Verfahren).

Das erste Fahrzeug mit einem Wasserstoff-Verbrennungsmotor, äußerer Gemischbildung und einem Speicher für flüssigen Wasserstoff (LH₂) wurde im Jahr 1974 am Los Alamos Scientific Laboratory vorgestellt. Ein ähnliches Fahrzeug wurde nur kurze Zeit danach an der University of California in Los Angeles präsentiert. Am Musashi-Institute of Technology in Japan wurde ein Fahrzeug entwickelt, das über eine kryogene äußere Gemischbildung (Injektion von tiefkaltem ($T \approx 90\text{K}$) Wasserstoff in die Ansaugluft) verfügte. Das Fahrzeug absolvierte im Jahr 1975 erfolgreich eine Economy-Rally in Kalifornien über 2800 km [Pes04].

Im Jahre 1978 erwarb das damalige DFVLR (Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft und Raumfahrt e.V.) von BMW ein Fahrzeug vom Typ 518, rüstete es mit einem LH₂-Tank aus und adaptierte den Vierzylinder-Verbrennungsmotor auf äußere Gemischbildung mit Wasserstoff. Die Erprobung erfolgte auf dem Gelände des DFVLR-Instituts für Chemische Antriebe in

Lampoldshausen. Der Focus lag damals auf der Demonstrierung des Gesamtkonzepts „Motor und Kraftstoffspeicherung“, so daß die Anpassung des Motors auf Wasserstoff vom FKFS (Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart) nur mit minimalem Aufwand betrieben wurde. Das Fahrzeug wurde 1982 auf der 4. Weltwasserstoffkonferenz in Pasadena vorgestellt und anschließend auf 2300 m Höhe in Los Alamos (USA) erprobt. Schon damals konnten mit kryogener äußerer Gemischbildung im stöchiometrischen Motorbetrieb die Drehmomentwerte aus dem Benzinbetrieb erzielt werden [Pes04].

Ende 1982 erfolgte eine Kooperation zwischen DFVLR und BMW zur Erstellung eines Versuchsfahrzeugs mit LH2. BMW stellte ein Fahrzeug vom Typ 745i zur Verfügung. Das DFVLR entwickelte einen in das Fahrzeug passenden LH2-Tank und führte die Umrüstung des Motors auf äußere Wasserstoff-Gemischbildung durch. Danach erfolgte die Motor- und Fahrerprobung durch das DFVLR. Das Fahrzeug wurde 1985 auf der 5. Weltwasserstoffkonferenz in Toronto vorgestellt. Dieses Fahrzeug enthielt nahezu alle wasserstofftypischen Komponenten der folgenden Fahrzeug-Generationen aus der LH2-Flotte von BMW. Ab 1986 konzentrierten sich die Arbeiten am DFVLR verstärkt auf die kryogene innere Gemischbildung, einschließlich der kryogenen Kraftstoffinjektion. Bei BMW wurde in den Folgejahren die äußere Gemischbildung weiter verfolgt [Pes04].

Eine Zusammenfassung der weiteren Entwicklung des Wasserstoffantriebs zur Serienreife über mehrere Fahrzeuggenerationen im Hause BMW enthält [Peh02]. Hervorzuheben ist eine Versuchsflotte von 15 wasserstoffbetriebenen Modellen der E38 Baureihe, die bei der Expo2000 in Hannover als Demonstrationsmodelle im Shuttle-Service eingesetzt wurden.

Neben der BMW AG gibt es mehrere Hersteller, die Fahrzeuge mit Wasserstoff-Verbrennungsmotoren betreiben oder betrieben haben. Im Pkw-Bereich ist besonders Mazda in Erscheinung getreten. Der japanische Hersteller Mazda zeigte im Jahr 2006 ein Fahrzeug mit wasserstoffbetriebenem Zweischeiben-Rotationskolbenmotor der Öffentlichkeit und stellte es ausgewählten Kunden als Leasingfahrzeug zur Verfügung. Das Fahrzeug verfügte über einen Druckspeicher-Tank.

Der Nutzfahrzeughersteller MAN stellte im Jahr 1996 den ersten Citybus mit Wasserstoff-Verbrennungsmotor vor. Dieser wurde freisaugend mit stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis und mit äußerer Gemischbildung betrieben. Zur Abgasnachbehandlung kam ein Reduktionskatalysator zum Einsatz. Der Kraftstoff wurde im ersten Modell in flüssiger Form gespeichert, die beiden folgenden Baureihen verfügten über Druckgasspeicher mit einem maximal zulässigen Druck von 350 bar [Pru05].

Die vierte Generation der Citybusse wurde ab 2006 in Berlin betrieben. Von 14 Fahrzeugen verfügten 10 über einen turboaufgeladenen Verbrennungsmotor mit innerer Gemischbildung. Diese Motorversion erzielte mit etwa 42% einen um 12% höheren maximalen Wirkungsgrad und eine um 33% höhere Nennleistung (200 kW) ggü. dem freisaugenden Modell. Mit dieser Flotte wurde bis November 2009 eine Laufleistung von mehr als 400000 km absolviert. Dabei erzielten die Modelle mit Saugrohreinblasung hinsichtlich einer Verfügbarkeit von 90% einen ausgezeichneten Wert [Mai09].

2.2 Brennverfahren bei Wasserstoff-Verbrennungsmotoren

Ein weitreichender Überblick zu Unterscheidungsmerkmalen von Wasserstoff-Brennverfahren ist in [Eic10] dokumentiert.

Die ersten Untersuchungen zum Einsatz von Wasserstoff in Viertakt-Verbrennungsmotoren wurden im Jahr 1924 von H.R. Ricardo durchgeführt. Seine Schlußfolgerung war, daß Wasserstoff für die Verbrennungskraftmaschine ungeeignet sei [Pes04]. Rudolf Erren ließ sich 1929 den Wasserstoff-Knallgasmotor mit Zweitakt-Verfahren in Berlin patentieren [Gei06]. In der 1937 von Manfred Oehmichen angefertigten Dissertation ist ebenfalls ein Verfahren zur Wasserstoff-Verbrennung beschrieben. Nach dem zweiten Weltkrieg sind erst einmal keine weiteren Aktivitäten mit dem Wasserstoff-Verbrennungsmotor zu registrieren – vorbehaltlich der Tatsache, daß sie unveröffentlicht geblieben sind. In den 70er Jahren wurde dann wieder die Entwicklung von mit Wasserstoff betriebenen Verbrennungsmotoren aufgenommen. Als Auslöser kann die Ölkrise gesehen werden [Pes04].

Neben den in Kapitel 2.1 (ab Seite 3) beschriebenen Lösungen aus den 70er und 80er Jahren, die bereits in Kraftfahrzeugen umgesetzt sind, existieren eine Reihe von Untersuchungen, die an Motorenprüfständen durchgeführt wurden und in zahlreichen Veröffentlichungen beschrieben sind. Deren Umsetzung in Kraftfahrzeugen ist jedoch nicht der Öffentlichkeit vorgestellt worden.

Diese Konzepte unterscheiden sich in folgenden Merkmalen:

- Dichte des angesaugten Gemischs (freisaugend bzw. aufgeladen)
- Ort und Art der Gemischbildung (äußere oder/und innere bzw. homogen oder/und geschichtet)
- Zündverfahren
- Verbrennungsluftverhältnis (stöchiometrisch und überstöchiometrisch)

Diese Liste ließe sich erweitern, etwa um die Unterscheidung zwischen Hub- und Rotationskolbenmotoren, Brennraumformen, usw. Detaillierte Beschreibungen zu diesen Konzepten sind in [Eic10] veröffentlicht. Die folgenden Kapitel gehen auf die wichtigsten Unterscheidungsmerkmale ein.

2.2.1 Dichte des angesaugten Gemischs

Der Energieinhalt im Brennraum läßt sich über das Verbrennungsluftverhältnis, Drosselorgane, Aufladung oder die Kombination dieser Stellgrößen einregeln. Zur Aufladung kommen grds. Abgasturbolader oder mechanisch angetriebene Verdichter in Frage. Vor- und Nachteile der jeweiligen Aufladekonzepte sind in [Bas07] beschrieben. Zahlreiche Konzepte sind zu Brennverfahren in Kombination mit der Aufladung beim Wasserstoff-Verbrennungsmotor publiziert.

2.2.2 Gemischbildung

Die Gemischbildung von Verbrennungsmotoren läßt sich in äußere und innere Gemischbildung unterscheiden. Hinzu kommt bei Wasserstoff-Verbrennungsmotoren die Unterscheidung zwischen gasförmiger und kryogener Gemischbildung (Eindüsung von tiefkaltem gasförmigen Wasserstoff bis $T < 80 \text{ K}$). Die innere Gemischbildung kann weiter in frühe innere und späte innere Gemischbildung

unterteilt werden. Dabei nimmt der Homogenisierungsgrad ab und wird mit Verringerung des Abstandes zum Zündzeitpunkt zunehmend schlechter. Weitere Ansatzpunkte stellen kombinierte Gemischbildungsverfahren dar, bei denen äußere und innere Gemischbildung kombiniert werden. Es gibt zahlreiche Veröffentlichungen bis hin zur Kombination aus äußerer und innerer Gemischbildung, die in [Eic10] beschrieben sind.

2.2.3 Zündverfahren

Die Entflammung von Wasserstoff-Luft-Gemischen ist sowohl durch Fremdzündung als auch durch Selbstzündung möglich. Die Fremdzündung kann durch eine Zündkerze, Laserzündung oder Diesel-Zündstrahl erfolgen. Untersuchungen zu einem Zündstrahlverfahren mit Dieselöl sind beispielsweise in [Rot99] beschrieben. Bei Verfahren durch Selbst-Zündung ist zu beachten, daß der Wasserstoff eine deutlich höhere Selbstzündungstemperatur als Otto- bzw. Diesekraftstoff aufweist, vgl. [Bas07]. Ein Konzept zur dieselähnlichen Verbrennung von Wasserstoff ist in [Eic10] beschrieben.

2.2.4 Verbrennungsluftverhältnis

Durch die weiten Zündgrenzen von Wasserstoff-Luft-Gemischen [Bos02] erlaubt der Kraftstoff sowohl mit stöchiometrischem als auch mit überstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis einen Motorbetrieb. Wegen hoher Stickoxidemissionen bis zu 10000 ppm ist der Betrieb im Bereich $1 \leq \lambda \leq 2.2$ wenig sinnvoll [Bra04]. Mit einem einfachen System zur Abgasnachbehandlung sind NO_x -Emissionen in dieser Größenordnung nicht zu konvertieren.

Das in [Enk07] beschriebene Konzept (Stand der Technik hinsichtlich der für den Straßenverkehr zugelassenen Fahrzeuge mit Wasserstoff-Verbrennungsmotor) erlaubt den Motorbetrieb mit beiden Betriebsbereichen. Im unteren Lastbereich wird der Motor qualitätsgeregelt mit einem überstöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis $\lambda > 2.2$ und im oberen Lastbereich bis hin zur Vollast quantitativ geregelt mit stöchiometrischem bzw. leicht unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis betrieben.

3 Emissionsbildung von Wasserstoffmotoren

Im Brennraum sind alle in der Luft enthaltenen Gase (CO_2 , N_2 , O_2 , Ar und Spurengase), der Brennstoff H_2 und Kohlenwasserstoffe (HC) aus dem Motoröl bzw. der Kurbelgehäuseentlüftung vorhanden. Entsprechend sind neben Wasserdampf (H_2O)_g und N_2 die in den nachfolgenden Kapiteln gelisteten Reaktionsprodukte möglich.

3.1 Kohlenmonoxid

Messungen von [Bra04] zeigen, daß ein Wasserstoffmotor bis zu 200 ppm Kohlenmonoxid (CO) als Rohemission aufweist. CO wird dabei auf zwei verschiedenen Reaktionspfaden gebildet. Wie in jedem Verbrennungsmotor entsteht CO bei der unvollständigen Verbrennung von Schmierstoffen. Die CO-Emission ist dabei durch den Sauerstoffüberschuß im überstöchiometrischen Betrieb geringer als im unterstöchiometrischen Betrieb.

Der zweite Reaktionspfad zur Bildung von CO stellt das Wassergasgleichgewicht dar. Die Ansaugluft des Verbrennungsmotors enthält 350 bis 450 ppm Kohlendioxid, das in den Brennraum gelangt. Aus CO_2 entsteht bei unterstöchiometrischen Bedingungen und hohen Temperaturen entsprechend dem Wassergasgleichgewicht Kohlenmonoxid:



Einen Anhaltspunkt, ob die Schadstoffbildung auf diesem Weg möglich ist, liefert die Berechnung des chemischen Gleichgewichts der Reaktion. Aus dem Quotient der Partialdrücke berechnet sich die Gleichgewichtskonstante zu:

$$K_{p01} = \frac{p_{\text{CO}} \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{CO}_2} \cdot p_{\text{H}_2}} \quad \text{Gl. 3-2}$$

Die Gleichgewichtskonstante läßt sich aus den in [Lan61] beschriebenen Stoffgrößen berechnen. Im Anhang von [Fou05] ist die Herleitung auf die notwendigen Rechenschritte reduziert aus [Die99] beschrieben. Abbildung 3.1 zeigt den berechneten Verlauf von K_{p01} über der Temperatur. Das Gleichgewicht liegt oberhalb von 1100 K auf der Seite von CO und H_2O .

Im überstöchiometrischen Motorbetrieb reagiert auf diesem Weg gebildetes CO aufgrund des Überangebots an Sauerstoff weiter zu CO_2 .

Aufgrund des Sauerstoffmangels im unterstöchiometrischen Betrieb ist ein Kohlenmonoxidschlupf über einen nachgeschalteten Katalysator möglich. Der Arbeit von [Bra04] ist zu entnehmen, daß die höchsten Emissionen von CO nach dem Katalysator bei hohen Drehzahlen und im unterstöchiometrischen Motorbetrieb auftreten.

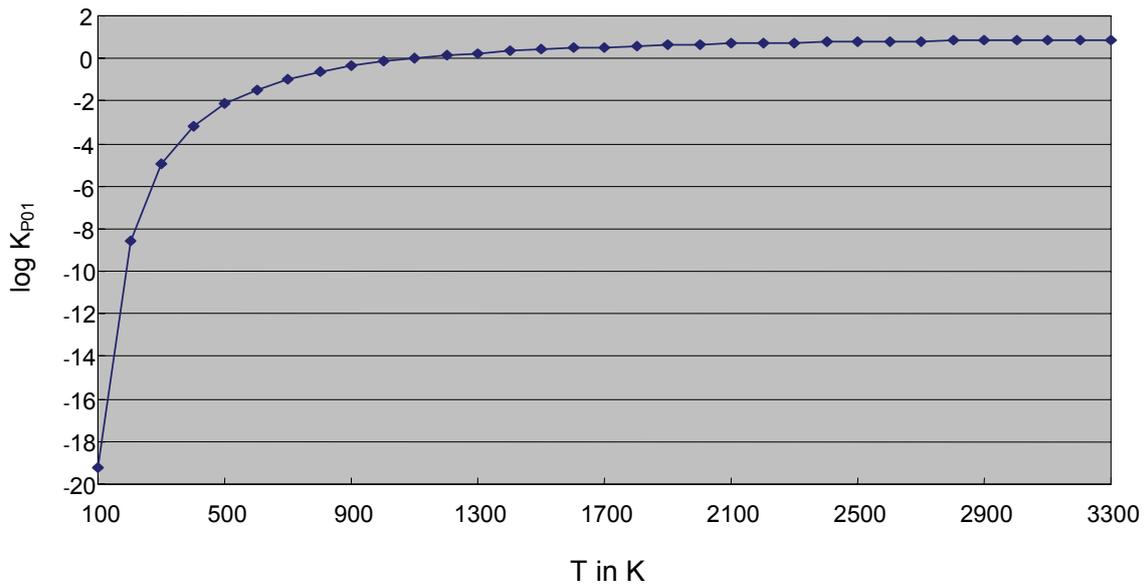


Abbildung 3.1: Wassergasgleichgewicht in Abhängigkeit der Temperatur

3.2 Kohlenwasserstoffe

HC oder C_mH_n steht für die Summe aller Kohlenwasserstoffe im Abgas. HC-Verbindungen wirken teilweise narkotisierend oder gelten als kanzerogen [Bas07]. Als Ursache für HC-Emissionen scheidet un- oder teilverbrannter Kraftstoff bei einem Wasserstoff-Verbrennungsmotor aus. Grund für HC-Emissionen ist das Ablösen eines Teils des Ölschmierfilms von der Zylinderwand, der unverbrannt ins Abgas gelangt (vgl. Abbildung 3.2).

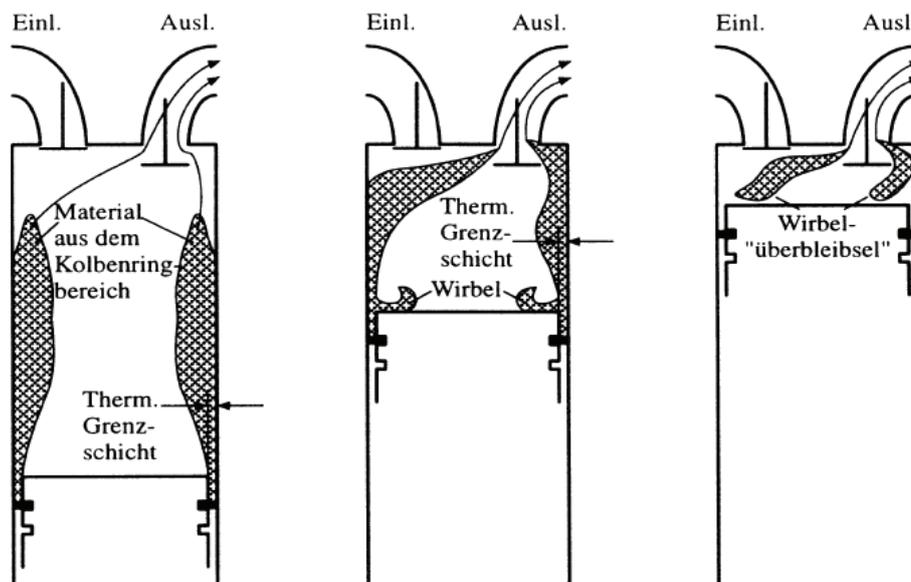


Abbildung 3.2: schematische Darstellung der HC-Entstehung im Brennraum [Mer04]

3.3 Stickoxide

Stickoxide stellen eine gesetzlich limitierte Schadstoffkomponente dar, die in jedem Fall bei der Darstellung des Niedrigstmissionskonzepts berücksichtigt werden muß. NO_x ist der Sammelbegriff für alle Stickstoff-Sauerstoff-Verbindungen. Bei der Verbrennung mit Luft kommt es zur unerwünschten Reaktion zwischen N_2 und O_2 . Daher treten NO_x -Emissionen sowohl beim Betrieb mit Ottokraftstoff als auch mit H_2 auf. Von den Randbedingungen abhängig entstehen allerdings verschiedene Verbindungen, wovon vor allem Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) bei der motorischen Verbrennung auftreten [Bas07].

3.3.1 Stickstoffmonoxid

Stickstoffmonoxid (NO) ist ein Lungenreizgas und Blutgift [Bas07]. NO entsteht beim Verbrennungsprozeß vor allem durch die Oxidation des in der Ansaugluft enthaltenen Stickstoffs bei hohen Temperaturen $T \geq 2500\text{K}$. Die Reaktionsgleichung lautet:



Die Gleichgewichtskonstante K_{p02} berechnet sich aus:

$$K_{p02} = \frac{p_{\text{N}_2} \cdot p_{\text{O}_2}}{p_{\text{NO}}^2} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Die Gleichgewichtskonstante dieser Reaktion ist in Abhängigkeit der Temperatur in Abbildung 3.3 aufgetragen. Hier ist gut zu erkennen, daß mit steigender Temperatur das Gleichgewicht sich der Produktseite nähert.

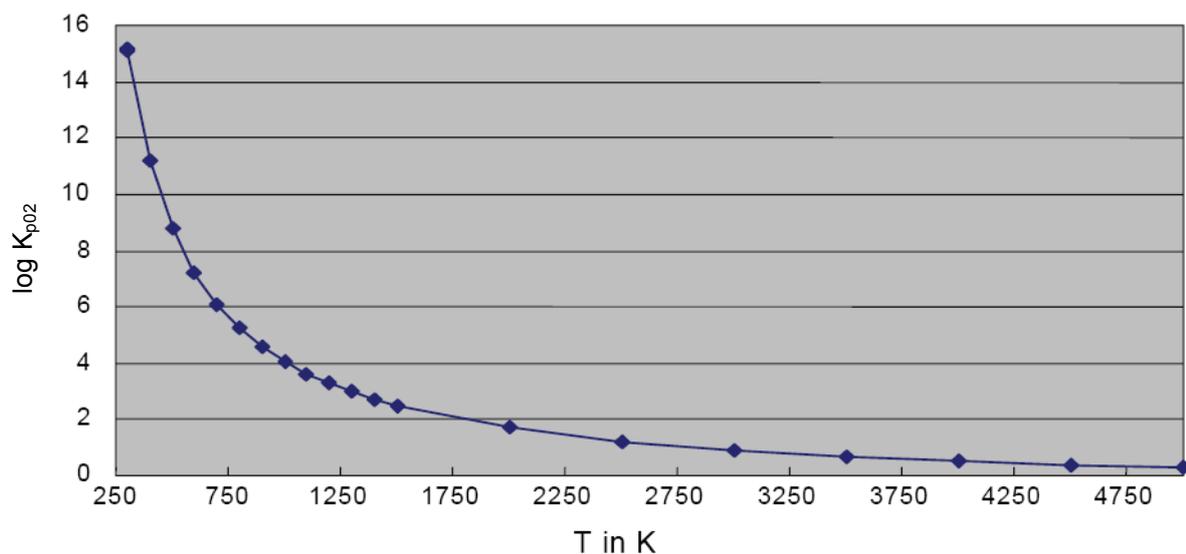


Abbildung 3.3: Gleichgewicht der NO -Bildung aus den Elementen

3.3.2 Stickstoffdioxid

Stickstoffdioxid (NO_2) ist ein rotbraunes, unangenehm riechendes, die Schleimhäute angreifendes, giftiges Gas [Bas07]. Die NO_2 -Bildung erfolgt u. a. durch Oxidation von NO:



Die Gleichgewichtskonstante K_{p03} der Reaktion nach Gl.3-5 beträgt:

$$K_{p03} = \frac{p_{\text{NO}}^2 \cdot p_{\text{O}_2}}{p_{\text{NO}_2}^2} \quad \text{Gl. 3-6}$$

Da für diese keine Tabellenwerte existieren, erfolgt die Berechnung über die Gleichgewichtskonstanten für die NO-Bildung (K_{p02}) und die nachfolgend beschriebene NO_2 -Bildung aus den Elementen (K_{p04}):



K_{p04} der Bildung von NO_2 aus den Elementen ergibt:

$$K_{p04} = \frac{p_{\text{O}_2}^2 \cdot p_{\text{N}_2}}{p_{\text{NO}_2}^2} \quad \text{Gl. 3-8}$$

K_{p03} läßt sich aus Gleichung 3-4 und Gleichung 3-8 bestimmen. Der Verlauf über der Temperatur ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Unter etwa 750 K liegt das Gleichgewicht auf der Produktseite.

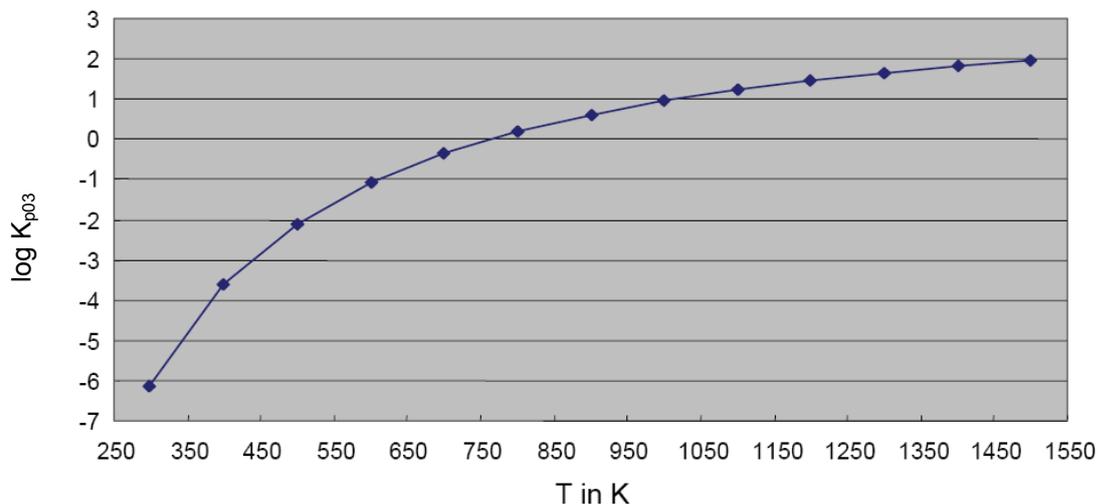


Abbildung 3.4: Gleichgewicht der NO_2 -Bildung aus NO und O_2

Damit ist festzuhalten, daß die NO_x -Bildung insb. bei sehr hohen Temperaturen gefördert wird und beim Abkühlen das NO zu NO_2 weiterreagiert. Bei der Darstellung eines Niedrigstmissionskonzepts durch Optimierung innermotorischer Maßnahmen sind die Parameter der Verbrennung so zu wählen, daß hohe Temperaturen bei der Verbrennung vermieden werden.

3.4 Ammoniak

Ammoniak (NH_3) ist ein farbloses Gas, das bei Konzentrationen oberhalb von 20 ppm stechend riecht und ab 100 ppm Atemwege und Augen reizt. In sehr hohen Konzentrationen ($1.5 - 2.5 \text{ gm}^{-3}$ Luft) wirkt es binnen einer Stunde letal [Hol95]. Um der Aufnahme von NH_3 -Grenzwerten in die Gesetze zur Begrenzung der Emissionen vorzubeugen, sind die Konzentrationen im Abgas vernachlässigbar gering zu halten. Die Bildungsreaktion für NH_3 aus den Elementen lautet:



mit der Gleichgewichtskonstanten K_{p05} :

$$K_{p05} = \frac{p_{\text{N}_2} \cdot p_{\text{H}_2}^3}{p_{\text{NH}_3}^2} \quad \text{Gl. 3-10}$$

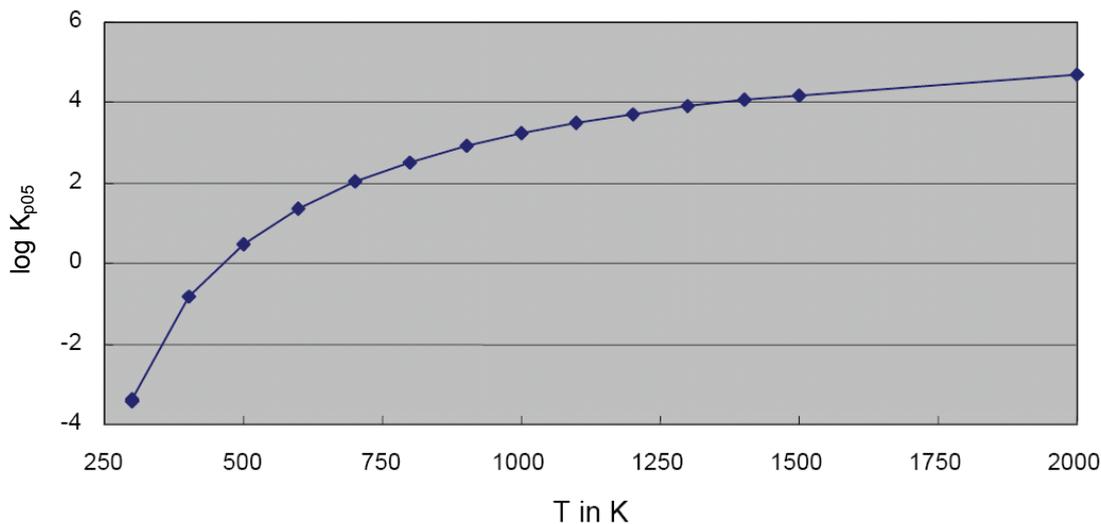


Abbildung 3.5: Gleichgewicht der NH_3 -Bildung aus den Elementen

Abbildung 3.5 stellt den Verlauf des Gleichgewichts über der Temperatur dar. Daraus geht hervor, daß NH_3 bereits oberhalb von 500 K in die Elemente zerfällt, so daß seine Bildung im Brennraum bei der gleichzeitig ablaufenden Oxidation von H_2 vernachlässigbar ist.

Bei unterstöchiometrischem Motorbetrieb ist über den motornahen Katalysator die NH_3 -Bildung sowohl aus den Elementen, als auch durch Reduktion von NO_x möglich [Bra04]. Dies kann zu nicht vernachlässigbaren NH_3 -Emissionen führen. NH_3 kann aus NO und H_2 nach der folgenden Reaktionsgleichung gebildet werden:



Die Gleichgewichtskonstante K_{p06} berechnet sich zu:

$$K_{p06} = \frac{p_{\text{NO}}^2 \cdot p_{\text{H}_2}^5}{p_{\text{NH}_3}^2 \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}^2} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Den Verlauf der Gleichgewichtskonstanten K_{p06} in Abhängigkeit der Temperatur zeigt Abbildung 3.6. Diese verdeutlicht, daß das Gleichgewicht bei $T < 2000 \text{ K}$ auf der Produktseite liegt, wobei mit steigender Temperatur immer mehr NH_3 zerfällt.

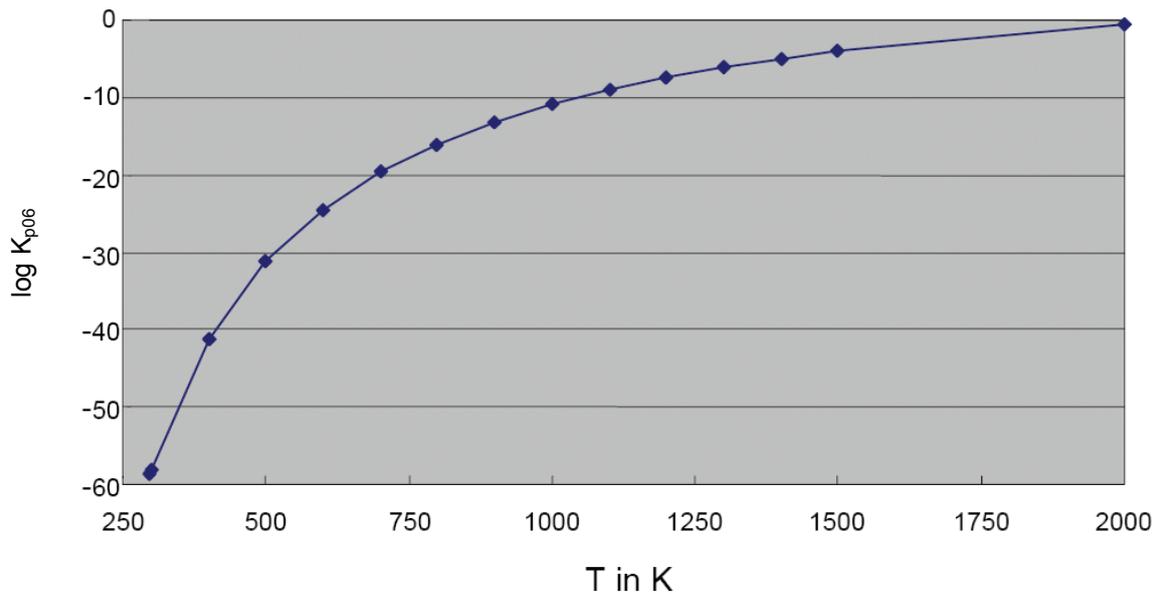
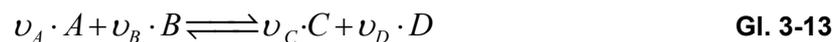


Abbildung 3.6: Gleichgewicht der NH_3 -Bildung aus NO und H_2

3.5 Reaktionskinetik und chemisches Ungleichgewicht

Chemische Reaktionen wie z.B. die NO -Bildung aus den Elementen nach Gl. 3-3 laufen grundsätzlich in beide Richtungen der Reaktionsgleichung ab. Solange der Gleichgewichtszustand nicht erreicht ist, unterscheidet sich die Anzahl der Vorwärtsreaktionen von der Anzahl der Rückwärtsreaktionen. Mit Erreichen des Gleichgewichtszustands ist die Anzahl von Vor- und Rückreaktionen ausgeglichen und die freie Enthalpie befindet sich im Minimum [Hae04].

Betrachtet wird die Reaktionsgleichung aus dem System:



Unter der Reaktionsgeschwindigkeit ist die Änderung der Produktkonzentration einer Reaktion mit der Zeit zu verstehen. Sie berechnet sich nach:

$$\frac{dC}{dt} = \nu_C \left(k_V \cdot A^{\nu_A} \cdot B^{\nu_B} - k_R \cdot C^{\nu_C} \cdot D^{\nu_D} \right) \quad \text{Gl. 3-14}$$

Der erste Term auf der rechten Seite der Gleichung beschreibt dabei die Vorwärts-, der zweite Term die Rückwärtsreaktion. Die Geschwindigkeitskoeffizienten k_V und k_R sind dabei für jede einzelne Reaktion experimentell zu ermitteln.

Geschwindigkeitsbestimmend für den Ablauf einer Reaktion sind die Überwindung der Aktivierungsenergie und die Wahrscheinlichkeit, mit der reaktionsaktive Zusammenstöße erfolgen (Kinetik). Die Geschwindigkeitskoeffizienten sind meist stark von der Temperatur abhängig und werden daher meist in Form eines Arrheniusansatzes approximiert:

$$k = A \cdot T^b \exp\left(-\frac{E}{\mathfrak{R} \cdot T}\right) \quad \text{Gl. 3-15}$$

Dieser Ansatz enthält die folgenden Werte:

- die Größe und Aktivität der Reaktanden in Bezug auf den Übergangszustand, allgemein die Reaktionskonstante A in s^{-1}
- die Reaktionstemperatur T in K
- die universelle Gaskonstante \mathfrak{R} in $\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$
- den Temperaturexponenten b
- den Betrag der Aktivierungsenergie E in J/mol

Die Konstanten zu den Reaktionsgleichungen finden sich in vielen Tabellenwerken, beispielsweise in [Mer04] samt einem Beispiel zur Berechnung von thermischem NO.

4 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Weltweit ist die Einstufung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich ihrer Abgasemissionen unterschiedlich geregelt. Sehr lange existieren schon Bestrebungen, die Luftqualität gerade in Ballungsräumen zu verbessern. Erste Bestrebungen Kaliforniens sind aus den vierziger Jahren des letzten Jahrhunderts zu nennen. In Europa erregte in den sechziger Jahren der Straßenverkehr durch für den Menschen schädliche Kohlenmonoxidemissionen Aufmerksamkeit. Daraufhin wurden die unverbrannten Abgasbestandteile begrenzt. Saurer Regen, Waldsterben usw. in den siebziger und achtziger Jahren veranlaßten den Gesetzgeber, für Stickoxide und Kohlenwasserstoffe Grenzwerte einzuführen. Im Jahr 1961 wurden Abgasnormen in den USA, 1966 in Japan und ab 1970 in Europa beschlossen [Bas07].

In Kalifornien wurden im Jahr 1977 Gesetze erlassen, die eine Reduktion der Schadstoffe im Abgas von Kraftfahrzeugen um 90% im Vergleich zu der Gesetzgebung von 1973 festgesetzt haben. Im Jahr 1976 führte Volvo als weltweit erster Automobilhersteller den geregelten Drei-Wege-Katalysator mit Lambda-Sonde ein [Vol07]. Während in der EU vier Abgaskomponenten reglementiert sind, sind in den USA weitere Emissionen betroffen. U.a. werden Kohlenwasserstoffe differenziert betrachtet bzw. einzelne Komponenten wie z.B. Formaldehyd limitiert.

4.1 Abgasgesetzgebung in der Europäischen Union

In der Europäischen Union geht die Gesetzgebung auf die europäische Richtlinie 70/220/EEC zurück, in der die von der United Nations Economic Commission for Europe (ECE) definierten Grenzwerte (ECE R 15) enthalten sind. Änderungen zu dieser Regulierung schließen die Euro 1 und Euro 2 Standards ein, die unter der Richtlinie 93/59/EC Gültigkeit erlangten. Die zuletzt in der Richtlinie 98/69/EC publizierten Grenzwerte gemäß Euro 3 und Euro 4 (2000 und 2005), wurden von der Einführung verbesserter Kraftstoffqualitäten begleitet. Die Euro 5 Norm ist zum Zeitpunkt des Abschlusses dieses Forschungsvorhabens für in der EU zugelassene Neufahrzeuge nicht verbindlich. Daher werden die Meßergebnisse des Versuchsfahrzeugs anhand der zu diesem Zeitpunkt gültigen Euro 4 Norm bewertet.

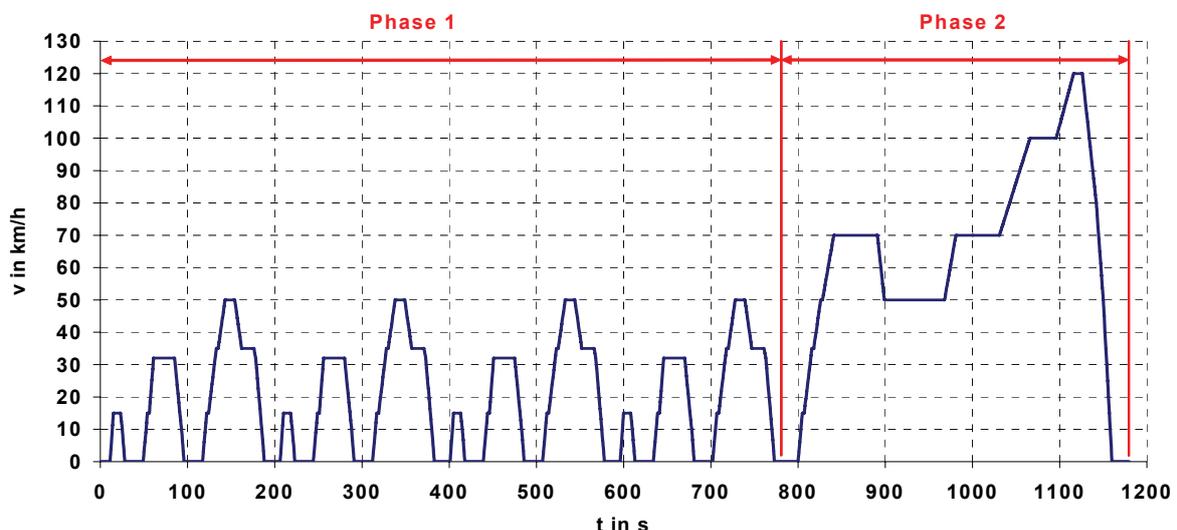


Abbildung 4.1: Fahrprofil des NEFZ [Epa11]

Als Fahrzyklus für diese Regulierungen kommt der ECE R83 (91/441/EEC) zum Einsatz. Die Testausführung erfolgt nach 98/69/EC. Sämtliche Emissionsgrenzwerte werden in g/km ausgedrückt. Das Geschwindigkeitsprofil über der Zyklusdauer wie auch die Grenzwerte sind in Abbildung 4.1 dargestellt [Bas07].

Die zu dem Geschwindigkeitsprofil gültigen Grenzwerte sind in Tabelle 4-1 gelistet.

Tabelle 4-1: Grenzwerte für Fahrzeuge mit Ottomotoren im NEFZ [Bas07], [Bas10]

Standard	Einführung	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC + NO _x [g/km]	HC [g/km]	PM [mg/km]
Euro 1*	07/92	2.72	-	0.970		-
Euro 2*	01/96	2.20	-	0.500		-
Euro 3	01/00	2.30	0.150	-	0.2	-
Euro 4	01/05	1.00	0.080	-	0.1	-
Euro 5	01/11	1.00	0.060	-	0.1	5
Euro 6	09/15	1.00	0.060	-	0.1	3

* Messung beginnt 40 s nach Motorstart

4.2 Abgasgesetzgebung in Japan

Die Reglementierung der Pkws mit Ottomotoren in Japan setzt sich aus zwei Tests zusammen [Bos02]. Der Japan 11 mode wird nach Kaltstart viermal durchfahren und alle Zyklen werden bewertet. Das Lastprofil des Japan 11 mode zeigt Abbildung 4.2.

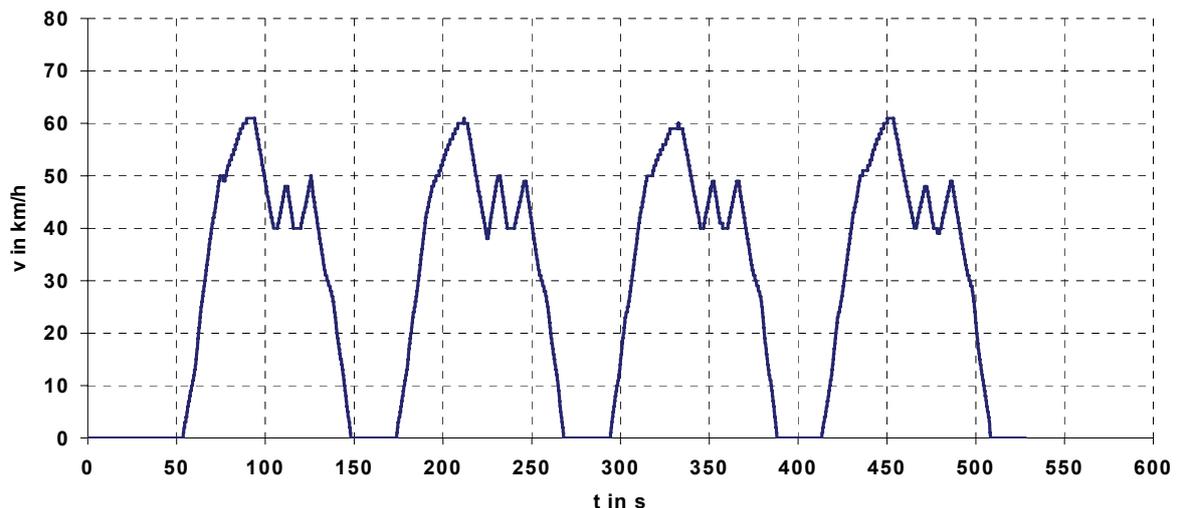


Abbildung 4.2: Fahrprofil des Japan 11 mode [Epa11]

Dagegen wird der 10-15 mode mit warmem Motor einmal durchfahren. Für den Heißtest erfolgt eine Vorkonditionierung bei 60 km/h über ca. 15 min. Danach wird eine Messung von HC, CO und CO₂ durchgeführt. Nach weiteren 5 min bei 15 km/h beginnt der 10-15 mode, dessen Fahrprofil (Abbildung 4.3) dem typischen Fahrverhalten in Tokio nachempfunden ist [Bos02].

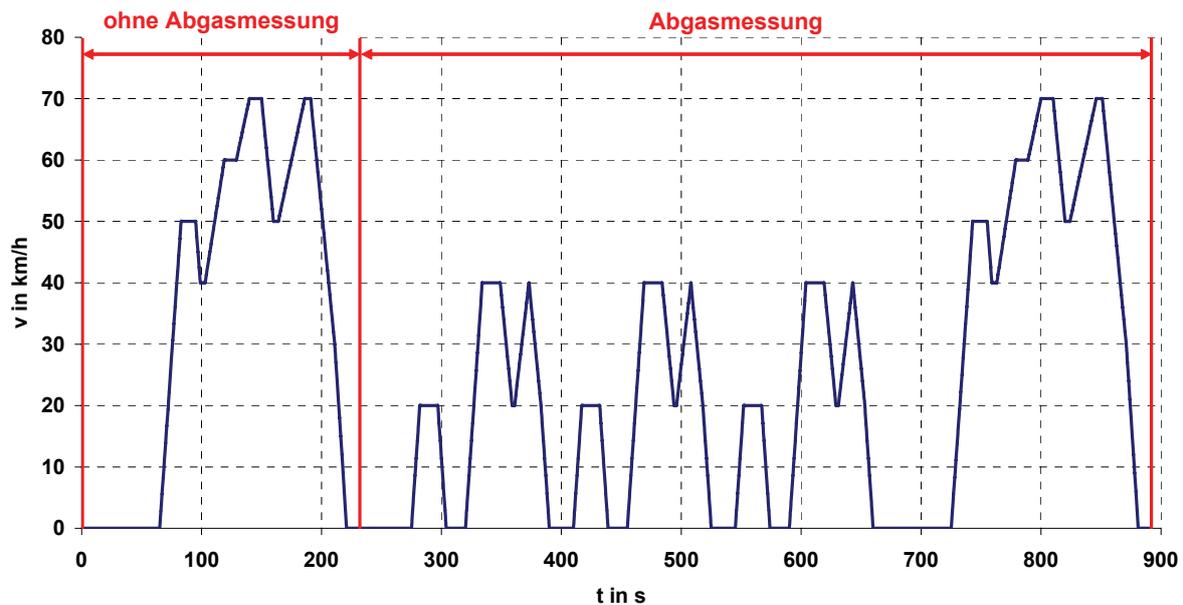


Abbildung 4.3: Fahrprofil des Japan 10-15 mode [Epa11]

Die Auswertung im Japan 11-Mode ist auf den Gesamttest bezogen, die Emissionswerte im Japan 10-15 Test dagegen auf km. Die Abgasanalyse erfolgt über eine CVS-Anlage. Die Grenzwerte zu den Fahrzyklen sind in Tabelle 4-2 dargestellt.

Tabelle 4-2: Grenzwerte für Fahrzeuge mit Ottomotoren in Japan [Del11]

Emissionskategorie			CO		HC ¹		NO _x	
gültig ab	mode	Einheit	max	mean	max	mean	max	mean
1997	10-15	g/km	2.7	2.1	0.39	0.25	0.48	0.25
1997	11	g/test	31.1	19	4.42	2.2	2.5	1.4
2005	combined ²	g/km	1.92	1.15	0.08	0.05	0.08	0.05

¹ ab 2005 non methane HC

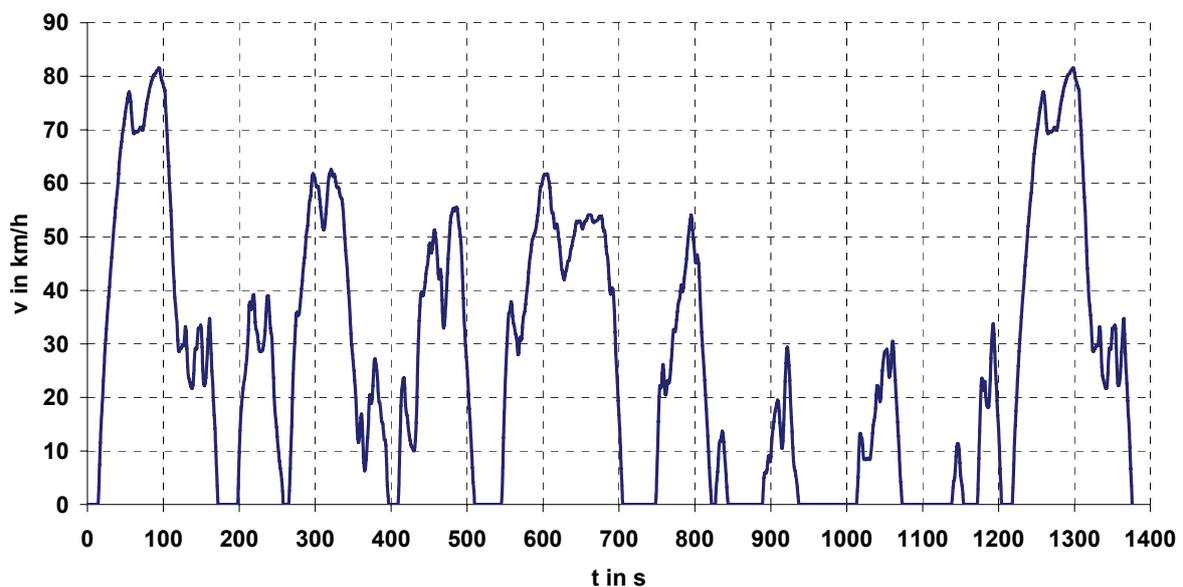
² combined mode mit veränderlicher Testzusammensetzung, vgl. Tabelle 4-3

Werte der Kategorie „max“ gelten für Fahrzeuge mit einer jährlichen Maximalproduktion von 2000 Stück. Fahrzeuge aus größeren Produktionschargen müssen den in der Spalte „mean“ abgedruckten Wert einhalten. Der combined mode gilt ab Oktober 2005. Hierzu werden die Emissionen aus Heiß- und Kalttest mit unterschiedlichen Faktoren gewichtet, der Grenzwert ist in der Einheit g/km festgesetzt. In der ab 2005 gültigen ersten Stufe des combined mode sind 10-15 und 11 mode mit den Faktoren 0.88 und 0.12 gewichtet. Die Berechnung des Abgaswertes für den combined cycle enthält Tabelle 4-3.

Tabelle 4-3: Fahrzyklen und Gewichtung für den in Japan gültigen combined mode [Del11]

gültig ab	Heißstart		Kaltstart	
	Zyklus	Gewichtung	Zyklus	Gewichtung
Oktober 2005	10-15 mode	0.88	11 mode	0.12
Oktober 2008	10-15 mode	0.75	JC08 mode	0.25
Oktober 2011	JC08 mode	0.75	JC08 mode	0.25

Seit Oktober 2008 ist der JC08 mode nach Kaltstart anzuwenden, ab Oktober 2011 wird ausschließlich der JC08 mode herangezogen. Das Geschwindigkeitsprofil über der Fahrzeit für den JC08 mode ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

**Abbildung 4.4: Fahrprofil des JC08 mode [Die11]**

4.3 Abgasgesetzgebung in den Vereinigten Staaten

Kalifornien hat bei der Emissionsbegrenzung mit Ausnahme von Kohlenmonoxid niedrigere Grenzwerte vorgeschrieben als die restlichen Bundesstaaten. In den USA wurden erstmals im „Clean Air Act“ von 1968 nationale Abgasemissionsgrenzwerte für Fahrzeuge eingeführt. 1977 wurden Grenzwerte festgesetzt, die bezogen auf 1973 eine 90%-ige Reduktion bewirkten. Seit dieser Regulierung wurden die Emissionen mit dem FTP-75-Testzyklus gemessen. Die Grenzwerte zwangen die Automobilhersteller zur Einführung der Drei-Wege-Katalysatoren, zumindest bei Fahrzeugversionen, die für den US-Markt bestimmt waren. Die schrittweise Verschärfung der Grenzwerte erfolgte in den Jahren 1994 und 1998. Vom California Air Resources Board (CARB) wurde 1996 ein Plan erstellt, nach dem die Abgasemissionen von Pkw weiter gesenkt werden sollten. Neue Einstufungen nach den Emissionskategorien TLEV (Transitional Low Emission Vehicle), LEV (Low Emission Vehicle), ULEV (Ultra Low Emission Vehicle) und ZEV (Zero Emission Vehicle) wurden definiert, vgl. Tabelle 4-4. In ähnlicher Form wurden diese Standards in die nationale Gesetzgebung als NLEV (National Low Emission Vehicle) Standard, vgl. Tabelle 4-5 und als CFV (Clean Fueled Vehicle) Standard nach

Tabelle 4-6 aufgenommen. Die jährlichen Verkaufszahlen der Hersteller müssen einem vorgeschriebenen Anteil dieser Kategorien genügen [Bas07].

Tabelle 4-4: Kalifornische Certification Exhaust Emission Standards für Personenkraftwagen

Betriebsdauer	Emissionskategorie	THC	NMHC	NMOG	CO	NO _x	PM	HCHO
		[g/mi]						
50000 mls	LEV	-	-	0.075	3.4	0.05	-	0.015
	LEV, Option 1	-	-	0.075	3.4	0.07	-	0.015
	ULEV	-	-	0.040	1.7	0.05	-	0.008
	ZEV	0.00	0.00	0.000	0.0	0.0	0.00	0.000
100000 mls	LEV	-	-	0.090	4.2	0.07	0.01	0.018
	LEV, Option 1	-	-	0.090	4.2	0.10	0.01	0.018
	ULEV	-	-	0.055	2.1	0.07	0.01	0.011
	SULEV	-	-	0.010	1.0	0.02	0.01	0.004
	ZEV	0.00	0.00	0.000	0.0	0.0	0.00	0.000
150000 mls (optional)	LEV	-	-	0.090	4.2	0.07	0.01	0.018
	LEV, Option 1	-	-	0.090	4.2	0.10	0.01	0.018
	ULEV	-	-	0.055	2.1	0.07	0.01	0.011
	SULEV	-	-	0.010	1.0	0.02	0.01	0.004
	ZEV	0.00	0.00	0.000	0.0	0.0	0.00	0.000

Tabelle 4-5: US National Low Emission Vehicle (NLEV)-Grenzwerte für Personenkraftwagen

Betriebsdauer	Emissionskategorie	THC	NMHC	NMOG	CO	NO _x	PM	HCHO
		[g/mi]						
5 Jahre 50000 mls	TLEV	0.41	-	0.125	3.4	0.4	0.08	0.015
	LEV	0.41	-	0.075	3.4	0.2	0.08	0.015
	ULEV	0.41	-	0.040	1.7	0.2	0.08	0.008
	ZEV	0.00	0.00	0.000	0.0	0.0	0.00	0.000
10 Jahre 100000 mls	TLEV	-	-	0.156	4.2	0.6	0.08	0.018
	LEV	-	-	0.090	4.2	0.3	0.08	0.018
	ULEV	-	-	0.055	2.1	0.3	0.04	0.011
	ZEV	0.00	0.00	0.000	0.0	0.0	0.00	0.000

Tabelle 4-6: US Clean Fueled Vehicle (CFV)-Grenzwerte für Personenwagen

Betriebsdauer	Emissionskategorie	THC	NMHC	NMOG	CO	NO _x	PM	HCHO
		[g/mi]						
5 Jahre 50000 mls	LEV	0.41	-	0.075	3.4	0.2	-	0.015
	ILEV	0.41	-	0.075	3.4	0.2	-	0.015
	ULEV	0.41	-	0.040	1.7	0.2	-	0.008
	ZEV	0.00	0.00	0.000	0.0	0.0	0.00	0.000
10 Jahre 100000 mls	LEV	-	-	0.090	4.2	0.3	0.08	0.018
	ILEV	-	-	0.090	4.2	0.3	0.08	0.018
	ULEV	-	-	0.055	2.1	0.3	0.04	0.011
	ZEV	0.00	0.00	0.000	0.0	0.0	0.00	0.000

Die Bestrebungen zur Einführung von Null-Emissions-Fahrzeugen (Zero Emission Vehicle, ZEV) in Kalifornien wurden modifiziert. Der Zeitraum erstreckt sich bis 2018. Der Anteil von PZEV (Partial Zero Emission Vehicle) wurde erhöht und durch eine Kategorie AT-PZEV (Advanced Technology PZEV) ergänzt. Der Anteil der neu zugelassenen ZEV soll damit von 2003 bis 2016 von 10% auf 16% steigen. Davon können 50% der Fahrzeuge dem AT-PZEV Standard, der den SULEV (Super Ultra Low Emission Vehicle) Abgasstandard einhält, entsprechen. Diese Modifikationen dienen überwiegend einer Kostensenkung bei gleichen Umweltzielen [Bas07]. Diesen Abgasgesetzen liegt das Geschwindigkeitsprofil des FTP-75 zugrunde, das in Abbildung 4.5 dargestellt ist.

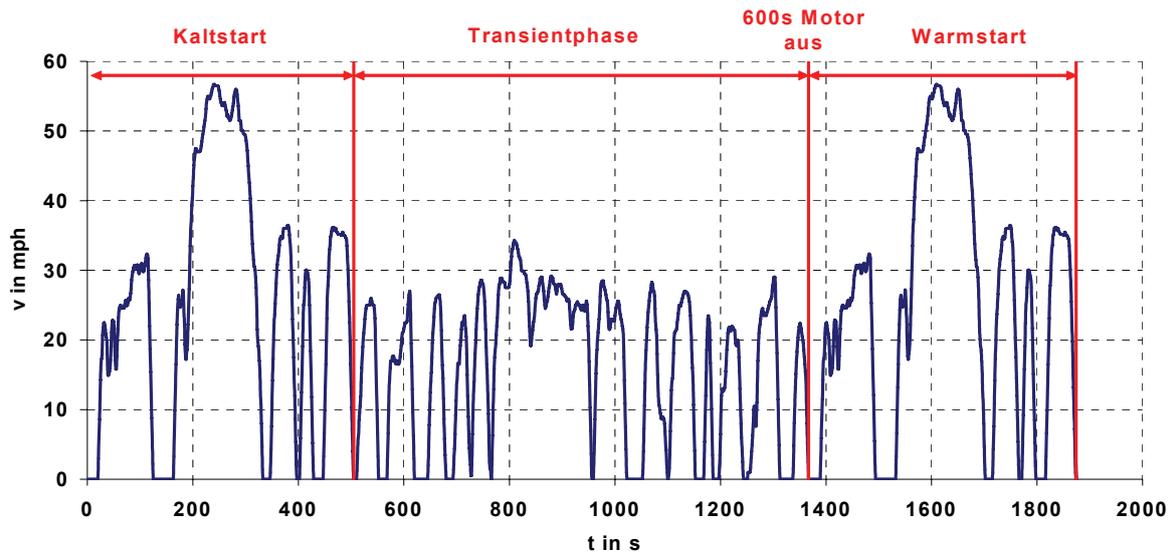


Abbildung 4.5: Fahrprofil des FTP-75-Cycles [Epa11]

Der FTP-75-Zyklus weist zwar eine niedrigere Endgeschwindigkeit als die bisher genannten Fahrzyklen auf, jedoch sind die Beschleunigungsgradienten steiler, was höhere Motorlasten bedingt.

In Abbildung 4.6 ist das Fahrprofil des US Highway-Cycles dargestellt.

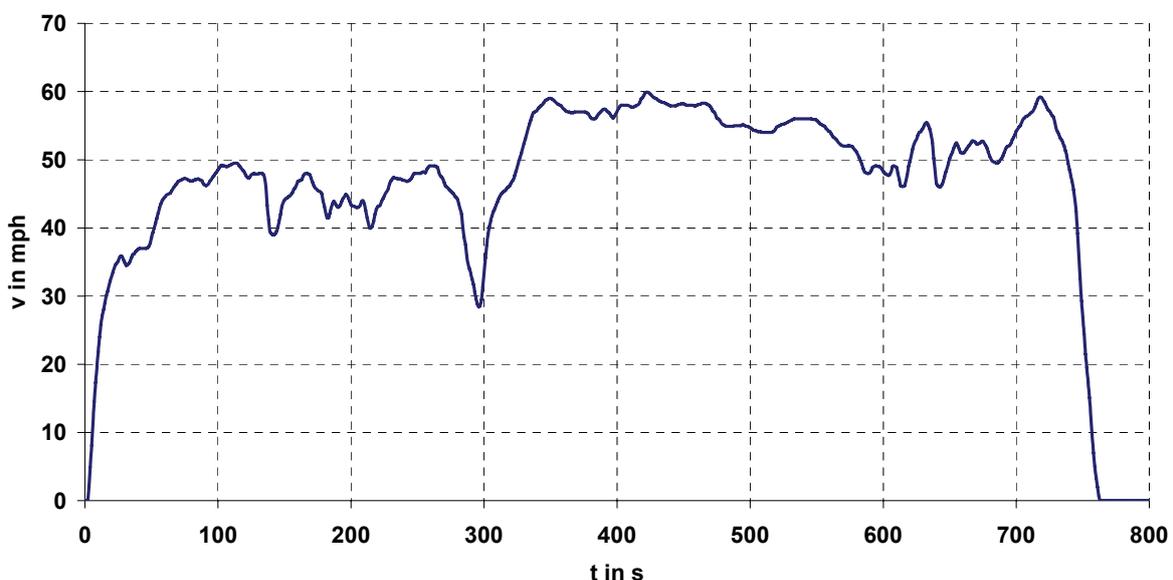


Abbildung 4.6: Fahrprofil des US Highway-Cycles [Epa11]

Dieser Test dient in erster Linie zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs. Allerdings besteht ein Fahrzeug diesen Test nur, wenn die in diesem Test ermittelten NO_x -Emissionen das 1.33-fache des für diesen Fahrzeugtyp maßgeblichen Grenzwerts aus dem FTP-75 Zyklus nicht überschreitet [Die11]. Dieser Test zeichnet sich durch eine hohe Durchschnittsgeschwindigkeit aus. Das macht ihn zur Bewertung des Niedrigstmissionskonzepts besonders interessant, da der Focus der Emissionen auf Stickoxiden liegt und im FTP-Zyklus höhere Lastpunkte deutlich stärker gewichtet sind als in einem ECE-Zyklus.

4.4 Vergleich der Geschwindigkeitsprofile der Testzyklen

Die in den vorangegangenen Kapiteln genannten Fahrprofile sind in Tabelle 4-7 verglichen.

Tabelle 4-7: Vergleich der Testzyklen

Fahrzyklus	Strecke	Gesamtzeit	v_{\max}	Durchschnittsgeschwindigkeit (incl. Stillstandszeiten)
	[km]	[s]	[km/h]	[km/h]
NEFZ	11.07	1180	120	33.6
Japan 11 mode	4.084	480	60	30.6
Japan 10-15 mode	4.16	660	70	22.7
JC08	8.2	1205	80	24.4
FTP-75	17.77	1874	91.2	34.2
Highway-Cycle	16.5	765	96.4	77.7

Der Vergleich verdeutlicht, daß sich in den Fahrzyklen Maximal- und Durchschnittsgeschwindigkeit deutlich unterscheiden, wie auch die insgesamt zurückzulegende Strecke. Des Weiteren ist in den Lastprofilen von Abbildung 4.1 bis Abbildung 4.6 zu erkennen, daß sich die Beschleunigungsgradienten und die Zeiten im Motorleerlauf unterscheiden. Dadurch sind unterschiedliche Lastpunkte im Motorenkennfeld des N73H60 erforderlich. Die Kennfeldbereiche für die verschiedenen Fahrzyklen sind von Abbildung 4.7 bis Abbildung 4.11 im folgenden Kapitel 4.5 dargestellt.

4.5 Lastpunkte des Hydrogen7 in den Fahrzyklen

Wie in Kapitel 4.4 beschrieben, sind mit dem Fahrzeug die Abgasgrenzwerte weltweit einzuhalten. Damit unterscheiden sich die Lastpunkte, in denen der Motor des Hydrogen7 beim Absolvieren des jeweiligen Fahrprofils betrieben wird.

Zur Bewertung des Niedrigstmissionskonzepts hinsichtlich der verschiedenen Abgasgesetzgebungen sind die zu den Lastprofilen zugehörigen Kennfeldpunkte des N73H60 zu bestimmen. Diese wurden im Rahmen der Arbeit von [Wue08] auf dem Rollenprüfstand in Aschheim ermittelt. Mit diesen Kennfeldpunkten ist der Vergleich des Hydrogen7 mit den Versuchen des Vollmotors N73H60 auf dem dynamischen Motorenprüfstand und den Messungen am Einzylinder-Forschungsmotor möglich.

Das erarbeitete Niedrigstmissionskonzept kann für seinen Einsatz im Fahrzeug bewertet werden.

4.5.1 Lastpunkte im NEFZ

In Abbildung 4.7 ist der Kennfeldbereich des N73H60 beim Durchfahren des NEFZ dargestellt.

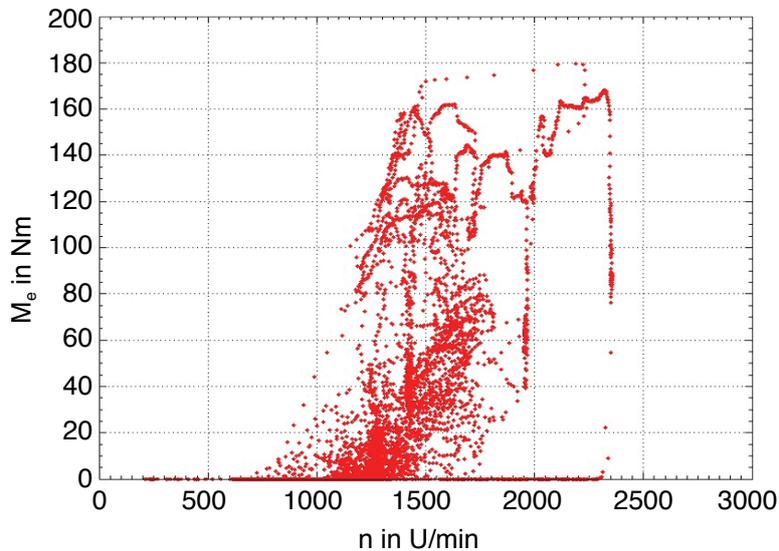


Abbildung 4.7: Motorbetriebspunkte des N73H60 im NEFZ [Fou05]

Es ist zu erkennen, daß der Motor mit einer Maximaldrehzahl von $n = 2400$ U/min und einem Maximalmoment von 180 Nm den Zyklus absolvieren kann. Der Hydrogen7 benötigt also nur das linke untere Viertel des gesamten Motorkennfelds.

4.5.2 Lastpunkte im FTP-75 und US Highway-Cycle

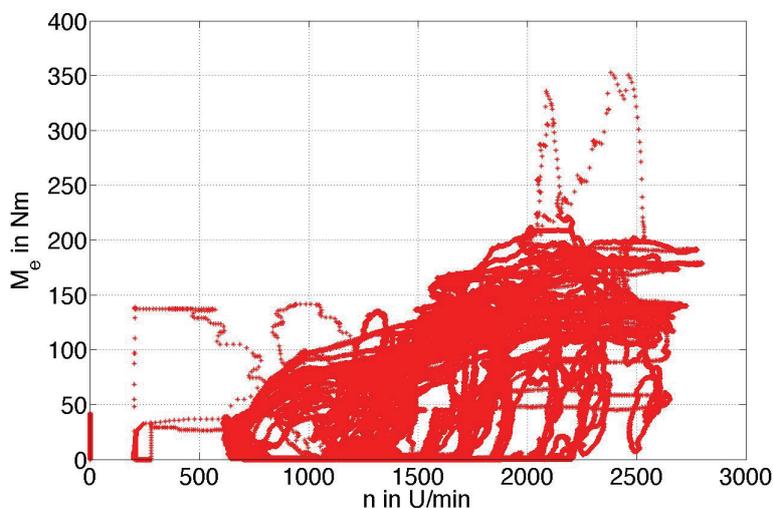


Abbildung 4.8: Motorbetriebspunkte im FTP-75 des N73H60

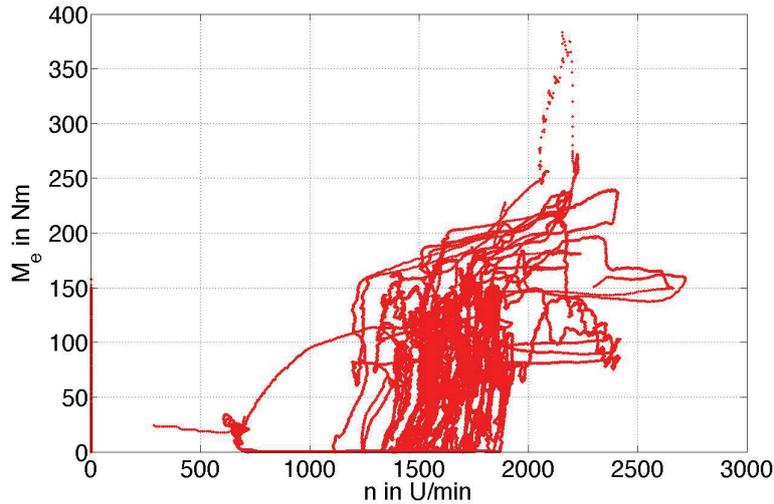


Abbildung 4.9: Motorbetriebspunkte im US Highway Cycle des N73H60

Abbildung 4.8 und Abbildung 4.9 zeigen die Lastpunkte im Kennfeld des Motors N73H60, wenn mit dem Hydrogen7 die Fahrprofile des FTP-75 und des Highway-Cycles absolviert werden. Die benötigten Lastpunkte liegen höher als im NEFZ, es wird ein größerer Kennfeldbereich abgedeckt, der sich vor allem zu höheren Mitteldrücken erstreckt.

4.5.3 Lastpunkte im Japan 10-15 und Japan 11-Mode

Die beiden folgenden Abbildungen zeigen die Lastpunkte des N73H60, um mit dem Hydrogen7 die Lastprofile der beiden Fahrzyklen, die in der Abgasgesetzgebung Japans zur Einstufung von Pkws gültig sind, abzufahren.

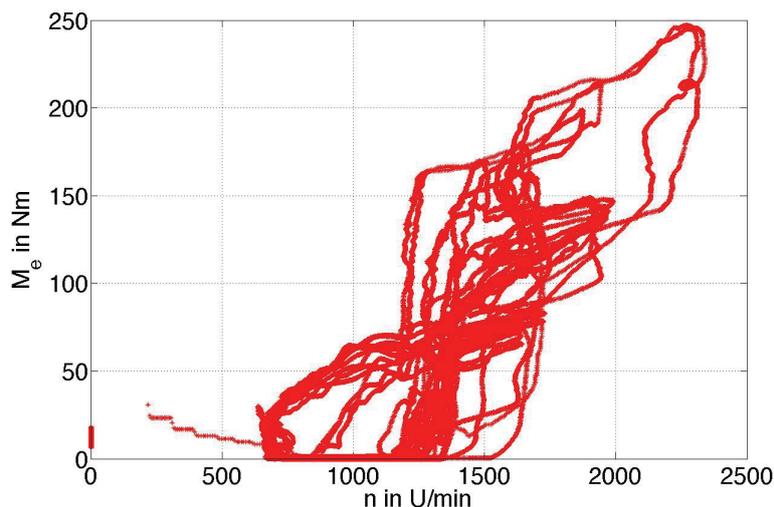


Abbildung 4.10: Motorbetriebspunkte im Japan 10-15 Mode des N73H60

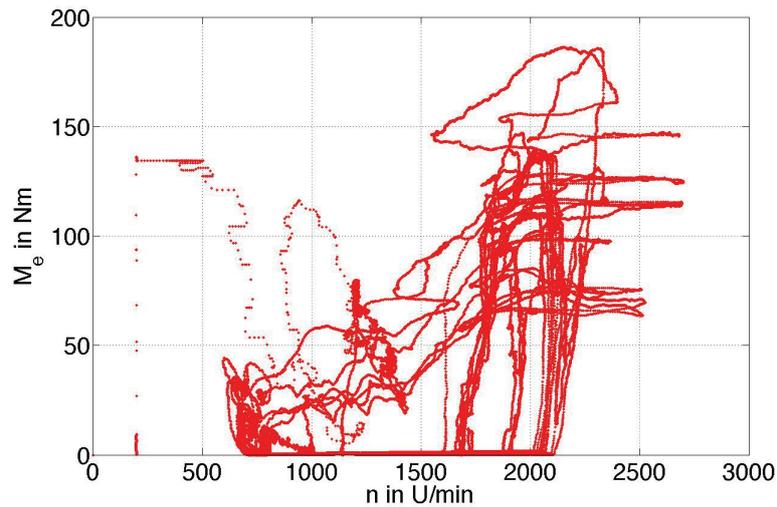


Abbildung 4.11: Motorbetriebspunkte im Japan 11 Mode des N73H60

Der Kennfeldbereich des N73H60, der zum Absolvieren für die in Japan vorgeschriebenen Fahrzyklen notwendig ist, ist von der Drehzahl und der Last zwischen NEFZ und den beiden Fahrzyklen der USA (FTP-75 und US Highway-Cycle) einzustufen.

Alle Fahrzyklen werden vom Hydrogen7 mit Drehzahlen unter 3000 U/min absolviert.

5 Ziele des Niedrigstmissionskonzepts

Aus dem Lastenheft des Projekts „Niedrigstmissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor“ zwischen der BMW AG und dem LVK ergibt sich das folgende primäre Projektziel:

Ein Fahrzeug mit Wasserstoff-Verbrennungsmotor ist als sog. NZEV, mit dem die Abgasgrenzwerte der CARB eines SULEV um

- 90% bei NO_x
- 99% bei HC
- deutlich über 99% bei CO

unterschritten werden, zu zertifizieren.

Sowohl innermotorische Maßnahmen als auch die Abgasnachbehandlung sind zu untersuchen. Als wichtigste Rahmenbedingung ist zu nennen, daß die Maßnahmen am Hydrogen7 von BMW (Baureihe E68) umsetzbar sein müssen. Damit scheidet alternative Motorkonzepte wie Wankelverbrennungsmotoren oder Linearmotoren aus. Zusätzlich ist der Einfluß innermotorischer Maßnahmen auf das Emissionsniveau am Einzylinderprüfstand zu untersuchen. Hier gewonnene Erkenntnisse zur Emissionsminderung müssen nicht alle auf die Baureihe E68 umsetzbar sein. Sie dienen vielmehr als Konzepte für künftige Fahrzeuggenerationen.

5.1 Motor und Fahrzeug zur Umsetzung des Konzepts

Beim Motor des Hydrogen7 handelt es sich um einen bivalent ausgelegten, freisaugenden 12-Zylinder Ottomotor. Die wichtigsten technischen Daten des Wasserstoff-Verbrennungsmotors N73H60 sind in Tabelle 5-1 dargestellt.

Tabelle 5-1: Technische Daten des Verbrennungsmotors N73H60

Technische Daten N73H60	N73H60 (H ₂)
Bauart / Bankwinkel	V12 / 60°
Hubraum [dm ³]	5.972
Verdichtungsverhältnis	9.5
Leistung [kW] bei [U/min]	191.2 / 5100
max. Drehmoment bei [U/min]	390 / 4300
Bohrung / Hub [mm]	89 / 80
Ventile pro Zylinder	4
Ventilhub (VVT) der Einlaßventile [mm]	0,3 ... 9,85
Ventilhub der Auslaßventile [mm]	10.3
Ø Einlaßventil [mm]	35
Ø Auslaßventil [mm]	29
Zündfolge	1-7-5-11-3-9-6-12-2-8-4-10
Kraftstoffzufuhr	Einblasung ins Saugrohr mit Einblasventilen der Fa. Hörbiger GV7
Motorelektronik	2 MED 9.2.1 Steuergeräte pro Bank, Valvetronic Steuergerät, H2 DME

Der Motor wird im Wasserstoffbetrieb in der Teillast qualitätsgeregelt ($\lambda > 2.2$) und im oberen Lastbereich bis zur Vollast quantitativ geregelt ($\lambda \leq 1$) betrieben. Zur Laststeuerung im Wasserstoffbetrieb wird im oberen Lastbereich der vollvariable Ventiltrieb (VVT) eingesetzt [Enk07].

Zur Abgasnachbehandlung steht ein Drei-Wege-Katalysator mit Lambdaregelung zur Verfügung. Dieser ist mit einer für den Wasserstoffbetrieb optimierten Beschichtung ausgeführt, die jedoch auch bei Betrieb mit Ottokraftstoff das Einhalten der Grenzwerte nach der Abgasnorm Euro 4 gewährleistet.

5.2 Emissionsniveau des Hydrogen7 zu Projektbeginn

Um den Istzustand (entspricht dem Stand der Technik von Wasserstofffahrzeugen) zu Projektbeginn festzuhalten, ein Versuchsprogramm für den Einzylinder festzulegen und die Ergebnisse zu bewerten, wird der N73H60 im komplett applizierten Motorkennfeld untersucht. Dazu wird der im Motorsteuergerät hinterlegte Datenstand verwendet. Das Motorenkennfeld wird im Bereich von 750 U/min bis 6000 U/min in Drehzahlschritten von 250 U/min und Drehmomentstufen von 50 Nm vermessen und das Abgasemissionsniveau vor dem Katalysator dokumentiert.

Da der Motor im unteren Lastbereich qualitätsgeregelt betrieben wird, wird mit steigender Last das Verbrennungsluftverhältnis abgesenkt und die NO_x -Emissionen steigen (vgl. Abbildung 5.4). Um die maximale NO_x -Emission im überstöchiometrischen Betriebsbereich zu ermitteln, wird ein zusätzlicher Meßpunkt an die Grenze vor der Umschaltung der beiden Betriebsarten im überstöchiometrischen Betrieb an jeder Drehzahlstufe gesetzt. Hier kann der nachgeschaltete Drei-Wege-Katalysator keine ausreichende Schadstoffkonvertierung ermöglichen, da das Kohlenmonoxid als Reduktionsmittel für Stickoxide nicht in ausreichendem Umfang vorhanden ist. Vorhandener Restwasserstoff im Abgas reagiert bevorzugt mit dem Restsauerstoff zu Wasser [Bra04].

Der Wirkungsgrad (die Konvertierungsrate) η von Abgaskatalysatoren wird stark vom Alterungszustand beeinflusst. Um den Einfluß des Katalysators und etwaige Vorschädigungen auszublenden, erfolgt die Abgasmessung vor dem Katalysator. Untersuchungen zu Schadstoffkonvertierungsraten im Neuzustand und nach Alterung liefern die Arbeiten von Huesker [Hue03], Braun [Bra04], Fouquet [Fou05] und Buder [Bud05], die teilweise am LVK durchgeführt und betreut wurden.

Zum Vergleich der Einzylindermessungen mit Messungen am Vollmotor und am Abgasrollenprüfstand wird im stöchiometrischen Motorbetrieb ein Katalysatorwirkungsgrad $\eta = 99\%$ bzw. $\eta = 98\%$ angenommen.

5.2.1 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

In Abbildung 5.1 ist das Rohemissionsniveau an unverbrannten Kohlenwasserstoffen im gesamten Motorenkennfeld des N73H60 dargestellt. Die maximal im unteren zweistelligen ppm-Bereich vorhandenen unverbrannten Kohlenwasserstoffe sind unverbranntem Schmieröl zuzuordnen, da der Kraftstoff kohlenstofffrei ist. Beim N73H60 werden diese im nachgeschalteten Drei-Wege-Katalysator, der für den Wasserstoffbetrieb eine optimierte Beschichtung aufweist, mit vorhandenem Restsauerstoff oxidiert. Das zeigen die Messungen nach Katalysator von [Fou05] und [Wue08].

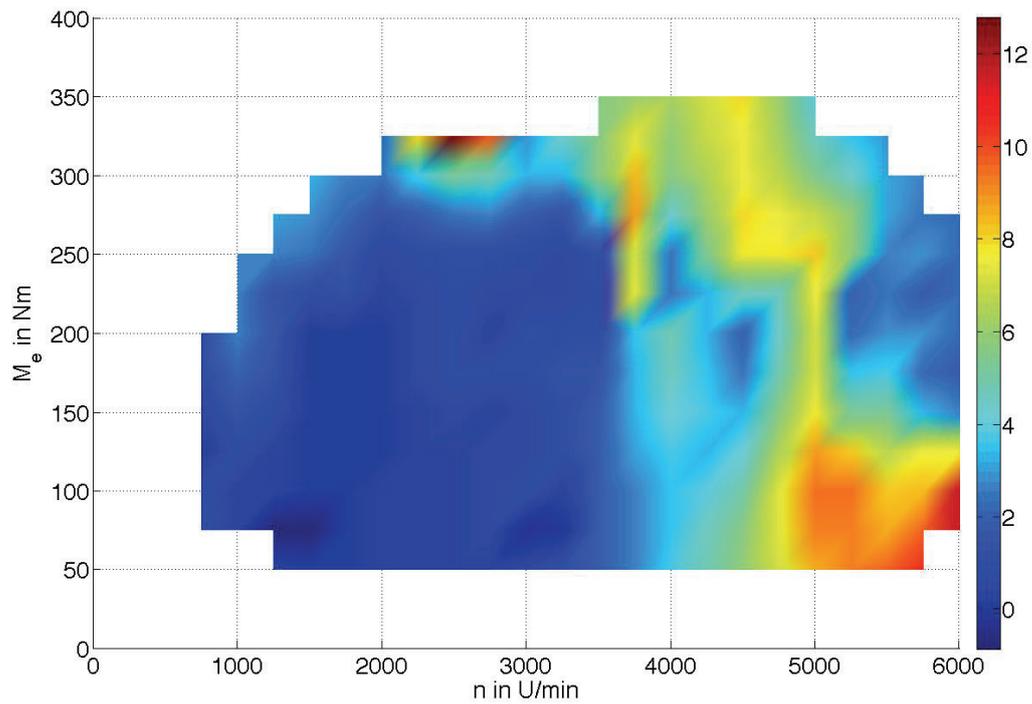


Abbildung 5.1: THC-Rohemissionen in ppm des N73H60

5.2.2 Kohlenmonoxid

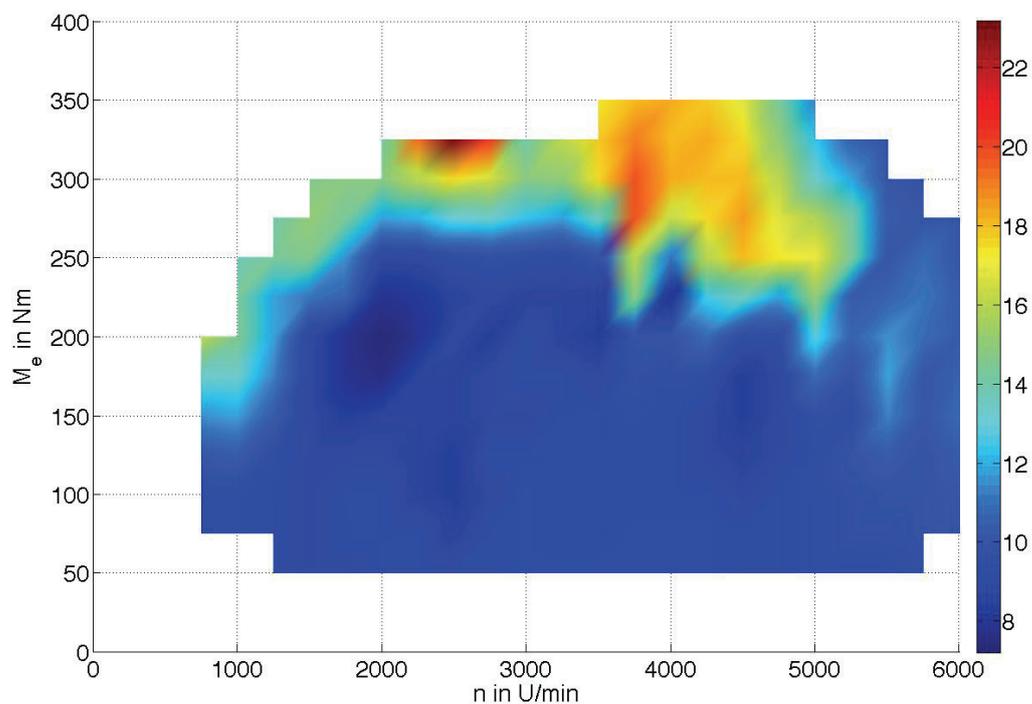


Abbildung 5.2: CO-Rohemission in ppm des N73H60

In der Abbildung 5.2 ist die Abgas-Rohemission an Kohlenmonoxid des N73H60 dargestellt. Auch hier ist festzuhalten, daß die Emissionen auf sehr niedrigem Niveau

sind, und zumindest bei überstöchiometrischem Motorbetrieb das Kohlenmonoxid am Katalysator mit dem im Abgas vorhandenen Restsauerstoff zu Kohlendioxid oxidiert wird. Im unterstöchiometrischen Motorbetrieb ist es möglich, daß über den Katalysator die CO-Emission erhöht wird (vgl. Kapitel 3.1, Seite 7). Dies haben Messungen von [Bra04] bestätigt.

5.2.3 Stickoxide

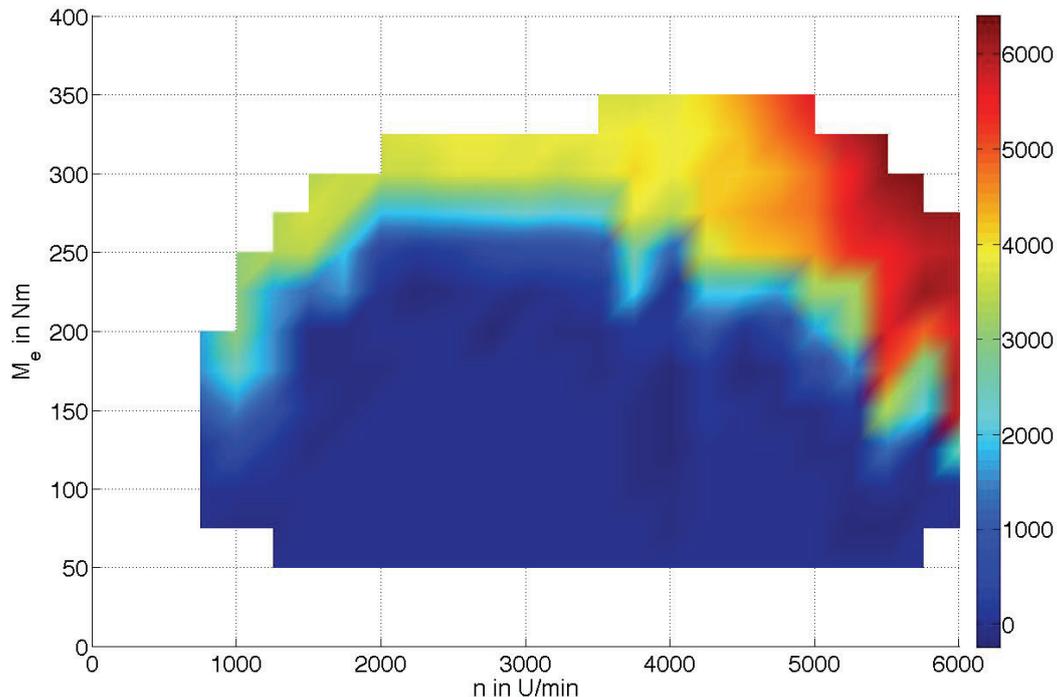


Abbildung 5.3: NO_x-Rohemission in ppm des N73H60

Abbildung 5.3 zeigt die Emission der Stickoxide des N73H60 im kompletten Kennfeldbereich mit bis zu 6500 ppm NO_x als Rohemission im hohen Lastbereich. Da der Motor in diesem Betriebsbereich stöchiometrisch betrieben wird, können diese Emissionen entsprechend dem Konvertierungsgrad des nachgeschalteten Katalysators abgesenkt werden. Wird ein NO_x-Konvertierungsgrad des nachgeschalteten Katalysators von 99% angenommen, emittiert das Fahrzeug im oberen Lastbereich bis zu 65 ppm NO_x. Sinkt der Konvertierungsgrad auf 98%, sind es bis zu 130 ppm NO_x. Verringern Alterungseffekte weiter den Wirkungsgrad, wird ein Emissionsniveau erreicht, das nicht mehr mit dem Anspruch an ein Niedrigstmissionsfahrzeug vereinbar ist.

Besonderes Augenmerk ist zudem auf den überstöchiometrischen Motorbetrieb zu legen, da hier durch den Drei-Wege-Katalysator eine Konvertierung nur in geringstem Umfang möglich ist. Es fehlen die Reduktionsmittel CO und H₂ im Abgas. Die geringen Mengen werden obendrein in der sauerstoffreichen Atmosphäre bevorzugt oxidiert.

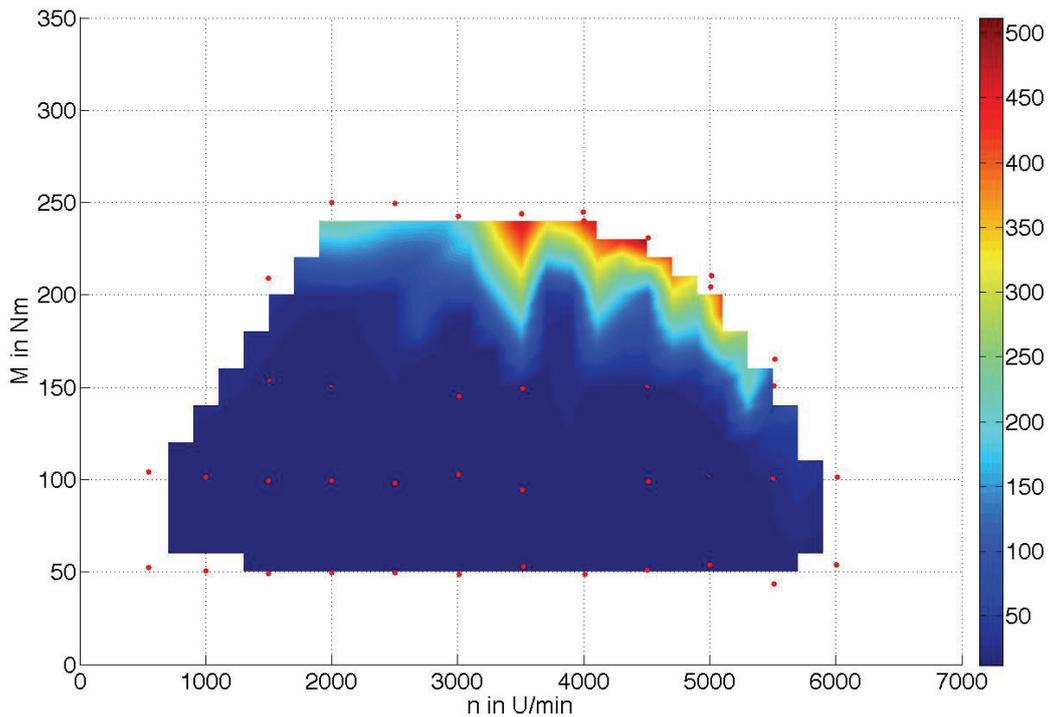


Abbildung 5.4: NO_x-Rohemission in ppm des N73H60 bei überstöchiometrischem Motorbetrieb

Das in Abbildung 5.4 hervorgehobene Emissionsniveau im überstöchiometrischen Motorbetrieb verdeutlicht, daß vor allem der obere Teillastbereich vor der Umschaltung in den unterstöchiometrischen Betrieb signifikante NO_x-Emissionen zeigt. Der Maximalwert liegt bei 493 ppm.

In der folgenden Tabelle 5-2 sind die Werte für solche Lastpunkte samt Angaben für den Reibmitteldruck (p_{mr}), effektivem Mitteldruck (p_{me}) und den indizierten Mitteldruck (p_{mi}) eingetragen.

Tabelle 5-2: NO_x-Emissionsniveau in ausgewählten Lastpunkten

n	λ	p_{me}	p_{mr}	p_{mi}	NO _x	η	NO _x , nach Kat
[U/min]	[-]	[bar]	[bar]	[bar]	[ppm]	[%]	[ppm]
3000	$\lambda > 1$	5.10	1.35	6.45	182	0	182
3500	$\lambda > 1$	5.12	1.65	6.77	493	0	493
3000	$\lambda \leq 1$	6.28	1.40	7.68	3712	99 / 98	37.1 / 74.2
3000	$\lambda \leq 1$	7.13	1.40	8.53	3616	99 / 98	36.2 / 73.2
4000	$\lambda \leq 1$	5.54	2.01	7.55	3788	99 / 98	37.9 / 75.8
4000	$\lambda \leq 1$	7.37	2.01	9.38	3753	99 / 98	37.5 / 75
5500	$\lambda \leq 1$	6.97	3.12	10.09	6437	99 / 98	64.4 / 128.8

Auch wenn z.B. für den NEFZ dieser Bereich nur bedingt relevant ist, bleibt festzuhalten, daß erheblicher Handlungsbedarf besteht. Immerhin sind die Abgasgesetzgebungen weltweit einzuhalten – die Lastzyklen und Grenzwerte sind in Kapitel 4, ab Seite 14 dargestellt.

Im Kundenbetrieb werden diese Lastpunkte der mittleren und oberen Teillast wie auch der Vollast erreicht. Damit stiege in jedem Fall die Umweltbelastung, was genauso wenig mit dem Anspruch an ein Niedrigstemissionskonzept vereinbar ist. Außerdem schreibt die CARB vor, daß ein Fahrzeug, welches in die Emissionsklasse SULEV eingestuft ist, die Grenzwerte über 150000 mls (240000 km) über 10 Jahre einhalten muß [Bas07]. Damit muß auch mit einem gealterten Katalysator die Einhaltung dieser Grenzwerte sichergestellt sein. Bei einem hoch angesetzten Konvertierungsgrad $\eta = 90\%$ eines Katalysators im gealterten Zustand ist ein NO_x -Schlupf von bis zu 650 ppm über den Katalysator zu erwarten. Alleine aus diesem Grund ist es sinnvoll, nach innermotorischen Maßnahmen zur Emissionsminderung zu suchen.

5.3 Vergleich der Kennfelder und Lastpunkte aus den Fahrzyklen

Schon der Vergleich der Motorlastpunkte im NEFZ (Abbildung 4.7) mit dem NO_x -Kennfeld des Motors N73H60 (Abbildung 5.3) zeigt, daß in den höheren Lastpunkten des NEFZ nennenswerte Stickoxidemissionen vorhanden sind. Zudem erfolgen Umschaltungen zwischen über- und unterstöchiometrischem Motorbetrieb. Dabei entstehen ebenfalls Stickoxidemissionen, die nicht von einem Drei-Wege-Katalysator konvertiert werden. Im NEFZ sind diese Lastpunkte jedoch auf den kompletten Zyklus nur mäßig gewichtet.

Die beiden Fahrzyklen der Abgasgesetzgebung in den USA erfordern Lastpunkte von deutlich über 200 Nm im Drehzahlbereich von 2000 – 3000 U/min (vgl. Abbildung 4.8 und Abbildung 4.9), so daß bei der zugrundeliegenden Motorapplikation des N73H60 auf jeden Fall eine Umschaltung der Betriebsart in den unterstöchiometrischen Motorbetrieb notwendig ist. Nebenbei ist der Anteil der oberen Teillast nicht unerheblich, so daß auch hier Stickoxid-Emissionen, die nicht vom 3-Wege-Katalysator konvertiert werden können, entstehen.

Beide Fahrzyklen (Abbildung 4.10 und Abbildung 4.11) zur Einhaltung der Abgasgesetzgebung in Japan zeigen, daß der Hydrogen7 bis an die Grenze zur Umschaltung aus der Qualitäts- in die Quantitätsregelung betrieben wird. Der Japan 10-15 Mode bedingt mindestens einen Wechsel der Betriebsart in den unterstöchiometrischen Betriebsbereich.

Drei der vier dargestellten Fahrzyklen erfordern also deutlich höhere Lastpunkte des N73H60 als der NEFZ. Es sind mehr Betriebsartumschaltungen zwischen über- und unterstöchiometrischem Motorbetrieb notwendig. Damit steigen die NO_x -Emissionen des Hydrogen7. Die Strategie, Umschaltungen zwischen über- und unterstöchiometrischem Betrieb zu anderen Lastpunkten zu verschieben, um NO_x -Durchbrüche bei der Betriebsartumschaltung zu vermeiden, ist maximal zur Optimierung des Emissionsverhaltens in einem Fahrzyklus zielführend.

5.4 Herausforderungen an das Niedrigstemissionskonzept

Die Voruntersuchungen des Motors N73H60 auf dem Motorenprüfstand zeigen, daß von den durch den Gesetzgeber limitierten Abgaskomponenten vor allem Stickoxide in nennenswerter Konzentration im Abgas vorzufinden sind. Alle weiteren gesetzlich limitierten Abgaskomponenten sind als Abgasemissionen zu betrachten, die in verschwindend geringen Mengen auftreten. Teilweise muß dazu der Motor deutlich unter $\lambda = 0.9$ betrieben werden. Problematisch kann in diesen Lastpunkten CO

werden, das entsprechend dem Wassergasgleichgewicht aus dem in der Luft vorhandenen Kohlendioxid und Restwasserstoff über den Katalysator gebildet wird [Bra04]. Wird der Motor nur überstöchiometrisch betrieben, so ist die CO-Emission unter 10 ppm. Kohlenwasserstoff-Emissionen sind unvollständiger Schmierölverbrennung zuzuordnen, da der Kraftstoff frei von Kohlenwasserstoffen ist.

Daher stellt die Schadstoffkomponente NO_x die primäre Zielgröße der Untersuchungen zur Darstellung des Niedrigstmissionskonzepts dar. Die anderen gesetzlich begrenzten Abgaskomponenten werden als limitierendes Kriterium betrachtet, falls sie im aufgezeigten Niedrigstmissionskonzept in nennenswerter Größe auftreten sollten. Es werden gezielt Einflußgrößen auf die NO_x -Bildung identifiziert und die Untersuchungen dahingehend optimiert.

Die Versuche mit dem Hydrogen7 werden genutzt, um die Darstellbarkeit der Ziele des Niedrigstmissionskonzepts noch basierend auf dem Hydrogen7 der Modellreihe E68 zu demonstrieren. Die Einzylinderversuche dienen der Weiterentwicklung für künftige Generationen von Wasserstoff-Verbrennungsmotoren.

6 Ansätze zur Reduzierung von Schadstoffen im Abgas

In diesem Kapitel werden innermotorische und nachmotorische Maßnahmen mit Blick auf die Minimierung von NO_x -Emissionen aufgezeigt. Der Focus liegt dabei auf der Eignung und Umsetzbarkeit der Maßnahmen beim wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor. Abschließend erfolgt eine Bewertung hinsichtlich Eignung zur Realisierung des Niedrigstmissionskonzepts.

6.1 Innermotorische Maßnahmen

Sämtliche Emissionen, die im Brennraum vermieden werden, müssen nicht durch eine zusätzliche, teilweise kostenintensive Abgasnachbehandlung eliminiert bzw. auf das Niveau der gesetzlich festgelegten Grenzwerte abgesenkt werden.

Der Einfluß verschiedener innermotorischer Stellgrößen wie z.B. der Abgasrückführung (AGR) auf die NO_x -Bildung wurde in der Literatur recherchiert. Abbildung 6.1 zeigt diese Stellgrößen, deren Einfluß am Einzylinder-Forschungsmotor untersucht wird.

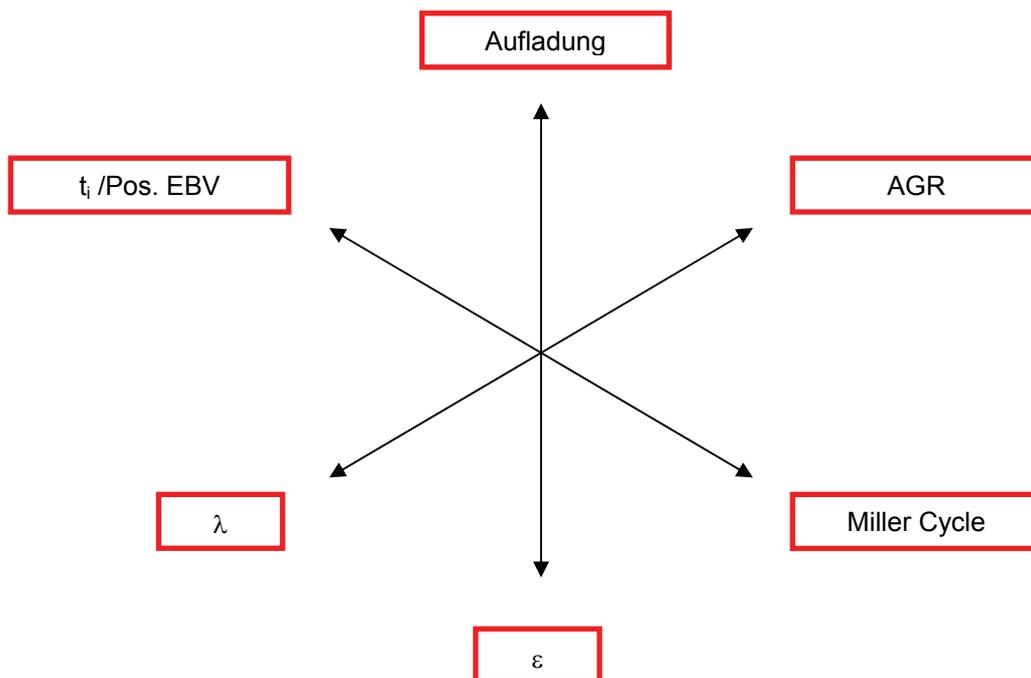


Abbildung 6.1: innermotorische Einflußgrößen auf das NO_x -Rohemissionsniveau

Im Folgenden wird der Einfluß dieser Stellgrößen auf die NO_x -Bildung erläutert. Meist bedingt die Veränderung einer Stellgröße auch die Anpassung einer weiteren Größe, um Meßpunkte mit gleicher Motorleistung zu generieren. Beispielsweise hat eine geänderte Steuerzeit Einfluß auf die Frischgasmenge und damit den Energiegehalt im Zylinder. Eine Variation der Einlaßsteuerzeit bei sonst konstanten Parametern würde den Mitteldruck verändern. Daher muß das Ladedruckniveau oder das Verbrennungsluftverhältnis angepaßt werden, um den Mitteldruck konstant zu halten.

6.1.1 Verbrennungsluftverhältnis

Den größten Einfluß auf die Stickoxidbildung hat das Verbrennungsluftverhältnis λ . Dieser Zusammenhang wird schon durch Gl. 3-7 deutlich. Steht dem Stickstoff kein Sauerstoff zur Verfügung, ist die Stickoxidentstehung unterbunden. Damit in einem Stickstoff-Sauerstoff-Gemisch eine Stickoxidbildung möglich ist, sind Temperaturen je nach Literaturangabe von mindestens 1800 K notwendig.

Hauptbestandteile des Abgases von Wasserstoff-Verbrennungsmotoren sind H_2O und N_2 , als Schadstoffe sind vor allem Stickoxide im Abgas nachzuweisen (vgl. Kapitel 5.2.3, ab Seite 27). Die NO_x -Emissionen des wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotors setzen sich zu ca. 90% NO und 10% NO_2 zusammen. Ihre Bildung ist stark von der Temperatur und vom Sauerstoffangebot in der Reaktionszone (post-flame reaction) abhängig. Die höheren Verbrennungstemperaturen beim Betrieb mit Wasserstoff ggü. Ottokraftstoff erklären das höhere NO_x -Emissionslevel [Rot99, Klo03], vgl. Abbildung 6.2.

Besonders hoch sind diese im Bereich $1.0 \leq \lambda \leq 1.7$. Messungen aus der Arbeit von [Has02] zeigen bei $\lambda = 1.2$ das Maximum der NO_x -Emission, ca. 10000 ppm. Obwohl hier nicht die höchsten Brennraumtemperaturen auftreten, sind die Bedingungen zur NO_x -Bildung optimal. Mit Absenkung des Verbrennungsluftverhältnissen ausgehend vom NO_x -Maximum bei $\lambda = 1.2$ nimmt die NO_x -Konzentration aufgrund der Zunahme des Reduktionsmittels H_2 trotz steigender Brennraumtemperaturen ab. Eine Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses ausgehend von $\lambda = 1.2$ hat zur Folge, daß sowohl Sauerstoff wie auch Stickstoff als thermischer Ballast wirken. Dieser senkt die Verbrennungstemperaturen stark ab.

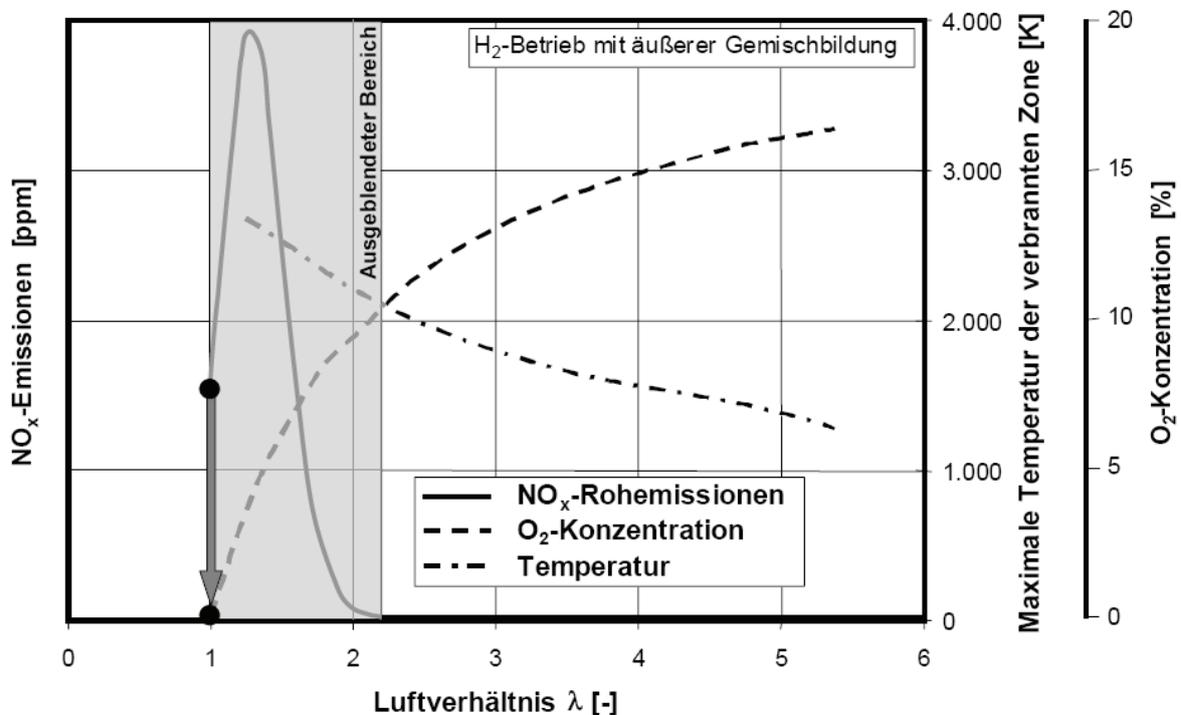


Abbildung 6.2: NO_x -Emissionen, O_2 -Konzentration und Temperatur der verbrannten Zone im H_2 -Betrieb mit äußerer Gemischbildung und mögliche Betriebsstrategie [Eic04]

Aus Abbildung 6.2 geht hervor, daß es grundsätzlich zwei Strategien gibt, ein Niedrigstmissionskonzept zu realisieren.

Bei Verbrennungsluftverhältnissen $\lambda > 2.2$ kann ein Motorbetrieb realisiert werden, der nahezu frei von Stickoxidemissionen ist. Um hohe Mitteldrücke mit diesem abgemagerten Gemisch zu erzielen, ist der Motor aufzuladen. Die Aufladung ist grds. über einen Kompressor oder einen Abgasturbolader möglich. Auf eine Abgasmachbehandlung kann idealerweise gänzlich verzichtet werden.

Der Betrieb mit stöchiometrischem bzw. leicht unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis erfordert ein System zur Abgasmachbehandlung, das dem Drei-Wege-Katalysator ähnlich ist.

Im Bereich $1 < \lambda < 2.2$ ist die NO_x -Rohemission besonders hoch. Die Reduktion von NO_x mittels o.g. Katalysatorsystem ist nicht möglich, da im Abgas die notwendigen Reduktionsmittel fehlen. Dieser Bereich kann nur genutzt werden, wenn beispielsweise DeNO_x-Katalysatoren oder SCR-Systeme zur Abgasmachbehandlung eingesetzt werden, vgl. Kapitel 6.2 ab Seite 37.

6.1.2 Aufladung im überstöchiometrischen Motorbetrieb

Höhere Leistung bzw. Maßnahmen des Downsizings zielen darauf ab, Lastpunkte zu niedrigeren Drehzahlen bei höheren Mitteldrücken zu verschieben. Der im Hydrogen7 verbaute 12-Zylindermotor N73H60 ist ein freisaugender Verbrennungsmotor, dessen Gemischbildung im Wasserstoffbetrieb im Saugrohr erfolgt. Gegenüber dem benzinbetriebenen Verbrennungsmotor ist der Gemischheizwert bei einem freisaugenden Wasserstoffmotor mit äußerer Gemischbildung geringer [Has02]. Die unterschiedlichen Konzepte zur Gemischbildung und deren Einfluß auf den Gemischheizwert zeigt Abbildung 6.3.

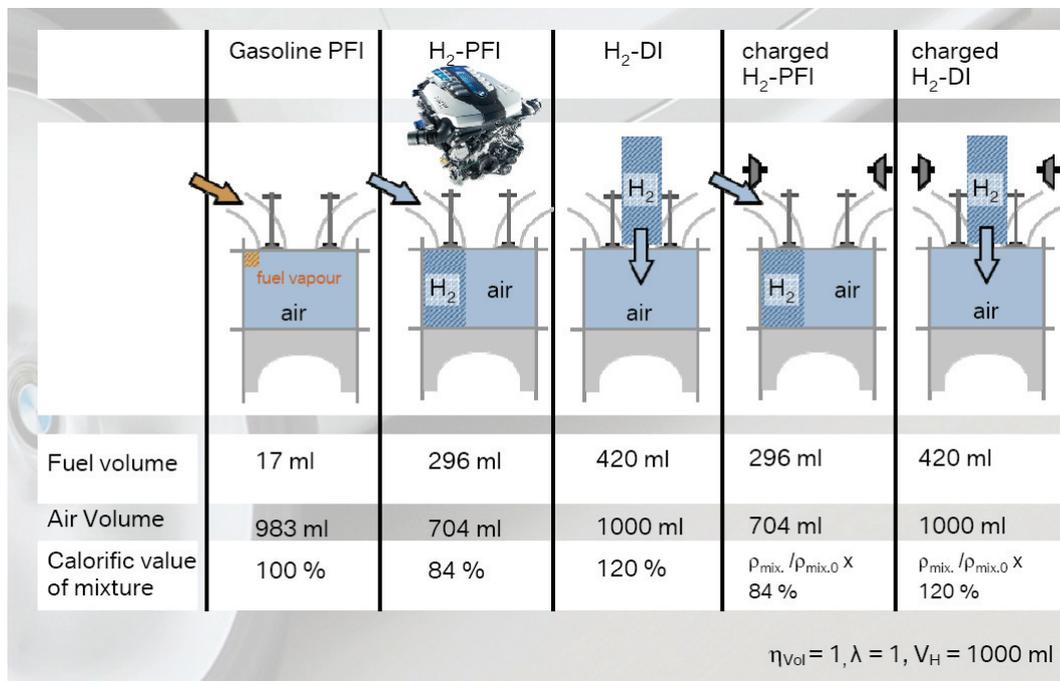


Abbildung 6.3: verschiedene Motorenkonzepte und Gemischheizwert [Ber06]

Der höchste Gemischheizwert wird mit einem aufgeladenen Motor mit innerer Gemischbildung erzielt. Hierzu sind jedoch hohe Einblasdrücke für den Wasserstoff notwendig. Die Verdichtung eines gasförmigen Stoffes erfordert ggü. einer Flüssigkeit eine sehr große Verdichtungsarbeit, die nach Gl. 9-1 berechnet werden

kann. Bei einem aufgeladenen Konzept mit äußerer Gemischbildung nach Verdichter sind höhere Einblasdrücke als bei einem freisaugenden Motor notwendig, jedoch sind meist Drücke unter 4 bar ausreichend. Dieses Druckniveau ist bereits durch den Wärmeeintrag in den Flüssigwasserstofftank verfügbar [Enk07].

Über die Aufladung wird die Masse im Zylinder und damit die Energiemenge angehoben. Gleichzeitig wird das Verbrennungsluftverhältnis bei höheren Mitteldrücken im Bereich $\lambda > 2.2$ gehalten. Limitierend ist beim Betrieb mit einem Abgasturbolader die mit steigendem Verbrennungsluftverhältnis sinkende Abgasenergie, um einen entsprechend hohen Ladedruck bereitzustellen. Ggf. ist zur Umsetzung eines Niedrigstmissionskonzepts eine zweistufige Aufladung oder ein Kompressorbetrieb notwendig.

Da Wasserstoff sehr weite Zündgrenzen aufweist, kann der Motor im überstöchiometrischen Motorbetrieb mit homogenem Gemisch betrieben werden. Damit können lokal angereicherte Gemischzonen, wie sie etwa beim Dieselmotor oder einem Gasmotor mit gespülter Vorkammer vorliegen, vermieden werden. Das NO_x -Bildungspotential wird auf geringem Niveau gehalten. Kombiniert mit den Möglichkeiten der Aufladung ist zu erwarten, daß der überstöchiometrische Motorbetrieb auf einen größeren Kennfeldbereich, idealerweise den kompletten Kennfeldbereich des Vollmotors N73H60 ausgedehnt werden kann. Eine Abgasnachbehandlung wird nicht benötigt.

6.1.3 Abgasrückführung

Die Abgasrückführung wird bei Dieselmotoren zur Reduzierung von Stickoxiden und bei direkteinspritzenden Ottomotoren mit Schichtladekonzept zusätzlich zur Verbesserung der Ladungswechsellarbeit eingesetzt. Allerdings steigt bei den genannten Verbrennungskonzepten mit Zunahme der AGR-Rate der Rußpartikelaußstoß. Bei einem Wasserstoff-Verbrennungsmotor ist dieser Nachteil nicht zu erwarten, da der Brennstoff kohlenstofffrei ist. Außerdem zeichnet sich Wasserstoff ggü. fossilen Brennstoffen dadurch aus, daß der Wasseranteil im Abgas deutlich höher ist. Der Wasseranteil des Abgases bei Verbrennungsluftverhältnissen zwischen $1 \leq \lambda \leq 3$ ist zu drei Kraftstoffen in Tabelle 6-1 gegenübergestellt.

Tabelle 6-1: Wasseranteil (Masse-%) im Abgas abhängig von λ und dem Kraftstoff

λ	Wasserstoff (H_2)	Methan (CH_4)	Iso-Oktan
$\lambda = 1.00$	25.47	12.39	8.85
$\lambda = 1.25$	20.49	10.02	7.17
$\lambda = 1.50$	17.14	8.41	6.02
$\lambda = 1.75$	14.73	7.25	5.20
$\lambda = 2.00$	12.92	6.37	4.57
$\lambda = 2.50$	10.36	5.12	3.68
$\lambda = 3.00$	8.65	4.29	3.08

Betrachtet man jeweils den Wasseranteil bei identischem Verbrennungsluftverhältnis, weist das Abgas aus der Wasserstoff-Verbrennung fast den doppelten Wassergehalt wie aus der Methanverbrennung und nahezu den dreifachen Wassergehalt wie Abgas aus der Isooktan-Verbrennung auf, wenn das Verbrennungsluftverhältnis konstant gehalten wird. Für denselben Wasseranteil im Brennraum benötigt ein mit

Ottokraftstoff betriebener Verbrennungsmotor die dreifache, ein Erdgasmotor die doppelte Menge an rückgeführten Abgasen wie ein Wasserstoff-Motor.

Mit den weiten Zündgrenzen von Wasserstoff-Luft-Gemischen eröffnet sich eine sehr interessante Möglichkeit, die Temperatur im Brennraum abzusenken. Durch den höheren Inertgasanteil werden die Spitzentemperaturen während der Verbrennung gesenkt und so innermotorisch die NO_x -Emissionen verringert. Der durch das rückgeführte Abgas reduzierte Gemischheizwert ist über die Aufladung zu kompensieren. Im Rahmen dieses Projekts wurde am LVK die AGR-Turbine entwickelt (vgl. Kapitel 9.1.2.2), um eine Hochdruck-AGR am Einzylinder-Motor bei variablem Spülgefälle zu realisieren. Die AGR-Rate kann mit diesem System variabel geregelt werden.

Eine Alternative zur Abgasrückführung stellt die Wassereindüsung dar. Diese hat den Vorteil, daß zu einem bestimmten Zeitpunkt das Wasser ins Saugrohr oder direkt in den Brennraum eingebracht werden kann. Des Weiteren entfällt das Risiko der Verschmutzung der Rückführleitung und der Korrosion der Bauteile durch aggressive Medien. Beispielsweise können im Abgas enthaltene Stickoxide und Wasser salpetrige Säure oder Salpetersäure bilden. Als Nachteil der Wassereinspritzung ist zu werten, daß ein zusätzlicher Betriebsstoff dauerhaft vorzuhalten ist. Untersuchungen zur Wassereinspritzung beim Wasserstoffmotor sind in [Bra04] dargestellt.

6.1.4 Miller-Cycle

Beim Miller-Verfahren wird das Einlaßventil während der Abwärtsbewegung des Kolbens vor Erreichen des unteren Totpunkts geschlossen. Durch das frühe Schließen des Einlaßventils wird zum einen das thermodynamische Verdichtungsverhältnis verringert, zum anderen läuft der Arbeitsprozeß bei gleichem Mitteldruck auf einem geringeren Druckniveau ab. Damit wird das gesamte Temperaturniveau während des Arbeitsspiels gesenkt, wodurch die Bildung von Stickoxiden positiv beeinflusst wird. Gleichzeitig nimmt durch das reduzierte thermodynamische Verdichtungsverhältnis die Klopfestigkeit zu. Damit kann das geometrische Verdichtungsverhältnis angehoben werden.

Die auftretende maximale Ventilbeschleunigung limitiert die Öffnungsdauer und den Maximalhub des Einlaßventils. Durch die verkürzte Öffnungsdauer des Einlaßventils entsteht ein Füllungsverlust, der über eine Aufladung zu kompensieren ist. Weiterhin müssen die Steuerzeiten dahingehend optimiert werden, daß eine optimale Ausspülung des Zylinders bei guter Füllung und niedrigen Spülverlusten erfolgt. Limitierend hinsichtlich der Frühverstellung der Einlaßsteuerzeit ist das geometrische Verdichtungsverhältnis. Die technische Umsetzung am Einzylinder-Motor ist in Kapitel 9.1.2.3 beschrieben.

Bei Großdieselmotoren wird das Miller-Verfahren wirksam zur Emissionsminderung eingesetzt. Die NO_x -Emissionen lassen sich damit ggü. einem Motor ohne Miller-Steuerzeit um ca. 25% reduzieren [Sch07].

6.1.5 Verdichtungsverhältnis

Mit dieser Stellgröße wird die Möglichkeit zur Wirkungsgradsteigerung des Wasserstoff-Verbrennungsmotors untersucht. Gleichzeitig muß der Problematik des Motorklopfens Rechnung getragen werden. Wasserstoff-Luft-Gemische neigen im stöchiometrischen Mischungsverhältnis bei ca. 580 °C zur Selbstzündung.

Mit Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses wird die Variabilität im Ventiltrieb eingeschränkt. Die Freiheitsgrade Ventilhub und Steuerzeiten müssen so gewählt werden, daß Ventile und Kolben genügend Abstand zueinander im oberen Totpunkt des Ladungswechsels haben und nicht kollidieren. Hierbei sind bis zu einem gewissen Grad Ventiltaschen hilfreich. Es ist also ein Kompromiß aus geometrischem Verdichtungsverhältnis und Ventilsteuerzeiten zu suchen.

Um genügend Variabilität der Steuerzeiten zu gewähren, werden die Meßreihen mit einem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 12$ begonnen. Es liegt deutlich höher als bei dem im Hydrogen7 eingebauten Vollmotor N73H60 ($\varepsilon = 9.5$). Dort wurde das geometrische Verdichtungsverhältnis ggü. der benzinbetriebenen Variante N73B60 ($\varepsilon = 11.5$) abgesenkt, um der Klopfthematik Rechnung zu tragen.

6.1.6 Zündung und Zündzeitpunkt

Der Zündzeitpunkt hat entscheidenden Einfluß auf die kompletten Eigenschaften der Verbrennung und somit u.a. auf das Druck- und Temperaturniveau im Brennraum, die NO_x -Emissionen und die Abgastemperatur. Der Einfluß auf das NO_x -Rohemissionsniveau und das Kurbelwellenmoment eines Vollmotors in der Teillast ist in Abbildung 6.4 dargestellt.

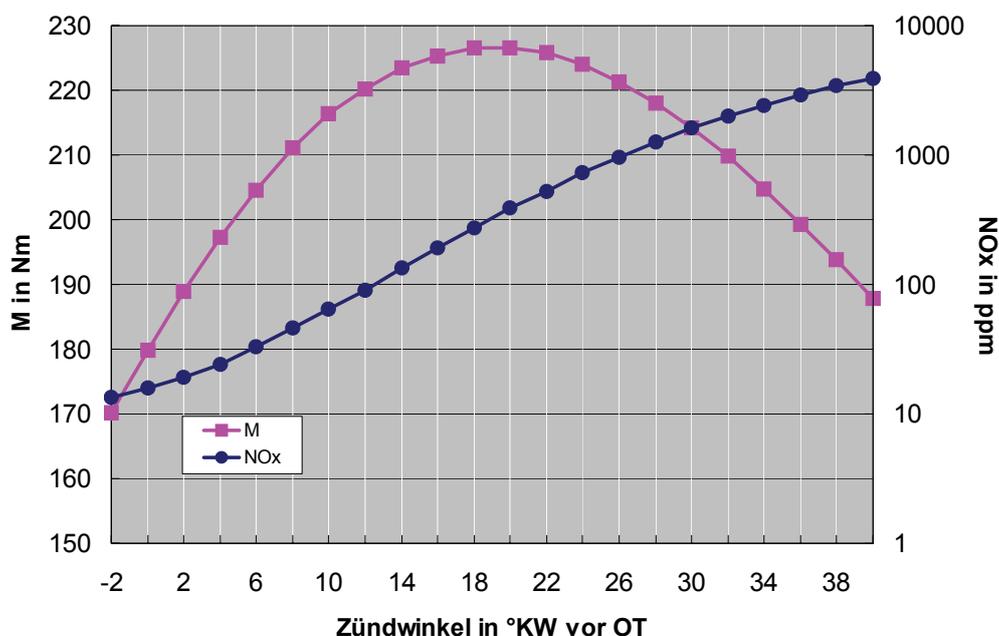


Abbildung 6.4: NO_x -Emissionen und effektives Moment abhängig vom Zündzeitpunkt (λ -neutral und drehzahlneutral) [Fou05]

Während ein später Zündzeitpunkt geringere NO_x -Emissionen ermöglicht, wird der Wirkungsgrad gegenteilig beeinflusst. Diese Eigenschaft ist gut in Abbildung 6.4 aus dem gemessenen Kurbelwellendrehmoment abzuleiten. Frühe Zündzeitpunkte erhöhen außerdem die Klopfneigung des Motors.

Um die Versuche wirkungsgradoptimiert durchzuführen und alle Meßpunkte miteinander vergleichen zu können, wird der Zündzeitpunkt so gewählt, daß das am Einzylinderprüfstand eingesetzte Indiziersystem „AVL Indiset“ aus dem Heizgesetz einen Schwerpunkt der Verbrennung bei ungefähr 8° KW nach ZOT ermittelt. Mit einem Matlab-basierten Auswertetool wird dann mittels Druckverlaufsanalyse die tatsächliche Schwerpunktlage über die aufgezeichneten Arbeitsspiele ermittelt.

Zündkerzen mit Hakenelektrode haben den Nachteil, daß die Hakenelektrode als heißer Punkt im Brennraum wirken kann. So können eine klopfende Verbrennung oder gar Glühzündungen verursacht werden. Daher wird am Versuchsmotor eine Zündkerze mit Ringelektrode des Herstellers NGK, Typ R-5883, eingesetzt.

Verfahren wie Dieselmotoren, Mehrfunkenkerzen, homogene Selbstzündung oder Laserzündung bleiben unberücksichtigt.

6.1.7 Gemischbildung

Hierbei wird nicht der Einfluß auf die Emissionsbildung untersucht, da der Motor mit äußerer Gemischbildung betrieben wird. Durch die Gemischbildungseinheit muß jedoch sichergestellt werden, daß es nicht zu Rückzündungen ins Saugrohr kommt und daß das Gemisch trotzdem seine charakteristische Eigenschaft (λ) aufweist.

Der Ort der H_2 -Einblasung ist beim Zylinderkopf des Einzylinders fest vorgegeben, variabel sind Einblasezeitpunkt und Einblasedauer. Mit der Einblasedauer wird das Verbrennungsluftverhältnis eingestellt. Der Einblasezeitpunkt wird so gewählt, daß es nicht zu Rückzündungen in die Ansaugstrecke kommt.

6.2 Abgasnachbehandlung für Ottomotoren im Wasserstoffbetrieb

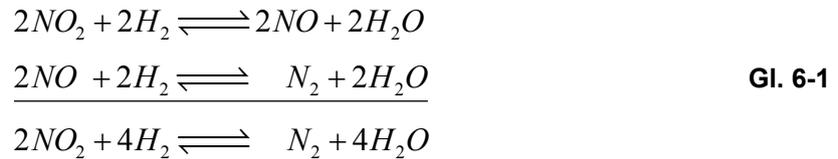
Bei konventionellen Ottomotoren, die quantitativ geregelt mit Ottokraftstoff betrieben werden, ist eine nahezu vollständige Konvertierung der limitierten Schadstoffkomponenten HC, CO und NO_x mit der Drei-Wege-Katalysator-Technologie möglich, wenn ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis eingehalten wird. Im überstöchiometrischen Motorbetrieb laufen am Drei-Wege-Katalysator nur noch die Oxidationsreaktionen ab. Die Gründe hierfür liegen in dem Sauerstoffüberschuß und der Reaktionskinetik. Wegen der höheren Reaktionsgeschwindigkeit werden am Katalysator bevorzugt CO und HC oxidiert. Zur NO_x -Reduktion fehlen die zuvor umgewandelten Reaktionspartner HC und CO, die zudem in viel geringerer Konzentration auftreten [Bas07].

Beim überstöchiometrischen Motorbetrieb von freisaugenden Wasserstoffmotoren mit $\lambda > 2.2$ genügt das Leistungspotential zum Teillastbetrieb. Dabei entstehen nahezu keine NO_x -Emissionen. Wird der Motor im oberen Lastbereich bei $\lambda \leq 1.0$ betrieben, können Stickoxide über einen Katalysator, der eine für den Wasserstoff-Betrieb optimierte Beschichtung aufweist, wirksam reduziert werden.

Soll der überstöchiometrische Motorbetrieb in den Bereich $\lambda \leq 2.2$ ausgedehnt werden, sind weitere Maßnahmen insbesondere zur Absenkung von Stickoxiden notwendig. Um die Abgasgrenzwerte mit Maßnahmen der Abgasnachbehandlung einzuhalten, sind zusätzlich DeNO_x-Katalysatoren oder SCR-Systeme erforderlich.

6.2.1 Katalysator für den (unter-)stöchiometrischen Wasserstoffbetrieb

An einem Katalysator können die Vielzahl der Edukte zu unterschiedlichen Produkten reagieren. Die Katalysatorselektivität zeigt auf, welches Produkt in Abhängigkeit der Randbedingungen bevorzugt gebildet wird. Die erwünschten Reaktionen am Katalysator im (unter-)stöchiometrischen H_2 -Betrieb ($\lambda \leq 1$) sind die Reduktion von NO_2 und NO zu N_2 .



Die Reaktionen nach (Gl. 6-1) sind ausschließlich bei unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis möglich, da nur hier ausreichend Restwasserstoff als Reduktionsmittel vorhanden ist. Die Gleichgewichtskonstante K_{p07} berechnet sich zu:

$$K_{p07} = \frac{p_{NO_2}^2 \cdot p_{H_2}^4}{p_{N_2} \cdot p_{H_2O}^4} \quad \text{Gl. 6-2}$$

Den Verlauf von K_{p07} in Abhängigkeit der Temperatur zeigt Abbildung 6.5.

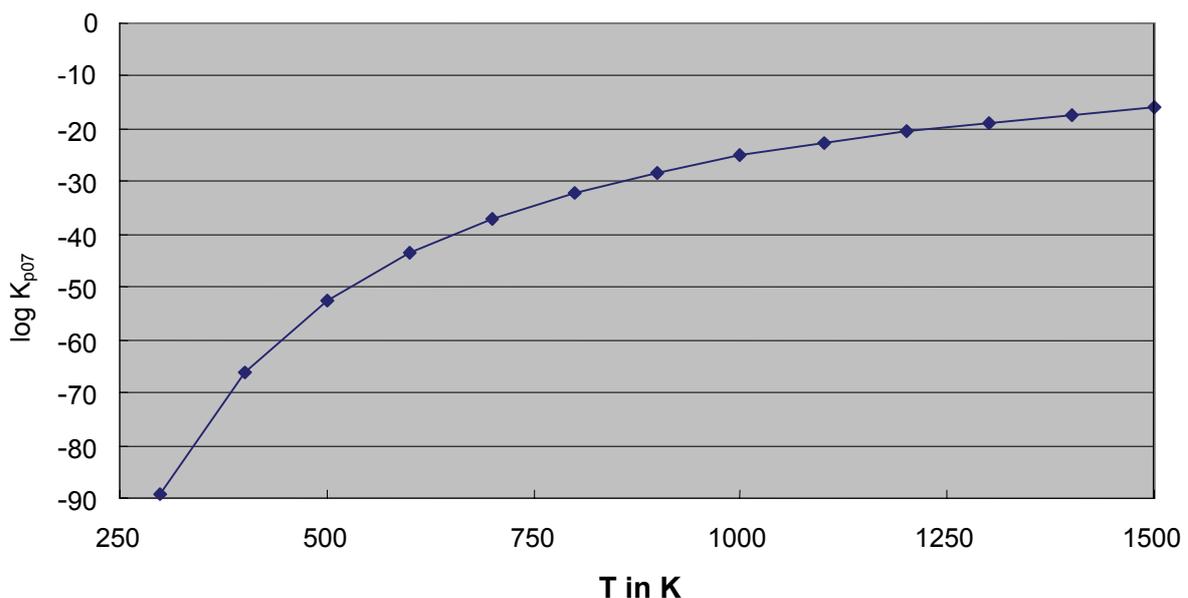
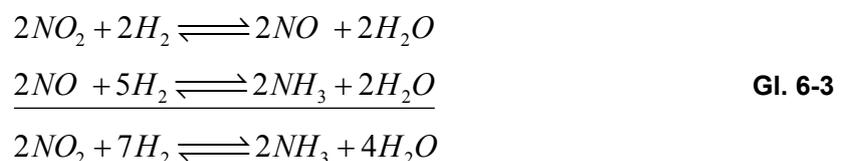


Abbildung 6.5: Gleichgewicht der NO_2 -Zersetzung

Ferner können am Katalysator Reaktionen beschleunigt werden, die das Emissionsverhalten negativ beeinflussen. Im unterstöchiometrischen Betrieb kann die Bildung von Ammoniak über den Katalysator aus im Brennraum gebildetem Stickoxid und Restwasserstoff erfolgen [Bra04].



Die Gleichgewichtskonstante K_{p08} für die NH_3 -Bildung aus NO_2 und H_2 berechnet sich wie folgt:

$$K_{p08} = \frac{p_{\text{NO}_2}^2 \cdot p_{\text{H}_2}^7}{p_{\text{NH}_3}^2 \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}^4} \quad \text{Gl. 6-4}$$

Der Verlauf der Gleichgewichtskonstante in Abhängigkeit von der Temperatur ist in Abbildung 6.6 dargestellt.

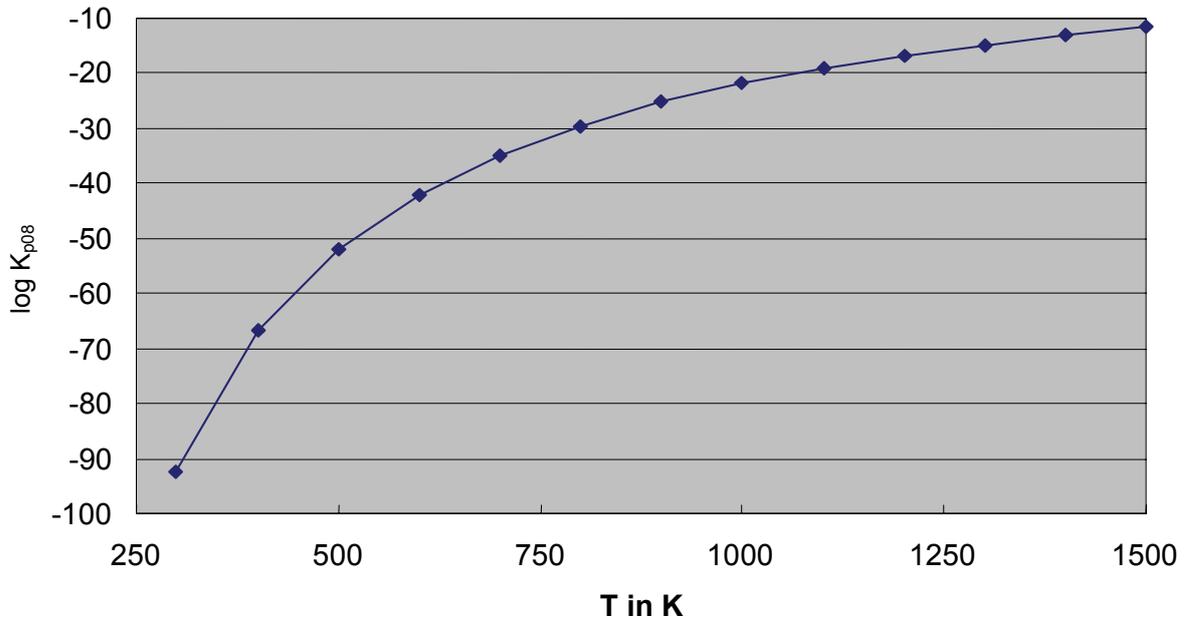


Abbildung 6.6: Gleichgewicht der NH_3 -Bildung aus NO_2 und H_2

Das Gleichgewicht für Gl. 6-4 liegt über dem gesamten Temperaturbereich auf der Produktseite (vgl. Abbildung 6.6). Die Größenordnung der NH_3 -Bildung hängt stark von den Versuchsparametern ab und ist in den Arbeiten von Braun [Bra04] und Huesker [Hue03] untersucht. Ammoniak bildet sich bevorzugt bei niedriger Temperatur und langer Verweilzeit am H_2 -Katalysator. Die Edelmetallbeschichtung des Katalysators hat ebenfalls großen Einfluß, Rhodium (Rh) zeigt vor Platin (Pt) und Palladium (Pd) die günstigste NO_x -Konvertierung bei niedriger NH_3 -Bildung.

6.2.2 DeNO_x-Katalysatoren

Zur NO_x -Reduzierung im Abgas von überstöchiometrisch betriebenen Wasserstoff-Verbrennungsmotoren können DeNO_x-Katalysatoren eingesetzt werden. Das Funktionsprinzip läßt sich durch vier grundlegende Schritte zur Umwandlung von NO_x in N_2 beschreiben.

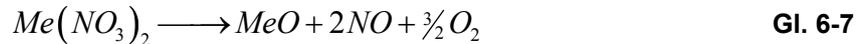
Im überstöchiometrischen Motorbetrieb wird NO am Edelmetall des DeNO_x-Katalysators mit O_2 zu NO_2 oxidiert:



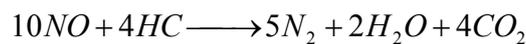
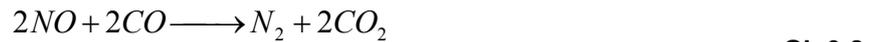
Anschließend reagiert NO_2 mit dem im Katalysator als Speichermaterial eingelagerten Metalloxid (MeO) und O_2 zum entsprechenden Speichermaterial-Nitrat.



Da das Speichermaterial zunehmend belegt wird, sinkt mit steigender NO_2 -Menge die Effektivität der Nitrat-Speicherung. Daher muß das Speichermaterial periodisch regeneriert werden, wozu der Motor kurzfristig unterstöchiometrisch betrieben wird. Unter diesen Bedingungen ist die Temperaturstabilität des Nitrats geringer als im überstöchiometrischen Betrieb. Es kommt wieder zum Zerfall in NO , O_2 und MeO .



Im unterstöchiometrischen Motorbetrieb kann das freigesetzte NO mit den in geringen Mengen vorhandenen Reduktionsmitteln CO (vgl. Kapitel 3.1, Seite 7) und HC (vgl. Kapitel 3.2, Seite 8) zu N_2 reduziert werden.



Der größte Teil der in der Regenerationsphase freigesetzten Stickoxide wird anstelle von HC bzw. CO mit H_2 an den Edelmetallen des De NO_x -Katalysators konvertiert. Die beim Zerfall der Nitrate freigesetzten Stickoxide werden mit dem Restwasserstoff entsprechend folgender Summenformel



reduziert. Die Gleichgewichtskonstante der Reaktion berechnet sich zu:

$$K_{p09} = \frac{p_{\text{NO}_2}^2 \cdot p_{\text{H}_2}^4}{p_{\text{N}_2} \cdot p_{\text{H}_2\text{O}}^4} \quad \text{Gl. 6-10}$$

Der Verlauf von K_{p09} in Abhängigkeit von der Temperatur ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Das Gleichgewicht liegt über dem gesamten Temperaturbereich auf der Produktseite.

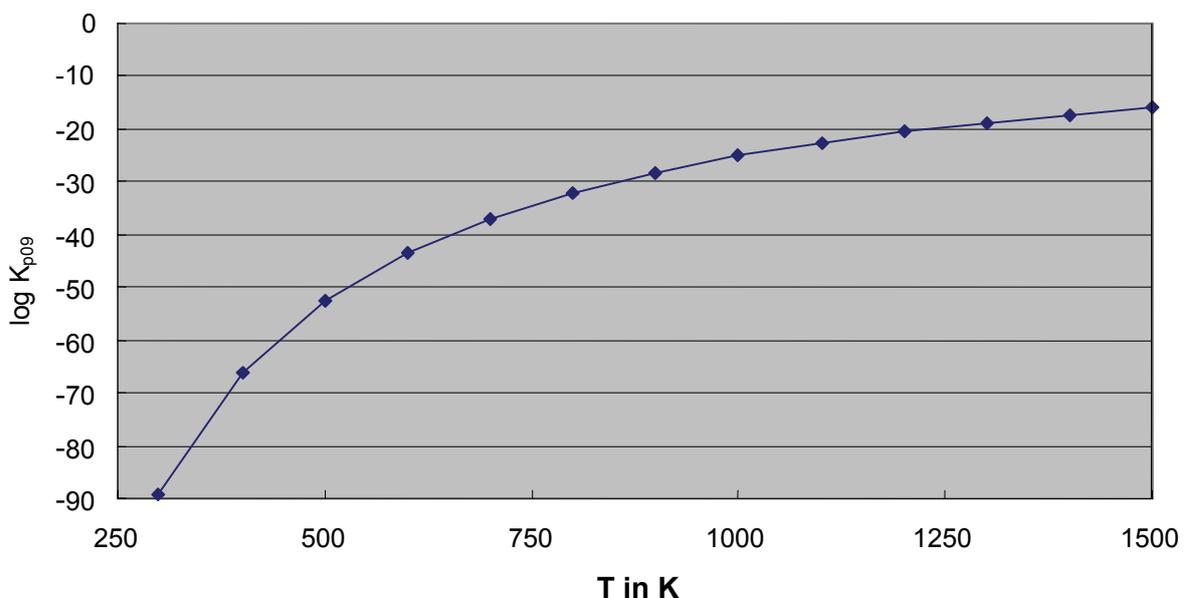


Abbildung 6.7: Gleichgewicht der NO_2 -Konvertierung mit Restwasserstoff am H_2 -Katalysator

Zur Beurteilung der Qualität und Eignung von DeNO_x-Katalysatoren als Abgasnachbehandlungssystem für den Wasserstoffbetrieb sind folgende Kriterien zu nennen:

- NO_x-Speicherfähigkeit und Regenerationsfähigkeit
- Arbeitstemperaturbereich für NO_x-Speicherung und -Regeneration
- Drei-Wege-Eigenschaften und HC-/CO-Konvertierung im ($\lambda > 1$)-Betrieb
- maximale Temperaturstabilität
- Schwefelvergiftung und -Regeneration

Die ausführliche Bewertung dieser Kriterien und Deaktivierungseffekte von DeNO_x-Katalysatoren ist in [Bas07] zu finden. Die hier genannten Effekte gelten nicht ausschließlich für DeNO_x-Katalysatoren. Jedoch sind hier die Deaktivierungseffekte besonders ausgeprägt und sorgen nach deutlich kürzeren Betriebszeiten für einen Ausfall des Systems, beispielsweise durch thermische Alterung. Auch gewöhnliche Drei-Wege-Katalysatoren können durch hohe Schwefelanteile im Kraftstoff deaktiviert werden. Ein Abgasnachbehandlungskonzept mit DeNO_x-Katalysatoren ist nur möglich, wenn die Abgastemperaturen in einem Temperaturbereich gehalten werden, in dem die thermische Alterung nicht gefördert wird.

6.2.3 Selektive Katalytische Reduktion

Als SCR (Selective Catalytic Reduction) wird die NO_x-Umwandlung im überstöchiometrischen Betrieb über speziell abgestimmte Katalysatoren bezeichnet. Es werden passive und aktive SCR unterschieden.

6.2.3.1 Passive SCR-Katalysatoren

An diesen Katalysatoren werden beim Betrieb mit Ottokraftstoff im Abgas vorhandene Kohlenwasserstoffe mit NO_x zu N₂, CO₂ und H₂O umgesetzt. Beim Betrieb mit Wasserstoff sind diese Kohlenwasserstoffe in sehr viel geringerem Umfang vorhanden. NO_x kann jedoch auch wirksam mit H₂ reduziert werden, entsprechend dem Restwasserstoffgehalt des Abgases ist eine Absenkung von NO_x möglich.

Auf Cu-ZSM-5-Zeolithen basierende Katalysatoren zeigen eine sehr gute Aktivität im Neuzustand, problematisch ist die Dauerhaltbarkeit. Die Verschlechterung der NO_x-Konvertierung ist vor allem auf Schwefel (Motoröl) und die thermische Alterung bei Anwesenheit von Wasser zurückzuführen. Iridium (Ir) enthaltende Katalysatoren mit nachgeschaltetem Drei-Wege-Katalysator weisen im Neuzustand geringere NO_x-Konvertierungsraten als NO_x-Speicher-katalysatoren auf. Dafür ist die Schwefeltoleranz günstiger. Zwischen Motor und passivem SCR-Katalysator darf kein Katalysator verwendet werden, da dieser im überstöchiometrischen Motorbetrieb die zur NO_x-Reduktion notwendigen Kohlenwasserstoffe bzw. den Restwasserstoff oxidiert [Bas05].

6.2.3.2 Aktive SCR-Katalysatoren

Bei aktiven SCR-Katalysatoren (Vanadium-Titan-Katalysatoren) wird das Reduktionsmittel NH_3 bzw. Harnstoff ($\text{NH}_2\text{--CO--NH}_2$) dem Abgas vor dem Eintritt in den Katalysator beigemischt. Diese Systeme arbeiten mit hohem Wirkungsgrad in stationären Anlagen, in denen chemische Reaktionen in einem schmalen Fenster aus Temperatur, NO_x -Konzentration und Strömungsgeschwindigkeit ablaufen. Aus NO_x und dem Reduktionsmittel NH_3 entstehen N_2 und H_2O . Der Arbeitstemperaturbereich von Vanadium-Titan-Katalysatoren liegt zwischen 200°C und 450°C . Bei höheren Temperaturen oxidiert der Katalysator NH_3 zu NO . Das untere Limit resultiert aus der Beeinträchtigung durch Ammoniumsulfate. Flüssiger Harnstoff, der bei der Einspritzung in das Abgas zu NH_3 und CO_2 zerfällt, hat sich als Reduktionsmittel für den Fahrzeugeinsatz durchgesetzt [Bas05].

6.2.4 Weitere Konzepte zur NO_x -Reduktion im Abgas

In der Literatur finden sich weitere Verfahren zur NO_x -Reduktion im Abgas überstöchiometrisch betriebener Verbrennungsmotoren. An dieser Stelle sind zwei Technologien genannt, die sich bisher nicht als serientauglich erwiesen haben:

- direkter NO -Zerfall
- Plasma-Technologien

Diese und weitere Ansätze sind in [Bas07] beschrieben.

6.3 Technologieauswahl für das Niedrigstmissionskonzept

Die in Kapitel 6.1 und Kapitel 6.2 genannten Strategien zur Emissionsabsenkung sind hinsichtlich der Eignung in einem Niedrigstmissionskonzept zu bewerten. Grundsätzlich kann hier zur Bewertung die Vorgehensweise in der Abfallwirtschaft angewendet werden. Abfälle (bzw. in diesem Fall Abgasemissionen) sind:

1. zu vermeiden
2. zu vermindern
3. zu verwerten
4. gefahrlos zu entsorgen [Wue98].

Damit stehen die innermotorischen Maßnahmen zur Emissionsreduzierung vor der Abgasnachbehandlung, die auf die Punkte 2. – 4. abzielt. Zumal wie in Kapitel 6.2.2, Seite 39 gezeigt wird, nehmen über Alterungsmechanismen die hohen NO_x -Konvertierungsraten von Abgaskatalysatoren mit zunehmender Lebensdauer ab. Es ist also fraglich, ob nach einer Laufleistung von 240000 km noch eine Konvertierungsrate der Schadstoffe möglich ist, die die Einhaltung der gesetzten Ziele des NZEVs garantiert. Daher ist es anzustreben, mit innermotorischen Maßnahmen ein möglichst niedriges Emissionslevel der gesetzlich limitierten und (noch) unlimitierten Abgaskomponenten zu schaffen. Hierbei ist insbesondere die Bildung von gesundheitsschädlichem Ammoniak zu vermeiden. Sie erfolgt jedoch hauptsächlich über Katalysatoren im Abgas unterstöchiometrisch betriebener Wasserstoff-Verbrennungsmotoren. Grundsätzlich kritisch zu betrachten ist der Einsatz eines aktiven SCR-Katalysators, da die Betankung eines Niedrigstmissionsfahrzeugs mit Harnstofflösung mit dem Brand „Clean Energy“ schlecht zu vereinbaren ist.

Parallel wird der Hydrogen7 weiter optimiert auf Basis eines monovalent ausgelegten Konzepts zur Erfüllung der vereinbarten NZEV-Kriterien, vgl. Kapitel 8, Seite 48 ff.

7 Werkzeuge zur Simulation und Modellierung

Mit der Simulationsrechnung wurde ein Großteil des Projekts begleitet. Dazu zählen die Vorauswahl und Aufstellung eines Versuchsprogramms für die Versuche am Einzylinder-Forschungsmotor, die eindimensionale Ladungswechselrechnung zur Anpassung der Prozeßrechnung und die Druckverlaufsanalyse zu den Messungen.

7.1 Thermodynamische Modellierung

Die Modellierung des thermodynamischen Modells „Brennraum“ ist in zahlreichen Veröffentlichungen ausführlich beschrieben, ebenso die Grundlagen der realen Arbeitsprozeßrechnung. An dieser Stelle sei auf Publikationen wie z.B. [Mer04] bzw. [Rot99] oder [Hei96] verwiesen. Die thermodynamische Modellierung erfolgte mit dem ab 2005 am LVK entwickelten Quellcode „cDyn“. Dieser wendet die Füll- und Entleermethode von Behältern an, die mittels Drosselstellen verbunden sind. In Abbildung 7.1 ist der Aufbau eines einfachen Motormodells, bei dem zwischen Brennraum und Umgebung Puffervolumina implementiert sind, dargestellt.

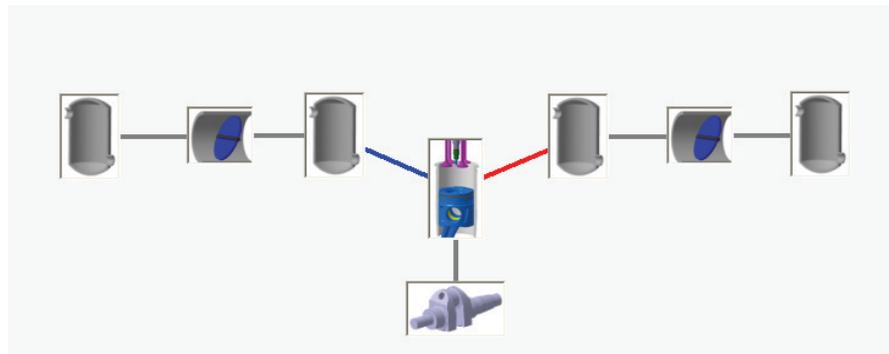


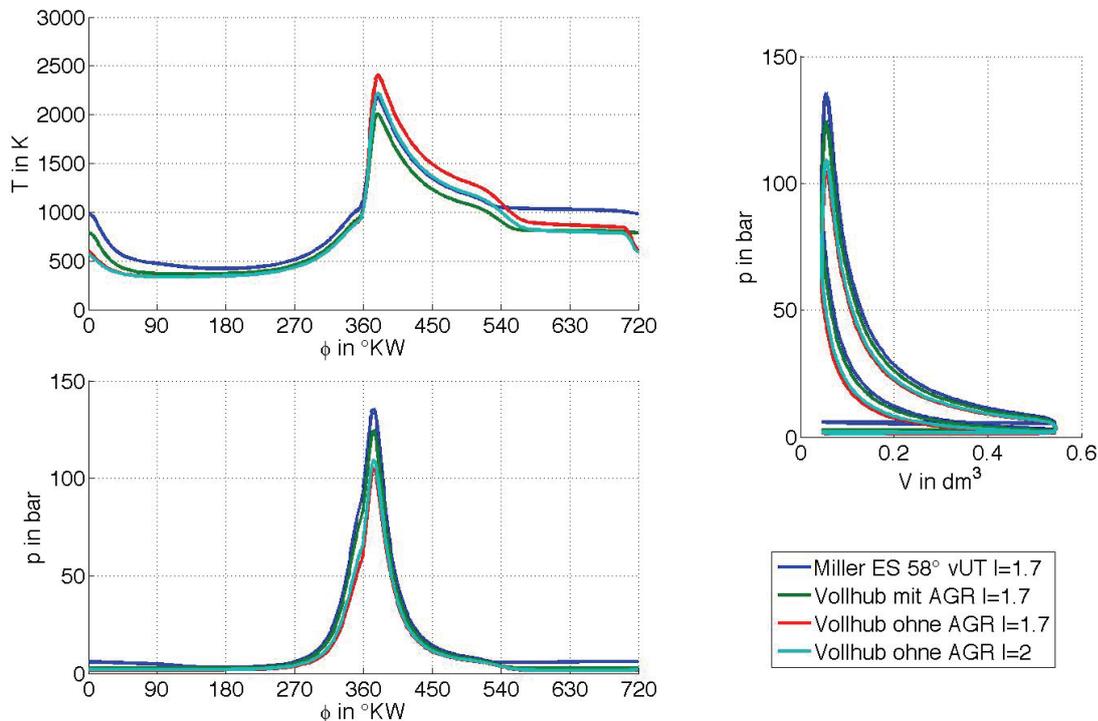
Abbildung 7.1: einfaches Motormodell eines Einzylinders für die Arbeitsprozeßrechnung

7.1.1 Arbeitsprozeßrechnung

Zur Abschätzung der Potentiale innermotorischer Maßnahmen auf die innermotorische Emissionsbildung und bei der Ausarbeitung eines Versuchsprogramms für den Einzylinder-Forschungsmotor wurde die Arbeitsprozeßrechnung eingesetzt. Ziel der Untersuchungen am Einzylinder-Prüfstand ist, ein möglichst niedriges Niveau der Rohemissionen (vor allem Stickoxide) zu erreichen, um ohne Maßnahmen zur Abgasnachbehandlung auszukommen. Durch dieses Tool lassen sich wichtige Erkenntnisse für den Prüfstandsbetrieb ableiten, beispielsweise, welche Spitzendrücke im Zylinder bei vorgegebenen Randbedingungen (z.B. Ladedruck, Abgasgegendruck, Verbrennungsluftverhältnis und Steuerzeiten) zu erwarten sind.

Bei den Drehzahlstufen $n = 2000$, $n = 3000$ und $n = 4000$ U/min werden mit der Arbeitsprozeßrechnung Kombinationen der im vorigen Kapitel genannten Stellgrößen simuliert. Zielgrößen sind u.a. Mitteldruck und Spitzentemperaturen im Brennraum. Letztere werden als Indikator für die NO_x -Bildung gewertet, da zu diesem Zeitpunkt noch keine Zwei-Zonen-Prozeßrechnung mit dem Softwaretool cDyn möglich war.

Die Abgasturboaufladung wird durch Berechnung des Druckniveaus aus der Turboladerhauptgleichung simuliert. Dabei wird der Abgasgegendruck so gewählt, daß der Turboladerwirkungsgrad $\eta_{TL} \approx 0.6$ beträgt. In Abbildung 7.2 ist solch eine Simulationsreihe zum Aufstellen eines Versuchsprogramms für den Einzylinder dargestellt.



	ohne AGR $\lambda=2.0$	ohne AGR $\lambda=1.7$	Vollhub AGR	Miller
Saugrohrdruck [bar]	2.05	1.85	2.7	5.94
Abgasdruck [bar]	1.5	1.4	2.53	5.1
AGR-Rate [%]	0%	0%	24%	15%

Abbildung 7.2: Vergleich verschiedener Konzepte mit der Arbeitsprozeßrechnung

Bei dem in Abbildung 7.2 dargestellten Vergleich wurde $n = 3000$ U/min, $p_{mi} = 15$ bar bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 11.8$ gewählt. Bei den verglichenen Konzepten wurde der gleiche Brennverlauf vorgegeben (Brennbeginn 10° vor OT, Brennende 25° nach OT), da noch keine Ergebnisse durch Druckverlaufsanalyse aus Messungen vorlagen.

Die Arbeitsprozeßrechnung ist in diesem Stadium nur als erster Indikator anzusehen, bis u.a. die Abhängigkeit der Brennverläufe von λ , n , p_{mi} und AGR-Rate durch Messungen validiert ist. Aus solchen Simulationsreihen sind qualitative Aussagen abzuleiten, wie z.B., daß beim Millerverfahren das höchste Ladedruckniveau notwendig ist. Dagegen liegt das niedrigste Druckniveau beim Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1.7$ ohne Abgasrückführung vor. Allerdings zeigt die Simulation die höchsten Spitzentemperaturen für dieses Konzept. Sie läßt das höchste NO_x -Emissionsniveau erwarten.

Am Einzylinder sollen in erster Linie Versuchspunkte untersucht werden, bei denen die Massenmitteltemperatur im Brennraum nicht über $T = 2000$ K ansteigt. Als

aussichtsreichste Maßnahme kristallisiert sich die Abgasrückführung im überstöchiometrischen Motorbetrieb heraus. Das Miller-Verfahren zeigt ebenfalls Potential und läßt sich direkt im Teillastbetrieb des Hydrogen7 umsetzen, da der im Fahrzeug verbaute Motor N73H60 über einen vollvariablen Ventiltrieb verfügt.

Weitere Erkenntnisse sind, daß der Wasserstoff-Verbrennungsmotor im überstöchiometrischen Bereich $\lambda > 1.8$ betrieben werden muß. Sonst entstehen sehr hohe Temperaturen im Brennraum und damit Stickoxid-Rohemissionen, deren Bildung nur mit sehr hohen Abgasrückföhrtraten begegnet werden kann.

Gegenüber der benzinbetriebenen Variante N73B60 weist der N73H60 ein abgesenktes Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 9.5$) auf, da der Motor bei höheren Verdichtungsverhältnissen im stöchiometrischen Betrieb zum Klopfen und dann zu Rückzündungen in die Sauganlage neigte. Im überstöchiometrischen Motorbetrieb sind deutlich geringere Zylinder-Spitzentemperaturen zu erwarten. Weiter liegt bedingt durch die Aufladung ein positives Spölgefälle vor, womit Rückzündungen ins Saugrohr erschwert sind.

Zum Ende des Projekts wird mit dem weiterentwickelten Quellcode der cDyn eine Arbeitsprozeßrechnung mit Zweizonen-Verbrennungsmodell und Vorausberechnung der Stickoxidemission durchgeführt. Mit den durch die Einzylinderversuche ermittelten Parametern für den Brennverlauf wird die Simulation eines aufgeladenen Mehrzylindermotors durchgeführt. Damit wird die Übertragbarkeit der am Einzylinder gewonnenen Erkenntnisse zur Darstellung eines Niedrigstemissionskonzepts für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor gezeigt.

7.1.2 Druckverlaufsanalyse

Die Druckverlaufsanalyse vergleicht den gemessenen Zylinderdruckverlauf mit einem simulierten Druckverlauf ohne Verbrennung und ermittelt daraus kurbelwinkelbasiert die zugeführte Energie. Um Ergebnisse mit hoher Güte zu ermitteln, sind dabei Stellgrößen wie Zylindermasse, Temperaturen, Verbrennungsluftverhältnis, AGR-Rate, usw. anzupassen. Dazu wurde im Rahmen dieses Projekts in der von [Fis09] am LVK durchgeführten Semesterarbeit ein Matlab-basiertes Optimierungstool erstellt. Die Vorgehensweise zur Berechnung der Brennverläufe ist in Kapitel 9.5, ab Seite 59 kurz zusammengefaßt, beschrieben.

Die Messungen am Einzylinder-Motorenprüfstand werden mit der Druckverlaufsanalyse analysiert. Dadurch können Verbrennungsparameter in Abhängigkeit charakteristischer Größen wie z.B. dem Verbrennungsluftverhältnis, Mitteldruck oder der AGR-Rate generiert werden. Diese wiederum fließen in die Arbeitsprozeßrechnung ein. Die Simulationsrechnungen werden entsprechend angepaßt.

7.2 Eindimensionale Ladungswechselrechnung

Mit der eindimensionalen Ladungswechselrechnung (Software Boost der Firma AVL) werden die konstruktiven Gegebenheiten am Motorenprüfstand abgebildet und das Motormodell abgeglichen. Gerade in der frühen Projektphase konnte damit die Prozeßrechnung dahingehend angepaßt werden, daß die Dynamik in Ansaug- und Abgasstrecke mit berücksichtigt werden kann. Die Software cDyn kann keine Dynamikeffekte (selbst durch Kombination mehrerer Behälter) berücksichtigen, da diese nach der Füll- und Entleermethode arbeitet. Allerdings können Druckverläufe in

Saug- und Abgasstrecke als Randbedingungen gesetzt werden. In der folgenden Abbildung 7.3 ist der gemessene Druckverlauf (untere Druckkurve) im Saugrohr dem mit dem der Ladungswechselrechnung ermittelten Druckverlauf (obere Druckkurve) gegenübergestellt.

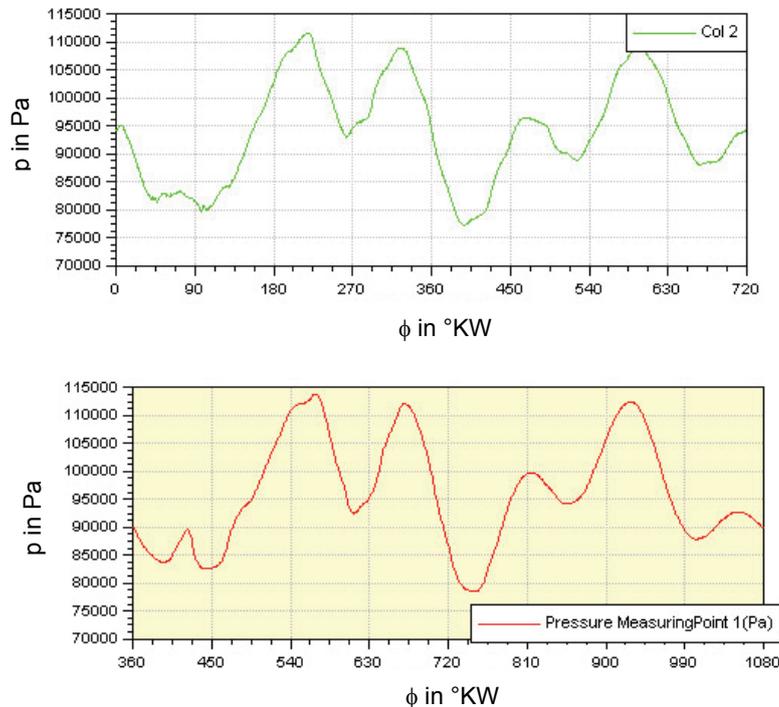


Abbildung 7.3: Vergleich von gemessenem und simuliertem Druckverlauf

In einer weiteren Semesterarbeit wurde ein Motormodell zur Auslegung des Ladungswechsels für einen Mehrzylindermotor erstellt, der mit Ottokraftstoff betrieben wird. Mit entsprechenden Modifikationen lässt sich daraus ein Motormodell des N73H60 erstellen, womit sich der N73H60 unter Einbezug der Stoffwerte von Wasserstoff beispielsweise hinsichtlich Ladungswechsel weiter optimieren lässt.

8 NZEV auf Basis des E68

Optimierungsarbeiten am bestehenden Motorkonzept wurden weitgehend beim Projektpartner durchgeführt, da dort die Abgasrollenprüfstände zur Verfügung standen. Im Rahmen der betreuten Diplomarbeit von [Wue08] erfolgte der maßgebliche Teil der Optimierungsarbeiten, der in diesem Kapitel zusammengefaßt dargestellt ist.

8.1 Optimierungsmaßnahmen am Abgasrollenprüfstand

Da der Hydrogen7 (Baureihe E68) auf der Baureihe E66 (Baureihe 7er, langer Radstand, 2001 – 2008) aufbaut und der Motor als V12-Zylinder vorgegeben ist, sind bauraumbedingt nur eingeschränkt Konzeptänderungen möglich. Daher beschränken sich hier die Untersuchungen auf Änderungen in der Motorapplikation und der Abgasnachbehandlungssysteme. Die Abgasuntersuchungen wurden auf den Rollenprüfständen im BMW Testgelände in Aschheim durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen war es, zu prüfen, inwieweit mit einem monovalent betriebenen Fahrzeug ein NZEV darstellbar ist und ob dieses Fahrzeug zur Reduzierung der Schadstoffbelastung in der Luft von Ballungsräumen einsetzbar ist. Die Messungen sind in Aschheim auf dem BMW-Testgelände durchgeführt worden und ausführlich in [Wue08] dargestellt.

8.2 Abgasemissionsniveau nach Optimierungsmaßnahmen

Die Ergebnisse der Arbeit [Wue08] liegen sowohl dem LVK als Prüfungsunterlage wie auch dem Projektpartner, der BMW AG, vor. Das Ergebnis dieser Arbeit ist im Folgenden zitiert.

„Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Emissionen des Wasserstofffahrzeugs „Hydrogen7 NZEV monovalent“ hinsichtlich deren Entstehungsmechanismen und Quantität analysiert. Mit diesen Erkenntnissen konnten Abhilfemaßnahmen aufgezeigt werden, mit denen die Emissionen weiter reduziert werden können. Zusätzlich wurde das Potential des Wasserstoffmotors zur „Luftreinigung“ abgeschätzt.

Bei der ausführlichen Analyse des Emissionsverhaltens des „Hydrogen7 NZEV monovalent“ konnte festgestellt werden, daß die Emissionen des aktuellen Entwicklungsfahrzeugs bereits sehr gering sind und den strengsten Grenzwert SULEV deutlich unterbieten. Diese konnten anhand einer Vielzahl von Testfahrten auf dem Rollenprüfstand mit ausgewählten Fahrzyklen ermittelt werden. Als Ergebnis ergab sich eine mittlere Emission der Stickoxide von 5.5 % und des Kohlenmonoxids von 1.18 % von dem SULEV-Grenzwert. Es konnte herausgefunden werden, daß diese vor allem während des Motorstarts und der Mager-Fett-Umschaltung entstanden. Um die bei der Verbrennung entstehenden Stickoxide noch weiter zu reduzieren, wurde eine Zwangsanregung während der Fettphase vorgenommen. Kohlenwasserstoffe traten bei den Tests keine auf. Dies ist eine wichtige Erkenntnis, da in der Umgebungsluft bereits Kohlenwasserstoffe vorhanden sind. Somit wurde nachgewiesen, daß dieses Versuchsfahrzeug bei der Schadstoffkomponente eine Luftreinigung ermöglicht.

Eine weiterführende Potentialanalyse zur Thematik Luftreinigung ergab, daß zu einer weiteren deutlichen Senkung des aktuellen Emissionsniveaus vor allem bei den Stickoxiden ein deutlicher Technologiesprung notwendig ist. Hier bieten aufgeladene und direkt einspritzende Wasserstoffmotoren das zukünftig größte Potential.

Der Einsatz von Niedrigstmissionsfahrzeugen wie dem mit Wasserstoff betriebenen „Hydrogen7 NZEV monovalent“ ist bezüglich alternativer Antriebsenergien ein wegweisendes Entwicklungsprojekt. Sie können die Umweltbelastung durch Luftschadstoffe im Vergleich zur Verbrennung von fossilen Brennstoffen enorm reduzieren. Dabei muß aber auch der Herstellungsprozeß des Wasserstoffs berücksichtigt werden. Hier ist eine Herstellung mittels regenerativer Energien sinnvoll, um die Senkung der Umweltbelastung zu ergänzen.“ [Wue08]

In der folgenden Tabelle 8-1 ist das Emissionsniveau des Hydrogen7 in den bereits in Kapitel 4, ab Seite 14 beschriebenen Fahrzyklen mit den zugehörigen Grenzwerten, zusammengestellt.

Tabelle 8-1: Emissionsniveau des Versuchsfahrzeugs in den verschiedenen Fahrzyklen

Test		CO	THC	NO _x	CO ₂	HC+NO _x
NEFZ	Grenzwert EU5 [g/km]	1	0.1	0.06		
	Emissionen [g/km]	0.026	0.000	0.001	6.895	0.001
	% des Grenzwerts	2.60 %	0.00 %	1.67 %		
FTP-75	Grenzwert SULEV [g/mi]	1	0.01	0.02		
	Emissionen [g/mi]	11.88e-3	3.307e-6	1.1e-3	6.28	
	% des Grenzwerts	1.18 %	0.033 %	5.5 %		
Highway	Grenzwert [g/mi]			0.2485		
	Emissionen [g/mi]	0.031	0.000	0.0005	5.8473	
	% des Grenzwerts			0.20 %		
Japan 10.15	Grenzwert [g/km]	0.67		0.08		
	Emissionen [g/mi]	0.0581	0.000	0.0031	12.877	
	% des Grenzwerts	8.67 %		3.88 %		
Japan 11	Grenzwert [g/test]	19	2.2	1.4		
	Emissionen [g/test]	0.0308	0.000	0.0015	8.78	
	% des Grenzwerts	0.16 %	0.00 %	0.11 %		

Damit ist der Teil des Lastenhefts nahezu erfüllt, der sich auf die Darstellung des NZEVs bezieht. Einzig die Vorgabe, mit dem Fahrzeug den Grenzwert für CO um 99% im FTP-75-Zyklus zu unterschreiten, wurde knapp verfehlt (1.18%). An dieser Stelle ist aufgrund des extrem niedrig gesetzten Grenzwerts eine detaillierte Betrachtung der in [Wue08] durchgeführten Messungen sinnvoll.

Nach den zum Zeitpunkt der Messungen gültigen Meßverfahren bleibt bei einer Messung zur Zertifizierung der Fahrzeuge die Schadstoffbelastung der vom Motor angesaugten Umgebungsluft unberücksichtigt. Werden die Emissionen aus der Umgebungsluft, die in unmittelbar vor den Fahrzeugtests durchgeführten Leertests gemessen werden, verrechnet, dann bewirkt das Fahrzeug bzgl. der limitierten Abgaskomponente CO sogar eine Absenkung der CO-Konzentration auf „-0.18 %“ des Grenzwerts. D.h., in der Umgebungsluft ist bereits die Konzentration an CO höher als 1% des Grenzwerts der CARB zur Einstufung eines Fahrzeugs als SULEV. Die Verrechnung der Luftbelastung wäre in diesem Fall zumindest sinnvoll.

In der Kategorie THC erzielt das Fahrzeug einen um das Niveau der Umgebungsluft korrigierten Wert von „-10.02%“. Nur die NO_x-Emission liegt bei „+2.62%“, wenn die

Belastung der Umgebungsluft eingerechnet wird. Damit ist das Fahrzeug beim Betrieb im FTP-75 Zyklus hinsichtlich zwei von drei gesetzlich limitierten Abgaskomponenten als luftreinigend einzustufen.

9 Einzylinder-Prüfstand

Ziel der Untersuchungen am Einzylinder ist das Aufzeigen eines Antriebskonzepts, das niedrigste Emissionen bei gesteigerter Leistungsdichte auf das Niveau heutiger Ottomotoren ermöglicht und die Potentiale verschiedener innermotorischer Maßnahmen zur Emissionsreduzierung beschreibt. Der Fokus der Untersuchungen liegt im oberen Lastbereich bei niedrigen Drehzahlen, da zukünftige Motorenkonzepte auf Downsizing zielen und in diesem Lastbereich der geringste Verbrauch zu erwarten ist.

9.1 Motorenprüfstand und Meßtechnik

Im Folgenden sind der Aufbau des Motorenprüfstands, Hardwareerweiterungen des Versuchsmotors und des Prüfstands, eingesetzte Meßtechnik, und die Meßstellen beschrieben.

9.1.1 Aufbau des Motorenprüfstands

Um den Einfluß der in Kapitel 6.1, Seite 31 genannten innermotorischen Maßnahmen zu untersuchen, wurde der Einzylinder-Motorenprüfstand am LVK weitgehend modifiziert. Der funktionale Aufbau des Einzylinder-Motorenprüfstands ist in Abbildung 9.1 samt der für die Versuchsauswertung relevanten Meßstellen schematisch dargestellt.

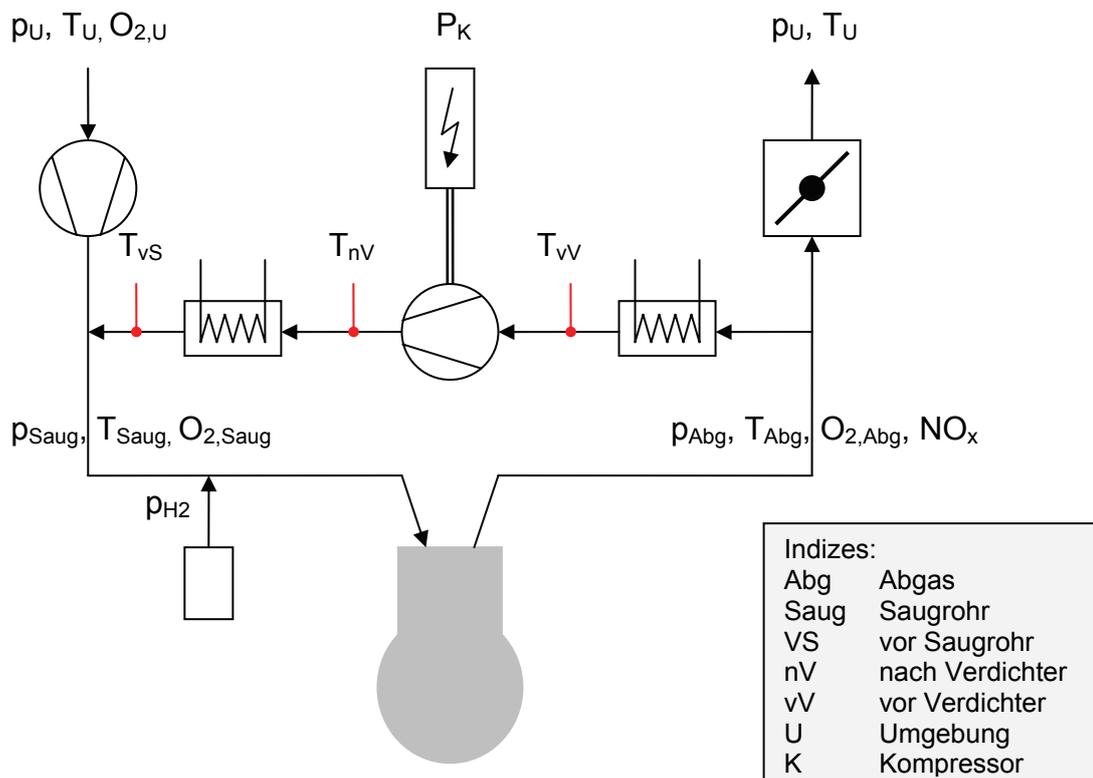


Abbildung 9.1: schematische Darstellung des Einzylinder-Motorenprüfstands mit Meßstellen

Der Einzylinder-Motor am Prüfstand wird durch einen Schraubenverdichter fremd aufgeladen. Zur Abbildung eines Betriebs mit Abgasturboaufladung wird über eine Abgasdrosselklappe dem Turbolader-Wirkungsgrad entsprechend der Abgasgedrückt eingeregelt. Der Einsatz eines Ladeluftkühlers ist am Prüfstand nicht notwendig, da sowohl lange Rohrleitungen zwischen Brennraum und Schraubenverdichter wie auch ein Beruhigungsbehälter ($V = 0.15 \text{ m}^3$) die Ansaugluft wieder auf Umgebungstemperatur abkühlen lassen.

9.1.2 Hardwareanpassungen und –erweiterungen

Die wichtigsten konstruktiven Maßnahmen betreffen die Entwicklung der AGR-Turbine, mit der eine Hochdruck-Abgasrückführung realisiert wird. Alle konstruktiven Erweiterungen und Änderungen sind in den Kapiteln Zylinderkopf, AGR-Turbine und Nockenwellen für Millerverfahren kurz beschrieben.

9.1.2.1 Zylinderkopf

Der am Einzylinder-Prüfstand verbaute Forschungsmotor verfügt über eine äußere Gemischbildung, die sich jedoch von der des Vollmotors N73H60 unterscheidet. Beim Einzylinder-Forschungsmotor kommen zwei Gas-Einblasventile der Firma Keihin, Typ KN3-1 zum Einsatz. Diese sind unmittelbar vor den Einlaßventilen angeordnet. Beim Vollmotor N73H60 kommt nur ein Gasinjektor (Hörbiger GV7) pro Zylinder zum Einsatz. Der Ort der Gemischbildung ist entsprechend weiter von den Einlaßventilen entfernt.

9.1.2.2 AGR-Turbine

Zur Realisierung einer Hochdruck-Abgasrückführung bei positivem Spülgefälle ist es notwendig, das Abgas auf das höhere Druckniveau im Saugrohr zu bringen. Hierzu ist am LVK eine sog. AGR-Turbine entwickelt worden, mit der das rückgeführte Abgas verdichtet wird. Der konstruktive Aufbau ist in Abbildung 9.2 dargestellt und in der Arbeit von [Bae07] beschrieben.

Zentrale Einheit der AGR-Turbine ist ein Abgasturbolader vom Typ KP31 des Herstellers Borg Warner. Dieser wird in der Serie bei einem Dreizylinder-Dieselmotor mit 0.8 dm^3 Hubraum und einer Nennleistung $P_e = 30 \text{ kW}$ eingesetzt.

Am Einzylinder-Prüfstand strömt das Abgas durch die Verdichterseite des Abgasturboladers. Da der Abgasturbolader KP-31 mit einem Aluminium-Verdichterrad ausgeführt ist, muß die Temperatur des rückgeführten Abgases vor Verdichtereintritt auf Temperaturen unter 200 °C gesenkt werden. Dies geschieht zunächst mit AGR-Kühlern der Firma BEHR, später bei hohen Lastpunkten und AGR-Raten mit dem Ladeluftkühler „Ausführung Seewasser“ der Firma „Längerer & Reich GmbH CO.KG“. Als Kühlmittel kommt die Wasser-Kältemittel-Mischung zum Einsatz, die im Versuchsmotor eingesetzt wird. Die Kühlwassertemperatur wird extern auf 80 °C eingeregelt. Um zu vermeiden, daß in Betriebspunkten mit geringer AGR-Rate das Abgas nach dem Verdichter in der AGR-Strecke auf Temperaturen unter 70 °C auskühlt und nennenswerte Kondensation auftritt, ist ein zweiter AGR-Kühler der Firma BEHR dem Verdichter nachgeschaltet. Die Wassertemperatur ist bei diesem Kühler ebenfalls auf 80 °C eingeregelt. Sonst besteht die Gefahr eines

Wasserschlags im Zylinder, wenn Wasserdampf an der Verrohrung kondensiert und in der Flüssigphase in den Brennraum gelangt.

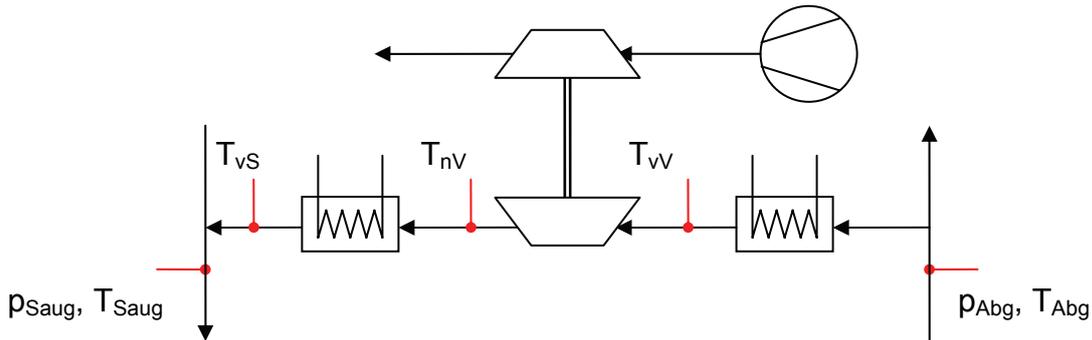


Abbildung 9.2: AGR-Turbine

Angetrieben wird der KP31 mit Druckluft, die mit einem Kompressor der Firma Eaton, Modell EA-45, erzeugt wird. Dessen Antrieb erfolgt über einen Poly-V-Riemen, der den Kompressor mit der Antriebswelle mit einem Kurzschlußläufer-Motor der Firma Topdrive, „JS132M-2-B3-ZP - erhöhte Leistung“ verbindet.

Für den indizierten Wirkungsgrad spielt diese externe Verdichterleistung keine Rolle, da über den Turboladerwirkungsgrad wieder der notwendige Abgasgedruck eingeregelt wird. Um das effektive Moment von Betriebspunkten mit Abgasrückführung zu berechnen, ist die Verdichterleistung, die benötigt wird, um das rückgeführte Abgas auf Saugrohrdruck zu bringen, zu bestimmen. Die Verdichterleistung berechnet sich unter der Annahme einer isentropen Verdichtung zu:

$$P_K = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot p_{Abg} \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_{Saug}}{p_{Abg}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right] \quad \text{Gl. 9-1}$$

9.1.2.3 Nockenwellen für das Miller-Verfahren

Da der Versuchsmotor nur über das System „BI-VANOS“ zur Verstellung der Ein- und Auslaßsteuerzeit verfügt, nicht aber über das in Serienmotoren der BMW AG eingesetzte System Valvetronic, ist der Einfluß des Miller-Verfahrens mittels eigens ausgelegter Nockengeometrien zu untersuchen.

Der Versuchsmotor verfügt über einen Tassenstößel-Ventiltrieb. Damit lassen sich nicht die gleichen Ventilerhebungskurven abbilden wie mit einem Rollenschlepphebeltrieb oder einem vollvariablen Ventiltrieb, dem System Valvetronic, das im N73H60 verbaut ist. Die Auslegung der Nocken erfolgt dahingehend, daß die Ventilöffnungsfläche, die die Nocken freigeben, ebenso groß ist, wie mit einem vollvariablen Ventiltrieb mit 5 mm bzw. 3 mm Ventilhub.

Limitierend ist die hohe Ventilbeschleunigung, wenn die Gesamtöffnungsdauer so kurz wie möglich gehalten wird. Aus diesem Grund ist mit 3 mm Ventilhub und einem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 12$ nur eine Einlaßspreizung von 50° KW darstellbar. Damit wird das Einlaßventil während der Kolbenabwärtsbewegung bei 42° KW vor Erreichen des unteren Totpunkts (UT) geschlossen. Dabei entstehen maximale Ventilbeschleunigungen von 85 mm/rad².

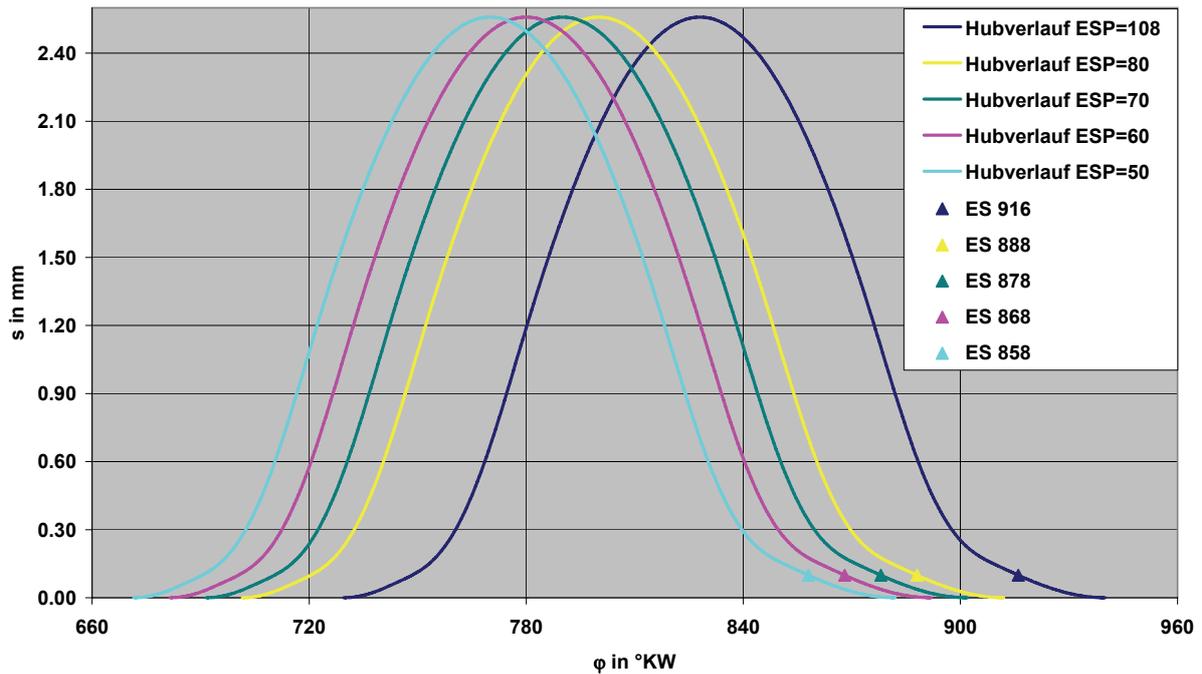


Abbildung 9.3: Ventilhubkurven und -steuerzeiten beim Millerverfahren

In Abbildung 9.3 sind die Ventilhubkurven für den Tassenstößeltrieb dargestellt, die die gleiche Öffnungsfläche wie ein VVT-Ventiltrieb mit 3 mm Ventilhub freigeben. Ferner ist der Schließzeitpunkt für die jeweilige Steuerzeit bei Einlaßspreizung von 108° auf 50° angegeben. Das verbaute BI-VANOS-System ermöglicht, Einlaß- und Auslaßsteuerzeiten um 80° KW zu variieren.

9.1.3 Einzylinder-Versuchsmotor

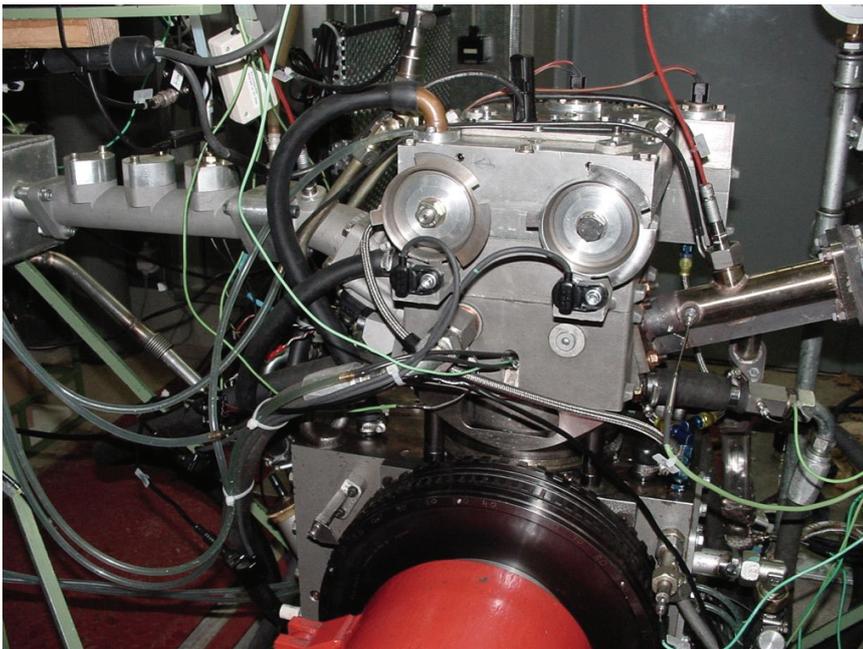


Abbildung 9.4: Einzylinder-Versuchsmotor

Beim Versuchsmotor handelt es sich um ein Aggregat, das auf einem Grundmotor des Herstellers Ricardo, Typ Hydra, aufbaut. Der Grundmotor bietet den Freiheitsgrad, das Verdichtungsverhältnis zu variieren, wenn der Zylinderkopf demontiert ist. Es wird der Abstand des Zylinderkopfs samt angeschraubter Laubuchse zur Kurbelwelle über ein Gewinde verstellt. Das Verdichtungsverhältnis muß anschließend durch eine volumetrische Messung bestimmt werden. Eine Anpassung des Verdichtungsverhältnisses während des Motorbetriebs ist nicht möglich. In Abbildung 9.4 ist der am Prüfstand des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen aufgebaute Versuchsmotor abgebildet. Die wichtigsten technischen Daten des Aggregats sind in Tabelle 9-1 zusammengefaßt.

Tabelle 9-1: Technische Daten des Einzylinder-Versuchsmotors

Technische Daten	Einzylinder-Versuchsmotor
Hubraum in ccm	498.5
Verdichtungsverhältnis ε	12
Bohrung / Hub in mm	84 / 90
Ventile pro Zylinder	4
Ventilhub (VVT) der Einlaßventile in mm	9.7
Ventilhub der Auslaßventile in mm	9.4
Ø Einlaßventil in mm	35
Ø Auslaßventil in mm	29
Zündkerze	NGK R 5883-9
Kraftstoffzufuhr	Einblasung ins Saugrohr mit Injektoren der Firma Keihin, Typ KN3-1
Motorelektronik	Steuergeräte Bosch ME9.2 und 9.2.1

9.2 Motorsteuerung

Am Prüfstand werden die Motorparameter manuell und über das Applikationstool INCA der Firma ETAS eingestellt. Als Motorsteuergerät dient ein angepaßtes Steuergerät ME 9.2.1 des Herstellers Bosch. Über die Applikationssoftware INCA lassen sich Ventilsteuerzeiten, Wasserstoff-Einblasedauer und -zeitpunkt sowie der Zündzeitpunkt einstellen.

Motordrehzahl, -moment, Ladedruck, Abgasgegendruck, AGR-Rate usw. werden manuell eingeregelt. Die wichtigsten Meßgrößen sind in Abbildung 9.5, Seite 58, eingetragen.

9.3 Meßtechnik am Prüfstand

Um die Versuche zu dokumentieren und die Messungen auszuwerten, kommt eine Vielzahl verschiedener Meßgeräte zum Einsatz. Die am Motorenprüfstand eingesetzte Meßtechnik wie beispielsweise die Druckindizierung, Abgasmeßtechnik und Temperaturmessung ist in den nachstehenden Kapiteln beschrieben.

9.3.1 Abgasmeßtechnik

Bei der Abgasmessung werden zwei unterschiedliche Geräte verwendet. Zur Bestimmung des Restwasserstoffgehalts im Abgas wird ein Einlinien-Massenspektrometer der Firma VF Analysetechnik, Typ H-Sense 234, eingesetzt. Um die Anteile an O₂, NO_x, THC und CO bzw. CO₂ im Abgas zu bestimmen, wird ein Abgasmeßturm MEXA-7170H der Firma Horiba verwendet. Alle Konzentrationen werden in ppm bzw. Vol.-% angezeigt. Die Meßverfahren sind Stand der Technik und werden hier nicht weiter erläutert.

9.3.2 Temperaturmessung

Zur Messung der Temperaturen im Saugrohr, Abgasrohr, Kühlwasser, Motoröl usw. werden Mantelthermoelemente, Typ K, eingesetzt. Die Temperaturen werden teilweise ins Applikationstool INCA eingelesen und mit der Datenerfassung aufgezeichnet.

9.3.3 Luftmengenmessung

Zur Messung der Luftmenge wird ein Drehkolben-Gaszähler der Firma Aerzen, Typ G100 ZE 039.0, verwendet. Sobald ein Betriebspunkt stationär ist, wird über den Zeitraum von einer Minute die Anzahl der Luftumdrehungen aufgezeichnet. Aus diesem Wert, den Druckverhältnissen und der Temperatur im Saugrohr wird die Luftmasse bestimmt. Die tatsächliche Zylindermasse nach Schließen der Einlaßventile ist erst durch die Druckverlaufsanalyse zu ermitteln, da bei einer Ventilüberschneidung im Ladungswechsel-OT bei positivem Spülgefälle der Übertritt von Frischgas ins Absaugrohr nicht vermeidbar ist. Insbesondere bei der Untersuchung des Miller-Cycles tritt dieser unerwünschte Effekt auf.

9.3.4 Kraftstoffmessung

Einerseits wird die Kraftstoffmenge (Wasserstoff-Masse) mit dem Sensor vom Typ „RHM 015 GNT“ der Firma Rheonik bestimmt. Das Meßverfahren beruht auf dem Coriolis-Prinzip. Andererseits wird die Kraftstoffmasse über den Sauerstoffgehalt aus dem Abgas errechnet.

9.3.5 Verbrennungsluftverhältnis

Das Verbrennungsluftverhältnis λ wird im Abgasrohr mit einer Breitbandsonde der Firma Bosch, Typ LSU 4.2, gemessen. Im überstöchiometrischen Motorbetrieb bei Verbrennungsluftverhältnissen $\lambda > 1.3$ ist die Berechnung nach Brettschneider exakter:

$$\lambda = \frac{1 - \frac{O_{2,Abg}}{100} - \frac{0.1196 \cdot O_{2,Abg} - 1.4668}{100}}{1 - 4.776 \cdot \frac{O_{2,Abg}}{100} + 0.888 \cdot \frac{0.1196 \cdot O_{2,Abg} - 1.4668}{100}} \quad \text{Gl. 9-2}$$

Dabei ist die Restsauerstoffkonzentration des Abgases aus der Abgasanalyse MEXA-7170H in Vol.-% einzusetzen.

9.3.6 Abgasrückführrate

Die Menge an rückgeführtem Abgas wird aus dem Vergleich der Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft vor Einleitung des rückgeführten Abgases, der Sauerstoffkonzentration des Abgases und der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr nach Eintritt der Abgasrückführung bestimmt. Es sei darauf hingewiesen, daß im überstöchiometrischen Bereich die Erhöhung der Abgasrückführrate (AGR) das Verbrennungsluftverhältnis λ massiv absenkt. Die Rate an rückgeführtem Abgas berechnet sich aus dem Abfall der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr nach:

$$AGR = \frac{O_{2,U} - O_{2,Saug}}{O_{2,U} - O_{2,Abg}} \cdot 100 \quad \text{Gl. 9-3}$$

Die Konzentrationen werden in Vol.-% eingesetzt.

9.3.7 Wirkungsgrad der Abgasturboaufladung

Der Einzylinder wird mittels Schraubenkompressor fremd aufgeladen. Der Turboladerwirkungsgrad η_{TL} berechnet sich aus den am Prüfstand eingestellten Drücken p_{Saug} , p_{Abg} , den Temperaturen T_{Abg} , T_{Saug} , Umgebungsbedingungen wie p_U , T_U , Massenströmen durch Turbine und Verdichter und den thermodynamischen Stoffdaten wie R_L , R_A nach der Turboladerhauptgleichung [Wac06]:

$$p_{Saug} = p_U \cdot \left[1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{R_A}{R_L} \cdot \frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L} \cdot \frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} \cdot \frac{T_{Abg}}{T_U} \cdot \eta_{TL} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_U}{p_{Abg}} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right)^{-3.5} \right] \quad \text{Gl. 9-4}$$

Bei allen Meßpunkten wird durch Regulierung des Abgasgedrucks mittels Drosselklappe ein Gruppenwirkungsgrad der Aufladegruppe von $\eta_{TL} \approx 0.6$ eingestellt. Gruppenwirkungsgrade $\eta_{TL} \approx 0.6$ werden von aktuellen Abgasturboladern erreicht [Bas07]. Im Großmotorenbau sind deutlich höhere Aufladewirkungsgrade ($\eta_{TL} > 0.7$) Stand der Technik. Grundsätzlich werden alle Druckangaben, auch bei der Aufladung, in Absolutdruckwerten und nicht in Relativdrücken angegeben.

9.3.8 Indiziermeßtechnik

Die eingesetzte Meßtechnik zur Druckindizierung liefert kurbelwinkelbasiert ein Spannungssignal, das über einen Kalibrierfaktor in den Druck umgerechnet wird. Es kommen Hoch- und Niederdruckquarze der Firma Kistler zum Einsatz. Zur Druckverlaufsanalyse werden die Druckverläufe im Saugrohr, Zylinder und Abgasrohr benötigt. Diese Daten werden kurbelwinkelbasiert in 0.5°KW Schritten aufgezeichnet. Für den Zylinderdruck kommt ein wassergekühlter Relativdruckquarz vom Typ 6061BQ02 zur Verwendung. Zur kurbelwinkelbasierten Erfassung von Abgasgegen- und Saugrohrdruck werden wassergekühlte Absolutdrucksensoren vom Typ 4045 A5 eingesetzt.

9.4 Meßdatenerfassung und Auswertung

In Abbildung 9.5 ist ein Schema der Meßgrößen und der Erfassung der Meßdaten am Einzylinder-Motorenprüfstand dargestellt.

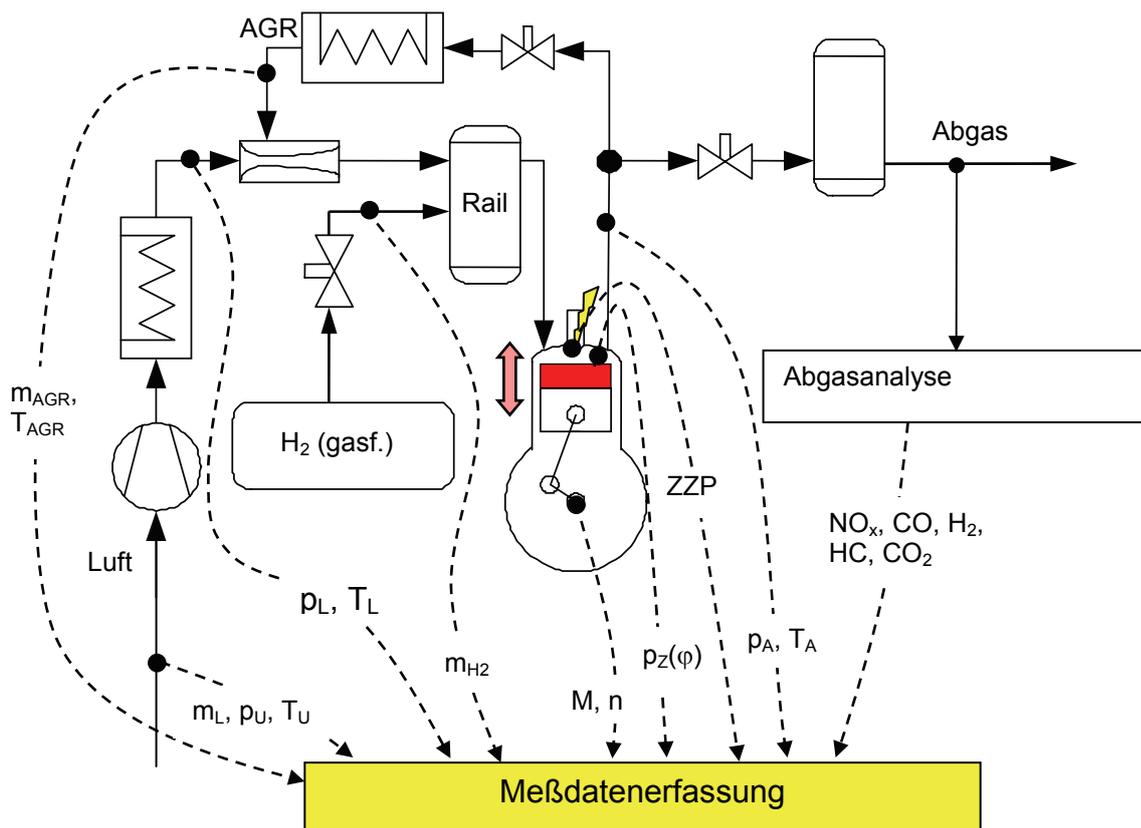


Abbildung 9.5: Einbindung der Meßtechnik am Einzylinder-Prüfstand

Sobald sich ein stationärer Meßpunkt eingestellt hat, werden ein Teil der Meßdaten (u.a. Abgasemissionen, Temperaturen oder gemittelte Drücke in Saug- und Abgasleitung) in Tabellenblätter eingetragen. Kurbelwinkelbezogene Druckverläufe in Ansaugrohr, Abgasrohr und Zylinder dagegen werden über das Tool „AVL Indiset“ aufgezeichnet.

Die Druckverläufe werden mit dem Softwaretool „AutoCon“ ins ascii-Format umgewandelt. Mit Hilfe eines am Lehrstuhl programmierten Matlab-Tools werden alle für die Druckverlaufsanalyse relevanten Daten eingelesen. Dieses Tool wurde im Lauf des Projekts im Rahmen einer Semesterarbeit von [Fis09] erstellt. Die Vorgehensweise bei der Auswertung ist im folgenden Kapitel beschrieben.

9.5 Matlab-basiertes Auswertetool zur Druckverlaufsanalyse

Am Motorenprüfstand wird das Softwaretool „Indiset 620“ der Firma AVL zur Aufzeichnung der Druckverläufe in Saugrohr, Zylinder und Abgasrohr verwendet. Mit den online verfügbaren Daten des Tools werden Größen wie Abgasturboladerwirkungsgrad, Zündzeitpunkt oder indizierter Mitteldruck für die einzelnen Meßpunkte bestimmt. Mit dem Softwaretool werden die Druckverläufe der letzten 256 Arbeitsspiele aufgezeichnet.

Mit der Software Matlab wird ein Optimierer angewendet, der die in der Programmiersprache „C++“ entwickelte Software „cDyn“ startet, mit der die Druckverlaufsanalyse aus den Meßpunkten durchgeführt wird. Ergebnis der Druckverlaufsanalyse sind u.a. Brennverläufe und mittlere Temperatur im Brennraum für jeden Lastpunkt. In einem Motormodell ähnlich dessen, wie es bei der Arbeitsprozeßrechnung verwendet wird, werden die Rahmenbedingungen zur Simulation vorgegeben. Zudem werden die Temperaturen und die Druckverläufe in Saug- und Abgasrohr benötigt wie auch die Gaszusammensetzung im Saugrohr, d.h. Wasserstoff-, Sauerstoffanteil und bei Messungen mit Abgasrückführung die AGR-Rate, woraus sich der gravimetrische Wasseranteil bestimmen läßt. Diese Werte liest das Matlab-tool aus den Tabellenblättern bzw. den Indizierdaten ein und berechnet Größen wie den Wasseranteil bei Versuchen mit Abgasrückführung. Das Tool setzt diese Daten im Motormodell an den entsprechenden Stellen ein und speichert dann das Modell ab.

Das Tool durchläuft mehrere Optimierungsschleifen. Diese sind notwendig, da im Brennraum ein Relativdruckquarz zum Einsatz kommt und zuerst die Druckniveauekorrektur des Signals vom Druckquarz im Brennraum durchgeführt wird. Die Druckniveauekorrektur kann über verschiedene Kriterien erfolgen, z.B. über das „Summenbrennverlaufskriterium“, die „polytrope Verdichtung“, dem „Abgleich von Druck im Saugrohr und im Zylinder bei geöffnetem Einlaßventil“.

In der Optimierungsschleife werden kurbelwinkelbasierte Zuordnung der Lage des oberen Totpunkts, Druckniveau und damit Masse im Zylinder bei Schließen der Einlaßventile und das Verbrennungsluftverhältnis λ angepaßt.

Um die Verbrennungsparameter optimal zu ermitteln, sollte der Summenbrennverlauf

- Null betragen bis zum Zündzeitpunkt
- monoton wachsen
- nicht über den Wert „1“ hinaus ansteigen.

Ein typischer Summenbrennverlauf X mit dem dazugehörigen abgeleiteten Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ ist in Abbildung 9.6 dargestellt.

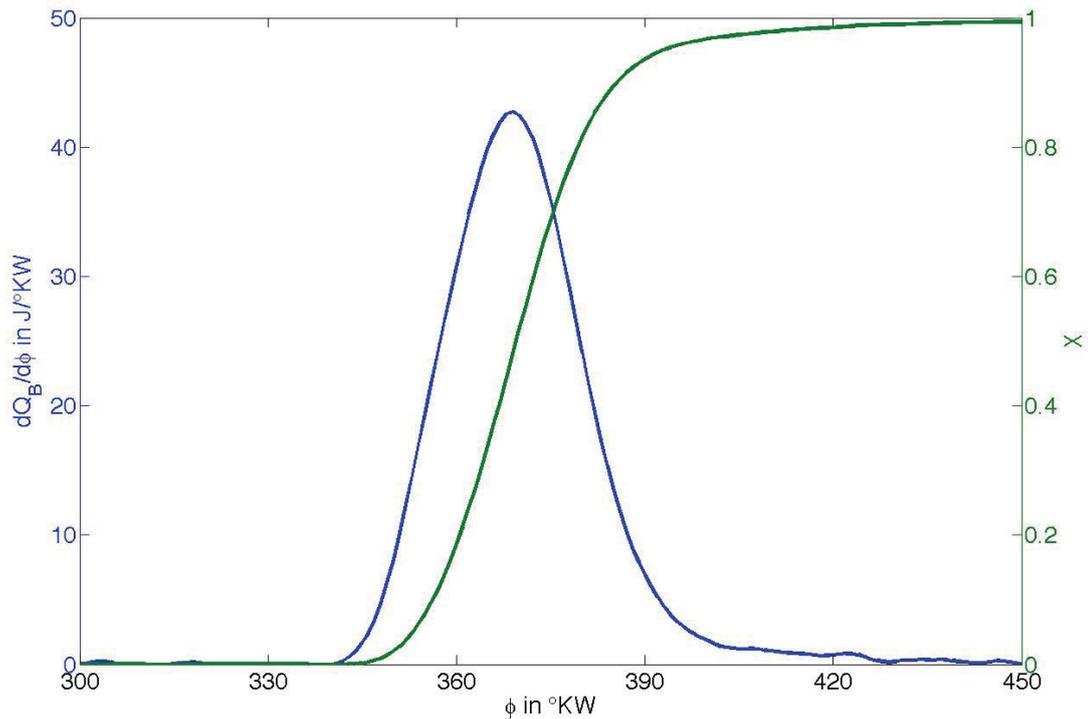


Abbildung 9.6: Summenbrennverlauf und abgeleiteter Brennverlauf

Mit einem Optimierungstool wird der Brennverlauf $dQ_B/d\phi$ durch einen einfachen Brennverlauf nach Vibe angenähert. Für jeden Meßpunkt werden die charakteristischen Parameter (Formfaktor m , Brennbeginn BB und Brenndauer BD) ermittelt. Als Gütekriterium der Optimierung wird die Summe der Fehlerquadrate aus dem Brennverlauf der Messung und dem Vibe-Ersatzbrennverlauf eingesetzt. Solch einen Abgleich zeigt Abbildung 9.7.

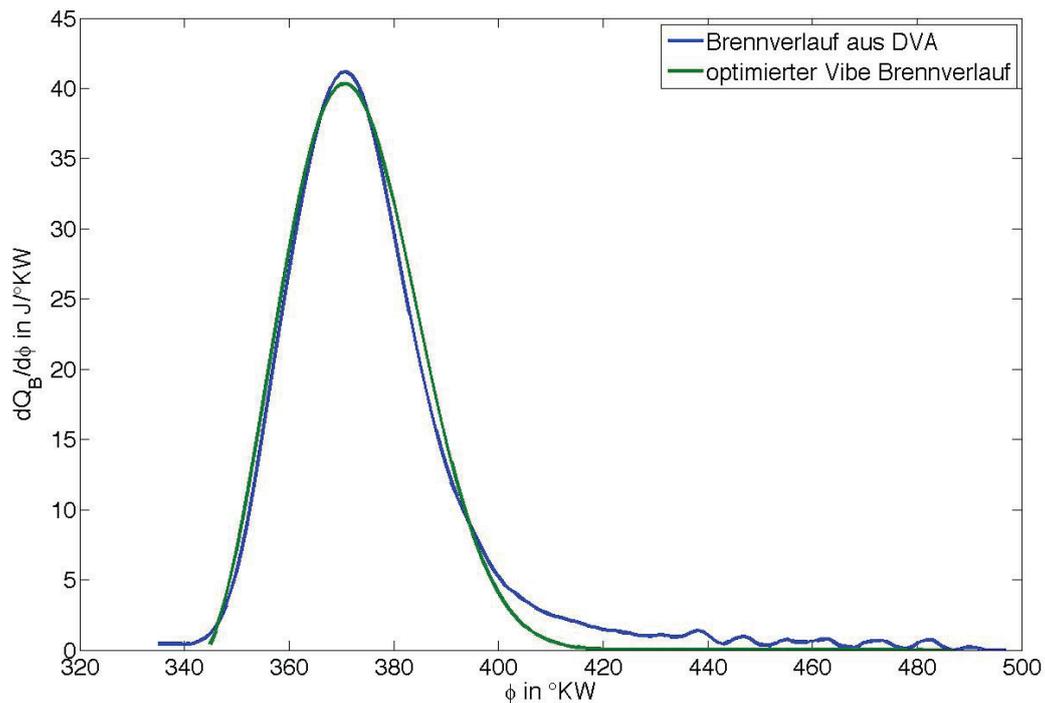


Abbildung 9.7: optimierter Vibe-Ersatzbrennverlauf und Brennverlauf aus der Messung

Ein einfacher Vibe-Ersatzbrennverlauf berechnet sich nach der Formel [Mer04]:

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = Q_{B,ges} \cdot a \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{BB}}{\Delta\phi_{BD}} \right)^m \cdot \exp\left(-a \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{BB}}{\Delta\phi_{BD}} \right)^{m+1} \right) \quad \text{Gl. 9-5}$$

Da jede Meßgröße am Prüfstand einer endlichen Meßgenauigkeit unterliegt, sind Toleranzen einzuräumen. Als Beispiel sind Versuche mit Abgasrückführung genannt. Durch die Wasserstoffeinblasung mit Umgebungstemperatur direkt vor den Einlaßventilen kommt es zu Ungenauigkeiten, da die Temperaturmeßstelle in der Ansaugstrecke zwischen AGR-Ventil und Wasserstoff-Injektoren sitzt (vgl. Abbildung 9.1). Die angesaugte Gemischmasse ist durch die Kühlwirkung des eingedüsten Wasserstoffs etwas höher und führt dazu, daß der Summenbrennverlauf X während der Kompression auf Werte $X < 0$ abfallen kann. Weiter existieren Zyklenschwankungen, die ebenfalls Einfluß auf das Ergebnis nehmen können. Allerdings sind die Gütekriterien eng toleriert (maximal 1% Abweichung). Exemplarisch ist solch ein Brennverlauf mit Abgasrückführung in Abbildung 9.8 dargestellt. Zündzeitpunkt und der 50%-Umsatzpunkt (AI50%) des Wasserstoffs aus der Druckverlaufsanalyse sind ebenfalls eingetragen.

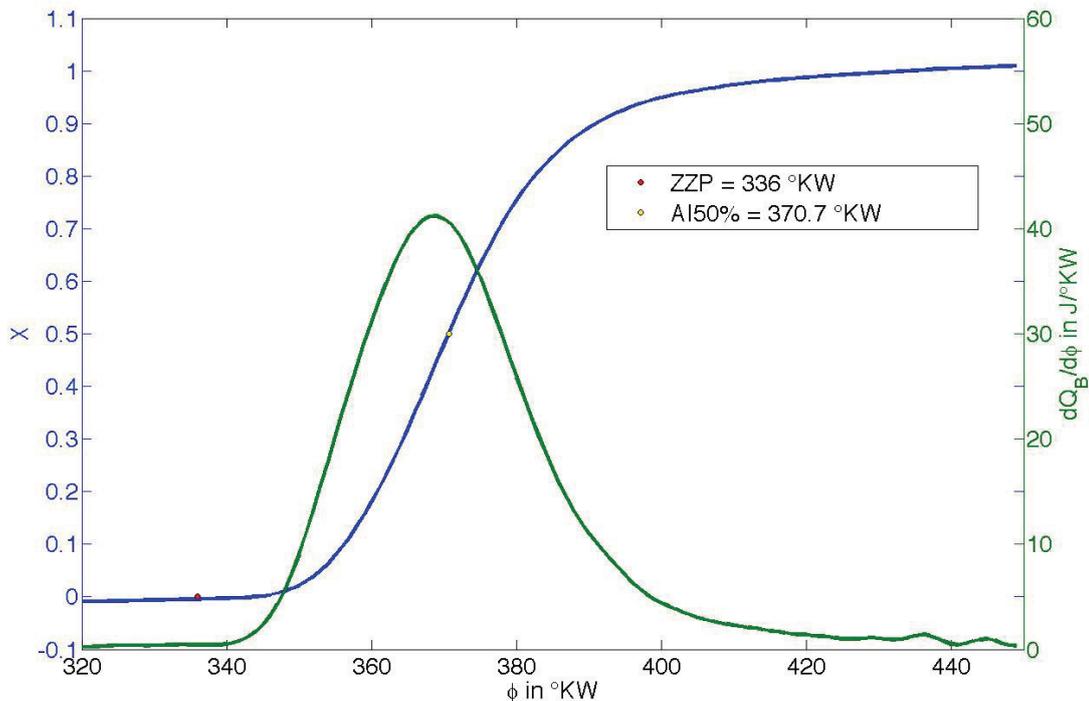


Abbildung 9.8: Brenn- (grün) und Summenbrennverlauf (blau) bei einem Meßpunkt mit AGR

Die aus der Druckverlaufsanalyse ermittelten Vibeparameter werden in die Matlab-toolbox „model-based calibration“ eingegeben. Mit Hilfe eines Polynomansatzes 4. Ordnung werden aus den Größen

- Drehzahl n
- Mitteldruck p_{mi}
- Verbrennungsluftverhältnis λ
- AGR-Rate

mit statistischen Ansätzen die mathematischen Zusammenhänge auf die Zielgrößen

- Brennbeginn BB
- Brenndauer BD
- Formfaktor m

über Polynommodelle ermittelt.

Mit diesen Größen läßt sich eine optimierte Arbeitsprozeßrechnung zur Vorausberechnung weiterer Betriebspunkte innerhalb des abgesteckten Versuchsraums durchführen.

Die Güte dieser statistischen Annäherung wurde zum Projektende über alle Meßreihen nochmals bewertet. Es lassen sich die Brenndauern innerhalb des betrachteten Versuchsraums auf 2°KW genau vorhersagen. Die Standardabweichung beträgt 2.244°KW . Die auf statistischer Basis ermittelten Formeln sind im Anhang S. 96 nachzulesen.

10 Meßergebnisse der Versuche am Einzylinder-Motor

Ziel der Untersuchungen ist die Entwicklung eines Niedrigstmissionskonzeptes, das idealerweise ohne Abgasnachbehandlung auskommt. Eine aufwendige Abgasnachbehandlung wie z.B. ein SCR-System wäre mit dem Brand „Clean Energy“ schlecht zu vereinbaren.

Potentiale zur NO_x-Minderung durch innermotorische Maßnahmen werden mit einem Meßprogramm untersucht, das die Stellgrößen

- Miller-Cycle
- Aufladung im überstöchiometrischen Betrieb
- Abgasrückführung

abdeckt. Das Versuchsprogramm ist mit einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 12$ begonnen worden mit der Option, es abzusenken. Das Drehzahlenspektrum für Versuche am Einzylinder beschränkt sich auf den Bereich $n \in [2000; 4000]$ U/min. Höhere Drehzahlen sind wegen fehlender Ausgleichswellen des Einzylinder-Versuchsmotors nicht vorgesehen.

Der Vollmotor N73H60 verfügt nicht über eine Druckindizierung. Um die Ergebnisse der Versuche am Einzylinder mit den Messungen am Vollmotor vergleichen zu können, werden die Lastpunkte am Vollmotor auf den indizierten Mitteldruck p_{mi} umgerechnet. Im ersten Schritt wird aus der Meßgröße „effektives Drehmoment“ M_e und dem bekannten Hubraum des N73H60 der effektive Mitteldruck p_{me} berechnet:

$$p_{me} = \frac{4 \cdot \pi \cdot M_e}{V_H} \quad \text{Gl. 10-1}$$

Der indizierte Mitteldruck ist die Summe aus effektivem Mitteldruck p_{me} und dem Reibmitteldruck p_{mr} :

$$p_{mi} = p_{me} + p_{mr} \quad \text{Gl. 10-2}$$

Diese Reibmitteldrücke des Vollmotors wurden aus Messungen der BMW AG übernommen. In Abbildung 10.1 ist der Reibmitteldruckverlauf des Vollmotors N73H60 im überstöchiometrischen Betrieb drehzahlabhängig aufgetragen.

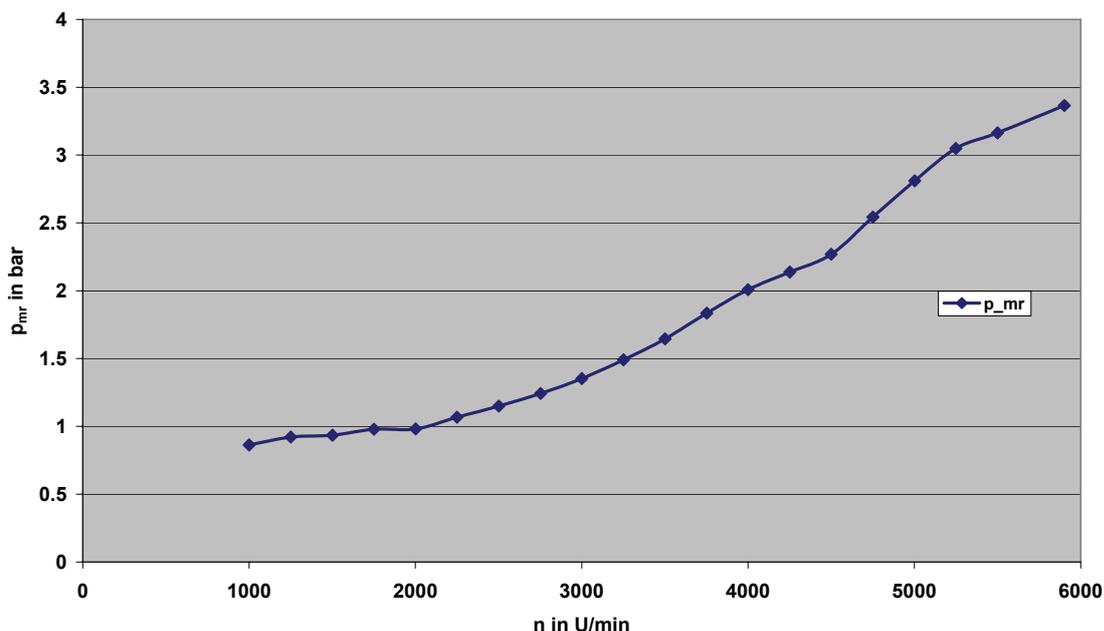


Abbildung 10.1: Reibmitteldruck des N73H60

Abbildung 10.2 zeigt einen Lastpunktvergleich zwischen dem Vollmotor N73H60 und dem Einzylinder-Forschungsmotor bei der Drehzahl $n = 2000$ U/min. Ein indizierter Mitteldruck von $p_{mi} = 9$ bar liegt oberhalb der Vollastlinie des N73H60.

n	p_{mi}	p_{mr}	p_{me}	M_e
[U/min]	[bar]	[bar]	[bar]	[Nm]
2000	7.7	0.98	6.72	320.5
2000	9.0	0.98	8.02	382.5
2000	10.0	0.98	9.02	430.2
2000	11.0	0.98	10.02	477.9
2000	12.0	0.98	11.02	525.6
2000	13.0	0.98	12.02	573.3
2000	14.0	0.98	13.02	621
2000	15.0	0.98	14.02	716.4

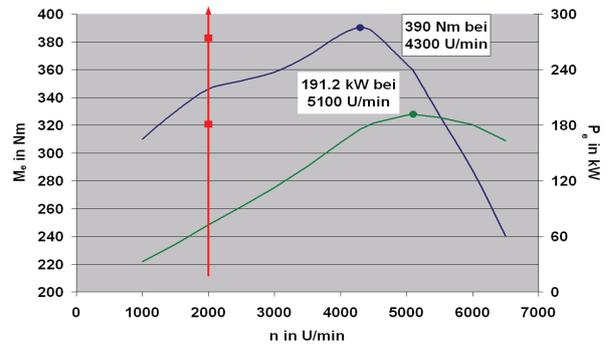


Abbildung 10.2: Lastpunktvergleich zwischen N73H60-Motor und Einzylinder-Forschungsmotor

10.1 Meßreihenübersicht

In Abbildung 10.3 sind die in den indizierten Mitteldruck umgerechneten Werte der

- Vollastlinie des N73H60,
- Lastpunkte des N73H60, die zum Absolvieren der Fahrzyklen aus Kapitel 4.5, Seite 20 benötigt werden,
- Lastpunkte, die mit den Versuchen am Einzylinder abgedeckt wurden,

eingetragen.

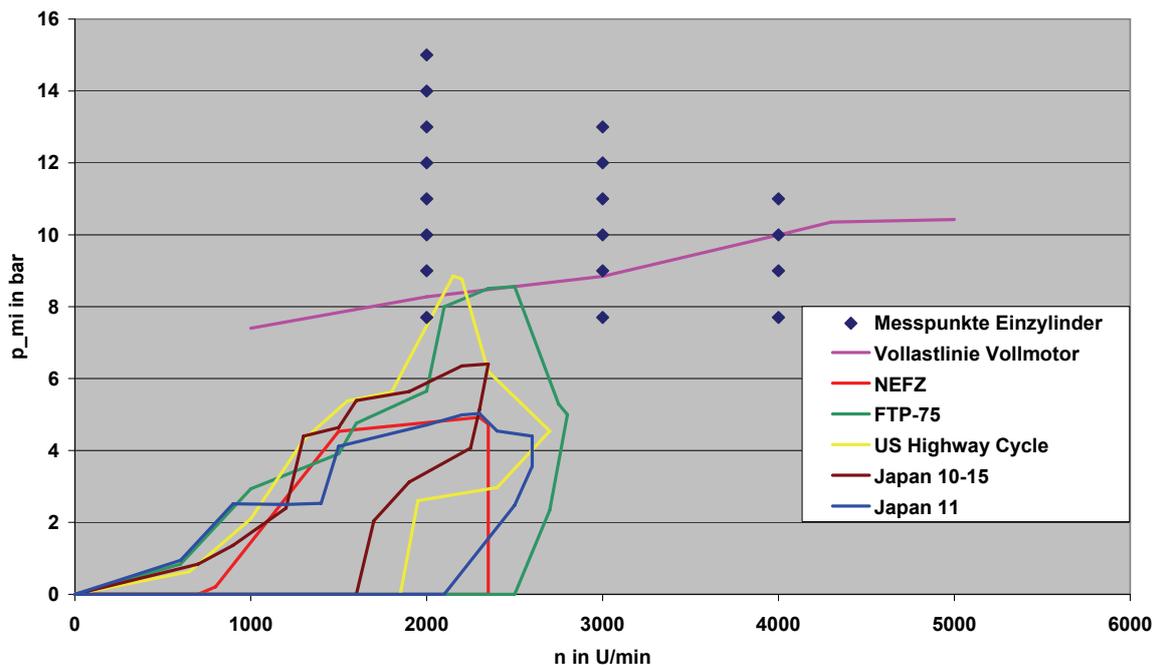


Abbildung 10.3: Lastbereich des Hydrogen7 in den Fahrzyklen und abgedeckte Versuche am Einzylinder-Prüfstand

Täglich wurde vor jeder Messung ein Referenzpunkt ohne Aufladung und externe Abgasrückführung bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 4$ bar aufgezeichnet. Dieser Lastpunkt ist mit einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda > 3.2$ darstellbar, so daß die NO_x -Emissionen mit der am Prüfstand verwendeten Meßtechnik (Chemoluminiszenzdetektor) an der Nachweisgrenze liegen (1 ppm oder weniger). Aus diesem Grund ist der Versuchsplan so aufgestellt, daß Mitteldrücke im Bereich $p_{mi} \in [7.7; 15]$ bar gemessen werden. Die am Einzylinder gefahrenen Lastpunkte decken einen wesentlich breiteren Drehzahlbereich und höhere Mitteldrücke ab als zum Absolvieren der Fahrzyklen mit dem Hydrogen7 notwendig ist. Die am Einzylinder gefahrenen Lastpunkte liegen größtenteils oberhalb der Vollastlinie des N73H60, womit das Projektziel „Erhöhung der Leistungsdichte“ erreicht ist.

10.2 Aufladung im überstöchiometrischen Bereich

Da die NO_x -Emissionen in erster Linie im Bereich $\lambda < 2.2$ (vgl. Abbildung 6.3) entstehen, allerdings Wasserstoff-Luft-Gemische je nach Literaturangabe bis $\lambda = 7$ zündfähig sind, wird eine Betriebspunktverlagerung in den überstöchiometrischen Bereich in Kombination mit Abgasturboaufladung untersucht. Grenzen stellen hier Zyklenschwankungen bzw. zunehmende Brenndauer mit steigendem Verbrennungsluftverhältnis dar.

Abbildung 10.4 zeigt die NO_x -Emission in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses λ bei einem konstanten Lastpunkt (2000 U/min, $p_{mi}=10$ bar) im Bereich $1.8 \leq \lambda \leq 3$. Die NO_x -Emission ist logarithmisch aufgetragen.

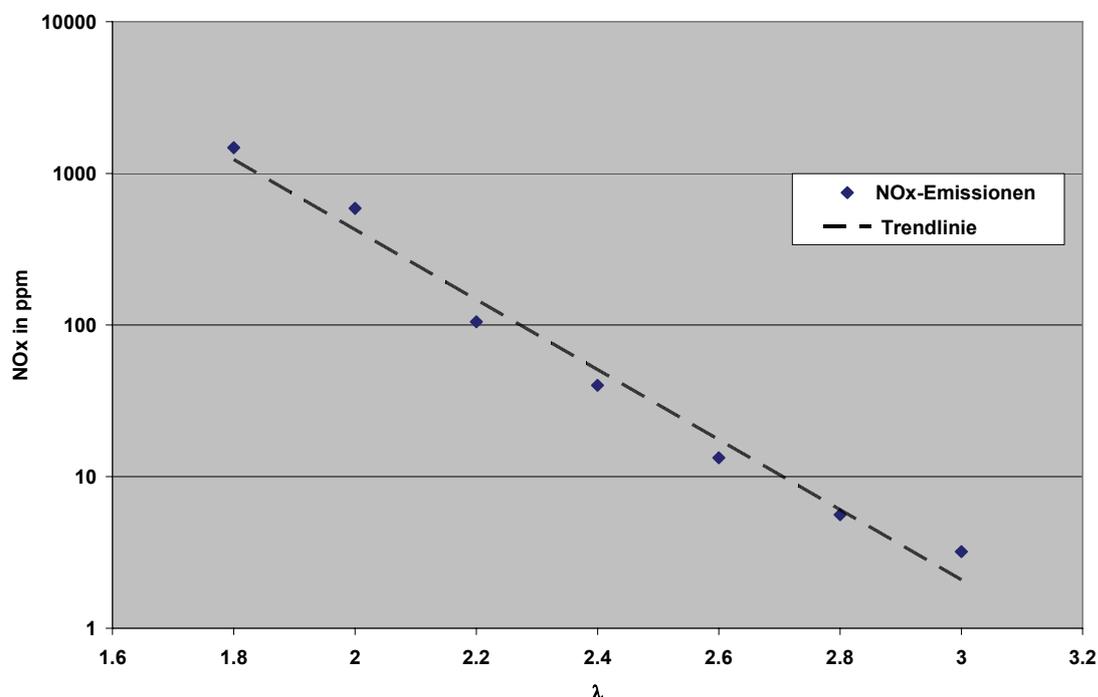


Abbildung 10.4: NO_x -Emission in Abhängigkeit von λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 10$ bar

Die Messreihe verdeutlicht, daß in diesem Lastpunkt ein Betrieb mit einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 2.8$ genügt, um Stickoxidemissionen auf Werte unter 10 ppm zu reduzieren.

Allerdings ist die Strategie der reinen Abmagerung nicht in jedem beliebigen Betriebspunkt darstellbar, da

- die Brenndauer (BD) mit zunehmender Abmagerung zunimmt
- nicht beliebig hohe Ladedrücke mit einem turboaufgeladenen Vollmotorenkonzept darstellbar sind
- die Spitzendrücke wesentlich höher sind
- die Laufruhe mit zunehmender Abmagerung abnimmt.

Diese Zusammenhänge sind in Tabelle 10-1 dargestellt.

Tabelle 10-1: Brenndauer, Spitzendruck, Ladedruck und Laufruhe in Abhängigkeit von λ

λ	BD	p_{Zmax}	p_{Saug}	VAK_pmi
[-]	[°KW]	[bar]	[bar]	[-]
1.8	18.30	77.99	1.50	0.48
2.0	20.93	82.78	1.57	0.48
2.2	25.22	81.84	1.69	0.69
2.4	28.23	84.20	1.79	0.82
2.6	31.04	87.03	1.89	1.18
2.8	33.57	89.20	2.01	1.31
3.0	35.40	92.91	2.12	1.93

Dieser Betriebspunkt $n = 2000$ U/min, $p_{mi} = 10$ bar entspricht beim Vollmotor einem Drehmoment von $M_e = 432$ Nm. Im NEFZ beschränkt sich der Kennfeldbereich des N73H60 auf $M_e = 180$ Nm und $n = 2300$ U/min. Bei der Drehzahl $n = 3000$ U/min und dem indizierten Mitteldruck $p_{mi} = 10$ bar läßt sich bei einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 2.8$ eine NO_x -Emission von 6 ppm nachweisen. Somit ist gezeigt, daß mit dem Konzept durch Abgasturboaufladung kombiniert mit der Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses der komplette Kennfeldbereich für die in Kapitel 4.5 ab Seite 20 beschriebenen Fahrzyklen abgedeckt werden kann. Keiner der Fahrzyklen erfordert höhere Lasten bzw. höhere Drehzahlen. Ggf. ließe sich noch durch Anpassung der Schaltpunkte bzw. der Getriebeübersetzung das Emissionsniveau positiv beeinflussen.

Um niedrigste Emissionen bei noch höheren Mitteldrücken und Drehzahlen darstellen zu können, wird die externe Abgasrückführung hinzugenommen. So kann ein Motorbetrieb bei einem niedrigeren Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda < 2.8$) dargestellt werden, ohne höhere Stickoxidemissionen in Kauf nehmen zu müssen.

10.3 Messungen mit Miller-Cycle

In Abbildung 10.5 ist der Druckverlauf im Zylinder während des Ladungswechsels dargestellt. Die polytrope Expansion nach dem Schließzeitpunkt des Einlaßventils ist genauso erkennbar wie der hohe Abgasgegendruck. Dieser ist notwendig, um den Turbolader-Wirkungsgrad im geforderten Bereich einzustellen. Bei dieser Drehzahl ist mit dieser Ventilsteuerzeit und dem vorgegebenen Wirkungsgrad des Abgasturboladers eine positive Ladungswechselschleife nicht darstellbar.

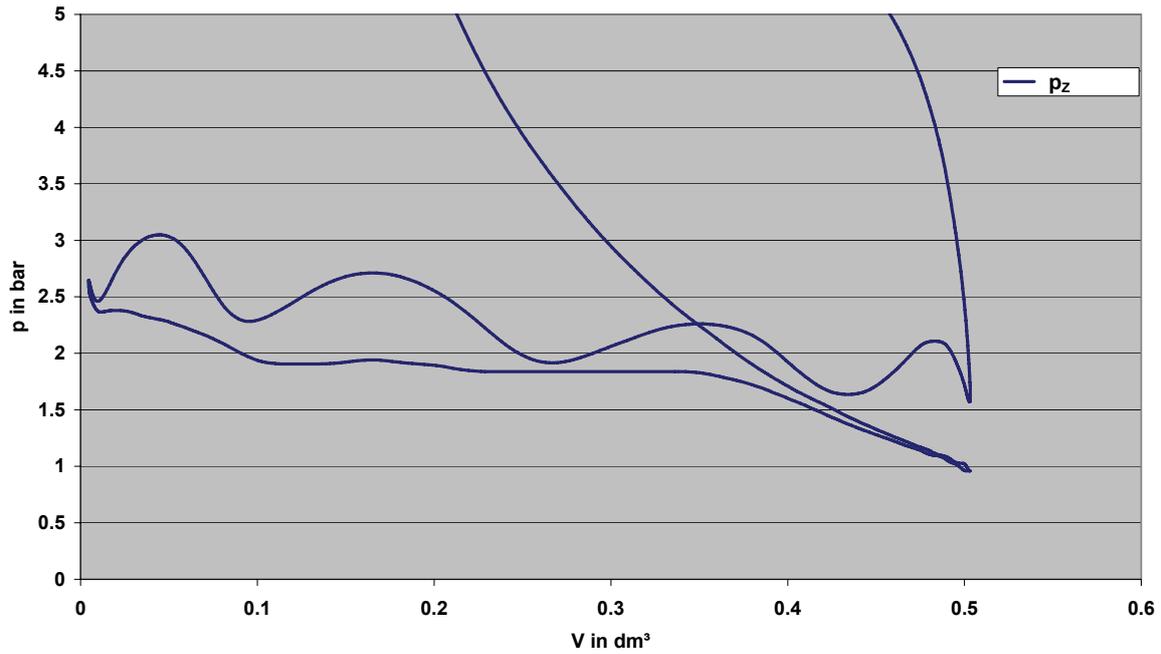


Abbildung 10.5: Ladungswechsel bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{mi} = 11 \text{ bar}$ und Miller-Steuerzeit

Der Versuchsraum für Untersuchungen mit Millersteuerzeiten wird von zwei Faktoren begrenzt:

- der Laufruhe des Motors (Zyklenschwankungen, d.h. Größe der Varianz des Mitteldrucks)
- dem Saugrohrdruck (die Wasserstoffeinblasung erfolgt mit 3.5 bar Überdruck).

In Abbildung 10.6 und Abbildung 10.7 sind diese Zusammenhänge dargestellt. Bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ U/min}$ sind Messungen bis $p_{mi} = 11 \text{ bar}$ durchführbar, bei der Drehzahl $n = 4000 \text{ U/min}$ nur noch bis $p_{mi} = 7.7 \text{ bar}$, wenn Meßpunkte bis zu einem minimalen Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1.8$ betrachtet werden.

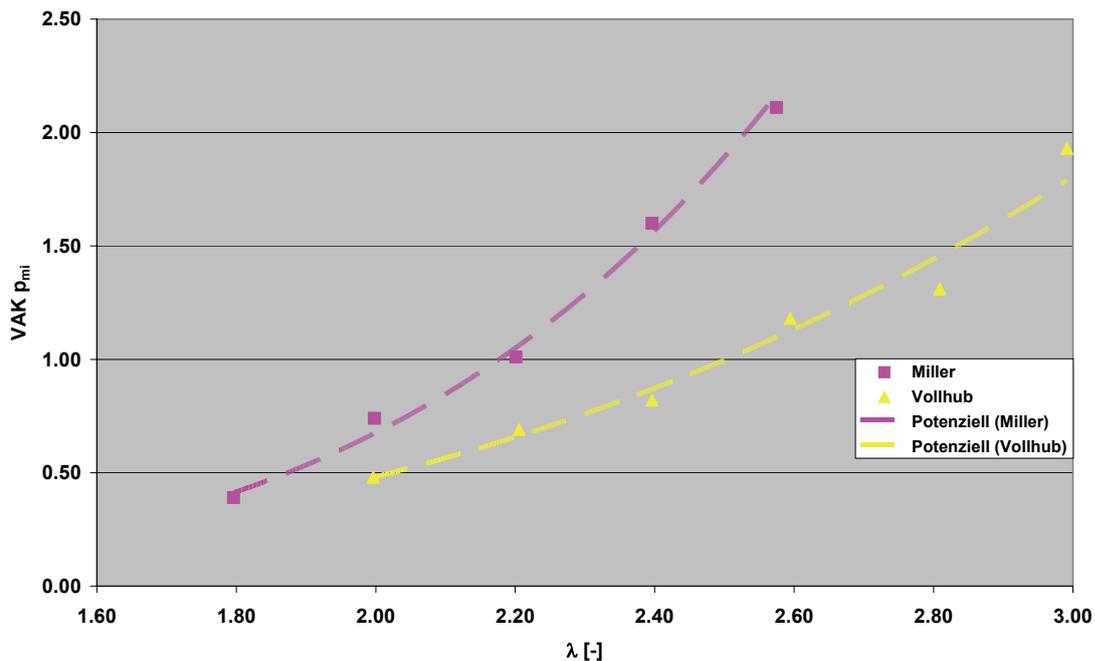


Abbildung 10.6: Varianz des Mitteldrucks, Vergleich Vollhub - Miller 2000 U/min, $p_{mi}=10 \text{ bar}$

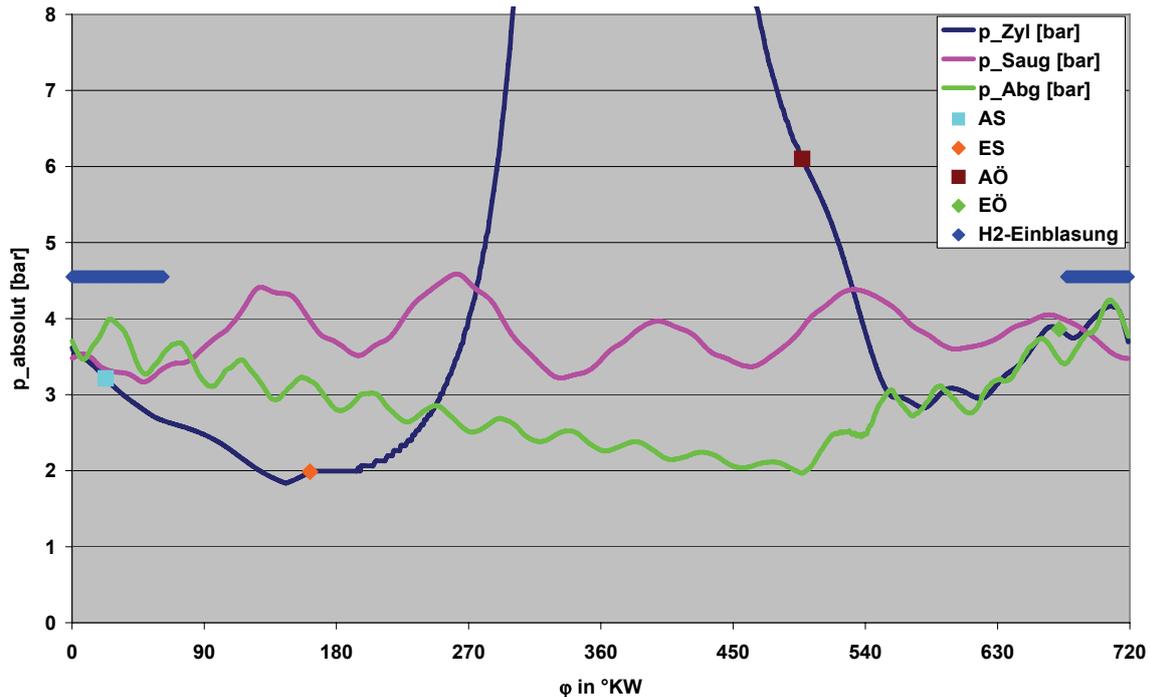


Abbildung 10.7: Miller-Verfahren, 3000 U/min, $\lambda=2.6$, $p_{mi}=10$ bar

In Abbildung 10.7 ist gut zu erkennen, daß der am Prüfstand bzw. durch die Injektoren auf 3.5 bar über Atmosphärendruck begrenzte Einblasdruck des Wasserstoffs eine Druckdifferenz zum Saugrohr von maximal 1 bar zuläßt. Hier kommt die Gemischbildung an ihre Grenzen. Genauso ist die große Ventilüberschneidung zu sehen. Gerade in dieser Phase wird der Wasserstoff eingeblasen. Entsprechende Verluste sind unvermeidbar, aber nur so wird sichergestellt, daß genügend H_2 für den Lastpunkt in den Zylinder eingebracht werden kann.

Durch frühes Einlaß-Schließen lassen sich grundsätzlich die NO_x -Emissionen reduzieren, wenn die Meßpunkte mit Versuchen bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis ohne Miller-Verfahren verglichen werden. Allerdings läßt sich solch ein Lastpunkt ohne Millerverfahren mit einem Gemisch mit höherem Verbrennungsluftverhältnis bzw. einer geringen externen AGR-Rate bei weit geringerem Ladedruck einstellen. Als emissionsmindernd beim Millerverfahren ist hier klar der hohe Abgasgegendruck kombiniert mit der geringen durch die Einlaßventile freigegebenen Ventilöffnungsfläche zu sehen. Damit bleibt ein höherer Restgasanteil im Zylinder zurück und wirkt letzten Endes wie die externe Abgasrückführung.

Zum Nachweis wurden einige Versuchspunkte im Kompressorbetrieb durchgeführt. D.h., es wird kein erhöhter Abgasgegendruck eingestellt, um einen vorgegebenen Abgasturboladerwirkungsgrad darzustellen. Hier erkennt man deutlich das fehlende Restgas, woraus die deutlich höheren Stickoxidemissionen resultieren. Dieser Vergleich bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 9$ bar ist in Abbildung 10.8 dargestellt.

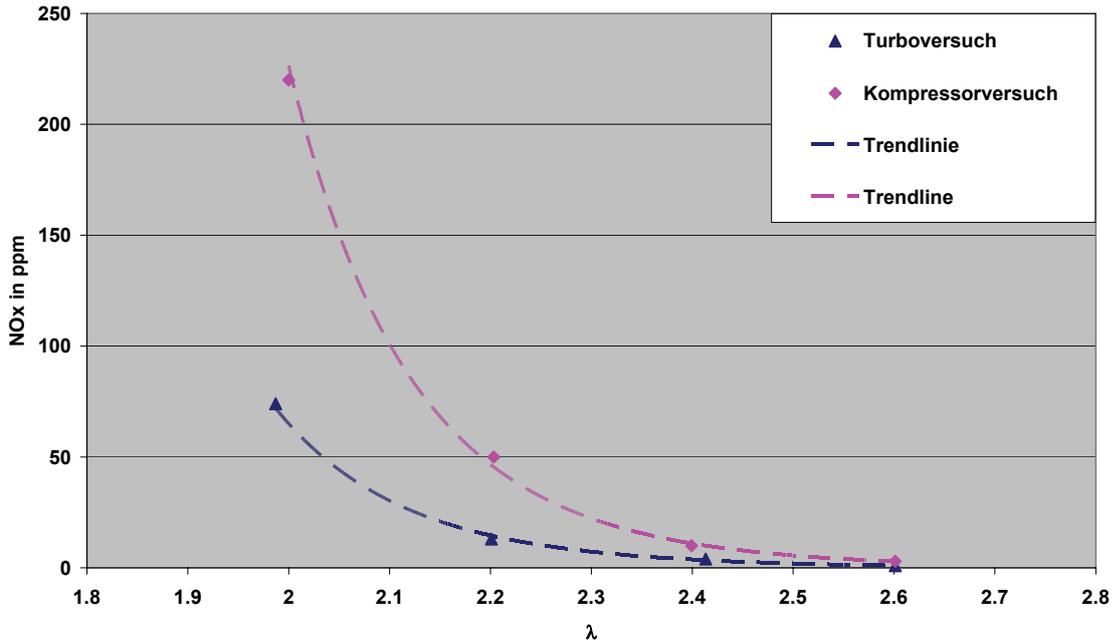


Abbildung 10.8: NO_x-Emissionen Turbo- und Kompressorbetrieb, 2000 U/min, p_{mi} = 9 bar

Das Emissionsniveau ohne erhöhten Abgasgegendruck (Kompressorversuch) ist rund dreimal höher verglichen mit den Messungen, in denen der Abgasgegendruck entsprechend der Turboladerhauptgleichung eingestellt wurde. Jedoch ist bei einem Turboladerwirkungsgrad $\eta_{TL} = 0.6$ das Druckgefälle zu gering, um bei hohen Mitteldrücken eine ausreichende Spülung zu ermöglichen. Bis zu einem Mitteldruck p_{mi} = 9 bar kann jedoch mit dem Miller-Verfahren die Stickoxidbildung positiv beeinflusst werden.

10.4 Abgasrückführung im überstöchiometrischen Bereich

Die Versuche zielen darauf ab, die AGR-Raten im jeweiligen Lastpunkt zu ermitteln, die abhängig vom Verbrennungsluftverhältnis zur Darstellung niedrigster NO_x-Emissionen notwendig sind. Dabei werden für jeden Lastpunkt NO_x-Kennfelder erstellt, vgl. Abbildung 10.9.

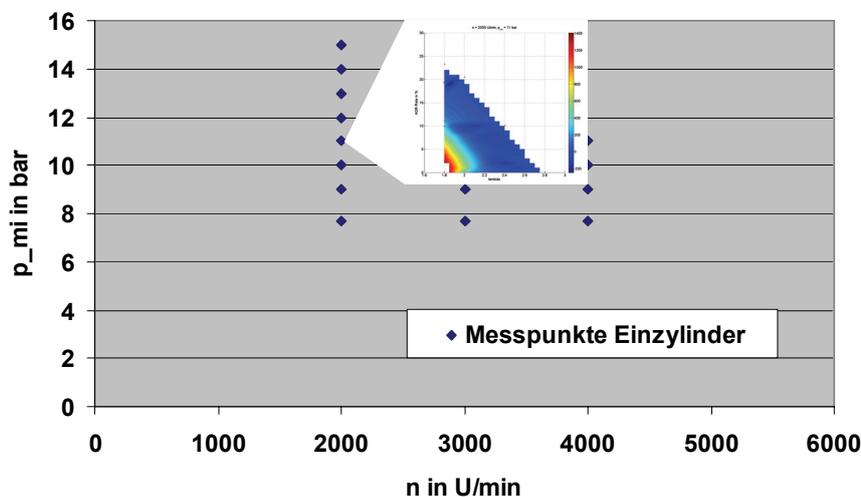


Abbildung 10.9: NO_x-Kennfelder zu jedem Lastpunkt

Bereits durch sehr geringe Abgasrückführaten lassen sich bei Verbrennungsluftverhältnissen von $\lambda > 2.2$ die Stickoxidemissionen bis zur Nachweisgrenze reduzieren.

In den folgenden Unterkapiteln sind diese Zusammenhänge mit vielen Bewertungskriterien bei einer Drehzahl $n = 2000$ U/min ausführlich, für die Messungen bei höheren Drehzahlen ($n = 3000$ U/min und $n = 4000$ U/min) zusammengefaßt dargestellt.

10.4.1 Messungen bei $n = 2000$ U/min

Abbildung 10.10 enthält den Lastpunkt bei $n = 2000$ U/min, $p_{mi} = 11$ bar und $\lambda = 2.0$. Neben den Stickoxidemissionen ist der benötigte Ladedruck, um den Lastpunkt einzuregeln, eingetragen.

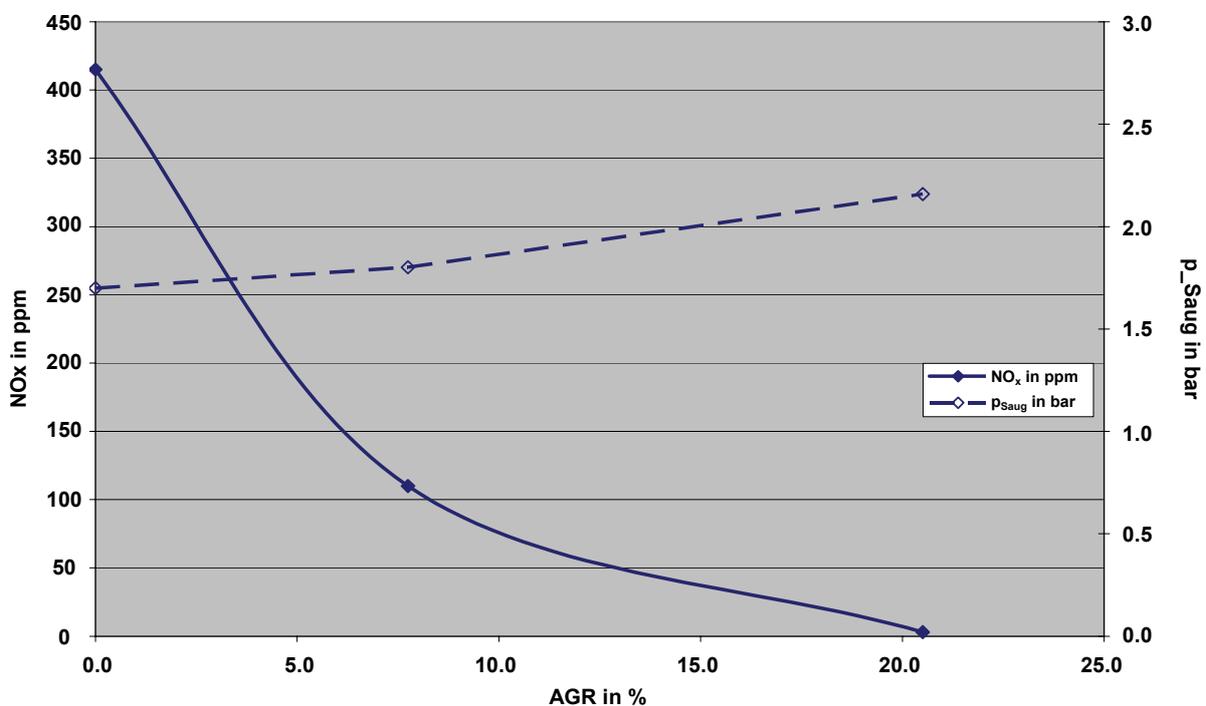


Abbildung 10.10: NO_x und p_{Saug} in Abhängigkeit von der AGR-Rate

In dieser Abbildung ist zu erkennen, daß mit steigender Rate an rückgeführtem Abgas die Stickoxidemissionen signifikant absenkbar sind. Allerdings sind mit zunehmenden AGR-Raten auch höhere Ladedrücke notwendig, damit der Mitteldruck konstant bei $p_{mi} = 11$ bar gehalten werden kann.

In Abbildung 10.11 ist der Einfluß der AGR-Rate und des Verbrennungsluftverhältnisses λ auf die Stickoxidbildung bei diesem Lastpunkt dargestellt.

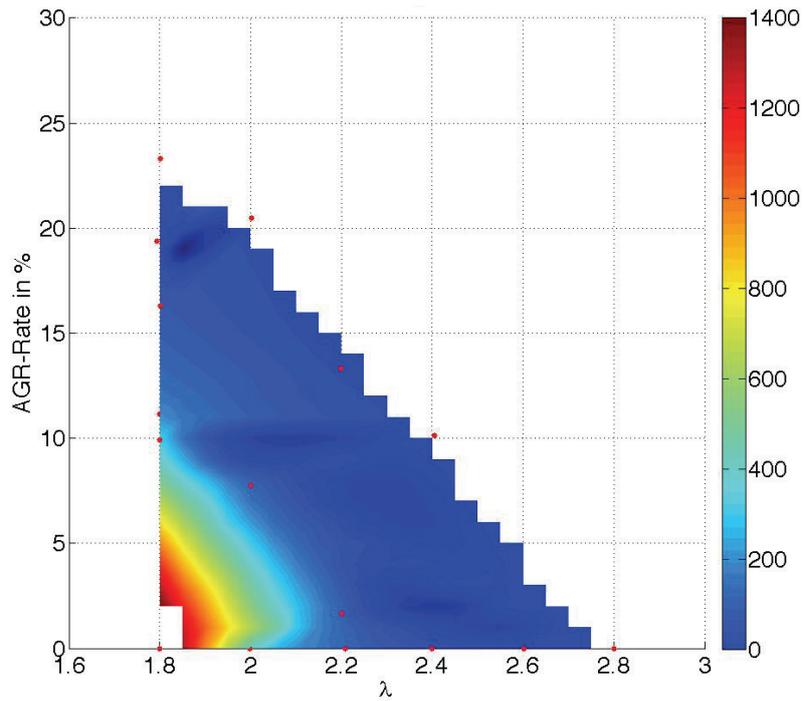


Abbildung 10.11: NO_x in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi}=11$ bar

Weitere Kennfelder zu den NO_x-Emissionen bei $n = 2000$ U/min, $p_{mi} = 12$ bar und $p_{mi} = 13$ bar sind in Abbildung 10.12 und Abbildung 10.13 enthalten.

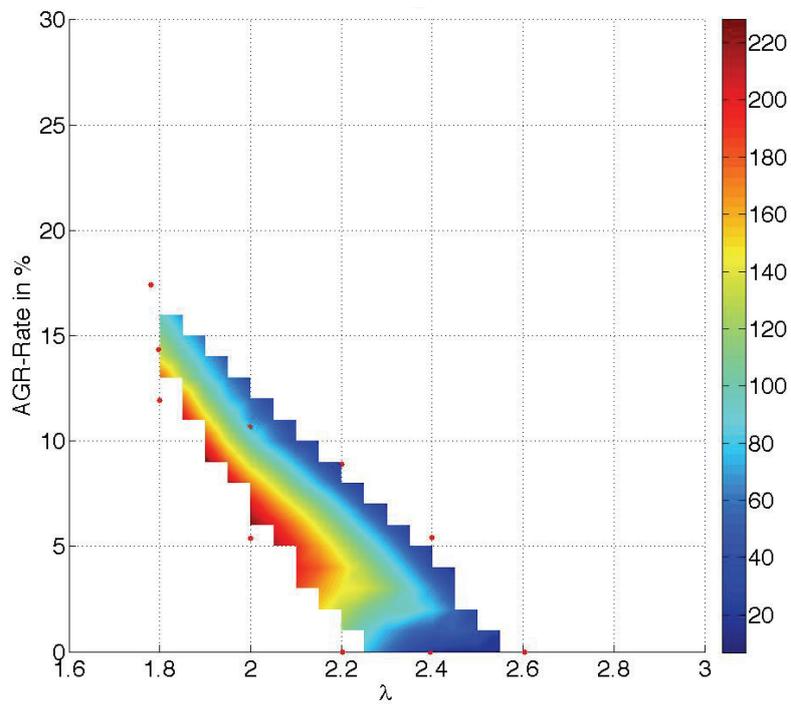


Abbildung 10.12: NO_x in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi}=12$ bar

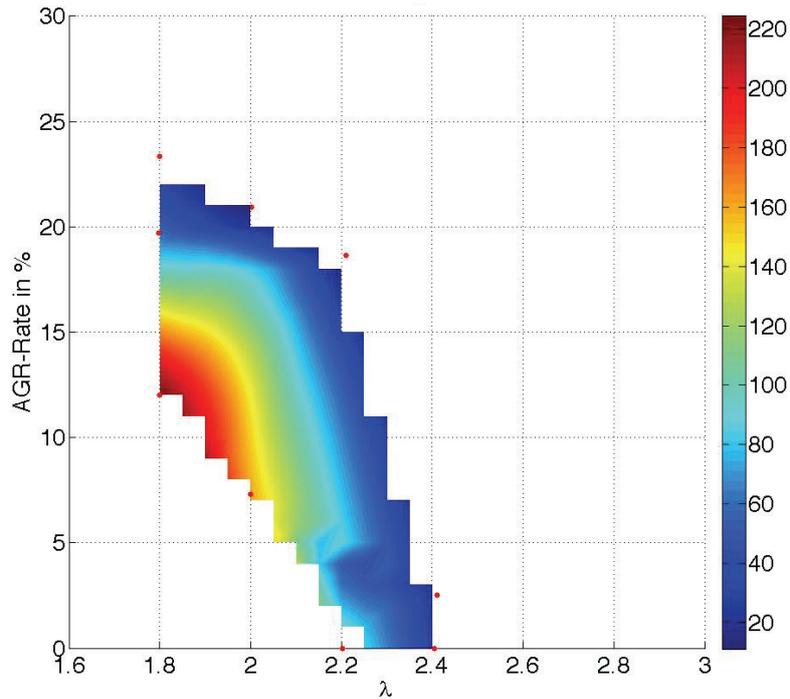


Abbildung 10.13: NO_x in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n = 2000 \text{ U/min}$ und $p_{mi}=13 \text{ bar}$

In allen 3 Lastpunkten ist zu erkennen, daß entweder mit einem hohen Verbrennungsluftverhältnis oder mit einer hohen AGR-Rate die Stickoxidemissionen gering gehalten werden können. Betriebspunkte mit Verbrennungsluftverhältnissen ($\lambda \leq 2.2$) und Mitteldrücken $p_{mi} \geq 12 \text{ bar}$ wurden ohne AGR nicht mehr aufgezeichnet. Meßreihen bis $p_{mi} = 11 \text{ bar}$ zeigen, daß die NO_x -Emissionen hier über 400 ppm liegen. Solche Betriebspunkte sind für ein Niedrigstemissionskonzept nicht geeignet. In Abbildung 10.14 sind für den Mitteldruck $p_{mi} = 7.7 \text{ bar}$ die NO_x -Emissionen für die Verbrennungsluftverhältnisse $\lambda = 1.8$ bis $\lambda = 3.0$ logarithmisch aufgetragen.

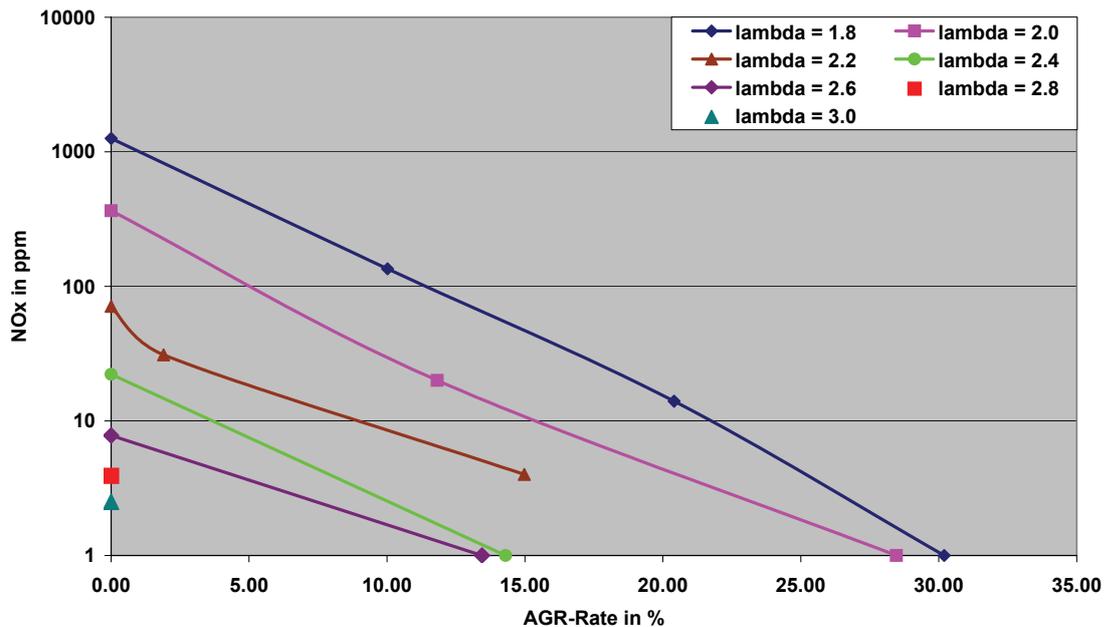


Abbildung 10.14: NO_x in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n = 2000 \text{ U/min}$ und $p_{mi}=7.7 \text{ bar}$

Es ist gut zu erkennen, bei welchen AGR-Raten die NO_x -Emissionen unter 100 ppm oder unter 10 ppm bei vorgegebenem Verbrennungsluftverhältnis gesenkt werden kann. Abbildung 10.15 zeigt diese Abhängigkeit für $n = 2000 \text{ U/min}$ und $p_{\text{mi}} = 10 \text{ bar}$.

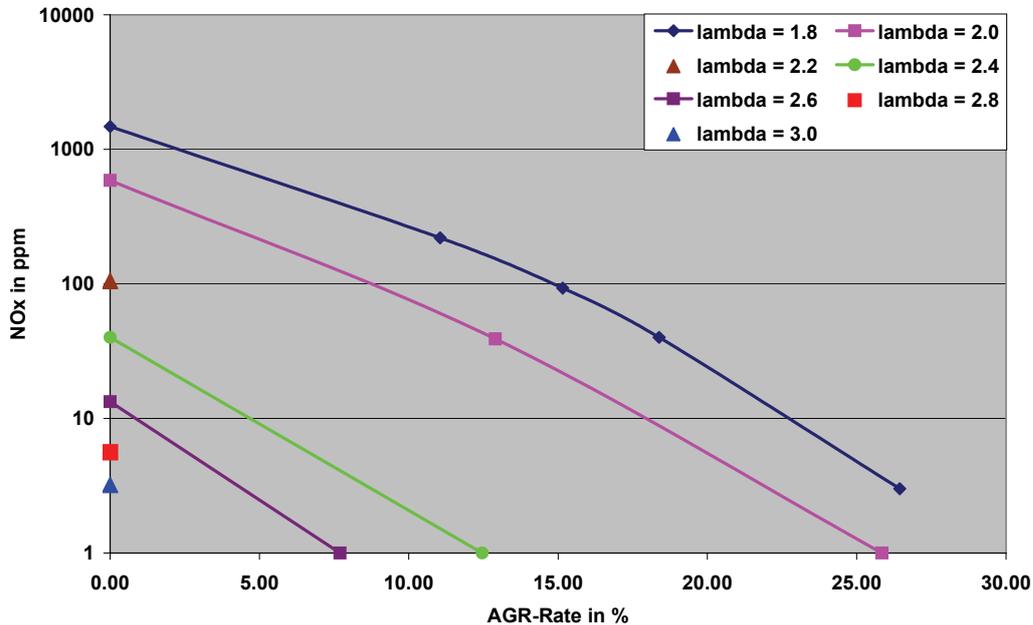


Abbildung 10.15: NO_x in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n = 2000 \text{ U/min}$ und $p_{\text{mi}} = 10 \text{ bar}$

In beiden Abbildungen ist der Einfluß des Verbrennungsluftverhältnisses und der AGR-Rate auf die NO_x -Emissionen zu erkennen. Die notwendigen AGR-Raten, um z.B. eine NO_x -Emission von 100 ppm oder 10 ppm darzustellen, sinken mit zunehmendem Verbrennungsluftverhältnis. Während bei einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 2.0$ ungefähr eine AGR-Rate von 18 % benötigt wird, um eine Emission von 10 ppm zu erzielen, ist bei $\lambda = 2.8$ gar keine Abgasrückführung mehr notwendig. Allerdings ist eine beliebig hohe Ausmagerung nicht möglich, da zum einen die Aufladung an ihre Grenzen kommt und zum anderen die Brenndauer immer weiter zunimmt (vgl. Kapitel 11.1, Seite 83).

Meßungenauigkeiten, bedingt durch Toleranzen der Kalibriergase und Querempfindlichkeiten ggü. anderen Abgaskomponenten, sind bei derart niedrigen NO_x -Emissionen nicht außer acht zu lassen. Um eine Emission von 3 ppm und 4 ppm differenziert zu betrachten sind genauere Meßverfahren notwendig, als diejenigen, die am Motorenprüfstand verfügbar sind. Die Betrachtung solcher Fehlerquellen ist in [Wue08] erfolgt.

In Abbildung 10.16 ist das Verdichterdruckverhältnis Π dargestellt, das der Verdichter eines Abgasturboladers für diesen Betriebspunkt liefern muß. Das Verdichterdruckverhältnis Π muß mit steigendem Verbrennungsluftverhältnis λ und zunehmender AGR-Rate erhöht werden, um den Lastpunkt auf dem gleichen Mitteldruck zu halten. Wird z.B. bei $\lambda = 1.8$ der Ladedruck konstant gehalten und die AGR-Rate gesteigert, sinkt der Gemischheizwert. Dieser Zusammenhang ist bereits in Abbildung 6.3 dargestellt. Ebenfalls sinkt der Gemischheizwert durch reines Abmagern des Gemisches. Um die Lastpunkte mit wachsender AGR-Rate und/oder wachsendem Verbrennungsluftverhältnis konstant zu halten, muß der Ladedruck entsprechend angehoben werden.

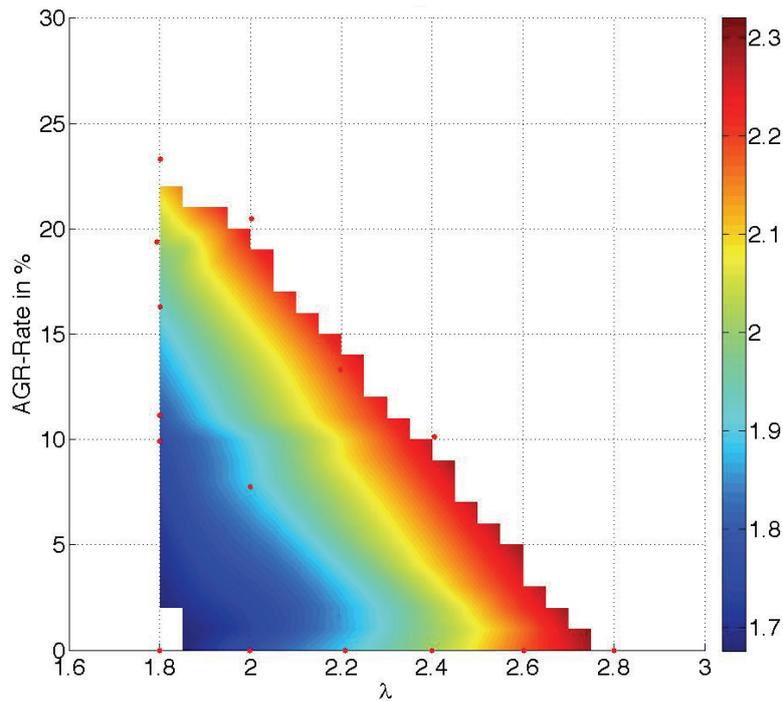


Abbildung 10.16: Π in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 11$ bar

In Abbildung 10.17 ist die Varianz des Mitteldrucks für die Meßpunkte in diesem Lastpunkt aufgetragen.

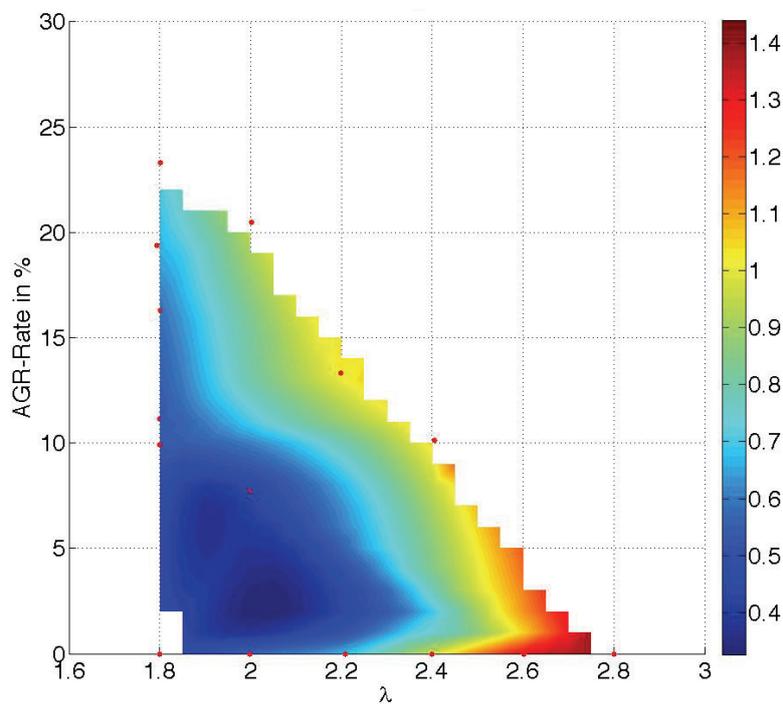


Abbildung 10.17: VAK_{pmi} abhängig von AGR-Rate und λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 11$ bar

Es ist gut erkennbar, daß die Zyklenschwankungen mit steigendem λ und steigender AGR-Rate zunehmen. Vergleicht man die Zyklenschwankungen bei $\lambda = 2.8$ ohne AGR mit denen bei $\lambda = 1.8$ und AGR = 23.3 %, stehen $VAK_{pmi} = 1.44$ dem Wert $VAK_{pmi} = 0.72$ gegenüber. Der Motor läuft also mit sehr hohem Luftverhältnis ohne

Abgasrückführung bedeutend unrunder. Daher ist der Betrieb mit Abgasrückführung und abgesenktem Verbrennungsluftverhältnis vorzuziehen. In Abbildung 10.18 ist der gemittelte Zylinderspitzenndruck in diesem Lastpunkt eingetragen.

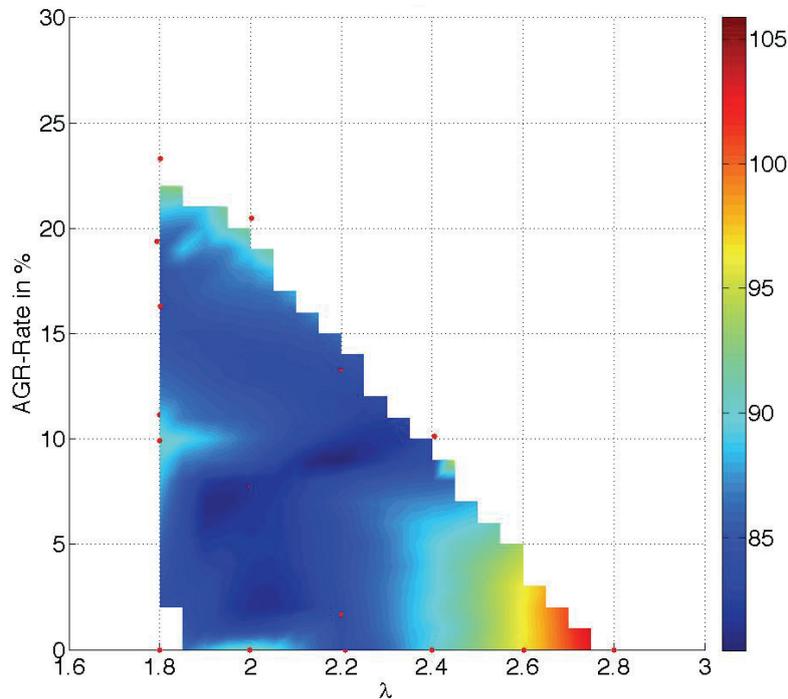


Abbildung 10.18: p_{zmax} abhängig von AGR-Rate und λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 11$ bar

Es ist zu beobachten, daß der Spitzenndruck p_{zmax} mit steigender AGR-Rate und wachsendem Verbrennungsluftverhältnis λ zunimmt. Dies ist dadurch zu begründen, daß bei Messungen ohne Abgasrückführung und niedrigerem Verbrennungsluftverhältnis ein geringeres Ladedruckniveau notwendig ist, wenn der Mitteldruck konstant gehalten wird. Mit einem niedrigeren Ladedruck sinkt der Verdichtungsnddruck und damit auch der Spitzenndruck (der gesamte Arbeitsprozeß verläuft auf einem geringeren Druckniveau).

Bei einem Vergleich der Spitzenndruckwerte p_{zmax} der beiden Messungen $\lambda = 1,8$, AGR = 23,3 % mit $\lambda = 2,8$, AGR = 0 % ergibt sich ein um 10 bar höherer Spitzenndruck im Betriebspunkt ohne Abgasrückführung. Zunächst ist für den Meßpunkt bei $\lambda = 2,8$ ein Ladedruck von 2,217 bar notwendig, bei $\lambda = 1,8$ nur von 2,058 bar. Außerdem bewirkt im Meßpunkt bei $\lambda = 1,8$ der Wasseranteil (dreiatomiges Gas), daß der Polytropenindex n des Gasgemisches im Zylinder abgesenkt wird und damit der Verdichtungsnddruck ebenfalls sinkt. So wird beim Meßpunkt mit dem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1,8$ weniger Kompressionsarbeit geleistet.

Um den Schwerpunkt der Verbrennung bei beiden Meßpunkten auf ca. 8°KW nach OT zu legen, muß die Zündung beim Meßpunkt mit $\lambda = 2,8$ bereits bei 24 °KW vor OT erfolgen. Der Brennbeginn liegt bei 16 °KW vor OT. Dem gegenüber erfolgt die Zündung bei 21,8 °KW vor OT (Meßpunkt mit $\lambda = 1,8$). Der Brennbeginn erfolgt bei 12 °KW vor OT. Der Zündverzug ist deutlich geringer.

Als weiteres Kriterium wird der spezifische indizierte Wirkungsgrad η_i herangezogen. Der Zusammenhang von AGR-Rate, λ und η_i ist in der Abbildung 10.19 dargestellt.

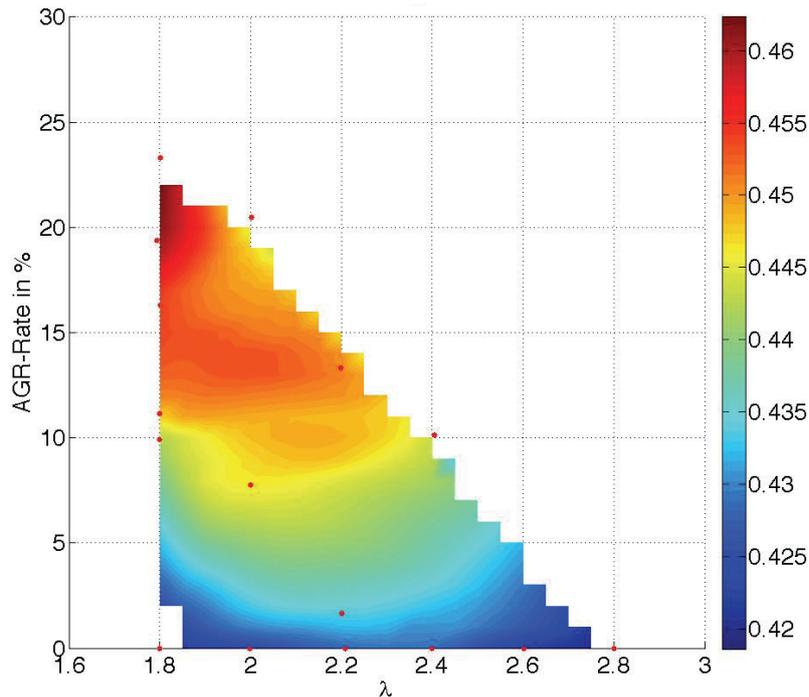


Abbildung 10.19: η_i abhängig von AGR-Rate und λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 11$ bar

Der indizierte Wirkungsgrad liegt hier zwischen 0.42 und 0.46. Allerdings ist hier direkt anzumerken, daß die Antriebsleistung der AGR-Turbine nicht verrechnet ist. Je höher die AGR-Rate und damit die Verdichterleistung, desto besser wird der indizierte Wirkungsgrad. Wird die Antriebsleistung des Kompressors in der AGR-Strecke berücksichtigt, dann liegt der effektive Wirkungsgrad dieser Meßreihe zwischen 0.40 und 0.43.

Der Schwerpunkt der Verbrennung wird über das am Prüfstand eingesetzte System „AVL Indiset“ bei allen Meßpunkten auf ungefähr 8° KW nach ZOT eingeregelt. Bei der im Lastpunkt $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 11$ bar durchgeführten Variation der AGR-Rate liegt der Schwerpunkt im Intervall $A_{I50\%} \in [6.75; 8.35]$. Vergleicht man die Meßpunkte ($\lambda = 2.8$, AGR = 0 %) und ($\lambda = 1.8$, AGR = 23.3 %), ist ein schlechterer indizierter Wirkungsgrad im Meßpunkt ohne AGR zu erwarten. Hier ist der Brennbeginn früher und der Kolben muß durch den früher einsetzenden Druckanstieg eine höhere Verdichtungsarbeit leisten (vgl. Beschreibung zu Abbildung 10.18, Seite 75). Weitere Ausführung hierzu sind im Kapitel 9.1.2.2, Seite 52, zu finden.

Bei einer Abgasnachbehandlung ist der Zielkonflikt zwischen schnellem Ansprechverhalten und Dauerhaltbarkeit der Katalysatoren zu lösen. Hohe Temperaturen lassen den Katalysator altern. In Abbildung 10.20 ist die Abgastemperatur T_{Abg} eingetragen. Die Meßstelle befindet sich weniger als 150 mm vom Auslaßventil entfernt.

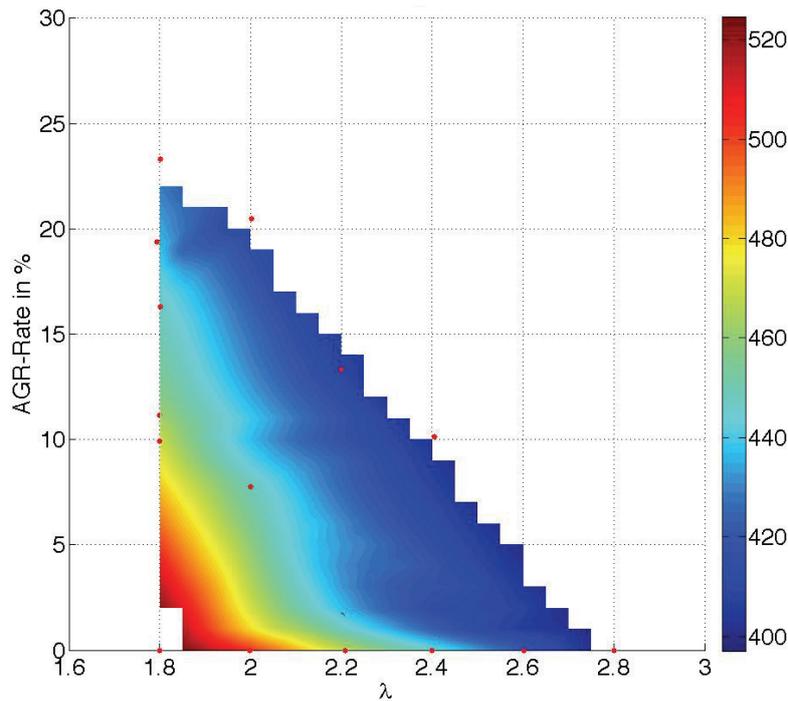


Abbildung 10.20: T_{Abg} in °C abhängig von AGR-Rate und λ bei $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 11$ bar

Erwartungsgemäß fällt die Abgastemperatur mit steigender Rate an rückgeführtem Abgas und mit zunehmendem Verbrennungsluftverhältnis λ . Die Temperaturen liegen in einem Bereich, der selbst für DeNO_x-Katalysatoren unkritisch ist. Außerdem ist in diesem Temperaturintervall das Einspeicherungsverhalten eines DeNO_x-Katalysators besonders effizient, was in der Arbeit von [Fou05] gezeigt wurde. Da bei $p_{mi} = 14$ bar nur zwei und bei $p_{mi} = 15$ bar nur ein Meßpunkt aufgezeichnet werden konnte, sind die Daten in Tabelle 10-2 eingetragen.

Tabelle 10-2: Meßdaten der Betriebspunkte bei $p_{mi} = 14$ bar und $p_{mi} = 15$ bar

p_{mi} [bar]	λ [-]	Π [-]	AGR [%]	NO _x [ppm]	VAK _{p_{mi}} [-]	p_{Zmax} [bar]	T_A [°C]
14	1.8	2.90	24.75	13	1.66	115.7	410
14	2.0	3.12	23.69	3	1.56	138.0	394
15	1.8	3.16	25.20	14	1.16	136.8	427

Der eingesetzte Einzylinder-Forschungsmotor kann laut Aussage des Projektpartners mit Spitzendrücken von $p_{Zmax} = 100$ bar dauerhaft, kurzzeitig bei $p_{Zmax} = 120$ bar betrieben werden. Es konnten im Versuchsprogramm Messungen bis zu Spitzendrücken von $p_{Zmax} = 138$ bar durchgeführt werden. In diesem Meßpunkt wurde bei der Drehzahl $n = 2000$ U/min und $p_{mi} = 15$ bar eine NO_x-Emission von 14 ppm gemessen bei $\lambda = 1.8$ und einer AGR-Rate von 25%.

10.4.2 Messungen bei $n = 3000$ U/min

Die durchgeführten Messungen bei der Drehzahl $n = 3000$ U/min erstrecken sich auf Mitteldrücke im Intervall $p_{mi} \in [7.7 \text{ bar}; 13 \text{ bar}]$. In Abbildung 10.21 ist die Stickoxidemission abhängig von der AGR-Rate und dem Verbrennungsluftverhältnis für den indizierten Mitteldruck $p_{mi} = 11$ bar dargestellt.

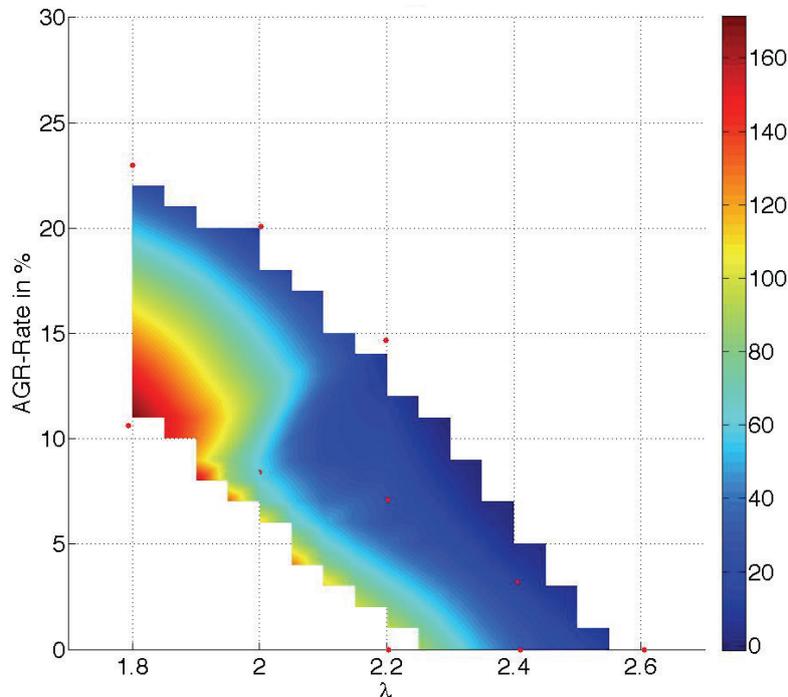


Abbildung 10.21: NO_x in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n=3000$ U/min und $p_{mi}=11$ bar

Das Emissionsverhalten bzgl. Stickoxiden ist mit dem Betriebspunkt bei 2000 U/min und $p_{mi} = 11$ bar vergleichbar, jedoch ist bei $n = 3000$ U/min ein Betrieb mit $\lambda = 2.8$ nicht mehr möglich.

Bei dieser Drehzahl ist bei dem indizierten Mitteldruck $p_{mi} = 13$ bar, $\lambda = 2.2$ und $\text{AGR} = 9.15\%$ eine NO_x -Emission von 29 ppm nachweisbar. Mit einer höheren AGR-Rate ließe sich diese Emission weiter absenken. Allerdings konnte aufgrund eines einsetzenden Motorschadens gegen Projektende kein Meßpunkt mit einer höheren AGR-Rate gemessen werden. Da bei $p_{mi} = 12$ bar, $\lambda = 2.2$, $\text{AGR} = 13.75\%$ eine NO_x -Emission von 9 ppm erzielbar ist, ist davon auszugehen, daß mit einer weiteren Anhebung der AGR-Rate auf ca. 15% auch im Lastpunkt $p_{mi} = 13$ bar bei einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 2.2$ die NO_x -Emissionen unter 10 ppm abfallen. In Abbildung 10.14 sind diese Zusammenhänge bereits dargestellt.

10.4.3 Messungen bei $n = 4000$ U/min

Die durchgeführten Messungen bei der Drehzahl $n = 4000$ U/min erstrecken sich auf Mitteldrücke im Intervall $p_{mi} \in [7.7 \text{ bar}; 11 \text{ bar}]$. Auch hier ist festzuhalten, daß die Messungen zu höheren Lasten wegen des Motorschadens gegen Projektende hier nicht mehr durchzuführen waren.

Bei diesen Lastpunkten mit Abgasrückführung im aufgeladenen überstöchiometrischen Betrieb sind niedrigste Emissionen darstellbar. Bei einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 2.4$, AGR = 15.42 % wird eine NO_x -Emission von lediglich 3 ppm erzielt. Exemplarisch ist hier die Höhe der NO_x -Emissionen in Abhängigkeit von λ und AGR-Rate in Abbildung 10.22 dargestellt.

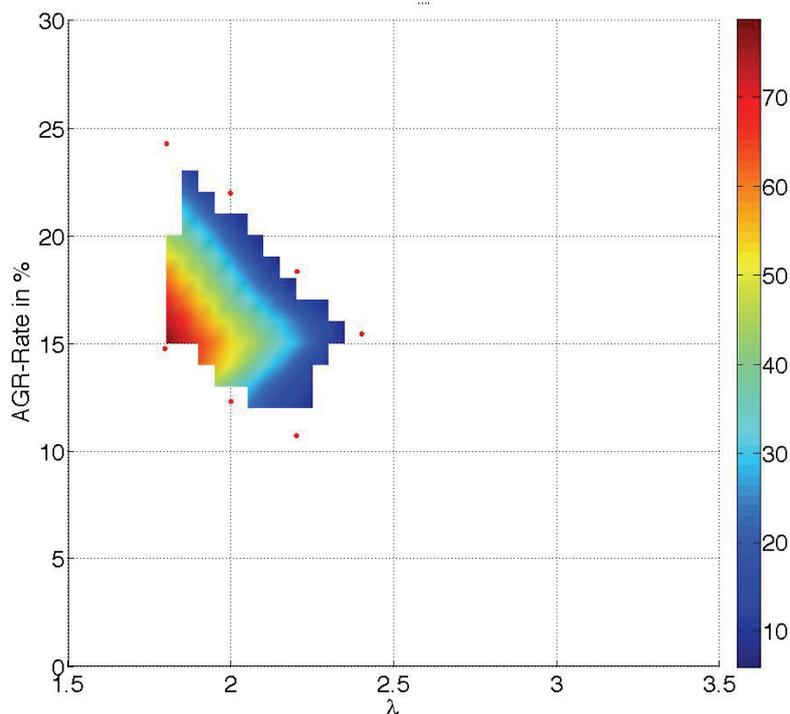


Abbildung 10.22: NO_x in Abhängigkeit der AGR-Rate und λ bei $n=4000$ U/min und $p_{mi}=11$ bar

Die maximalen Abgastemperaturen liegen auch bei diesen Messungen knapp über 500 °C, womit auch in diesem Betriebsbereich nicht mit einer Zerstörung evtl. nachgeschalteter DeNO_x-Katalysatoren zu rechnen ist.

Abschließend ist festzuhalten, daß mit der Abgasrückführung im überstöchiometrischen Betriebsbereich die Stickoxidemissionen bis an die Nachweisgrenze der eingesetzten Abgasmeßtechnik am Einzylinder-Prüfstand zu reduzieren sind. Die Abgastemperatur kann auf einem Niveau gehalten werden, das keinerlei thermische Probleme beim Einsatz von Abgasturboladern befürchten läßt. Außerdem können (falls gefordert) auch DeNO_x-Katalysatoren zur Eliminierung restlicher geringster NO_x -Emissionen eingesetzt werden. In Kapitel 10.6 ab Seite 81 werden die drei untersuchten Konzepte zur Darstellung eines Niedrigstemissionskonzeptes miteinander verglichen und abschließend bewertet.

10.5 Abgasrückführung während der Betriebsartumschaltung

Die Motorsteuerung des Hydrogen7 sieht vor, daß der N73H60 mit überstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda > 2.2$) in der Teillast und mit stöchiometrischem bzw. unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis im oberen Lastbereich und an der Vollast betrieben wird. Daher wird das Potential der Abgasrückführung zur Emissionsminderung für den stöchiometrischen Motorbetrieb und dem Bereich während der Umschaltung untersucht. Außerdem schließt das Motorkonzept mit Aufladung und Abgasrückführung bei überstöchiometrischem Betrieb nicht aus, daß der Motorbetrieb zur Vollast hin und zur weiteren Leistungssteigerung mit stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis erfolgen kann.

Mittels Abgasrückführung ist auch eine deutliche Emissionsminderung im stöchiometrischen Betrieb möglich. Außerdem können die NO_x -Emissionen während des Umschaltvorgangs in den stöchiometrischen Betrieb (von $\lambda = 2.2$ auf $\lambda = 1$) signifikant verringert werden. Allerdings ist im stöchiometrischen Motorbetrieb eine Abgasnachbehandlung notwendig, da ein Stickoxidschlupf beim Durchfahren durch den Bereich $1 < \lambda < 2.2$ auftritt und das Rohemissionsniveau bei stöchiometrischem Betrieb zu hoch für den Anspruch an ein Niedrigstemissionskonzept ist. Das NO_x -Rohemissionsniveau in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses ist bereits qualitativ in Abbildung 6.2 dargestellt. Abbildung 10.23 zeigt die Stickoxidemissionen beim Durchfahren durch diesen Kennfeldbereich unter konstantem Mitteldruck bei der Drehzahl $n = 3000$ U/min.

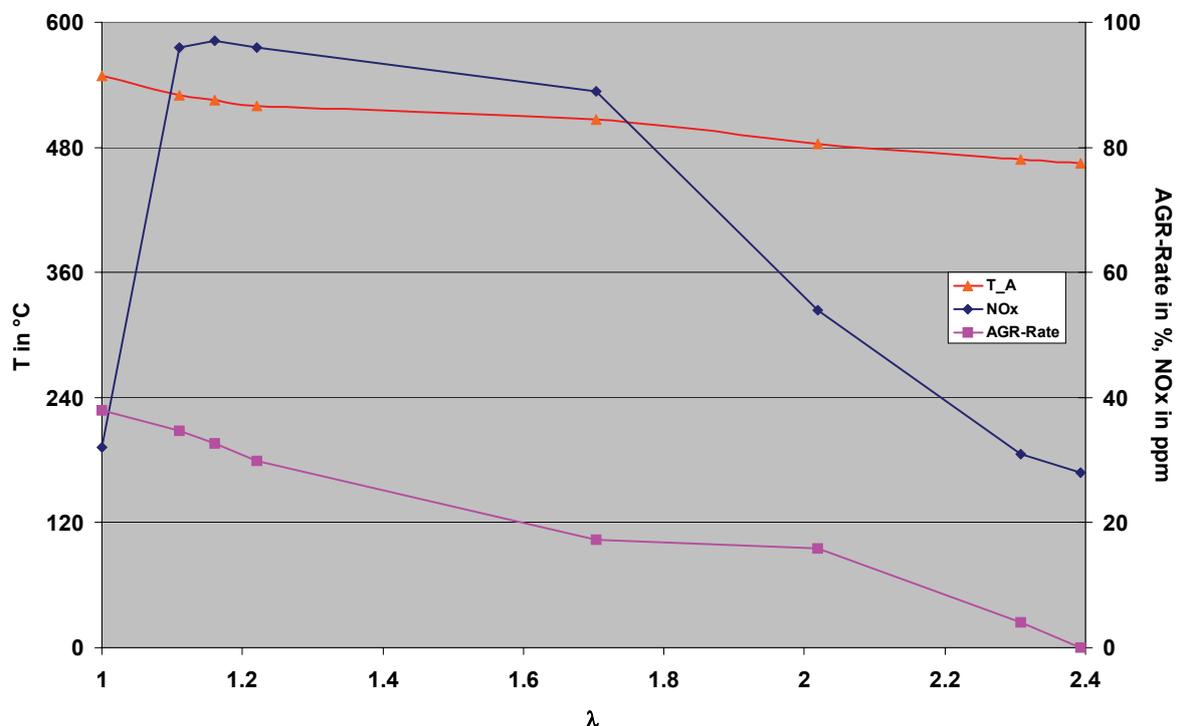


Abbildung 10.23: NO_x -Emissionen, AGR-Rate und Abgastemperatur im Bereich $1 < \lambda < 2.4$

Dabei wird die Last konstant auf $p_{mi} = 7.7$ bar gehalten und mit der Anfertigung gleichzeitig die AGR-Rate angehoben. Eine NO_x -Emission von 100 ppm wird nicht überschritten. Die maximale Abgastemperatur beträgt $T_{ABG} = 550$ °C. Auch hier

wiederum ist der Einsatz eines DeNO_x-Katalysators denkbar, um die Spitzen an Stickoxid bei der Betriebsartumschaltung aufzunehmen.

Die Umschaltung der Betriebsart kann um so schneller erfolgen, je näher die Regeleinheiten (AGR-Ventil) und Ort der Gemischbildung am Brennraum angeordnet sind. Da die Gemischbildung zwischen AGR- und Einlaßventil erfolgt, ist idealerweise zuerst die AGR-Rate anzuheben, bevor die Einblasemenge an Wasserstoff angepaßt wird. Die Anzahl der Arbeitsspiele kann aus dem Volumen der AGR-Leitung und Saugrohrstrecke zwischen Einleitung des Abgases und den Einlaßventilen bestimmt werden.

10.6 Vergleich der Strategien zur Emissionsminderung

In Abbildung 10.24 sind die drei am Einzylinder untersuchten Strategien:

- Miller-Cycle
- reine Abmagerung
- Abmagerung mit externer Abgasrückführung

exemplarisch im Lastpunkt $n = 3000$ U/min und $p_{mi} = 10$ bar gegenübergestellt.

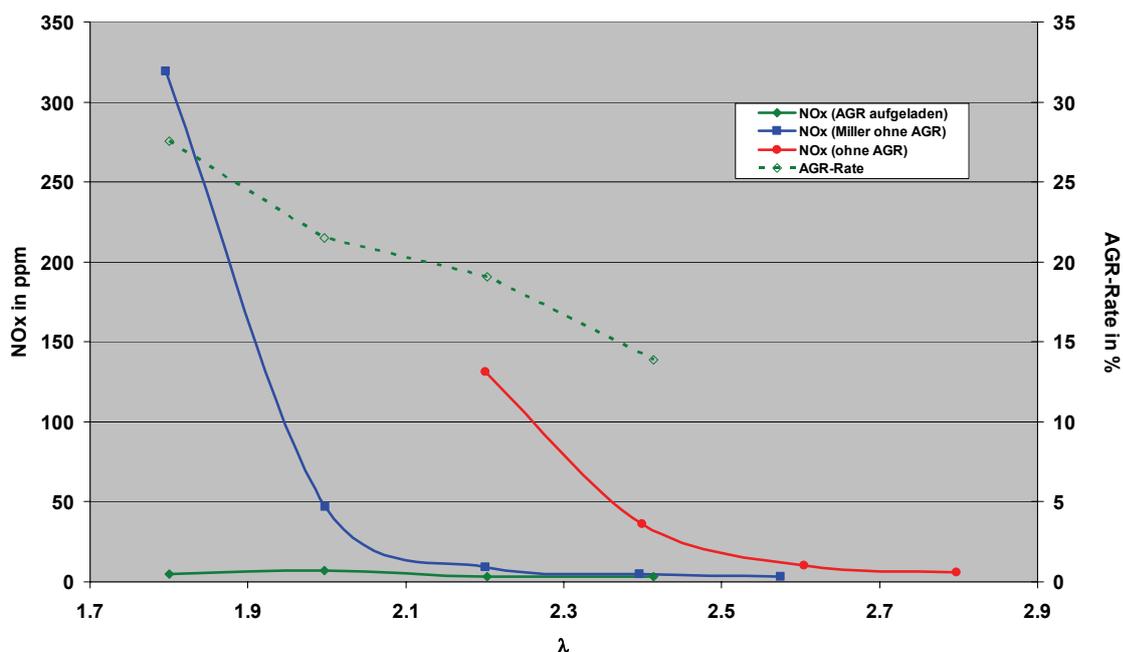


Abbildung 10.24: Vergleich der Konzepte hinsichtlich NO_x-Emission bei $n = 3000$ U/min

Mit der Gegenüberstellung wird deutlich, daß grundsätzlich alle drei Verfahren in diesem Lastpunkt zur Darstellung eines niedrigsten Rohemissionsniveaus von Stickoxiden geeignet sind. Der Betrieb des Motors muß bei entsprechendem Verbrennungsluftverhältnis λ erfolgen.

Der Betrieb ohne Abgasrückführung ist bei Verbrennungsluftverhältnissen $\lambda < 2.6$ nicht sinnvoll, da zu hohe Stickoxid-Rohemissionen entstehen, die mit einem Niedrigstemissionskonzept nicht vereinbar sind.

Das Millerverfahren ist nur im unteren Drehzahl- und Lastbereich einsetzbar, da hier

- der sehr hohe Abgasgegendruck
- die geringe Ventilöffnungsfläche der Einlaßventile
- der hohe Aufladedruck mit erschwelter Gemischbildung
- die großen Zyklenschwankungen im hohen Lastbereich

den Betrieb erschweren.

Mit der Abgasrückführung kann der Bereich $\lambda < 2.6$ genutzt werden, ohne daß nennenswert hohe NO_x -Emissionen freigesetzt werden. Mit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis muß die AGR-Rate erhöht werden. Dabei genügen aufgrund des hohen Wasseranteils des Abgases je nach Verbrennungsluftverhältnis vergleichsweise geringe AGR-Raten, um die NO_x -Emissionen abzusenken.

In Tabelle 10-3 sind die verschiedenen innermotorischen Maßnahmen zur Emissionsminderung gegenübergestellt und bewertet.

Tabelle 10-3: Bewertung innermotorischer Maßnahmen für ein Niedrigstmissionskonzept

Maßnahme/Kriterien	Miller-Cycle	Abmagerung ohne AGR	Abmagerung mit AGR
Ladedruckniveau	-	+	++
Spitzendruck	-	+	++
Zyklenschwankungen	-	0	+
Gemischbildung	-	+	+
Umsetzbarkeit am N73H60	+	-	-
Kennfelderweiterung/ Downsizing	-	0	++
Abgastemperatur	0	+	+

Die Betriebsstrategie, den Motor mit Abgasturboaufladung im überstöchiometrischen Betrieb zu betreiben ist klar dem Millerverfahren überlegen. Der Ausmagerung zu hohen Mitteldrücken sind Grenzen durch Zyklenschwankung, Aufladewirkungsgrad, usw. gesetzt. Daher ist im hohen Lastbereich und bei hohen Drehzahlen der überstöchiometrische Motorbetrieb mit rückgeführtem Abgas sinnvoll. So läßt sich eine hohe Leistung mit niedrigsten Emissionen kombinieren. Für die Teillast ist ein Betrieb mit hohem Verbrennungsluftverhältnis ohne Abgasrückführung anzustreben. Da mit diesem Motorkonzept wesentlich höhere Mitteldrücke als beim Vollmotor erzielt werden, ist auch im Hinblick auf Kraftstoffeinsparung ein Downsizing denkbar, beispielsweise vom V12 ausgehend zum V8 oder gar zum Sechszylinder bei gleichbleibender Motorleistung.

11 Thermodynamische Analyse der Messungen

Durch die Druckverlaufsanalyse der Messungen am Einzylinder werden u.a. Brennverläufe und Temperaturverläufe zu jedem Meßpunkt ermittelt. Mit dem Optimierungstool wird mittels einer einfachen Vibefunktion der Brennverlauf aus der Druckverlaufsanalyse angenähert. So lassen sich Abhängigkeiten von n , p_{mi} , λ , AGR und Miller-Cycle bezüglich der charakteristischen Eigenschaften der Brennverläufe bestimmen. Die Vorgehensweise ist bereits in Kapitel 9.5, Seite 59 beschrieben. In den folgenden Unterkapiteln ist der Einfluß verschiedener Größen auf die Brennverläufe dargestellt.

11.1 Einfluß des Verbrennungsluftverhältnisses

Für eine Meßreihe bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{mi} = 7.7 \text{ bar}$ ohne Abgasrückführung sind bei unterschiedlichen Verbrennungsluftverhältnissen λ die Zylinderdruckverläufe nach Druckniveauekorrektur in Abbildung 11.1 dargestellt.

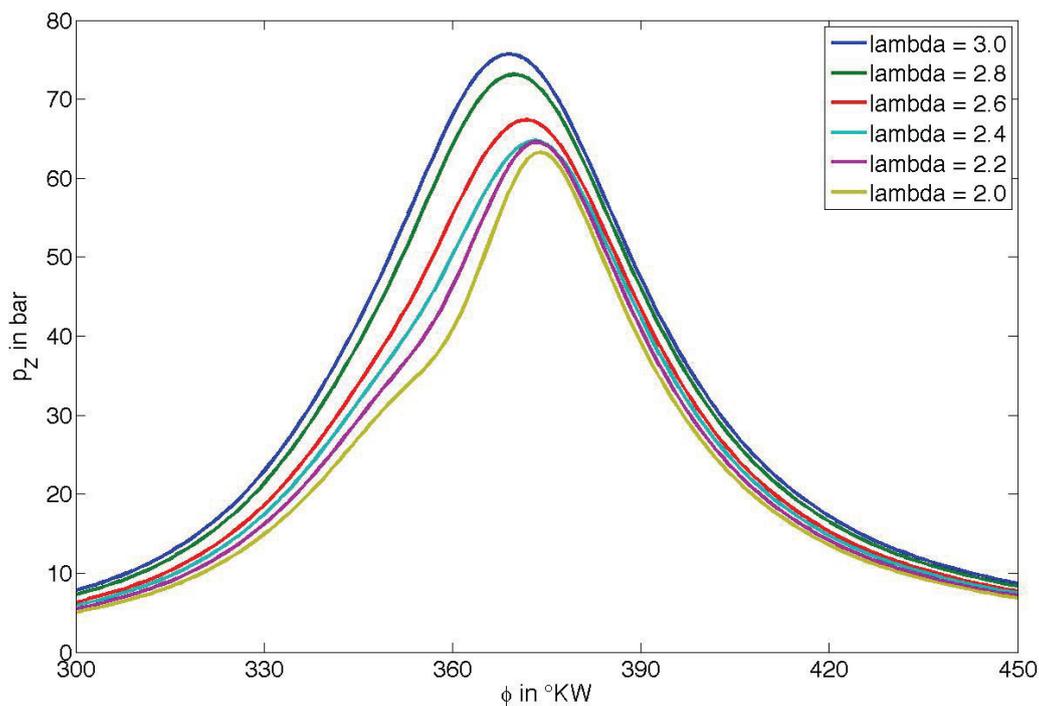


Abbildung 11.1: Druckverläufe in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses

Erwartungsgemäß liegt der höchste Spitzendruck beim höchsten Verbrennungsluftverhältnis an. Die dazugehörigen Verläufe der mittleren Massentemperatur in der Gaszone enthält die folgende Abbildung 11.2.

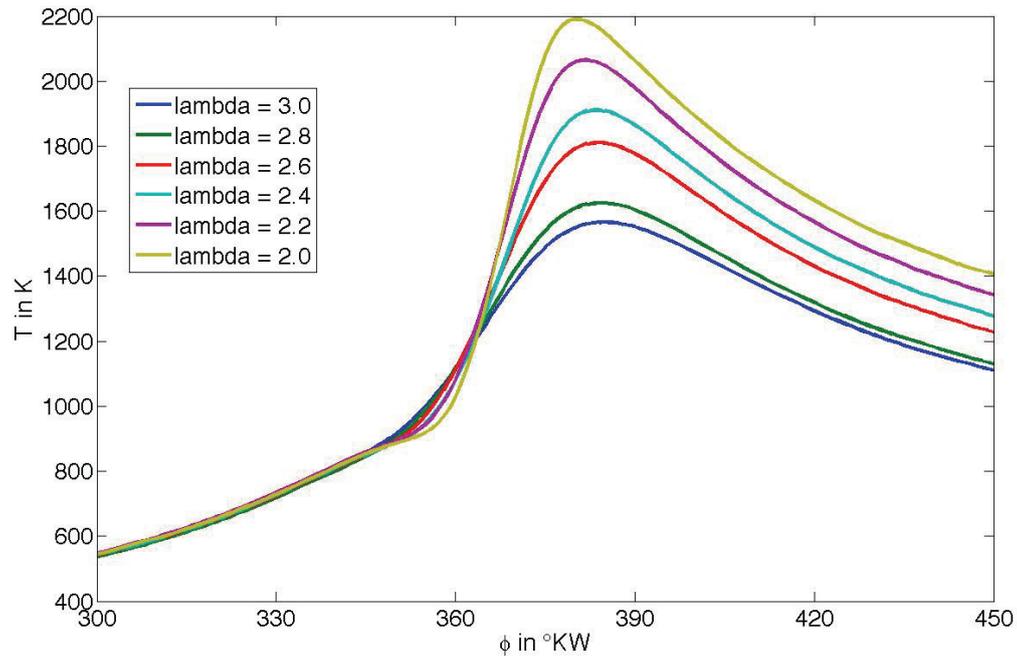


Abbildung 11.2: Temperaturverläufe in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses

Beim Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 2.0$ werden die höchsten Temperaturen im Brennraum erzielt, bei $\lambda = 3.0$ liegt die mittlere Brennraumtemperatur bei $T < 1600$ K. Die dazugehörigen Brennverläufe $dQ_B/d\phi$ sind in Abbildung 11.3 dargestellt.

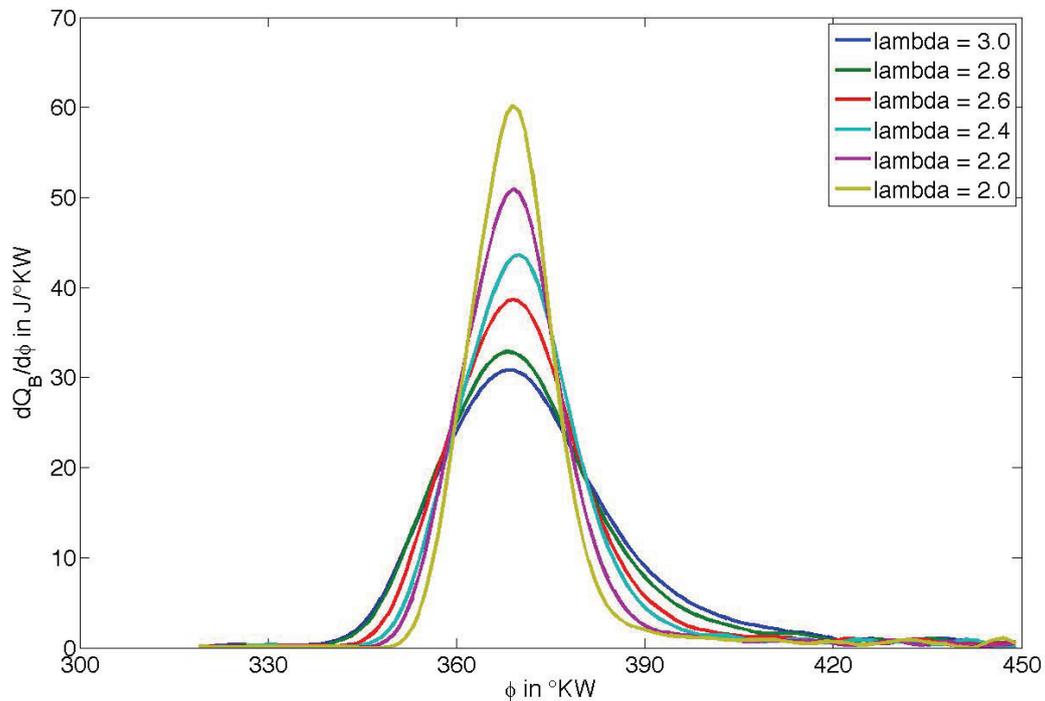


Abbildung 11.3: Brennverläufe in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses

Ergänzend zu Abbildung 11.3 sind in Tabelle 11-1 die mit dem Optimierungstool ermittelten Vibeparameter der Brennverläufe in dieser Versuchsreihe eingetragen.

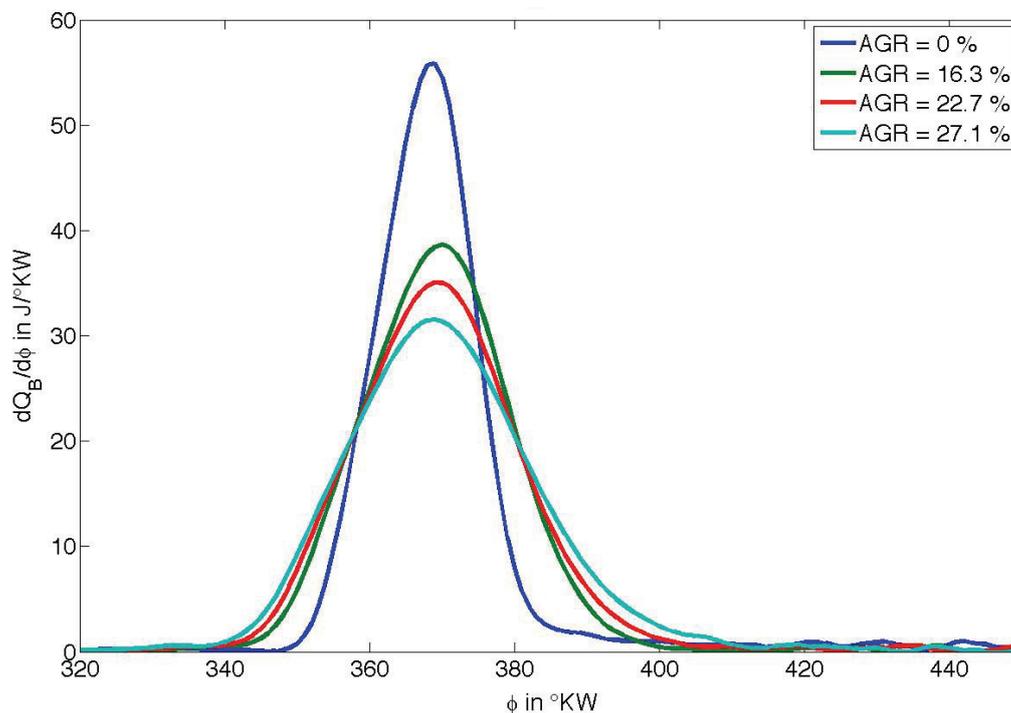
Tabelle 11-1: Brennverlaufsanalyse bei $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{mi} = 7.7 \text{ bar}$ und $\text{AGR} = 0\%$

λ	ZZP	BB	BD	m
[-]	[°KW]	[°KW]	[°KW]	[°KW]
3.0	335	343	73.30	1.525
2.8	337	344	68.43	1.557
2.6	339	344	65.18	1.649
2.4	341	347	57.71	1.692
2.2	344	349	51.76	1.811
2.0	347	350	45.19	1.990

In Abbildung 11.3 bzw. Tabelle 11-1 ist gut zu erkennen, daß die Brenndauer mit sinkendem λ abnimmt. Dagegen wachsen der Formfaktor und die maximale Wärmefreisetzung. Da der Schwerpunkt der Verbrennung (50%-Umsatzpunkt des Kraftstoffs) auf ca. 8° KW nach OT mittels Zündzeitpunkt eingestellt wird, erfolgt der Brennbeginn mit Abnahme des Verbrennungsluftverhältnisses λ später. Der Zündverzögerung wächst mit Zunahme des Verbrennungsluftverhältnisses.

11.2 Einfluß der AGR-Rate

In Abbildung 11.4 sind die Brennverläufe $dQ_B/d\phi$ im Betriebspunkt $n = 3000 \text{ U/min}$, $p_{mi} = 7.7 \text{ bar}$ und $\lambda = 1.8$ bei verschiedenen AGR-Raten eingetragen.


Abbildung 11.4: Brennverläufe in Abhängigkeit der AGR Rate

In der folgenden Tabelle 11-2 sind die ermittelten charakteristischen Vibeparameter in diesem Betriebspunkt festgehalten.

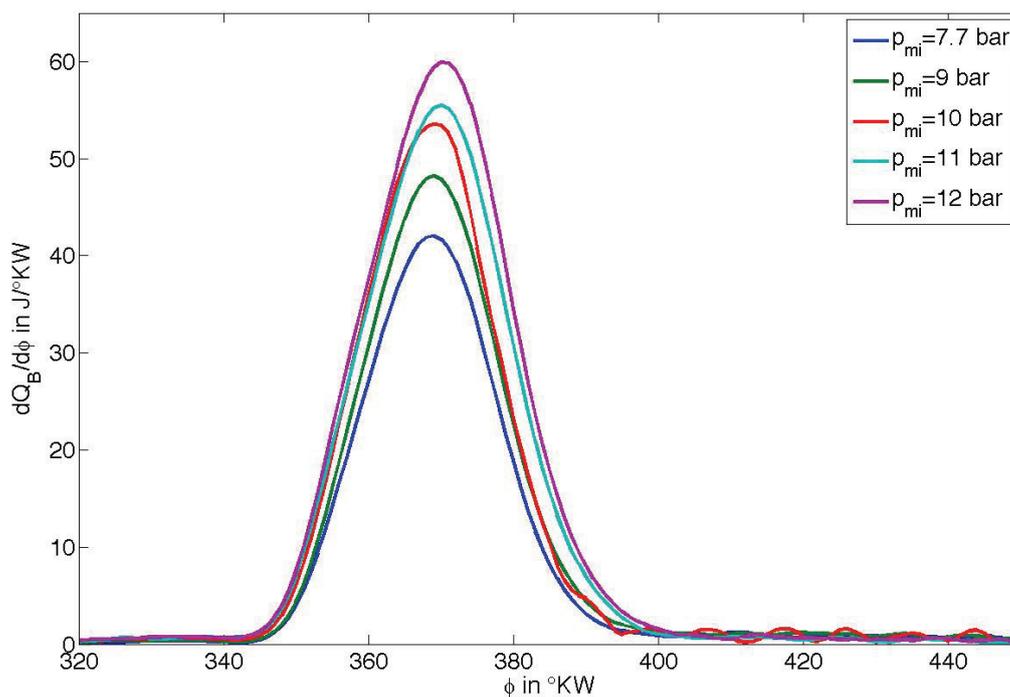
Tabelle 11-2: Brennverlaufsanalyse bei $n = 3000$ U/min, $p_{mi}=7.7$ bar und $\lambda = 1.8$

AGR	BB	BD	m
[%]	[°KW]	[°KW]	[-]
0.00	351	38.92	2.210
16.24	346	56.58	1.913
21.77	344	62.52	1.821
27.14	342	69.98	1.712

Hier ist gut zu erkennen, daß die Brenndauer mit sinkender AGR-Rate abnimmt und der Formfaktor m wächst. Das rückgeführte Inertgas erhöht die Wärmekapazität des Gemischs und senkt damit die Spitzentemperaturen. Dabei verlangsamt sich die Verbrennung.

11.3 Einfluß des Mitteldrucks

Abbildung 11.5 zeigt die Brennverläufe $dQ_B/d\phi$ bei verschiedenen Mitteldrücken p_{mi} im Betriebspunkt $n = 3000$ U/min, $\lambda = 2.2$ und AGR = 0%.

**Abbildung 11.5: Brennverläufe in Abhängigkeit des Mitteldrucks**

Bei dieser Meßreihe findet erwartungsgemäß die höchste Wärmefreisetzung beim größten indizierten Mitteldruck statt. Die Brenndauer wächst mit steigendem Mitteldruck, da bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis eine größere Masse zur Erzeugung des höheren Mitteldrucks erwärmt werden muß. Der Brennbeginn erfolgt durch Beibehaltung der Schwerpunktlage mit steigendem Mitteldruck früher, so daß der Mitteldruck nicht beliebig gesteigert werden kann. Limitierend ist hier die Klopfgrenze.

Diese Zusammenhänge sind noch in Tabelle 11-3 dargestellt.

Tabelle 11-3: Brennverlaufsanalyse bei $n = 3000 \text{ U/min}$, $\lambda = 2.2$ und $\text{AGR} = 0\%$

p_{mi} [bar]	BB [°KW]	BD [°KW]	m [°KW]
7.7	348	52.2	1.815
9.0	348	53.98	1.803
10.0	347	52.69	1.885
11.0	347	56.37	1.821
12.0	347	57.0	1.819

11.4 Einfluß der Drehzahl

In Abbildung 11.6 sind die Brennverläufe $dQ_B/d\phi$ bei den Mitteldrücken $p_{mi} = 7.7 \text{ bar}$, $\text{AGR} = 0\%$ und $\lambda = 2.4$ jeweils bei $n = 2000 \text{ U/min}$ und $n = 3000 \text{ U/min}$ verglichen.

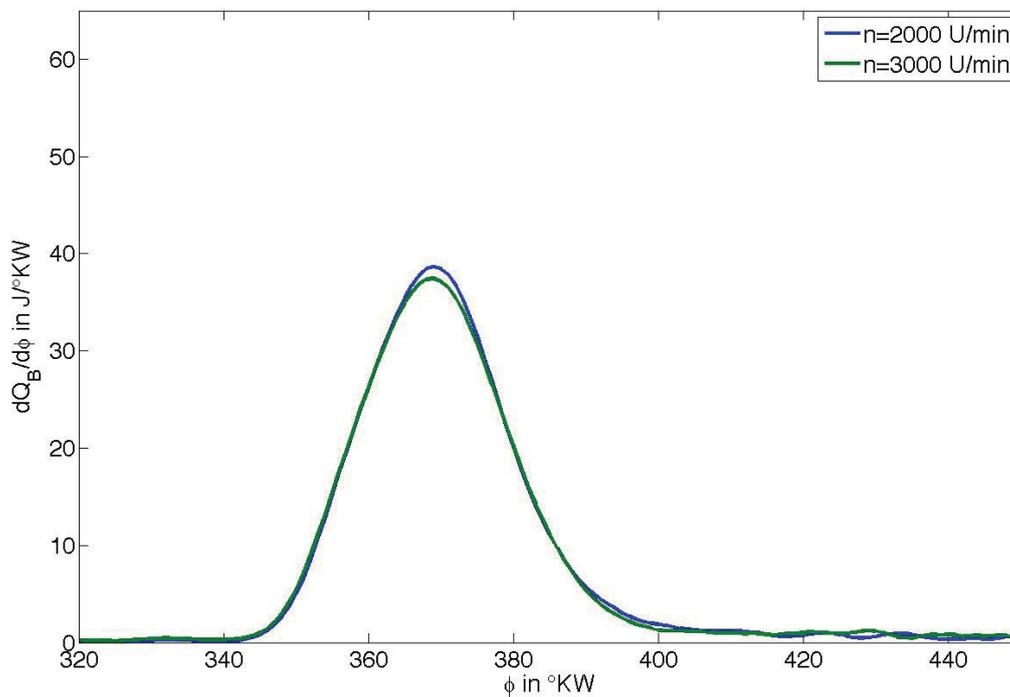


Abbildung 11.6: Brennverläufe in Abhängigkeit der Drehzahl

Unterschiede sind kaum auszumachen, allenfalls im Rahmen der Meßgenauigkeit. Tabelle 11-4 enthält die Abhängigkeit der Brennverläufe von der Drehzahl für weitere Mitteldrücke bei einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 2.4$, jeweils ohne extern rückgeführtes Abgas ($\text{AGR} = 0\%$).

Tabelle 11-4: Brennverlaufsanalyse bei $\text{AGR} = 0 \%$ und $\lambda = 2.4$

n [U/min]	p_{mi} [bar]	BB [°KW]	BD [°KW]	m [-]
2000	7.7	347	57.7	1.69
3000	7.7	346	58.7	1.75
2000	10.0	347	59.3	1.65
3000	10.0	346	59.6	1.65
2000	12.0	346	59.8	1.81
3000	12.0	345	62.3	1.76

Es ist festzustellen, daß die Anhebung der Drehzahl kaum Einfluß auf die Brenndauer und die Form des Brennverlaufs hat. Daß die Brenndauer bei Anhebung der Drehzahl nicht nennenswert ansteigt, wenn die restlichen charakteristischen Parameter konstant gehalten werden, ist der Turbulenz im Brennraum zuzuschreiben, die die Verbrennung beschleunigt. Dieser Effekt ist beispielsweise in der Arbeit von [Koc02] aufgezeigt. Als Ursache ist in dieser Arbeit die annähernd lineare Abhängigkeit zwischen der Turbulenzintensität und der Drehzahl identifiziert. Dabei nimmt bei einer Drehzulanhebung von 2000 U/min auf 3000 U/min die turbulente Flammgeschwindigkeit um etwa 50% zu.

11.5 Einfluß des Miller-Cycles

In Abbildung 11.7 wird der Brennverlauf im Miller-Cycle bei 3 mm Ventilhub, Einlaßspreizung $ESP = 50^\circ KW$ mit einem Brennverlauf bei 9.7 mm Ventilhub, Einlaßspreizung $ESP = 108^\circ KW$ verglichen. Die sonstigen Randbedingungen sind vergleichbar (Drehzahl $n = 2000$ U/min, $p_{mi} = 10$ bar und Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 2.2$).

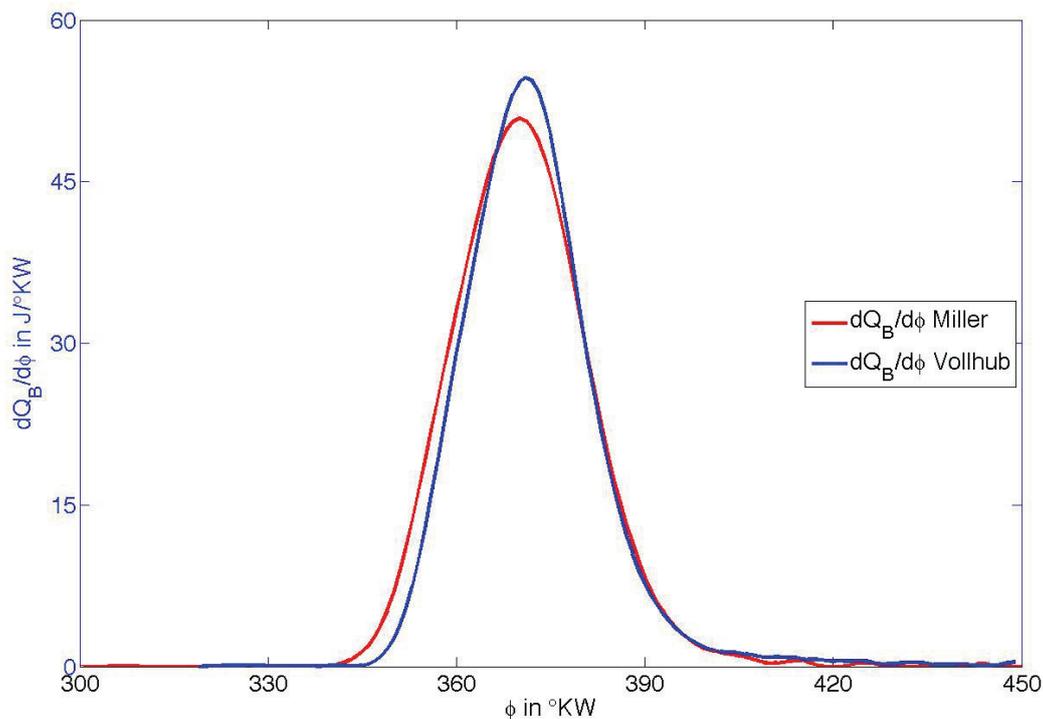


Abbildung 11.7: Brennverlauf beim Millerverfahren (rot) verglichen mit Vollhub (blau)

Die Brenndauer ist bei der Millersteuerzeit länger und die maximale Energiefreisetzung geringer im Vergleich zur Messung mit Vollhub. Wie schon in Kapitel 10.3, ab Seite 66 beschrieben, ist bei der Millersteuerzeit beim Versuchsmotor der Restgasanteil erhöht. Ursache ist die schlechtere Spülung des Zylinders, diese wirkt ähnlich einer Abgasrückführung. Die NO_x -Emission beträgt beim Betriebspunkt mit Miller-Steuerzeit 12 ppm, ohne Millersteuerzeit 105 ppm. Ein vergleichbarer Meßpunkt mit einer AGR-Rate von 9.6% (die restlichen Parameter wie Verbrennungsluftverhältnis, Drehzahl und Mitteldruck sind identisch) liefert eine NO_x -Emission von 18 ppm.

11.6 Zweizonige Arbeitsprozeßrechnung zur Vorausberechnung

Die aus der Druckverlaufsanalyse gewonnenen Abhängigkeiten der Brennverläufe von den verschiedenen Applikationsparametern werden genutzt, um das Versuchsprogramm zu reduzieren. Damit ist es möglich, z.B. NO_x -Emissionen in weiteren (nicht gefahrenen) Betriebspunkten vorauszuberechnen. Es läßt sich etwa für den Meßpunkt $n = 2000 \text{ U/min}$, $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$, $\lambda = 1.8$, $\text{AGR} = 25\%$ mit einem Zwei-Zonen-Modell eine maximale Temperatur in der verbrannten Zone von 1962 K ermitteln, womit auch die niedrige NO_x -Emission von 14 ppm plausibel ist.

In Abbildung 11.8 sind die Massenmitteltemperatur im Brennraum und die Temperatur in der verbrannten Zone aufgetragen, die mit der Arbeitsprozeßrechnung in diesem Betriebspunkt bestimmt werden.

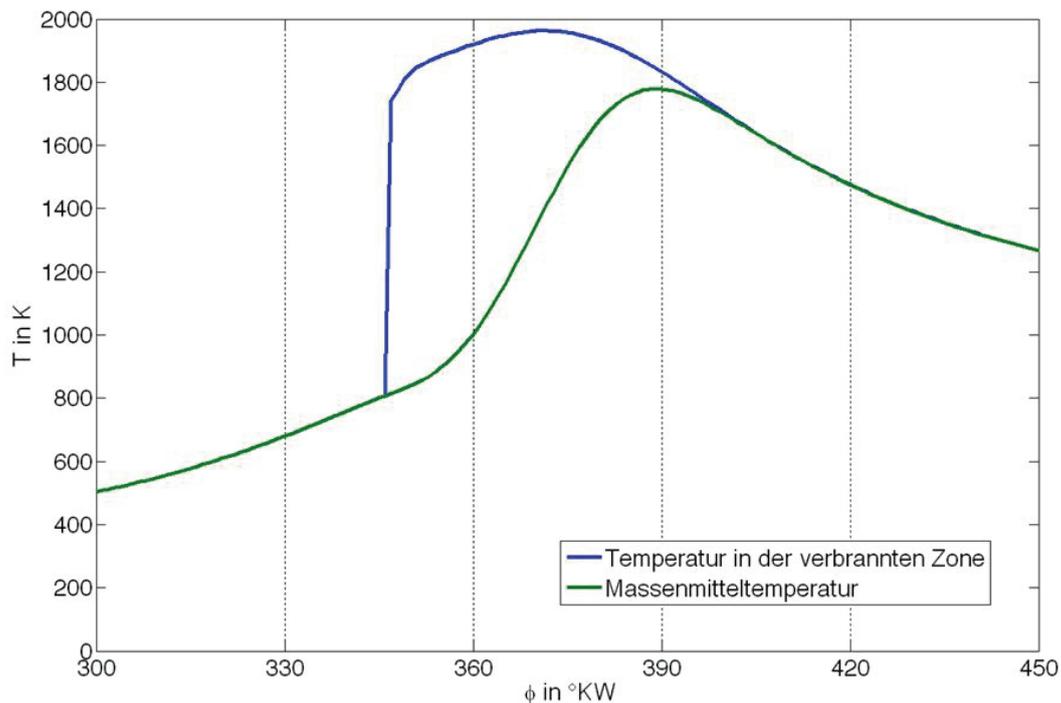


Abbildung 11.8: Massenmitteltemperatur (grün) und Temperatur in der verbrannten Zone (blau)

Da durch den Motorschaden kein Meßpunkt mit NO_x -Emissionen 10 ppm oder weniger bei der Drehzahl $n = 3000 \text{ U/min}$ und $p_{\text{mi}} = 13 \text{ bar}$ vorliegt, kann dieser Punkt mittels der Arbeitsprozeßrechnung bestimmt werden.

Im Motormodell ist das Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 2.2$ vorgegeben. Eine AGR-Rate von 15% wird angenommen. Saugrohrdruck und Abgasgedruck werden vorgegeben bei dem Turboladerwirkungsgrad $\eta_{\text{TL}} = 0.6$ und entsprechend skaliert, bis sich der Mitteldruck von $p_{\text{mi}} = 13 \text{ bar}$ einstellt. Der Turbolader-Wirkungsgrad wird ebenfalls berücksichtigt.

Zur NO_x -Vorausberechnung wird in diesem Fall das Zweizonen-Modell nach Heider [Hei96] in der Arbeitsprozeßrechnung angewendet. Formfaktor m , Brennbeginn BB und Brenndauer BD werden bestimmt, wie es in Kapitel 9.5, Seite 59, beschrieben ist. Als Ergebnis liefert die zweizonige Arbeitsprozeßrechnung eine NO_x -Emission von 10.1 ppm .

Am Einzylinder konnten Lastpunkte bei Mitteldrücken $p_{\text{mi}} > 15 \text{ bar}$ nicht dargestellt werden, da der Versuchsmotor nicht zur Darstellung dieser Leistung notwendigen

Belastungen ausgelegt ist. Um weiterführende Untersuchungen hinsichtlich Lastpunktanhebung zu Mitteldrücken $p_{mi} > 15$ bar durchzuführen, ist ein Versuchsmotor notwendig, der für Spitzendrücke $p_{zmax} > 120$ bar dauerhaft ausgelegt ist.

12 Bewertung der Ergebnisse der Einzylinder-Versuche

Die Ziele „Erhöhung der Leistungsdichte“ und „Leistungssteigerung“ bei niedrigsten Emissionen konnten mit den Versuchen am Einzylinder erreicht werden. Aus den Ergebnissen der Einzylinderversuche läßt sich eine Betriebsstrategie für das Niedrigstmissionskonzept ableiten, die im unteren Lastbereich die Abgasturboaufladung mit einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda > 2.6$ kombiniert. Damit sind Stickoxidemissionen im einstelligen ppm-Bereich zu realisieren. Um höhere Lasten ($p_{mi} > 11$ bar) darzustellen, ist bei Aufladewirkungsgraden $\eta_{TL} = 0.6$ eine Anfettung des Gemischs erforderlich. Wenn das aufgeladene Konzept um die Abgasrückführung erweitert wird, kann mit reduziertem Verbrennungsluftverhältnis die NO_x -Emission auch bei höheren Mitteldrücken gering gehalten werden.

Das Emissionsminderungspotential durch den Betrieb im Miller-Cycle ist verglichen mit der Abgasrückführung gering. Der Aufladewirkungsgrad der für diese Motorengröße verfügbaren Abgasturbolader ist zu gering, um eine gute Spülung des Zylinders im Ladungswechsel zu realisieren. Das verbliebene Restgas wirkt hier ähnlich der Abgasrückführung, wobei das Druckniveau wesentlich höher ist und die Zyklenschwankungen bzw. Varianz des indizierten Mitteldrucks wesentlich größer sind.

Für künftige Motorenkonzepte eröffnet die Abgasrückführung zusätzlich die Option, im Falle der weiteren Lastanhebung durch stöchiometrischen Motorbetrieb das NO_x -Rohemissionsniveau und die Abgastemperatur zu senken. Diese Betriebsart wäre für den Vollastbetrieb eine Option und ist mit einem Abgasnachbehandlungskonzept, wie es im Hydrogen7 verbaut ist, zu kombinieren. Im stöchiometrischen Motorbetrieb mit Abgasrückführung sind die NO_x -Emissionen auf einem Niveau, das höher als das realisierbare Emissionsniveau im überstöchiometrischen Betrieb liegt. Stickoxiddurchbrüche bei der Betriebsartumschaltung zwischen stöchiometrischem und überstöchiometrischem Motorbetrieb ($\lambda > 2.2$) können durch die Abgasrückführung signifikant verringert werden. Sollen auch letzte Emissionen während der Betriebsartumschaltung konvertiert werden, ist selbst der Einsatz eines DeNO_x-Katalysators möglich, da das Temperaturniveau wesentlich geringer gehalten werden kann als im stöchiometrischen Betrieb ohne Abgasrückführung. Maximalwerte bei den Meßreihen liegen bei ca. 550°C.

Weitere gesetzlich limitierte Abgaskomponenten (CO und HC) wurden bei allen Meßreihen mit aufgezeichnet, die Werte lagen jedoch im Bereich der Nachweisgrenze der eingesetzten Abgasmeßtechnik, solange der Motor überstöchiometrisch betrieben worden ist.

13 Simulation des Konzepts mit einem Vollmotor-Modell

Modifikationen am Motor des Hydrogen7 haben bereits ermöglicht, ein Fahrzeug mit einem Abgasemissionsniveau zu entwickeln, durch dessen Betrieb eine luftreinigende Wirkung hinsichtlich Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid erfolgt. Die höchsten Motorlastpunkte, die der Hydrogen7 in den relevanten Fahrzyklen benötigt ($n < 2800$ U/min; $p_{mi} < 9$ bar), liegen deutlich unter den Mitteldrücken, in denen am Einzylinder-Motor niedrigste NO_x -Emissionen nachgewiesen sind.

Da das verfügbare Erprobungsfahrzeug nicht um eine Abgasturboaufladung in Kombination mit Abgasrückführung hardwaremäßig erweitert werden kann, wird mit der Arbeitsprozeßrechnung ein Sechszylinder-Motormodell mit zweistufiger Aufladung und einer Abgasrückführung simuliert. Um die Rechenzeit zu optimieren und das Modell überschaubar zu gestalten, wird ein Sechszylinder-Vollmotor anstatt eines Zwölfzylinders für die Berechnungen herangezogen. Es wird untersucht, ob sich das mit der Arbeitsprozeßrechnung erarbeitete und am Einzylinder-Prüfstand validierte Konzept am Vollmotor umsetzen läßt. Die charakterisierenden Größen wie Verdichtungsverhältnis, Steuerzeiten, Hubraum, usw. sind vom Einzylinder übernommen. Das Motormodell ist in Abbildung 13.1 schematisch dargestellt. Um ein Druckverhältnis von $\Pi = 3$ über einen großen Drehzahlbereich darzustellen wird eine zweistufige Aufladung gewählt. Die Turboladerkennfelder sind vom Modell KP31 des Herstellers BorgWarner abgeleitet.

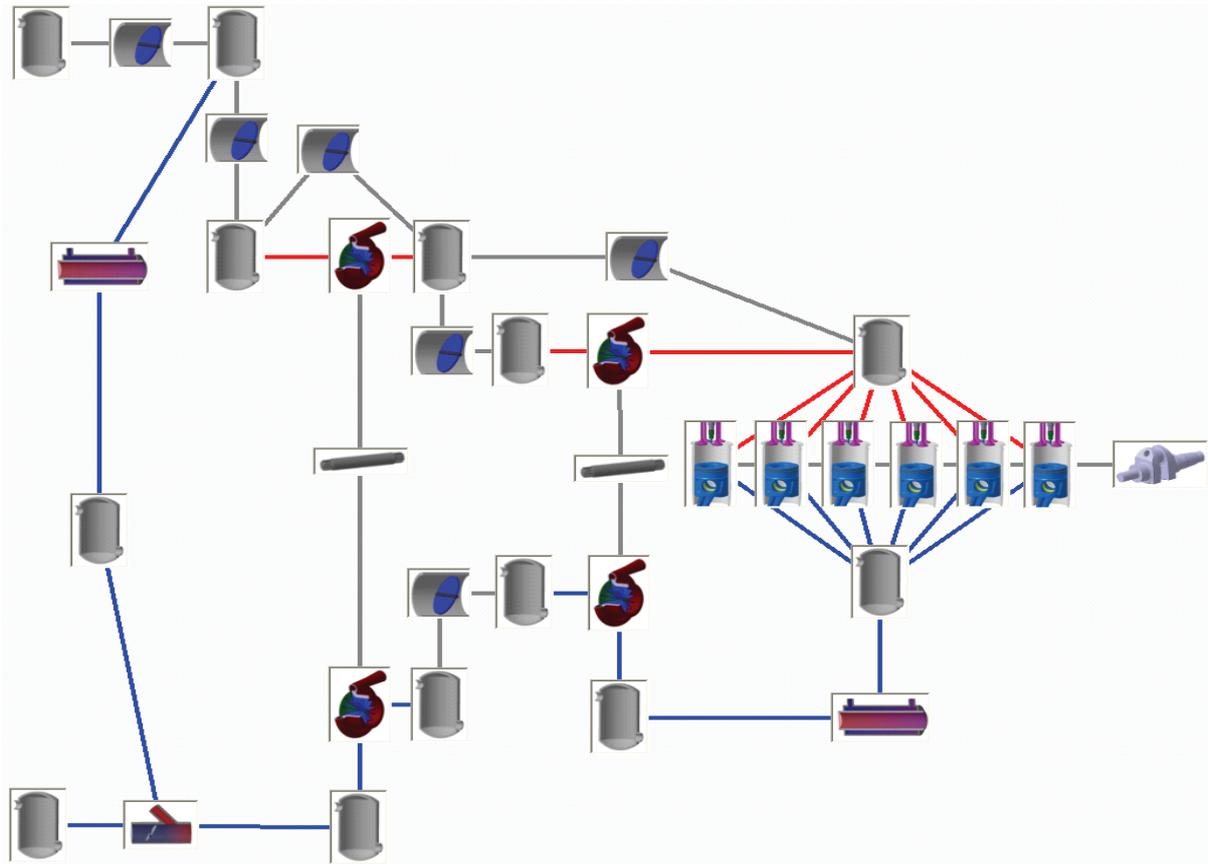


Abbildung 13.1: Motormodell für einen aufgeladenen 6-Zylinder mit Abgasrückführung

Der Wärmetauscher in der AGR-Strecke wird dabei mit einer Kühlmitteltemperatur von 80°C beaufschlagt, ggf. ist bei einem Fahrzeug ein zusätzlicher Kühlkreislauf notwendig. Beide Turbinen der Turbolader sind mit einer Wastegatefunktion ausgestattet. Die beiden Umgebungsbehälter werden mit dem atmosphärischen Druck $p_U = 1.013 \text{ bar}$ und der Temperatur $T_U = 25^{\circ}\text{C}$ beaufschlagt.

In einer Simulationsreihe wird der Meßpunkt bei $n = 2000 \text{ U/min}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ mit $\text{AGR} = 25 \%$ und $\lambda = 1.8$ simuliert. Das entspricht dem Meßpunkt mit dem höchsten Mitteldruck am Einzylinderprüfstand. Durch Abstimmung der Abgasturbolader konnte dieser Punkt vom Einzylinder am Vollmotormodell dargestellt werden. Die Rechnung liefert im Betriebspunkt $n = 2000 \text{ U/min}$, $\lambda = 1.8$ und $\text{AGR} = 25\%$ einen indizierten Mitteldruck $p_{mi} = 15.4 \text{ bar}$ bei einem Spitzendruck von $p_{Zmax} = 156.6 \text{ bar}$ und einer Spitzentemperatur $T_{Zmax} = 1669 \text{ K}$. Hierbei ist keine signifikante NO_x -Bildung zu erwarten, wie mit den Einzylindermessungen gezeigt werden konnte. Die indizierte Leistung beträgt $P_i = 12.77 \text{ kW}$ (pro Zylinder), die gesamte Leistung an der Kurbelwelle abzüglich Reibleistung (aus den Daten in Abbildung 10.1) $P_e = 72 \text{ kW}$. Die Druck- und Temperaturverläufe wie auch effektiver Ventilöffnungsquerschnitt und Masse im Zylinder aus der Arbeitsprozeßrechnung sind für diesen Simulationspunkt auf Zylinder 1 in Abbildung 13.2 dargestellt.

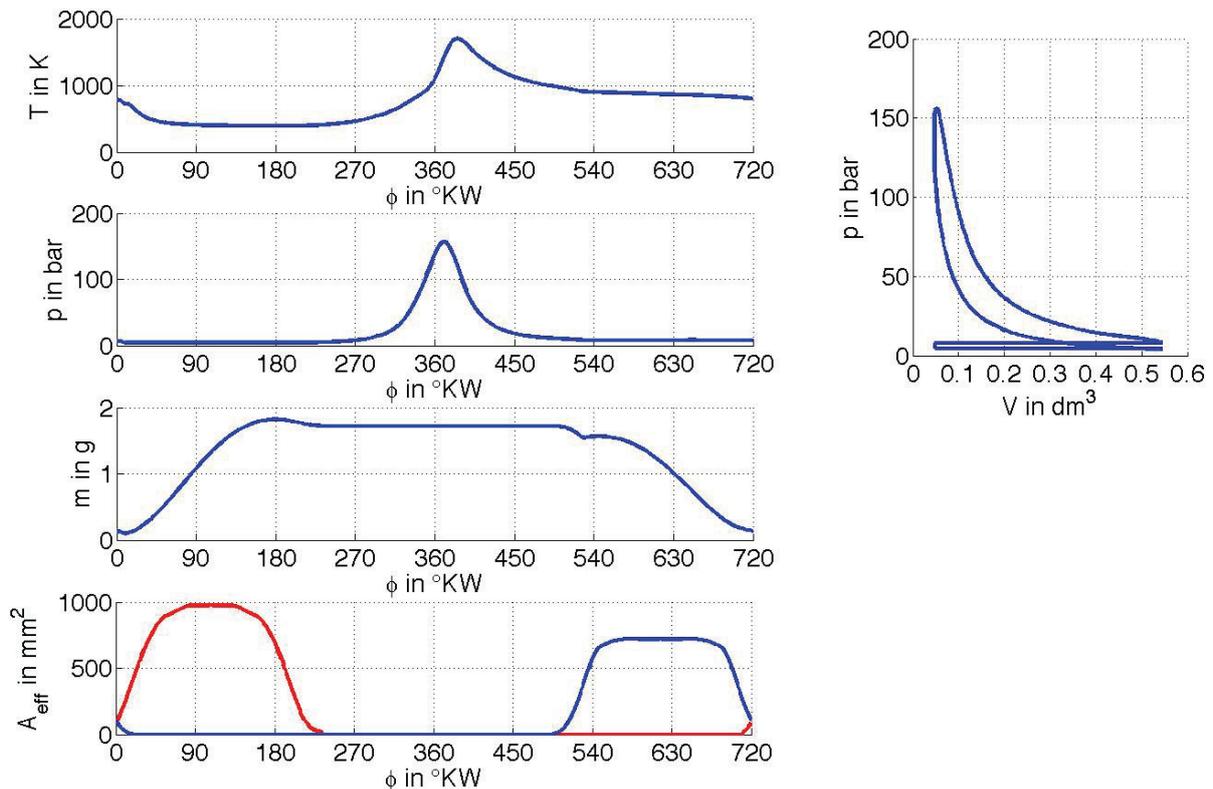


Abbildung 13.2: Simulationsergebnisse für das Sechszylindermodell bei $n = 2000 \text{ U/min}$

Damit eröffnen die Stellgrößen Aufladung und Abgasrückführung das Potential zu Leistungs- und Drehmomentdaten, die bei niedrigsten Emissionen und ohne Abgasnachbehandlung heutigen aufgeladenen Verbrennungsmotoren ebenbürtig sind.

14 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des Forschungsprojekts wurde sowohl an der Verbesserung des Abgasemissionsniveaus des Hydrogen7, Baureihe E68, gearbeitet als auch an einem Einzylinder-Forschungsmotor die Grundlagen eines Motorkonzepts für künftige Fahrzeuggenerationen entwickelt. Letzteres nutzt das Potential der weiten Zündgrenzen von Wasserstoff-Luftgemischen und den hohen Wasseranteil im Abgas, um mit innermotorischen Maßnahmen die Abgasemissionen auf ein Niveau nahe der Nachweisgrenze zu senken. Damit ist ein System zur Abgasnachbehandlung nicht notwendig.

Basierend auf der Anfang 2007 vorhandenen Serienapplikation wurde der Hydrogen7 weiter optimiert, so daß mit diesem Fahrzeug die weltweit strengsten Abgasnormen nochmals um eine Größenordnung unterschritten werden konnten. Die NO_x -Emission des monovalent betriebenen Hydrogen7 betrug 5.5% des Grenzwerts nach SULEV. Das ehrgeizige Ziel, ein Fahrzeug darzustellen, das nur noch 1% der CO-Emission des Grenzwertes der Kategorie SULEV emittiert, scheiterte knapp. Jedoch liegt die CO-Konzentration des Abgases unter der Belastung der Ansaugluft. Wird die Schadstoffbelastung der Ansaugluft berücksichtigt, kann in dieser Schadstoffkategorie wie auch bei den Kohlenwasserstoffen eine luftreinigende Wirkung des Fahrzeugs nachgewiesen werden.

Das am Einzylinder entwickelte Motorkonzept demonstriert, daß durch die Kombination von Abgasturboaufladung mit überstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis bis zu indizierten Mitteldrücken von $p_{mi} = 11$ bar die Stickoxidkonzentration im Abgas auf Werte unter 10 ppm reduziert werden kann. Bei höheren Mitteldrücken muß mit niedrigerem Verbrennungsluftverhältnis gearbeitet und die Abgasrückführung eingesetzt werden, um das Emissionsniveau von NO_x unter 10 ppm zu halten, solange die Wirkungsgrade von Abgasturboladern für Pkw-Anwendungen bei maximal $\eta_{TL} = 0.6$ liegen.

Meßpunkte am Einzylinder mit einer Emission von 3 ppm NO_x bei $p_{mi} = 14$ bar, $\lambda = 2$ sowie einer AGR-Rate von 23.7 %, genauso 14 ppm NO_x bei $p_{mi} = 15$ bar, $\lambda = 1.8$ und einer AGR-Rate von 25.2 % untermauern die Wirksamkeit der Maßnahmen zur Emissionsreduktion. Diese Meßpunkte liegen deutlich über den Lastanforderungen, die zum Absolvieren der Abgasemissionstests notwendig sind, wenn die gleiche Getriebeübersetzung wie im Hydrogen7 angenommen wird. Bei Einsatz dieses Motorkonzepts ist es sinnvoll das Getriebe neu anzupassen, sowohl in der Übersetzung als auch in der Steuerung der Schaltpunkte.

Verglichen mit der Einlaßsteuerzeit des N73H60 konnte bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis mit dem Millerverfahren im unteren Lastbereich eine geringere NO_x -Emission dargestellt werden. Diese ist jedoch auf den höheren Restgasanteil im Zylinder zurückzuführen. Um ein positives Spülgefälle bei der Miller-Steuerzeit einzustellen, müßte mit einem höheren Wirkungsgrad der Aufladung gearbeitet werden. Dieser ist mit Abgasturboladern, die im Automotive-Bereich Stand der Technik sind, nicht erzielbar. Weiterentwicklungen der Aufladung würden hier neue Potentiale eröffnen.

Zur Serienentwicklung dieses Konzepts ist ein aufgeladener Verbrennungsmotor zu verwenden, der für hohe Spitzendrücke ausgelegt ist und idealerweise mit einer Abgasrückführung kombiniert wird. Damit läßt sich eine hohe Leistungsdichte kombiniert mit niedrigsten Emissionen ohne Abgasnachbehandlung erzielen. In der Simulationsrechnung mit einem 6-Zylinder-Modell und zweistufiger Aufladung konnte die Übertragbarkeit des Konzepts auf einen Vollmotor demonstriert werden. Die

theoretisch möglichen Mitteldrücke konnten bis auf das Niveau heutiger turboaufgeladener Verbrennungsmotoren angehoben werden.

Die im vorigen Kapitel genannten Leistungsdaten könnten noch weiter gesteigert werden, wenn die bereits im Hydrogen7 verwendete Betriebsstrategie (obere Teillast und Vollast mit (unter-)stöchiometrischem, Teillast mit überstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis) eingesetzt wird. Bei stöchiometrischem Motorbetrieb kann durch die Abgasrückführung ebenfalls die NO_x -Rohemission deutlich abgesenkt werden, ebenso beim Umschalten der beiden Betriebsarten. Der Versuch zeigte eine um bis zu Faktor 100 geringere NO_x -Emissionen bei der Variation des Verbrennungsluftverhältnisses $1 \leq \lambda \leq 1.8$ im Lastpunkt $n = 3000 \text{ U/min}$, $p_{mi} = 7.7 \text{ bar}$. Durch die Abgasrückführung wäre sogar der Einsatz eines DeNO_x-Katalysators möglich. Denn selbst bei stöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis kann die Abgastemperatur auf einem Niveau gehalten werden, das als unkritisch zu betrachten ist ($T_{Abg} < 550^\circ\text{C}$). Bei der Betriebsartumschaltung können damit die Stickoxide zwischengespeichert und im stöchiometrischen Betrieb direkt konvertiert werden.

Die Nennleistung von $P_e = 191 \text{ kW}$ des N73H60 im Wasserstoffbetrieb lässt sich mit dem ausgearbeiteten Motorkonzept mit weniger als 12 Zylindern darstellen und ist für künftige Antriebskonzepte, die sich durch Downsizing auszeichnen, bestens geeignet.

Anhang

A1 Formeln model based calibration

Das Tool liefert die Abhängigkeiten für Brenndauern:

$$\begin{aligned} BD = & -102.603 + 0.01855681 \cdot n + 5.41293 \cdot p_{mi} + 62.279 \cdot \lambda + 1.340715 \cdot AGR - 0.000003471515 \cdot n^2 \\ & + 0.0005931743 \cdot n \cdot p_{mi} - 0.001594937 \cdot n \cdot \lambda - 0.0000425615 \cdot n \cdot AGR - 0.26827 \cdot p_{mi}^2 - 0.5735104 \cdot p_{mi} \\ & \cdot \lambda - 0.0006085363 \cdot p_{mi} \cdot AGR - 5.153224 \cdot \lambda^2 - 0.2205965 \cdot \lambda \cdot AGR + 0.006223471 \cdot AGR^2 \end{aligned}$$

Der Brennbeginn genügt folgendem Zusammenhang:

$$\begin{aligned} BB = & 405.1018 - 0.008822966 \cdot n + 12.69532 \cdot p_{mi} - 74.54039 \cdot \lambda - 3.354174 \cdot AGR + 0.0000001453233 \cdot n^2 \\ & + 0.001061853 \cdot n \cdot p_{mi} + 0.0002132368 \cdot n \cdot \lambda - 0.000171071 \cdot n \cdot AGR - 1.021804 \cdot p_{mi}^2 + 0.407579 \cdot p_{mi} \cdot \lambda \\ & + 0.2394097 \cdot p_{mi} \cdot AGR + 13.29661 \cdot \lambda^2 + 0.4945488 \cdot \lambda \cdot AGR + 0.01681706 \cdot AGR^2 \end{aligned}$$

Der Formfaktor m:

$$\begin{aligned} m = & 5.1464 - 0.00010854 \cdot n - 0.062744 \cdot p_{mi} - 1.9093 \cdot \lambda - 0.021767 \cdot AGR + 0.000000029776 \cdot n^2 \\ & - 0.0000037123 \cdot n \cdot p_{mi} + 0.0000034812 \cdot n \cdot \lambda - 0.000001248 \cdot n \cdot AGR + 0.00020449 \cdot p_{mi}^2 + \\ & 0.020458 \cdot p_{mi} \cdot \lambda + 0.0010352 \cdot p_{mi} \cdot AGR + 0.24451 \cdot \lambda^2 + 0.0071185 \cdot \lambda \cdot AGR - 0.00042377 \cdot AGR^2 \end{aligned}$$

Literaturverzeichnis

- [Bae07] Bäcker, R.: **Konstruktion einer Verdichterstufe für eine Hochdruck-Abgasrückführung eines aufgeladenen Einzylinder-Ottomotors.** Semesterarbeit, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2007.
- [Bas05] Van Basshuysen, R., Schäfer, F.: **Handbuch Verbrennungsmotor.** 3. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/ GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2005.
- [Bas07] Van Basshuysen, R., Schäfer, F.: **Handbuch Verbrennungsmotor.** 4. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/ GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2007.
- [Bas10] Van Basshuysen, R., Schäfer, F.: **Handbuch Verbrennungsmotor.** 5. Auflage, B.G. Teubner Verlag/ GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2010.
- [Ber06] Berger, E.: **BMW Hydrogen Near Zero Emission Vehicle development.** ZEV Technology Symposium, CalEPA Headquarters, Sacramento, California, 2006.
- [Bos02] N.N.: **Kraftfahrtechnisches Taschenbuch.** 24. Auflage, Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/ Wiesbaden, 2002.
- [Bra04] Braun, C.: **Emissionsuntersuchungen am Wasserstoffmotor unter fetten Betriebsbedingungen.** Diplomarbeit, BMW Group München/ Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2004.
- [Bud05] Buder, F.: **Alterungsverhalten von Drei-Wege-Katalysatoren unter Wasserstoff-Betriebsbedingungen.** Diplomarbeit, BMW Group München/ FH München, Labor für Verbrennungsmotoren, 2005.
- [Del11] http://delphi.com/pdf/emissions/Delphi_PC.pdf.
letzter Zugriff: 08.03.2011
- [Die99] Diem, D.: **Thermodynamik II.** Skriptum zur Vorlesung, Departement für Umweltwissenschaften, EAWG, ETH Zürich, 1999.
- [Die11] http://www.dieselnets.com/standards/us/ld_t2.php.
letzter Zugriff: 02.04.2011
- [Eic04] Eichseder, H.; Wallner, Th.; Gerbig, F.; Fickel, H.-Ch.: **Gemischbildungs- und Verbrennungskonzepte für den Wasserstoff-Verbrennungsmotor.** 7. Symposium „Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren“, Esslingen, 2004.

- [Eic10] Eichseder, H.; Klell, M.: **Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik: Erzeugung, Speicherung, Anwendung**. 2. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag | Springer Fachmedien GmbH, Wiesbaden 2010.
- [Enk07] Enke, W.; Gruber, M.; Hecht, L.; Staar, B.: **Der bivalente V12-Motor des BMW Hydrogen 7**. Motortechnische Zeitschrift 68 (2007), Nr. 06, S. 446-453.
- [Epa11] <http://www.epa.gov/nvfe/testing/dynamometer.htm#vehcycles>.
letzter Zugriff: 08.03.2011
- [Fis09] Fischer, D.: **Erstellung eines Tools zur Druckverlaufsanalyse für Versuche am Einzylinder-Prüfstand**. Semesterarbeit, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2009.
- [Fou05] Fouquet, M.: **Emissionsuntersuchungen am Wasserstoffmotor unter mageren Betriebsbedingungen**. Diplomarbeit, BMW Group München/ Technische Universität Kaiserslautern, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2005.
- [Gei06] Geitmann, S.: **Wasserstoffautos: Was uns in Zukunft bewegt**. 2. Auflage (Rev.), Hydrogeit Verlag, Kremmen, 2006.
- [Hae04] Häberlein, M.: **Anorganische und allgemeine Chemie**. Skriptum zur Vorlesung, Institut für Materialwissenschaften, FH Frankfurt, 2004.
- [Has02] Haslbeck, M.: **Untersuchung der Haupteinflußparameter der Selbstentzündung von Wasserstoff als Kraftstoff in einem Ottomotor**. Diplomarbeit, BMW Group München/ Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2002.
- [Hei96] Heider, G.: **Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren**. Dissertation, Technische Universität München, 1996.
- [Hol95] Hollemann, A., Wiberg F.: **Lehrbuch der anorganischen Chemie**. 101. Auflage, Walter de Gruyter, New York, 1985.
- [Hue03] Huesker, Th.: **Untersuchungen zur Abgasnachbehandlung der Emissionen eines H₂-Verbrennungsmotors**. Diplomarbeit, BMW Group München/ Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2003.
- [Klo03] Klöpffer, F.: **Vergleich und Optimierung von ottomotorischen Brennverfahren für den Wasserstoffbetrieb**. Master thesis, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2003.
- [Koc02] Koch, Th.: **Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteingespritzten, strahlgeführten Ottomotor**. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2002.

- [Lan61] Landolt-Börnstein: **Band II, 4. Teil, Kalorische Zustandsgrößen**. Springer Verlag, 1961.
- [Mai09] Maierhofer, B.: **Alternative drive systems for public transport**. HyFLEET:CUTE CONFERENCE, Hamburg, 2009.
- [Mer04] Merker, G.; Schwarz, Ch.; Stiesch, G.; Otto, F.: **Verbrennungsmotoren, Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung**. 2. Auflage, B.G. Teubner Verlag/ GVV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2004.
- [Mot11] <http://www.motor-klassik.de/oldtimer/125-jahre-automobil-fuhr-das-erste-auto-schon-vor-340-jahren-3304037.html>.
letzter Zugriff am 01.02.2011
- [Obe03] Oberweis, M: **Vor 200 Jahren, am 17. Juni 1803, fuhr der erste Straßendampfwagen**. Revue Technique Luxembourgeoise, Nr. 3/2003.
- [Peh02] Pehr, K., Burckhardt, S., Koppi, J., Korn, Th., Partsch, P.: **Mit Wasserstoff in die Zukunft – der BMW 750 hL**. Automobiltechnische Zeitschrift 68 (2007), Nr. 06, S. 446-453.
- [Pes04] Peschka, W.: **Die Entwicklung des Wasserstoffantriebs zur Serienreife**. Automobiltechnische Zeitschrift, Nr. 02/2002, 2002.
- [Pru05] Pruemm, W.: **Wasserstoff-Verbrennungsmotoren in Stadtbussen**. Kooperationsforum „Trends in der Motorentechnologie“, München, 2005.
- [Rau69] Rauck, Max J. B.: **Cugnot, 1769–1969: der Urahn unseres Autos fuhr vor 200 Jahren**. München: Münchener Zeitungsverlag 1969.
- [Rot99] Rottengruber, H.: **Untersuchung der Stickoxidbildung an einem Wasserstoff-Diesel-Motor**. Dissertation, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 1999.
- [Sch07] Schutting, E.; Neureiter, A.; Fuchs, C.; Schatzberger, Th.; Klell, M.; Eichlseder, H.; Kammerdiener, T.: **Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor**. Motortechnische Zeitschrift 68 (2007), Nr. 06, S. 480-485.
- [Ste10] Stenner, P.: **Simulation der Gemischbildung im Ansaugtrakt eines Verbrennungsmotors**. Semesterarbeit, Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2010.
- [Vol07] N.N.: **Volvo Engagement für umweltschonende Mobilität**. Pressemitteilung, Volvo Car Germany vom 13.04.2007.
- [Wac06] Wachtmeister, G.: **Verbrennungsmotoren**. Skriptum zur Vorlesung, Technische Universität München, 2006.

- [Wue08] Wölfert, K.: **Analyse des Emissionsverhaltens eines wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotors mit Niedrigstemissionskonzept.** Diplomarbeit, BMW Group München/ Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2008.
- [Wue98] Wüstenberg, D.: **Konstruktionslehre II.** Skriptum zur Vorlesung, Lehrstuhl für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau, TU Kaiserslautern, 1998.

Formel- und Abkürzungsverzeichnis

lateinische Symbole

a	Faktor für Vibebrandverlauf
A	Reaktionskonstante
Abg	Abgas
AGR	Abgasrückführung
A150%	50% Umsatzpunkt
Ar	Argon
AT-PZEV	Advanced Technology-Partial Zero Emission Vehicle
b	Temperaturexponent
BB	Brennbeginn
BD	Brenndauer
C	Celsius
CARB	California Air Resources Board
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFV	Clean Fueled Vehicle
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
C _m H _n	Kohlenwasserstoffe
Cu-ZSM5	kupferausgetauschter Zeolith
DeNO _x	Denitrifikation
dm	Dezimeter
E	Energie
EBV	Einblasventil
EC	European Community
ECE	Economic Commission for Europe
EEC	European Economic Community
EPA	Environmental Protection Agency
ESP	Einlaßspreizung
ES	Einlaß Schließt
EU	European Union
EU5	Abgasnorm Euro 5
FTP-75	Federal-Test-Procedure-75
g	Gramm
h	Stunde
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
(H ₂ O) _g	Wasserdampf
HC	Kohlenwasserstoffe
HCHO	Formaldehyd
Hydrogen7	Bezeichnung des Wasserstofffahrzeugs von BMW
J	Joule
k	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante
K	Kelvin
kg	Kilogramm
km	Kilometer
K _p	Gleichgewichtskonstante

kW	Kilowatt
KW	Kurbelwinkel
L	Luft
LEV	Low Emission Vehicle
LH2	Flüssigwasserstoff
m	Formparameter für Vibe-Brennverlauf
m	Masse
m	Meter
M	Drehmoment
M _e	effektives Drehmoment
MeNO ₃	Alkalimetallnitrat
MeO	Alkalimetalloxid
mg	Milligramm
mi	mile
min	Minute
mls	miles
mm	Millimeter
mph	miles per hour
n	Drehzahl
n	Polytrophenindex
N ₂	Stickstoff
N73B60	Bezeichnung des benzinbetriebenen V12 des Herstellers BMW
N73H60	Bezeichnung des wasserstoffbetriebenen V12 des Herstellers BMW
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NH ₃	Ammoniak
Nm	Newtonmeter
NMHC	Non Methane Hydrocarbon
NMOG	Non Methane Organic Gas
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
NLEV	National Low Emission Vehicle
nV	nach Verdichter
NZEV	Near Zero Emission Vehicle
O ₂	Sauerstoff
O _{2,Abg}	Sauerstoffkonzentration im Abgas
O _{2,Saug}	Sauerstoffkonzentration im Saugrohr
O _{2,U}	Sauerstoffkonzentration in der Umgebung
OT	oberer Totpunkt
p	Druck bzw. Partialdruck
p_absolut	Absolutdruck
Pa	Pascal
P _e	effektive Leistung
phi	Kurbelwinkel
P _K	Leistung des Kompressors
p _{me}	effektiver Mitteldruck
p _{mi}	indizierter Mitteldruck
p _{mr}	Reibmitteldruck
PM	Particulate Matter
ppm	parts per million

PZEV	Partial Zero Emission Vehicle
p_{Zmax}	Zylinder-Spitzendruck
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf
R	spezifische Gaskonstante
rad	Radiant
\mathfrak{R}	universelle Gaskonstante
s	Sekunde
s	Weg
Saug	ansaugseitig
SCR	Selective Catalytic Reduction
SULEV	Super Ultra Low Emission Vehicle
T	Temperatur
THC	Total Hydrocarbon
t_i	Einblasedauer
TLEV	Transitional Low Emission Vehicle
U	Umgebung
U/min	Umdrehungen pro Minute
ULEV	Ultra Low Emission Vehicle
UT	unterer Totpunkt
VAK_pmi	Varianz des indizierten Mitteldrucks
V_H	Hubraum
vS	vor Saugrohr
vV	vor Verdichter
VVT	vollvariabler Ventiltrieb
Vol.-%	Volumenprozent
X	Summenbrennverlauf
ZEV	Zero Emission Vehicle
ZOT	Zünd OT

griechische Symbole

ε	Verdichtungsverhältnis
η	Wirkungsgrad
η_{TL}	Turboladerwirkungsgrad
κ	Isentropenindex
λ	Verbrennungsluftverhältnis
ρ	Dichte
φ	Kurbelwinkel
υ	Molzahl
π	Kreiszahl pi
Π	Verdichterdruckverhältnis des Abgasturboladers

sonstige Symbole

.	Dezimaltrennzeichen
\emptyset	Durchmesser
%	Prozent
°	Grad

Lebenslauf von Marcel Fouquet

geboren	16.11.1977
Geburtsort	Mannheim
allgemeine Hochschulreife	Juni 1997, Leibniz-Gymnasium, Neustadt/Weinstr.
Zivildienst	Juli 1997-Juli 1998, Johanniter Unfall Hilfe, Neustadt/Weinstr.

Berufstätigkeit:

GE Jenbacher GmbH & Co OHG, Österreich

seit 01.09.2011

Lead Engineer in der Brennverfahrensentwicklung

18.01.2010 – 31.08.2011

Entwicklungsingenieur in der Brennverfahrensentwicklung

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, TU München

15.01.2005 – 14.01.2010

wissenschaftlicher Mitarbeiter; Forschungsprojekt:

„Erstellung eines Niedrigstemissionskonzepts für einen
wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor“

studiumsbegleitende Tätigkeiten:

BMW AG

- Diplomand, 05/2004 – 01/2005
Untersuchungen am Wasserstoffmotor unter mageren Betriebsbedingungen
- Praktikant, 12/2003 – 03/2004
Bereich Reihenmotoren VVT
- Praktikant, 07/2003 – 11/2003
Prüfstände Rolle/Aggregate

Lehrstuhl für Werkstoffkunde, TU Kaiserslautern

12/2000 – 09/2002

wissenschaftliche Hilfskraft

KSB AG, Frankenthal

- Praktikant, 07/2001 – 08/2001
Bereich Werkzeugbau/ Instandhaltung
- Praktikant, 07/2000 – 08/2000
Bereich Montage und Fertigung Blechtechnik
- Praktikant, 07/1999 – 08/1999
Bereich Lehrwerkstatt

Hochschulbildung:**Technische Universität Kaiserslautern**

Studiengang: Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Abschluß: Dipl.-Ing.
10/1999 – 01/2005

Studiengang: Technomathematik, Nebenfach Maschinenbau
10/1998 – 09/1999

Veröffentlichungen und Konferenzbeiträge

- 1 Laiminger, S., Trapp, Ch., Schaumberger, H., Fouquet, M.:
Die nächste Generation von GE's Jenbacher Gasmotoren - die wegweisende
Kombination von zweistufiger Aufladung und innovativen Brennverfahren.
7. Dessauer Gasmotoren Konferenz, Dessau, 2011.
- 2 Wachtmeister, G., Fouquet, M.:
Die Simulationsrechnung im Wechselspiel von Entwicklung und Applikation.
1. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 2005.
- 3 Wachtmeister, G., Fouquet, M.:
Wettbewerbsvorsprung durch Forschung.
Jahreskongreß Zulieferer Innovativ, Audi Forum Ingolstadt, 2005.