

Diplomarbeit



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Aufbau und Verifikation eines 1D-CFD Ladungswechselmodells für einen direkteinspritzenden Ottomotor

Kandidat: Martin Kirsten
Matrikelnummer: 0731707
Studienkennzahl: F066445 Masterstudium Maschinenbau

Betreuender Professor: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuender Assistent: Dipl.-Ing. Daniel Leitner

Eingereicht am 31. Januar 2011

Gesperrt bis 2013

"Wohltätig ist des Feuers Macht, wenn sie der Mensch bezähmt bewacht!"
Friedrich von Schiller (1759 - 1805)

Diese Arbeit wurde mit **ΛT_EX** unter **T_EXmaker** erstellt.

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand während meiner Tätigkeit als Diplomand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz im Fachbereich Brennverfahrensentwicklung.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. techn. Helmut Eichlse-der für die Möglichkeit, in seiner Arbeitsgruppe diese Diplomarbeit anzufertigen. Nicht zuletzt durch die Betreuung durch Herrn Dipl.-Ing. Daniel Leitner hat mir diese Arbeit viel Freude bereitet. Mit dessen Hilfe war es mir möglich, eine Vielzahl wertvoller Erfahrungen zu sammeln und die während meines Studiums erlernten theoretischen Grundlagen anzuwenden.

Des Weiteren möchte ich mich recht herzlich bei allen bedanken, die mich bei dieser Arbeit und dem vorausgehenden Studium so tatkräftig unterstützt haben. Ohne deren Hilfe hätte diese Arbeit nicht entstehen können.

Ich widme diese Diplomarbeit meinen Eltern Ute und Andreas Kirsten, die mir das Studium ermöglichten, immer großes Interesse an meiner Arbeit zeigten und mich sehr verständnis- und liebevoll unterstützten.

Martin Kirsten

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzen Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, 31. Januar 2011

Martin Kirsten

Kurzfassung

Der technologische Reifegrad und die Komplexität heutiger Automobile, aber auch die Motivation zur Verkürzung der Entwicklungsprozesse (Simultaneous Engineering) und die Senkung der Entwicklungskosten machen die Simulation der Motorprozesse heutzutage unabdingbar. Für die Durchführung derartiger Motorsimulationen stehen bereits mächtige Programmpakete zur Verfügung, mit denen sich die innermotorischen Vorgänge aufwandsbedingt mehr oder weniger gut abbilden lassen.

Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich hauptsächlich mit der Erarbeitung einer Simulationsmethodik/Modellbildung und der anschließenden Simulation des Ladungswechsels eines direkteinspritzenden Serien-Ottomotors. Als Simulationsverfahren wurde die 1D-CFD-Methode herangezogen. Dabei war die Motivation die Entwicklung eines detailgetreuen Simulationsmodells, welches mit möglichst geringem zusätzlichen Parametrisierungsaufwand in weiterer Folge zur computergestützten Validierung variiertes Einflussparameter, sowie zur Potentialabschätzung beim Umbau des Aggregates auf die kryogene Wasserstoffeinblasung herangezogen werden kann.

Für die Realisierung und Kalibrierung des Simulationsmodells wurde im Rahmen dieser Diplomarbeit der Motor am Prüfstand mit Benzin betrieben und vermessen. Auf Basis dieser Messwerte wurde eine Motorprozessrechnung durchgeführt, deren Ergebnisse für die Modellbildung, Kalibrierung und die Simulation herangezogen wurden. Währenddessen wurden Vergleiche zur Validierung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen durchgeführt.

Grob einteilen lässt sich die Arbeit in die Themengebiete Prüfstands-aufbau, Prüfstands-betrieb und Basisvermessung, Aufbau des Simulationsmodells, Simulation des Vollmotors sowie die Auswertung der Berechnungsergebnisse.

Die Vergleiche zwischen gemessenen und simulierten Daten zeigen eindrucksvoll, wie gut sich die Vorgänge im Motor mittels der 1D-CFD-Simulation abbilden lassen. Voraussetzung hierfür ist die Kenntnis motorspezifischer Daten (zum Beispiel Ventilhubkurven und Referenzquerschnitte), welche den Motor ausreichend in seinen geometrischen und physikalischen Eigenschaften spezifizieren.

Abstract

The technological maturity, the complexity of products as well as the motivation to shorten the development process (Simultaneous Engineering) and the reduction of development cost make simulation of engine processes nowadays indispensable. For carrying out engine simulations there are already powerful software packages available, which can be used to perform the internal engine simulation with more or less satisfying results, depending on the effort putted in.

This diploma thesis mainly deals with the development of simulation methods/ modeling and the subsequent simulation of charge transfer of a direct-injection gasoline engine. As simulation procedure the 1D-CFD simulation method has been used, which is very well suited for simulating the entire engine process. The motivation thereby was to create an highly detailed simulation model, which is, with minimal additional parametrization effort, subsequently, for computer aided validation of various parameters as well as to estimate the potential when converting the unit to cryogenic hydrogen injection.

In the context of this diploma thesis for the realization and calibration of the simulation model the engine was operated and measured on the test bench with gasoline. Based on these measurements an engine process calculation was performed and the result were used for modeling, calibration and simulation. Meanwhile, comparisons for validation between measured and simulation data was performed. This thesis can roughly be divided into the subjects test bench setup, test bench operation and base measurement, developing a simulation model and simulating the complete engine. The individual steps as well as the evaluation of the results is discussed in detail in the following chapters.

Comparisons between measurement and simulation data clearly show, how well the engine internal phenomena can be reproduced with a 1D-CFD simulation. This requires, however, the exact knowledge of engine-specific data (e.g. valve lift curves, reference sections), which specifies the engine sufficiently in its geometrical and physical properties.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Ziel der Arbeit	3
3	Versuchsträger	5
3.1	Twin-Scroll Turbolader	7
3.2	Ventiltrieb	9
3.3	Drosselklappe	12
3.4	Benzindirekteinspritzung	12
3.5	Abgasnachbehandlung	14
4	Motorprüfstand und Messtechnik	15
4.1	Prüfstandskonfiguration	15
4.2	Druckmesstechnik	18
4.3	Temperaturmesstechnik	20
4.4	Massenstrommessung	22
4.5	Prüfstandsbetrieb	23
5	Thermodynamische Analyse	25
5.1	Thermodynamische Grundlagen	25
5.2	Kraftstoffkenndaten/-eigenschaften	27
5.3	Motorspezifische Größen und Kennfelder	31
5.4	Abgasanalyse	41
6	1D-CFD Simulation	47
6.1	Grundlagen der Simulation	47
6.2	Aufbau des Modells	49
6.3	Einflussparameter	51
6.3.1	Systemkomplexität	51
6.3.2	Prüfstandsdaten	53
6.3.3	Modellierung der Verbrennung	53
6.3.4	Durchflusskoeffizient ($\mu\sigma$ -Wert)	55
6.3.5	Leckage (Blow-By)	58
6.3.6	Verdichtungskurven	59
6.3.7	Turbolader	60

6.3.8	Direkteinspritzung beim Ottomotor	65
6.3.9	Wandwärmeübergang	66
6.4	Kalibrierung des Simulationsmodells	67
7	Vergleich: Messungen und Simulation	69
7.1	Vollastlinie	69
7.2	Vollastpunkt	78
7.3	Scavenging und Anfettung	81
7.4	Teillastpunkt	85
7.5	Drosselklappe vs. Valvetronic	86
7.6	Fehleranalyse	89
8	Einsatz von Wasserstoff	91
8.1	Benzin und Wasserstoff im Fahrzeug	91
8.2	Der N18B16 als Basis für den Wasserstoffbetrieb	92
8.3	Injektorenprüfstand	92
9	Zusammenfassung und Ausblick	95
	Literaturverzeichnis	99
	Abbildungsverzeichnis	103
	Tabellenverzeichnis	105
	Stichwortverzeichnis	105
	Anhang	109

Symbolverzeichnis

Λ	laminare Rohrreibungszahl / –
α	Drosselklappenwinkel / °
η	Wirkungsgrad / –
η_e	effektiver Wirkungsgrad / –
η_i	indizierter Wirkungsgrad / –
λ	Luftverhältnis, Luftzahl / –
λ_a	Luftaufwand / –
$\mu\sigma$	Durchflusskoeffizient / –
π_C	Druckverhältnis Verdichter / –
π_T	Druckverhältnis Turbine / –
ρ_L	Dichte der Luft / kg/m ³
ε	Verdichtungsverhältnis / –
$\varepsilon_{\text{geom}}$	geometrisches Verdichtungsverhältnis / –
$\varepsilon_{\text{therm}}$	thermodynamisches Verdichtungsverhältnis / –
a_c	Coriolisbeschleunigung / m/s ²
A_{eff}	effektive Fläche / m ²
b_e	spezifischer Kraftstoffverbrauch / g/kWh
C	Kohlenstoff / –
c	Massenanteil Kohlenstoff / kg/kg _{Br}
CO ₂	Kohlendioxid / –
d_{Kanal}	Kanaldurchmesser der Ein- oder Auslasskanäle / m
d_{vi}	innerer Ventilsitzdurchmesser / m
F_c	Corioliskraft / N
f_{sc}	Skalierungsfaktor / –
\overline{H}_G	Gemischheizwert / kJ/m ³
H	Wasserstoff / –
h	Massenanteil Wasserstoff / kg/kg _{Br}
H_G	Gemischheizwert / kJ/kg
H ₂ O	Wasser / –
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf / kmol O ₂ /kmol Br oder kmol O ₂ /kg Br
\dot{m}_{Br}	Brennstoffmassenstrom / kg/s
\dot{m}_{Ex}	Abgasmassenstrom / kg/s
\dot{m}_{NO_2}	Massenstrom Stickstoffdioxid / kg/s
\dot{m}_{NO_x}	Massenstrom Stickstoff gesamt / kg/s
\dot{m}_{NO}	Massenstrom Stickstoffmonoxid / kg/s

Inhaltsverzeichnis

\dot{m}_{red}	reduzierter Massenfluss / $\text{kg} \cdot \sqrt{K} / \text{s} \cdot \text{kPa}$
m_A	ausströmende Masse / kg
m_{Br}	Brennstoffmasse / kg
M_d	Drehmoment / Nm
$M_{e,\text{gem}}$	effektives Drehmoment gemessen / Nm
$M_{e,\text{NZ}}$	effektives Drehmoment Normzustand / Nm
M_{Ex}	molare Masse Abgas / g/mol
m_E	einströmende Masse / kg
m_E	pro Zyklus geförderte Luftmasse / kg
m_{Fr}	verbleibende, neu eingeströmte Frischladung / kg
m_{Leck}	Leckagemasse / kg
m_L	Luftmasse / kg
M_{NO_2}	molare Masse NO_2 / g/mol
M_{NO}	molare Masse NO / g/mol
m_{tat}	tatsächlich enthaltene Masse / kg
m_{theo}	theoretische mögliche Landungsmasse / kg
n	Anzahl der Einzelmessungen / –
n	Drehzahl / min^{-1}
n_v	Anzahl der Ein- oder Auslassventile / –
O	Sauerstoff / –
o	Massenanteil Sauerstoff / $\text{kg}/\text{kg}_{\text{Br}}$
$O_{2\text{st}}$	stöch. Sauerstoffbedarf / $\text{kmol O}_2/\text{kmol Br}$ oder $\text{kmol O}_2/\text{kg Br}$
Δp	Differenzdruck / bar
p_0	Umgebungsdruck / bar
p_{abs}	Absolutdruck / bar
$P_{e,\text{gem}}$	effektive Leistung gemessen / kW
$P_{e,\text{NZ}}$	effektive Leistung bei Normzustand / kW
P_e	effektive Leistung / kW
p_e	effektiver Mitteldruck / bar
p_i	indizierter Mitteldruck / bar
p_{koor}	Korrekturdruck der Einpassung / bar
p_{max}	Spitzendruck / bar
p_{me}	effektiver Mitteldruck / bar
p_{mi}	indizierter Mitteldruck / bar
p_m	Mitteldruck / bar
p_{Ratio}	Druckverhältnis / –
$p_{\text{Rohr, tot}}$	absoluter Saugrohr- oder Abgaskanaldruck / bar
p_r	Reibmitteldruck / bar
$p_{\text{Saug,MW}}$	gemittelter Saugrohrdruck / bar
p_{Saug}	Saugrohrdruck / bar
p_u	Umgebungsdruck / bar
$p_{\text{Zyl, eingepasst}}$	eingepasster Zylinderdruck / bar

$p_{Zyl,MW}$	gemittelter Zylinderdruck / bar
p_{Zyl}	Zylinderdruck / bar
Q_B	Brennstoffwärme / J
Q_H	Heizwert / J
Q_w	Wandwärme / J
Re	Reynolds-Zahl / –
R	allgemeine Gaskonstante (8.314472) / J/mol K
T_0	Umgebungstemperatur / K
T_{3tref}	Referenztemperatur am Turbineneingang / K
U	innere Energie / J
\dot{V}_{red}	reduzierter Volumenstrom / m ³ /s
V_C	Kompressionsvolumen / m ³
V_H	Hubvolumen / m ³
V_h	Volumen pro Zylinder / m ³
V_L	Luftvolumen bei Umgebungsbedingung / m ³
W	Arbeit / J
W_e	effektive Arbeit / J
W_i	indizierte Arbeit / J

Abkürzungsverzeichnis

1D	eindimensional
As	Auslass schließt
BMW	Bayrische Motorenwerke
Br	Brennstoff
BTX	Benzol, Toluol, Xylol
CA_x	Computer Aided ...
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxid
CO₂	Kohlendioxid
DMU	Digital Mock-Up
EHP	end of high pressure - Ende der Hochdruckphase
Eö	Einlass öffnet
H₂CPI	Hydrogen Crygenic Port Injection
KW	Kurbelwinkel
LLK	Ladeluftkühler
MP	Messpunkt
NO	Sickstoffmonoxid
NO₂	Stickstoffdioxid
nOT	nach oberen Totpunkt
NO_x	Stickoxide (NO + NO ₂)
OBD	On-Board-Diagnose
OT	oberer Totpunkt
PAH	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PMU	Physical Mock-Up
SHP	start of high pressure - Beginn der Hochdruckphase
SOC	start of compustion - Verbrennungsbeginn
UT	unterer Totpunkt
VANOS	variable Nockenwellenverstellung
VL	Volllast
vOT	vor oberen Totpunkt

1 Einleitung

Wer die Debatten über die Klimaveränderungen in den letzten Jahrzehnten verfolgt hat, stellt fest, dass hierbei der Verkehr als eine der relevanten Größen genannt wird. Diese Aussage kann hinterlegt werden, betrachtet man den Bestand der zugelassenen Kraftfahrzeuge in Deutschland. Im Januar 2010 waren das circa 50.2 Millionen Fahrzeuge [20]. Eine aussagekräftigere Größe sind die in diesem Zusammenhang stehenden geleisteten Personenkilometer dieser Fahrzeuge. Über umfangreiche Simulationsmodelle kann auf Emissionen zurückgerechnet werden. Daraus ergibt sich eine beträchtliche Anzahl bei einem Bevölkerungsstand von derzeit etwas mehr als 82 Millionen Menschen [19]. Zieht man die Weltbevölkerung und das rasche Bevölkerungswachstum in Betracht, sieht sich die Welt großen Herausforderungen gegenüber. So ergeben sich beispielsweise Fragen hinsichtlich der Verknappung der Ressourcen, aber auch das steigende Mobilitätsbedürfnis spielt eine entscheidende Rolle. Von vielen Experten auf diesem Gebiet wird prognostiziert, dass das weltweite Verkehrsaufkommen in den nächsten Jahren und Jahrzehnten stark ansteigen wird, was auf die Mobilitätsnachfrage der Schwellen- und Entwicklungsländer, auf den steigenden Wohlstand und auf die steigende Weltbevölkerung zurückzuführen ist. [9]

Aus diesem aktuellen Anlass und aufgrund von weiteren Verschärfungen der Abgasgesetzgebungen müssen immer wieder Anstrengungen hin zu umweltbewussteren, das heißt, zu verbrauchsgünstigeren- und niedrig emittierenden Fahrzeugen unternommen werden. Aber auch die Geräuschemissionen der Fahrzeuge spielen im Hinblick auf stetig wachsende Großstädte und deren Lebensqualität eine große Rolle. Somit kann prognostiziert werden, dass ökonomische, ökologische und soziale Gesichtspunkte in der zukünftigen Automobilentwicklung weiterhin steigenden Einfluss haben werden.

Ein Ansatz, welcher bereits seit Jahrzehnten verfolgt wird, ist der Betrieb eines Verbrennungsmotors mit alternativen Kraftstoffen. Generell gelten als alternative Kraftstoffe alle Kraftstoffe, die nicht wie Benzin und Diesel aus Mineralöl hergestellt werden und die beiden genannten Kraftstoffarten substituieren. Es wird bei der Herstellung grundsätzlich zwischen der Gewinnung von Kraftstoffen aus fossilen beziehungsweise biogenen Energieträgern unterschieden. Als Beispiele für alternative Kraftstoffe können Erdgas, Rapsmethylester und synthetische Kraftstoffe genannt werden. Im Rahmen dieses Projektes steht der Ersatz von Benzin durch Wasserstoff als Kraftstoff aus ökologischen Aspekten im Vordergrund. So soll der kryogene Einsatz von Wasserstoff in einem Otto-Serienmotor untersucht werden.

Um innovative Projekte voranzutreiben und den größten Nutzen daraus zu ziehen sind im Vorhinein Bewertungen und Analysen über dessen Durchführung von großer Bedeutung. Es muss abgewogen werden, welche Werkzeuge für die Realisierung zum Einsatz gebracht werden sollen. Neben grundlegenden Berechnungen müssen Prüfstandstätigkeiten, aber auch andere Methoden wie die Simulation von einzelnen Komponenten oder auch des gesamten Versuchsträgers, durchgeführt werden. Simulationen dienen unter anderem dazu, Vorhersagen über geänderte Parameter machen zu können. Hieraus wird die Verknüpfung der Versuche und Simulationsberechnungen im heutigen Entwicklungsprozess deutlich.

In den letzten drei Jahrzehnten haben sich die Methoden bei der Entwicklung von Produkten grundlegend geändert. Beinhaltete der Entwicklungsprozess früher deutlich längere Prüfstandszeiten und Entwicklungsanstrengungen für den Aufbau von Prototypen, so kann heute auf fundierte Simulationsprogramme zurückgegriffen werden. Dies brachte signifikante Vorteile, aber auch einige Nachteile mit sich. Einer der Vorteile liegt in den verkürzten Entwicklungsperioden, da nunmehr der Produktentstehungsprozess simultan ausgeführt werden kann, was erhebliche Zeiteinsparungen mit sich bringt. Der markanteste Nachteil ist, dass physische Modelle (Prototypen) in einem deutlich späteren Entwicklungsstadium realisiert werden. Das erschwert grundlegende Änderungen am Produkt, da sich dieses in einem weitaus ausgereifteren Zustand befindet, da zu diesem Zeitpunkt ein deutlich höherer Detaillierungsgrad vom Produkt besteht.

2 Ziel der Arbeit

Im Rahmen des Projektes H₂CPI soll ein bestehender direkteinspritzender Ottomotor, welcher aus einem Gemeinschaftsprojekt von BMW/MINI und PSA hervor ging (interne Kurzbezeichnung N18B16), auf die kryogene Wasserstoffeinblasung in das Saugrohr umgebaut werden. Dieser Motor ist speziell für den Benzinbetrieb ausgelegt und wird derzeit in den aktuellen MINI Cooper *S* Modellen verbaut.

Diese Diplomarbeit einleitend stand die Unterstützung des Prüfstandsbaus im Vordergrund. Hierbei handelte es sich um die komplette Neuinstallation eines Prüfaggregates. Zu den Tätigkeiten am Prüfstand zählte zusätzlich der Prüfstandsbetrieb. Den praktischen Teil der Arbeit abschließend soll der Motor im Benzinbetrieb vermessen werden.

Da für den Betrieb des Versuchsträgers mit kryogener Wasserstoffeinblasung noch keine Messdaten zur Verfügung stehen, soll vorab, für die Auslegung des Wasserstoffbetriebs zum Beispiel hinsichtlich Turbolader und Steuerzeiten, ein 1D-CFD Simulationsmodell für Benzinbetrieb mit dem Programm *Boost* [1] erstellt werden. Hierfür muss eine geeignete Simulationsmethodik entwickelt werden, die eine Abbildung der Realität ermöglicht. Bei der Simulation ist es wichtig, alle relevanten Bauteile dergestalt abzubilden, dass ein vertrauenswürdiges Modell entsteht.

Anhand der am Prüfstand gewonnenen Messdaten soll die Kalibrierung des Modells durchgeführt werden. Mit anderen Worten dient die Basisvermessung unter anderem zum Generieren der Referenzdaten für das Modell. Außerdem sollen aus den Messdaten Eigenschaften des Versuchsträgers abgeleitet werden. Das Modell wird in weiterer Folge dem Umbau auf Wasserstoffeinblasung dienen. Gewünscht ist dabei, Tendenzen bezüglich geometrischer oder stofflicher Änderungen voraussagen zu können.

Zusammengefasst umfasst diese Arbeit die Aufgabenstellungen:

- Prüfstands Aufbau,
- Prüfstandsbetrieb und Basisvermessung,
- thermodynamische Analyse und Motorprozessrechnung der Messdaten,
- Aufbau eines Simulationsmodells,
- Entwickeln von Simulationsmethoden und
- die Kalibrierung des Simulationsmodells.

2 Ziel der Arbeit

Die genannten Themengebiete, das Vorgehen und die schlussendlichen Ergebnisse werden in den folgenden Kapiteln dargestellt. Außerdem sollen gelegentlich Tipps im Umgang mit dem Simulationsprogramm *Boost* gegeben werden.

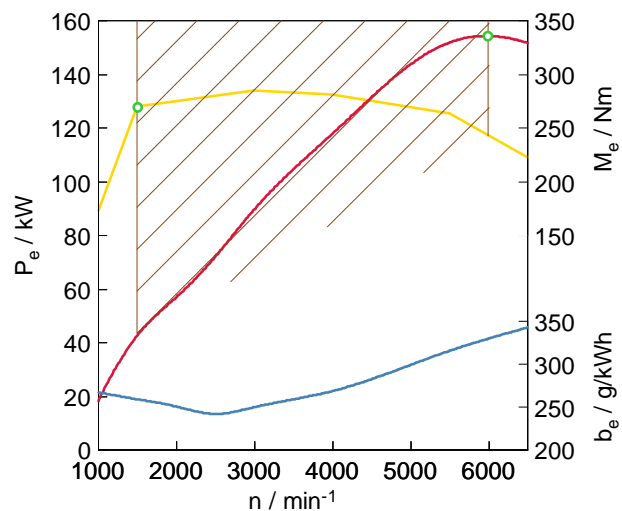
3 Versuchsträger

Das Untersuchungsobjekt als Grundlage für die Durchführung dieser Arbeit war ein 1.6 l großer direktspritzender Vierzylinder Ottomotor. In diesem Kapitel wird dieser Motor näher spezifiziert. Es werden einige wichtige Konstruktionsmerkmale und Parameter verschiedener Bauteile aufgezeigt. Dazu zählen zum Beispiel der Turbolader, die variable Verstellung der Ventile, die Direktspritzung und die Abgasnachbehandlung. Außerdem wird auch auf einige ausgewählte steuerungsspezifische Gesichtspunkte eingegangen.

Dieser Motor wurde von BMW/MINI und PSA in einem Gemeinschaftsprojekt entwickelt und findet zum Beispiel in den aktuellen MINI Cooper *S* Modellen seinen Einsatz und läuft bei BMW/MINI unter der internen Bezeichnung *N18B16*. Dabei steht N18 für den Motortyp und B16 spezifiziert die Kraftstoffart (B = Benzin) und die Größe des Hubraums (16 = 1.6 l). [11]



(a) BMW/MINI N18B16 [13]



(b) Vollastlinien N18B16 (gemessen)

Abbildung 3.1: Motor N18B16

Der Versuchsträger repräsentiert den Serienstand dieses Motors. Dennoch wurden durch den Prüfstands Aufbau einige Modifikationen im Bereich der Abgasanlage und

Kühlung vorgenommen. Außerdem können sich Unterschiede durch den Einbau der Messtechnik ergeben. Auf diese Änderungen wird im Kapitel 4 noch genauer eingegangen.

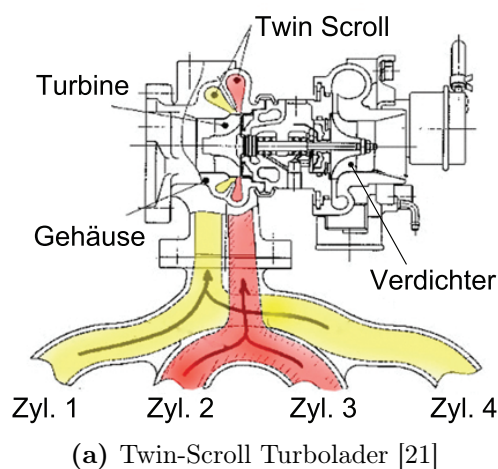
Die Abbildung 3.1 zeigt die Gesamtansicht des Motors auf der linken Seite. Rechts sind die Vollastlinien aufgezeigt, welche aus der Basisvermessung resultieren. Hierin sind die Vollastlinien der Leistung und des Drehmomentes sowie der spezifische Benzinverbrauch über der Drehzahl aufgetragen. Daraus abzulesen ist eine maximale reduzierte Leistung von 152 kW/ 207 PS bei 6000 min⁻¹ und ein maximales reduziertes Drehmoment von 285 Nm bei 3000 min⁻¹. Außerdem kann abgelesen werden, dass über ein breites Drehzahlband von 1.700 - 5.000 min⁻¹ ein nahezu konstantes Drehmoment anliegt, was auf den Turbolader beziehungsweise die Ladedruckregelung zurückzuführen ist [13]. Des Weiteren kennzeichnet der schraffierte Bereich die Elastizität des Motors. Die Elastizität bezeichnet den Bereich zwischen dem maximalem Drehmoment und der maximalen Leistung. In diesem Gebiet werden Leistungsdefizite durch ein hohes Drehmoment ausgeglichen. Die Tabelle 3.1 fasst einige wichtige Eckdaten des Motors zusammen. Anschließend wird, wie bereits angekündigt, auf einige spezielle Bauteile beziehungsweise Baugruppen und Funktionen eingegangen, die auch bei der späteren Modellierung in *Boost* wichtig waren.

Tabelle 3.1: Kenndaten N18B16 [3, 16]

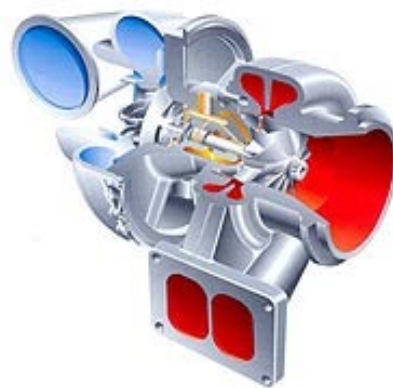
Größe	Wert	Einheit
Hubraum	1.598	cm ³
Bauart	4-Z-R/quer	–
Zündreihenfolge	1-3-4-2	–
Ventile pro Zylinder	4	–
Bohrung	77	mm
Hub	85.8	mm
Pleuellänge	138.54	mm
Kolbenbolzenversatz	0.8	mm
Verdichtungsverhältnis	10.4 : 1	–
Maximale Leistung (reduziert) bei 5 500 min ⁻¹ , normiert	152	kW
Maximales Drehmoment (reduziert) bei 1 500 min ⁻¹ , normiert	285	Nm
Abregeldrehzahl	6 500	min ⁻¹
Kraftstoff	Benzin	–
Kraftstoffzufuhr	DI	–
Drosselklappe	vorhanden	–
Abgasnorm	Euro-5/ULEV II	–

3.1 Twin-Scroll Turbolader

Ein wichtiges Merkmal dieses Motors ist der sogenannte Twin-Scroll Turbolader der Firma *BorgWarner*. Der Twin-Scroll Turbolader oder auch Zwillingsstromturbine ist eine besondere Bauart eines Abgasturboladers mit zwei Abgaseinströmöffnungen. Die Abbildung 3.2 zeigt zwei Schnittbilder eines Twin-Scroll Turboladers. Bekannt ist dieses System vor allem bei Vier- und Sechszylinder Reihenmotoren. Dabei werden abgasseitig jeweils zwei beziehungsweise drei Zylinder mit einem Zündwinkelabstand von 360° beziehungsweise 240° KW in einen gemeinsamen Abgaskanal zusammengeführt. Bei einem Vierzylinder Motor werden der erste und vierte sowie der zweite und dritte Zylinder in einen Abgasstrang zusammengefasst, was sich aus der Zündreihenfolge (siehe Tabelle 3.1) und der Maximierung des Zündabstandes (Zündfolgetrennung) ergibt. Die Abgasströme werden bis zum Eintritt in die Turbine separat geführt. [13] Da ein Motor ein instationär durchströmtes System ist, wird folglich auch die Abgasturbine instationär beaufschlagt. Durch die Trennung der Abgasleitung mit maximalem Kurbelwinkelabstand behindern die Überdruckwellen der anderen Zylinder geringfügiger den Ladungswechsel der einzelnen Zylinder. Zudem werden die Druckimpulse möglichst direkt zur Turbine beziehungsweise zum Turbinenrad geleitet und dieses stoßartig beaufschlagt.



(a) Twin-Scroll Turbolader [21]



(b) Twin-Scroll Turbolader 3D [5]

Abbildung 3.2: Twin-Scroll Turbolader

Diese Art des Turboladers wurde bereits seit langer Zeit in Erwägung gezogen. Doch konnte die Trennung der Abgasströme aus Materialgründen, durch die hohe thermische Belastung, lange nicht realisiert werden. Durch die Verwendung von Ni-Resist, einem austenitischen Gusseisen, ist dies nunmehr möglich.

Bei diesem Abgasturbolader wird der Ladedruck über ein sogenanntes Wastegate (Überdruckventil) geregelt. Durch den Abgasstrom wird das Turbinenrad auf eine

Drehzahl von bis zu $n_{\max} = 216\,000 \text{ min}^{-1}$ beschleunigt. Dabei steigt der Ladedruck mit steigender Drehzahl. Das Wastegate stellt einen elektronisch geregelten Mechanismus dar, welcher bei einem bestimmten Druckverhältnis (1.8 bar Ladedruck) einen Bypass öffnet und einen Teil des Volumenstroms an der Turbine vorbeiführt. [13]

In den nächsten zwei Abbildungen sind einerseits das Verdichter- (links) und andererseits das Turbinenkennfeld (rechts) des Abgasturboladers dargestellt. Diese Daten wurden im Zuge des Projektes von BMW zur Verfügung gestellt. Das Verdichterkennfeld bildet das Betriebsverhalten des Verdichters ab. Dabei sind muschelförmig die Wirkungsgrad- und als horizontal abfallende Linien die Drehzahlisolines eingezeichnet. Das Kennfeld wird am linken und oberen Rand durch die sogenannte Pumpgrenze begrenzt. Die Strömung löst sich bei hohen Druckverhältnissen und geringen Volumenströmen von den Schaufeln ab. Ablösung findet in Bereichen statt, wo die kinetische Energie zu gering ist, um in Bereiche höheren Druckes vorzudringen und wird somit nach außen beziehungsweise durch die Schaufelgeometrie zurückgeleitet bis sich wieder ein stabiles Druckverhältnis mit positivem Volumenstrom einstellt. Dies ist ein intermittierender Vorgang, welcher das Pumpengeräusch verursacht. Eine weitere Kenngröße ist die sogenannte Stopfgrenze, welche durch stark abfallende Drehzahlisolines gekennzeichnet ist. Durch Erreichen der Schallgeschwindigkeit der Luft im Radeintritt ist kein weiteres Anwachsen des Massendurchsatzes mehr möglich.

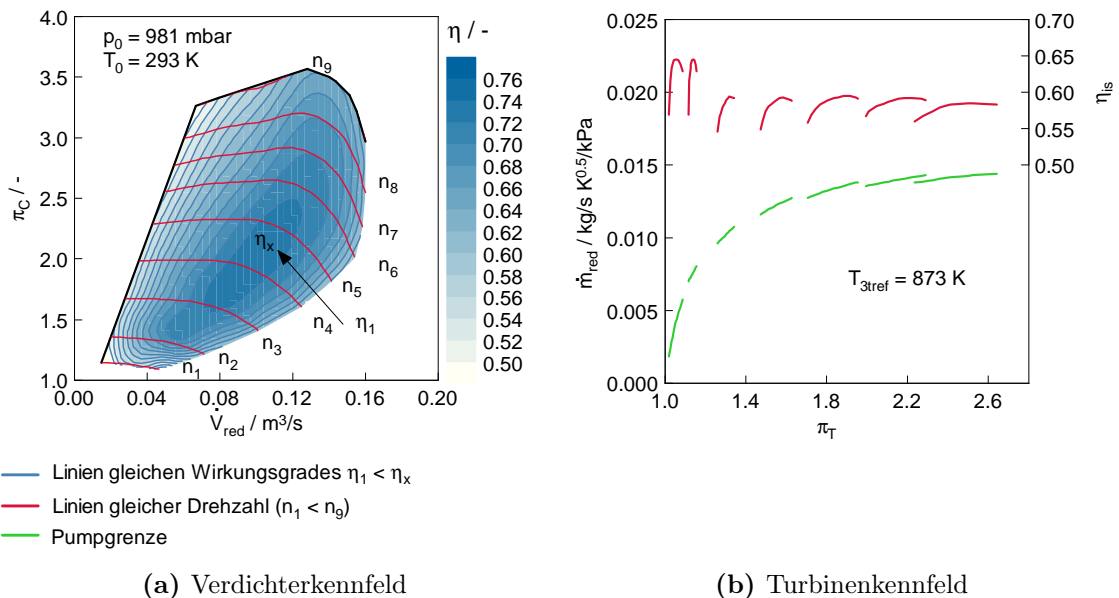


Abbildung 3.3: Turbolader Kennfelder

Das Turbinenkennfeld zeigt den reduzierten Massenfluss und den Turbinenwirkungsgrad über dem Druckverhältnis. Beide Größen sind für konstante Drehzahlen aufgetragen. Die Beaufschlagung der Turbine steigt mit der Motordrehzahl und der Abgastemperatur. Des Weiteren wird durch die stoßartige Aufladung das kurzzeitige höhere Druckverhältnis positiv genutzt. Dieser Zusammenhang ist gerade bei niedrigen Motordrehzahlen, zur Verbesserung des Ansprechverhaltens, von Bedeutung.

3.2 Ventiltrieb

Dieser Motor verfügt jeweils über zwei Ein- und Auslassventile pro Zylinder. Diese werden über zwei oben liegende Nockenwellen (DOHC) betätigt. Dem neuesten Stand der Technik folgend, wurde der Motor mit einer variablen Nockenwellensteuerung (VANOS) und variablen Ventilhub (Valvetronic) einlassseitig ausgestattet. Die Nockenwellen können unabhängig voneinander über hydraulische Flügelzellenversteller positioniert werden. Auf die Bedeutung und Unterschiede der beiden zuvor genannten Systeme wird nun eingegangen werden.

Um den Benzinverbrauch und die Abgasemissionen bei Ottomotoren zu senken, kommt in Fahrzeugen von BMW seit dem Jahre 2001 die sogenannte Valvetronic in Verbindung mit der variablen Nockenwellensteuerung (VANOS) zum Einsatz. [2] Diese Technologie wurde seitdem stetig weiterentwickelt und realisiert beträchtliche Verbrauchseinsparungen bei Ottomotoren (siehe auch Kapitel 7 Teillastpunkt). Die Funktionsweise und deren Vorteile werden in den nächsten Abschnitten erläutert.

Valvetronic

Bei der Valvetronic ersetzen die Einlassventile durch vollvariable Ventilhub die Funktion der Drosselklappe. Dadurch entfallen die Drosselverluste über die Drosselklappe im Saugrohr. Das dazugehörige pV-Diagramm und die Valvetronic als mechanisches System sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

Einerseits ist die Ladungswechselschleife mit einer herkömmlichen Drosselklappe und andererseits mit Valvetronic dargestellt. Daraus ist der thermodynamische Vorteil dieses Systems zu erkennen. Durch Minimierung der Drosselverluste verändert sich das Druckniveau der Ladungswechselschleife. So verkleinert sich die Fläche der einschließenden Kurve, was den negativen Arbeitsanteil des Gesamtprozesses mindert. Diese Verluste können bei einem Ottomotor aus Gründen der quantitativen Lastregelung mittels einer konventionellen Drosselklappe im Saugrohr beträchtlich ausfallen. Laut BMW besitzt das System ein Potential von bis zu 10 % Kraftstoffeinsparung im Teillastbereich (siehe auch Kapitel 7).

Die Lastregelung des Ottomotors erfolgt weiterhin quantitativ. Durch die Valvetro-

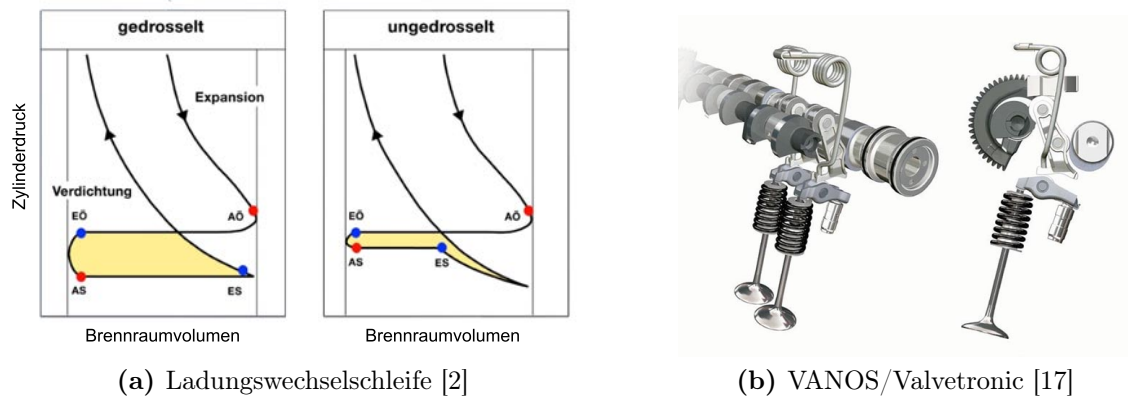


Abbildung 3.4: Valvetronic

nic kann der Ventilhub bis zum Maximalhub stufenlos verstellt werden. Der Maximalhub der Einlassventile liegt bei 9.1 mm und der der Auslassventile bei 9.0 mm. Mittels der Valvetronic können einlassseitig Ventilhubes zwischen 0.2 - 9.1 mm realisiert werden. Die stufenlose Verstellung des Ventilhubes übernimmt ein bürstenloser Elektromotor mit integrierter Positionssensoren. [11]

VANOS - Variable Nockenwellensteuerung

Eine weitere bedeutende Steuereinheit des Ventiltriebes ist die variable Nockenwellensteuerung. Man unterscheidet grundsätzlich zwischen VANOS und der sogenannten Doppel-VANOS. Bei der VANOS kann lediglich die Einlassnockenwellenspreizung und bei der Doppel-VANOS die Einlass- sowie Auslassnockenwellenspreizung (siehe Abbildung 3.6) in einem bestimmten Bereich stufenlos verstellt werden. Die VANOS von BMW ist in Abbildung 3.5 gezeigt.

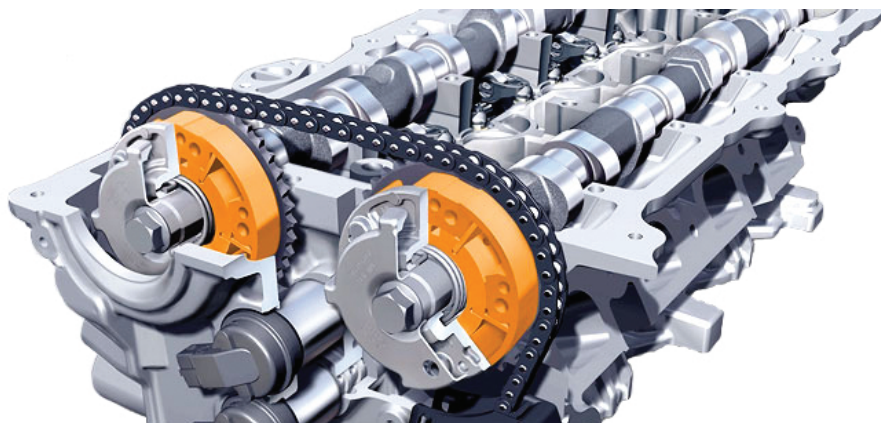


Abbildung 3.5: Doppel-VANOS [4]

Während die Valvetronic eine Verringerung der Ladungswechselperluste zum Ziel hat, wird mit dieser Technik die Optimierung der Qualität des Ladungswechsels bezüglich Füllung angestrebt. Die unabhängige Verstellung der Ventilsteuerzeiten erlaubt eine kennfeldoptimierte Steuerung der Ladungswechselprozesse. Hierdurch kann zum Beispiel die Überspülung des Zylinders oder die interne Abgasrückführung durch variierende Ventilüberschneidungszeiten realisiert werden. Dadurch ergeben sich Vorteile wie ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen, Verbesserung der Abgasqualität im Leerlauf und hohe Leistung bei hohen Drehzahlen. Bei einem nicht aufgeladenen Ottomotor werden bei niedrigen Drehzahlen geringe Ventilüberschneidungen appliziert, woraus ein höheres Drehmoment resultiert. Umgekehrt führen lange Ventilüberschneidungen bei hohen Drehzahlen zu höheren Leistungen. [24] Bei diesem Aggregat wird durch die spezielle Art der Aufladung eine andere Strategie verfolgt, auf welche im Kapitel 7 noch genau eingegangen wird. In der folgenden Abbildung sind die Ventilhubkurven des Vollhubes für den N18B16 aufgetragen. Außerdem ist die Zuordnung zu den einzelnen Arbeitstakten gegeben. Die Öffnungs- und Schließzeiten sind dabei last- und drehzahlabhängig im Steuergerät hinterlegt. Auslassseitig beziehen sich die Werte auf den Zeitpunkt *Auslass schließt* (A_s) und einlassseitig auf *Einlass öffnet* ($E_ö$). Die Werte des Steuergerätes beziehen sich auf circa 0.1 mm Ventilhub, was durch die grün strichlierte Linie darstellt ist. Rot ist der Auslass- und blau der Einlasshub dargestellt.

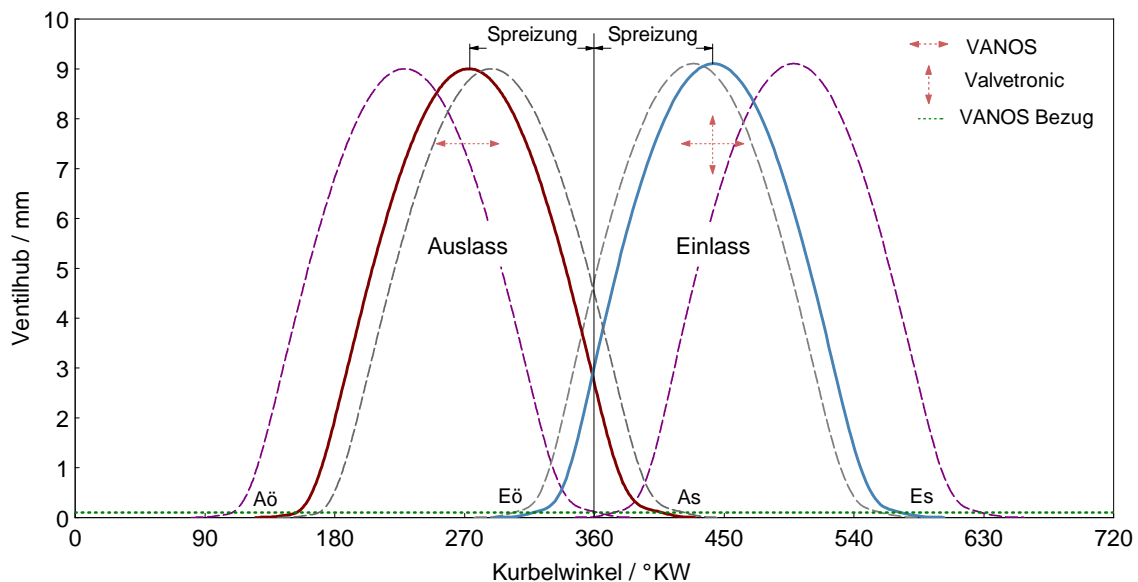


Abbildung 3.6: Ventilerhebungskurven

Weiterhin zeigen die Pfeile die Freiheitsgrade f der Ventilhubkurven auf (auslassseitig $f = 1$ und einlassseitig $f = 2$). Die strichlierten Hubkurven (grau und lila)

stellen die mini- und maximal zulässige Ventilüberschneidung bei Vollhub dar. Die minimale Ventilüberschneidung liegt bei 12.3 °KW ($A_s = 2$ °KW nOT, $E_ö = 14.3$ °KW nOT). Dahingegen liegt die maximale Ventilüberschneidung bei 93.8 °KW ($A_s = 44.77$ °KW nOT, $E_ö = 49.63$ °KW vOT).

3.3 Drosselklappe

Wie oben beschrieben, ist dieser Motor mit Valvetronic ausgestattet. Dennoch wurde eine Drosselklappe integriert. Diese sitzt an bekannter Stelle vor dem Saugrohr und kommt nur in speziellen Situationen zum Einsatz. Das heißt, dass diese während des normalen Fahrbetriebes vollständig geöffnet ist ($\alpha = 90^\circ$). Die Drosselklappe wird elektronisch angesteuert. Trotz Valvetronic und VANOS ist eine Drosselklappe notwendig. Als erster Punkt kann die Regeneration des Aktivkohlefilters genannt werden. Dies ist ein Prozess, welcher durch einen Druckgradienten als treibende Kraft realisiert wird. Der Druckgradient wird in Form von Unterdruck mithilfe der Drosselklappe erzeugt. Auch andere Funktionen des Fahrzeuges werden mittels des Saugrohrunterdrucks realisiert. Zum Beispiel arbeitet die Vakuumpumpe mit Unterdruck. Durch den Entfall der Drosselung müssen für diese Funktionen Alternativen gefunden werden. Außerdem steht bei Ausfall der Valvetronic durch die Drosselklappe ein Notlaufsystem zur Motorregelung zur Verfügung.

3.4 Benzindirekteinspritzung

Bei diesem Motor wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt (Benzindirekteinspritzung). Auf diesem Gebiet haben sich in den letzten Jahren viele Fortschritte erzielen lassen. Stand man damals vor Problemen wie Injektorversagen durch fehlende Selbstschmierungseigenschaften des Ottokraftstoffes, so konnte dieses Defizit durch ausgedehnte Entwicklungsanstrengungen behoben werden. Inzwischen findet die Benzindirekteinspritzung gegenüber der Saugrohreinspritzung aus Leistungs- und Emissionsgründen im Automobil stetig mehr Marktdurchdringung.

Betrachtet man die thermodynamischen Aspekte der Direkteinspritzung, so findet die Verdampfung des Kraftstoffes ganzheitlich im Zylinder statt, sodass es im Gegensatz zur Saugrohreinspritzung zur verstärkten Innenkühlung kommt. Da dem Zylinder Wärme aufgrund der Verdampfungsenthalpie entzogen wird, kann im Gegenzug das Verdichtungsverhältnis ϵ in einem gewissen Rahmen angehoben werden. Der Wirkungsgrad η einer Hubkolbenmaschine hängt ganz wesentlich vom Verdichtungsverhältnis ab. Dies kann mittels Gleichung 3.1 für den vereinfachten Vergleichsprozess mit Gleichraumverbrennung und Abbildung 3.7 verdeutlicht werden.

3.5 Abgasnachbehandlung

Die Abgasnachbehandlung findet, wie bei Ottomotoren üblich, mittels eines geregelten Dreiwegekatalysators statt. Der Motor erreicht nach Angaben von BMW Euro-5-Norm für Europa, sowie die ULEV II Norm in Amerika. Die Besonderheit bei diesem Katalysator ist die Zweiteilung. So wurden zwei Katalysatoren mit kurzem Abstand in Reihe geschaltet. Die einzelnen Katalysatoren weisen unterschiedliche Beschichtungen auf [16]. Auf die Abgasnachbehandlung wird nochmals im Kapitel 5 eingegangen. Für die Einhaltung und Überwachung der strengen Abgasgrenzwerte und OBD-Bestimmungen kommen zwei Lambdasonden zum Einsatz. Vor dem Katalysator befindet sich eine Breitband-Lambdasonde als Regelsonde. Mittels dieser Sonde kann die Sauerstoffkonzentration im Abgas über einen großen Bereich bestimmt werden. Die Kennlinie der Breitbandsonde ist in Abbildung 3.8a dargestellt. Somit kann diese Sonde mageren und fetten Betrieb detektieren ($0.7 < \lambda < \infty$) und es kann mit dieser Sonde auf das Lambda im Brennraum geschlossen werden. Nach dem Katalysator kommt eine sogenannte Sprungsonde zum Einsatz. Diese erkennt Abweichungen von $\lambda = 1$, aber keine genauen Werte. [6]

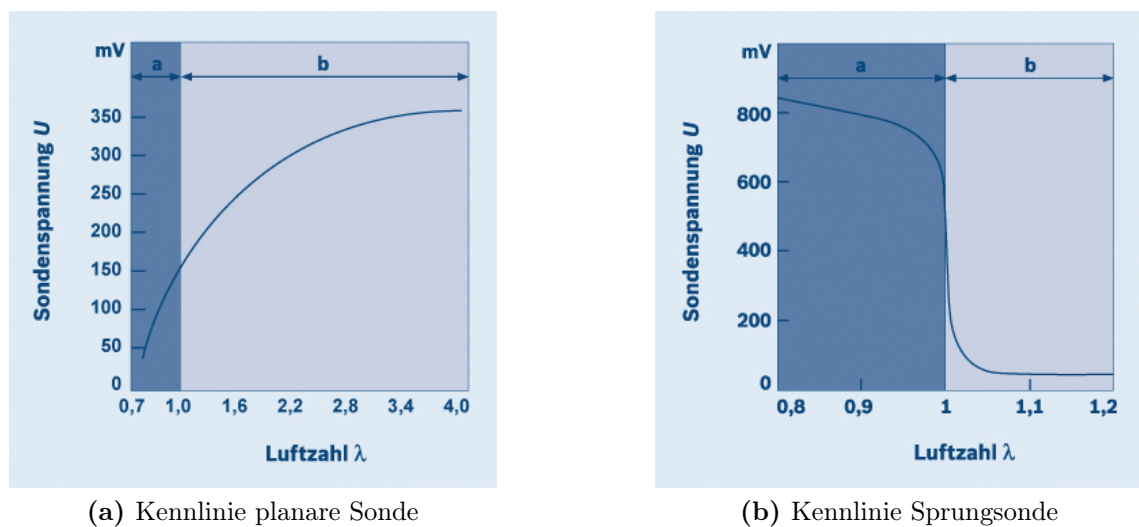


Abbildung 3.8: Lambdasonde [6]

Neben den applikativen Maßnahmen zur Beherrschung der Abgasvorschriften kommen auch noch konstruktive Maßnahmen zum Einsatz. Dazu gehören:

- rohemissionsoptimierte Brennraumgeometrie und Kolben mit Schichtmulde,
- abgasgedruckt optimierter motornaher Katalysator,
- Beschichtungstechnologie des Katalysators mit geringer Alterung und
- unterdruckgesteuerte Wastegateklappe. [11]

4 Motorprüfstand und Messtechnik

In diesem Kapitel wird der Aufbau des Prüfstandes betrachtet. Neben dem Aufbau als solches werden auch einige detaillierte Informationen über die verwendete Messtechnik gegeben.

4.1 Prüfstandskonfiguration

Der schematische Prüfstandsaufbau ist in Abbildung 4.1 gezeigt. Die Hauptkomponenten sind die Elektromaschine, die Wirbelstrombremse, der Vollmotor und die Antriebswellen.

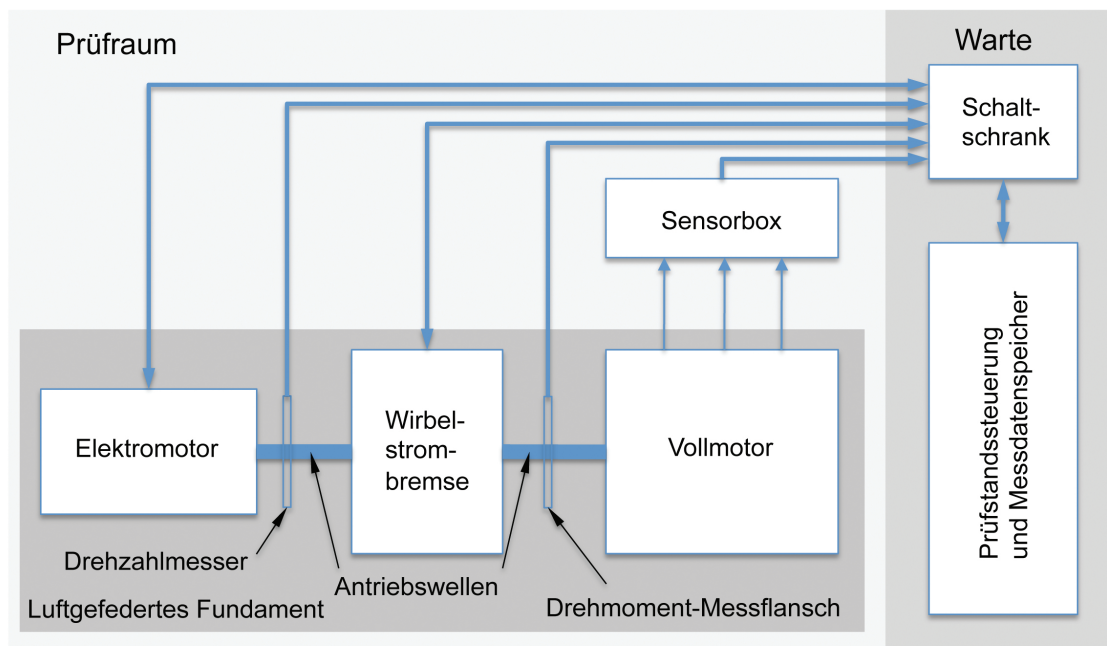


Abbildung 4.1: Prüfstand schematisch

Prinzipiell wird zwischen schnellen und langsamen Messdaten unterschieden. Die langsamen Messdaten werden an die Sensorbox weitergegeben. In weiterer Folge

der regulären Messkette wird das Spannungssignal an A/D-Wandler weitergeleitet. Die Speicherung der Messdaten erfolgt nach der Weitergabe der Daten vom Schaltschrank an den Prüfstandrechner. Die schnellen Messdaten (Zylinderdrücke, Niederdruckindizierung) werden über Ladungsverstärker in ein Spannungssignal gewandelt und digitalisiert an den Prüfstandsrechner übertragen und abgespeichert. Die Prüfstandssteuerung, zum Beispiel die Kommunikation des Elektromotors und der Wirbelstrombremse, erfolgt mittels Regelkreisen.

Die nächsten zwei Abbildungen zeigen den Prüfstands Aufbau. Darin sind die wichtigsten Komponenten gezeigt, die nachfolgend noch etwas näher spezifiziert werden.

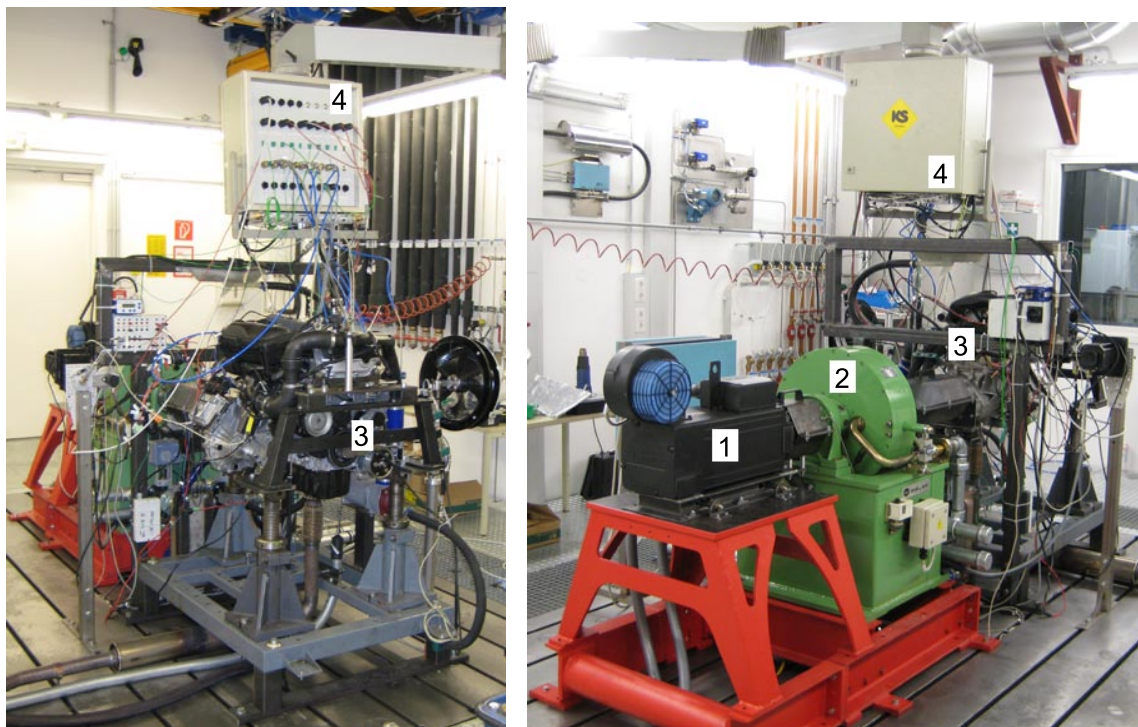


Abbildung 4.2: Prüfstand 4 (N18B16)

Elektromaschine: (1)

Als Elektromaschine kam ein Asynchron-Servomotor der Firma Lenze GmbH mit folgenden Leistungsdaten zum Einsatz. Diese fungiert als Starter sowie für den Schleppebetrieb und als Leistungsbremse bis 60 Nm.

Typ: Lenze Asynchron Servomotor MQA 22P29
Maximales Drehmoment: 200 Nm
Maximale Drehzahl: 6500 min⁻¹

Wirbelstrombremse: (2)

Als eigentliche Leistungsbremse kam eine wassergekühlte Wirbelstrombremse mit folgenden Leistungsdaten zum Einsatz. Diese dient als Lastbremse im gefeuerten Betrieb.

Typ: Borghi & Saveri FE 260 S
Maximales Drehmoment: 1000 Nm
Maximale Drehzahl: 8000 min⁻¹

Vollmotor: (3)

Einige wichtige Eigenschaften des Vollmotors wurden bereits in Kapitel 3 ausführlich beschrieben. Nach der Montage des Aggregates auf dem schwingungsentkoppelten Fundament wurden die Messpunkte festgelegt und installiert. Die Abbildung 6.2 zeigt die Anordnung der Messstellen am Vollmotor. Grundsätzlich wurden hierbei Drücke und Temperaturen gemessen. Der Tabelle 6.2 sind die dazugehörigen Maße der Messstellen zu entnehmen. Nicht angegeben ist die Zylinderdruckindizierung. Diese wurde mittels einer Indizierzündkerze erfasst, welche in weiterer Folge noch näher spezifiziert wird.

Sensorbox: (4)

Die Sensorbox wurde speziell für die Messbedürfnisse des H2CPI-Projektes umgerüstet. Sie übernimmt die Aufgabe des Signaleingangs und zum Teil der Wandlung, mit anderen Worten findet hier die erste Verarbeitung der Rohsignale statt. Die Belegung der einzelnen Steckplätze ist dem Anhang beigelegt.

Drehmoment-Messflansch:

Als Drehmoment Messeinheit kam ein Drehmoment-Messflansch der Firma HBM mit den folgenden Leistungsdaten zum Einsatz. Mit dieser Einheit wurde das effektive Drehmoment gemessen.

Typ: HBM T40
Nenn Drehmomente: 200 -10 kNm
Messübertragung: kontaktlos

Neben dem grundsätzlichen Aufbau des Prüfstandes soll nun auch die verwendete Messtechnik beschrieben werden. So wurden neben den langsamen Messdaten, wie der Drehzahl und der Kraftstoffmasse, auch die schnellen Messgrößen wie Zylinderdrücke und Temperaturen aufgezeichnet. Die Lagen der Messstellen sind der Abbildung 6.2 und der Tabelle 6.2 im Kapitel 6 zu entnehmen. Diese Liste repräsentiert die Messstellen für Druck und Temperatur. Es ist anzumerken, dass die Sensoren

beider Größen der einzelnen Messstellen räumlich möglichst nah zum liegen kamen, um die Bedingungen an gleicher Stelle aufzuzeichnen.

4.2 Druckmesstechnik

Bei der Druckmessung kamen aus Gründen der Genauigkeit piezoelektrische Drucksensoren zum Einsatz. Hierbei ist darauf zu achten, dass diese Sensoren Relativmessungen detektieren. Für die Zylinderdruckindizierung kam eine Indizierzündkerze zur Anwendung.

Langsame Druckmesstechnik

Für die Druckmessung der langsamen Messdaten kamen Drucksensoren der Firmen *PMA* und *Jumo* zum Einsatz. Mit diesen wurden die Relativdrücke im Saugbeziehungsweise Abgasrohr gemessen. Diese Art der Drucksensoren arbeiten nach dem Dickschicht-DMS-Messprinzip und benötigen Hilfsenergie (Gleichspannung). Das Messsignal wird in ein elektrisches Signal umgewandelt und durch den A/D-Wandler in der Sensorbox dem Prüfstandsrechner zugeführt.

Zylinderdruckindizierung

Die Abbildung 4.3 zeigt die für die Zylinderdruckindizierung verwendete Indizierzündkerze der Firma *Beru - Kistler*. Der Grund für die Verwendung einer Indizierzündkerze war, dass der bereits vorhandene Zugang zum Verbrennungsraum zur Indizierung genutzt wird. So mussten keine weiteren konstruktiven Maßnahmen für die Druckindizierung durchgeführt werden.



Abbildung 4.3: Indizierzündkerze [12]

Es muss für den Fortgang der Arbeit darauf hingewiesen werden, dass aus Wirtschaftlichkeits- und Zeitgründen lediglich ein Zylinder indiziert wurde. Dies war besonders für die anschließende thermodynamische Analyse der Messdaten, sowie für die Simulation von entscheidender Bedeutung. Im folgenden Umbau auf kryogene Wasserstoffeinblasung wurde die Indizierung über separate Zugänge zum Brennraum durch das Zylinderkopf vorgenommen.

OT-Einpassung/Thermodynamischer Verlustwinkel

Aufgrund von Leckagen und Wärmeübergang kommt beim geschleppten Motorbetrieb das Druckmaximum vor dem oberen Totpunkt zum Liegen. Die Winkeldifferenz zwischen dem Druckmaximum und dem oberen Totpunkt wird als thermodynamischer Verlustwinkel bezeichnet. Einflussgrößen des thermodynamischen Verlustwinkels sind die Motorbauform sowie die Drehzahl. Aus Messungen lässt sich zeigen, dass der thermodynamische Verlustwinkel mit steigender Drehzahl sinkt. Der Grund dafür ist die Trägheit des Wärmeübergangs. Mit steigender Drehzahl steht weniger Zeit für den Wärmeübergang zur Verfügung und der Verlustwinkel sinkt.

Weiterhin ist die Kenntnis des oberen Totpunktes von Nöten. Dieser wurde mittels eines kapazitiven Sensors (Kondensator) bestimmt. Dabei wird anstelle der Zündkerze ein kapazitiver Sensor eingebaut. Das Messverfahren wird an einem ungefeuerten Zylinder (geschleppter Motor oder ein abgeschalteter Zylinder) durchgeführt. Bei einem Viertaktmotor zeichnet der Sensor pro Arbeitsspiel zwei Peaks mit unterschiedlichen Spitzenwerten in Volt über der Drehzahl auf. Einer gehört dem Ladungswechsel-OT und der zweite dem Kompressions-OT an. Der unterschiedliche Ausschlag der Messgröße lässt sich durch die Druckabhängigkeit des Dielektrikums zwischen den beiden Kondensatorflächen (Sensor und Kolbenboden) erklären. Zwar gibt es noch weitere Methoden der OT-Einpassung, dennoch wurde hier auf diese zurückgegriffen, da sie die Genaueste ist. [26]

Niederdruckindizierung

Für die Niederdruckindizierung kamen Quarzdrucksensoren zum Einsatz. Dies sind ebenso piezoelektrische Sensoren. Wegen ihrer Temperaturempfindlichkeit ($T > 200$) und der daraus entstehenden Messungenauigkeit durch Drift musste der Sensor im Abgasstrang gekühlt werden (Wasserkühlung). Es fanden jeweils ein Sensor im Saugrohr und einer im Abgasrohr Anwendung. Da der Sensor im Saugrohr nicht temperaturbelastet war, musste nur der im Abgasstrang befindliche Sensor wassergekühlt werden. Eine wichtige Kenntnis dabei ist, dass Quarzdrucksensoren Relativdrücke messen und diese eingepasst werden müssen. Die Gleichung 4.1 gibt eine Beziehung für die Berechnung des absoluten Druckes an. In den Kapiteln 5, 6 und 7 wird noch ausführlich auf die Analyse deren Messdaten eingegangen.

$$p_{\text{abs}} = p_{\text{u}} + \Delta p \quad (4.1)$$

Kalibrierung der Drucksensoren

Für die Kalibrierung der schnellen Drucksensoren kam eine Druckwaage zum Einsatz, womit eine Mehrpunkt-Kalibrierung durchgeführt wurde. Hiermit wurden die

Drucksensoren mit unterschiedlichen Drücken beaufschlagt. Somit war die Eingangsgröße bekannt und die entsprechenden Ausgangssignale wurde aufgezeichnet. Für die Messung muss ein Drucksprung eingeleitet werden, welcher die Ladungsänderung indiziert. Es wird zwischen Be- und Entlastungssprüngen unterschieden. Da es beim Belasten zu Druckschwingungen im System kommt, ist für die Kalibrierung der Entlastungssprung zu verwenden. [26] Die Abbildung 4.4 zeigt die Kalibrierung mittels einer Druckwaage schematisch auf.

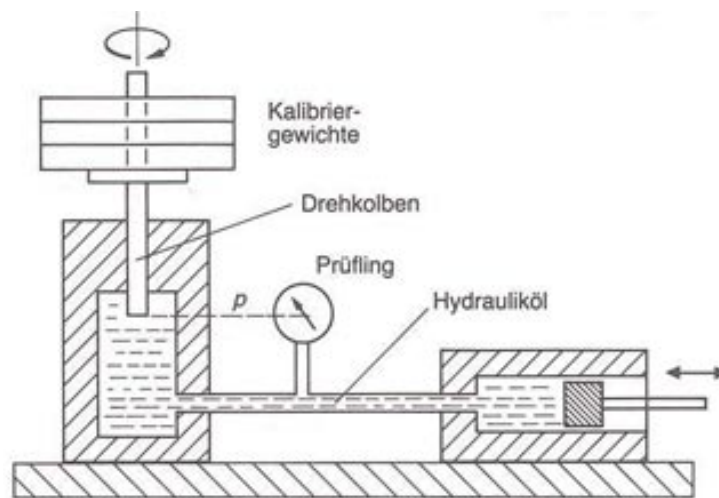


Abbildung 4.4: Druckwaage [22]

Aus den ermittelten Daten kann die mittlere Empfindlichkeit des Sensors ermittelt werden, welche in die Prüfstandssoftware eingepflegt wurde.

4.3 Temperaturmesstechnik

Speziell für die folgende thermodynamische Auswertung des Vollmotors war neben den Drücken die Prozessgröße *Temperatur* von großer Bedeutung. Zu deren Messung wurden zwei verschiedene Arten von Sensoren verwendet. Zum Einsatz kamen Pt100 Messelemente und Thermoelemente (Typ K). Neben der Umgebungstemperatur waren die Temperaturen im Ansaug- sowie im Abgastrakt für den Abgleich mit dem 1D-CFD Modell von Bedeutung. Die in Abbildung 6.2 enthaltenen Messstellen zeigen den Einbauort von jeweils einem Druck- und einem Temperatursensor. Die beiden verwendeten Sensoren sollen nun im Fortgang etwas näher beschrieben werden.

Pt100

Die Temperaturmessung mittels des Pt100 erfolgt auf dem Phänomen der temperaturabhängigen Widerstandsänderung von Platin (Pt). Platin weist viele Eigenschaften auf, die es für den Einsatz von Temperatursonden interessant macht. So hat es zum Beispiel eine hohe chemische Beständigkeit und eine gute Reproduzierbarkeit der elektrischen Eigenschaften. Die Temperaturmessung erfolgt auf einer Länge von circa sechs mal dem Durchmesser der Sonde.

Thermoelement (Typ K)

Das Wirkungsprinzip eines Thermoelements ist in der folgenden Abbildung zu sehen. Es ist anzumerken, dass bei dem Thermoelement im Gegensatz zum Pt100 die Temperatur lediglich an der Spitze gemessen wird. Der Grund dafür ist die Zusammenführung der unterschiedlichen Metallleitungen. Hinter der Bezeichnung Typ K verbirgt sich die Tatsache, dass ein metallischer Leiter aus Nickel (Ni) und einer aus Nickel-Chrom (NiCr) besteht. Thermoelemente nutzen den Seebeck-Effekt, also das Auftreten einer Spannung zwischen zwei Stellen mit unterschiedlicher Temperatur in einem elektrischen Leiter. Durch die Verbindung zweier unterschiedlicher Leitermaterialien lässt sich eine Differenzspannung messen, die proportional zu dem Temperaturunterschied zwischen Messstelle und Vergleichsstelle ist.

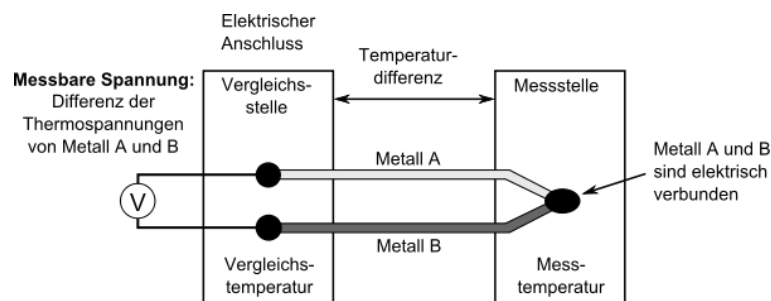


Abbildung 4.5: Thermoelement TypK

Für die Messungen kamen Thermoelemente mit einem Durchmesser von 1.5 mm und 3.0 mm zum Einsatz. Diese wiesen folgende Eigenschaften auf:

Typ:	Thermoelement - Typ K
Temperaturbereich:	0 - 1000 °C
Sondenlänge:	150 mm

4.4 Massenstrommessung

Kraftstoffstrommessung

Bei der Kraftstoffverbrauchsmessung wird grundsätzlich zwischen kontinuierlich und diskontinuierlich messenden sowie volumetrisch und gravimetrische Verfahren unterschieden. Für die Messung des Kraftstoffverbrauchs kam ein Coriolis Kraftstoffmesser der Firma *Emerson Process Management* zum Einsatz. Wie der Name schon annonciert, wird die Kraftstoffmessung unter Ausnützung der Corioliskraft durchgeführt. Dabei handelt es sich um ein kontinuierlich, gravimetrisches Verfahren. Der Kraftstoff fließt durch eine schwingende, U-förmige, eingespannte Rohrleitung. Infolge einer aus der Coriolisbeschleunigung (Gleichung 4.2) resultierenden Kraft verformt sich das Rohr unter der Corioliskraft (Gleichung 4.3), welche sich durch Multiplikation mit der Masse ergibt.

$$a_C = -2(\vec{v} \times \vec{\omega}) \quad (4.2)$$

$$F_C = 2m(\vec{v} \times \vec{\omega}) \quad (4.3)$$

Es ist zu erkennen, dass die Corioliskraft der Beschleunigung entgegenwirkt. Die Kraft ist der Masse proportional. Durch die feste Einspannung und Schwingungsanregung ergeben sich in den beiden Rohrschenkeln Corioliskräfte mit unterschiedlichen Vorzeichen, woraus ein oszillierendes Drehmoment entsteht. Dieses Drehmoment tordiert das Rohr und verursacht eine Winkelabweichung, welche optisch gemessen wird. Der Massenstrom kann unter Einbeziehung der Federsteifigkeit des Rohres, dem Torsionswinkel (θ) und dem Rohrradius (r), sowie der Rohrlänge (l) zu

$$\dot{m} = \frac{k_s \cdot \theta}{4 \cdot \omega \cdot l \cdot r} \quad (4.4)$$

berechnet werden.

Luftmassenstrommessung

Der Luftmassenstrom wurde bei der Basisvermessung des Motors nicht gesondert (zum Beispiel mittels Sensyflow) gemessen. Einerseits bestand die Möglichkeit, die Daten des Steuergerätes auszulesen, somit konnte auf die motorinterne Luftmassenmessung mittels Heißfilmsensor zurückgegriffen werden. Eine zweite Möglichkeit war die Berechnung des Luftmassenstromes aus dem Lambda (gemessen mittels ETAS), dem stöchiometrischen Luftbedarf und der gemessenen Kraftstoffmasse. Die Gleichung 4.5 zeigt den Zusammenhang, welcher zwischen den Größen besteht.

$$\dot{m}_L = L_{St} \cdot \lambda \cdot \dot{m}_{Br} \quad (4.5)$$

Auf die Berechnung und Auswertung der Kraftstoff- und Luftmasse wird im Kapitel 5 noch näher eingegangen.

4.5 Prüfstandsbetrieb

In diesem Kapitel wird zum einen auf die Unsicherheiten beim Prüfstandsbetriebs und zum anderen auf die Durchführung der Basisvermessung eingegangen.

Unsicherheiten des Prüfstandsbetrieb

In diesem Abschnitt werden die Unsicherheiten bei der Ermittlung der Messgrößen am Prüfstand zusammengefasst.

Als ersten Punkt muss bezüglich der Hochdruckindizierung erwähnt werden, dass lediglich der erste Zylinder bei der Basisvermessung indiziert wurde. Es ist bekannt, dass durch Unterschiede der einzelnen Zylinder beziehungsweise Zylinderbedingungen, zum Beispiel durch Fertigungstoleranzen oder schwankende Stoffgrößen, keine identischen Ausgangsgrößen in allen vier Zylinder zustande kommen. Somit beziehen sich alle weiteren aus der Zylinderdruckindizierung ermittelten Größen auf den ersten Zylinder.

Ein weiterer Punkt war die Messung der Luftmasse. Zum Zeitpunkt der Basisvermessung stand keine gesonderte Luftmassenmessung, zum Beispiel mittels Sensyflow, zur Verfügung. Zum einen konnte die angesaugte Luftmasse aus dem Steuergerät ausgelesen werden und zum anderen aus der Messung von Lambda und der Kraftstoffmasse gemäß Gleichung 4.5 ermittelt werden. Es wurden beide miteinander verglichen und letztendlich wurde auf die Verwendung der zweiten Methode zurückgegriffen.

Weitere Einflussfaktoren waren die einzelnen Messketten. Zwar wurde, wie zuvor beschrieben, großer Wert auf die Kalibrierung der einzelnen Messketten gelegt, dennoch konnten geringfügige Fehler nicht vollständig ausgeschlossen werden. Außerdem wurden viele Messgrößen über einen großen Messbereich ermittelt, wodurch wiederum Fehler auftreten können.

In weiterer Folge zieht sich die Fehlerfortpflanzung bei der Berechnung resultierender Größen fort. Auch bei der anschließenden Simulation spiegelt sich diese Tatsache wieder, worauf später noch genau eingegangen wird.

Messdurchführung

Für die Erhebung der Messdaten wurden zwei Messreihen erhoben. Dafür wurde im Voraus ein Messprogramm erstellt. Die einzelnen angefahren Punkte sind in Abbildung 4.6 zu sehen.

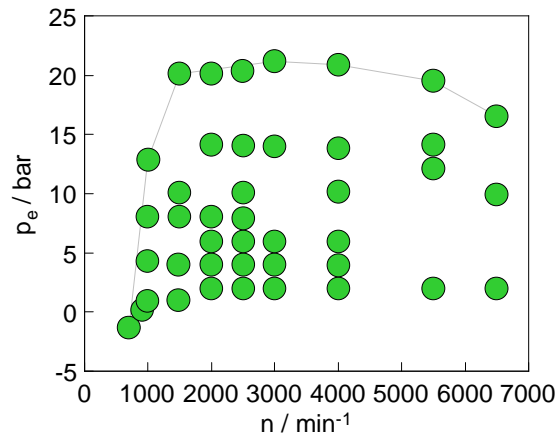


Abbildung 4.6: Messprogramm

Es ist ersichtlich, dass im unteren Last- und Drehzahlbereich deutlich höher aufgelöst wurde. Dies ergab sich, da ein Auto nur selten im oberen Hochlastbereich betrieben wird. Außerdem sind die Fahrzyklen für die Umweltgesetzgebung fast ausschließlich im unteren Last- und Drehzahlbereich angesiedelt.

Da vorher noch keine Messungen mit diesem Motor in dieser Konfiguration durchgeführt wurden, mussten in einem ersten Schritt Probemessungen durchgeführt werden. Diese gemessenen Daten wurden in einem weiteren Schritt auf Plausibilität untersucht. Hierfür wurden einzelne Punkte vermessen und danach einzelne Werte von Hand nachgerechnet. Außerdem wurden die Druckverläufe grafisch dargestellt.

5 Thermodynamische Analyse

In diesem Kapitel werden Grundlagen der motorischen Thermodynamik besprochen. Diese sind notwendig, um die Berechnung der Eigenschaften und Vorgänge im Motor ausreichend zu verstehen. Nach einer Einführung in die Grundlagen der Thermodynamik werden alle für die Analyse der Messdaten und den Aufbau des Simulationsmodells wichtigen Berechnungen ausgeführt.

5.1 Thermodynamische Grundlagen

Für die thermodynamische Analyse bedarf es einer Reihe von Messdaten, mittels derer in einem weiteren Schritt motorspezifische Kennwerte ermittelt werden können. Die grundlegenden Messgrößen bei der Motorenvermessung sind Drücke, Temperaturen, Massenströme von Luft und Kraftstoff sowie andere spezifische, für den Sinn und Zweck der Aufgabenstellung benötigte Größen. Die Daten werden kurbelwinkelabhängig aufgezeichnet. Bereits aus der Kenntnis des Zylinderdruckverlaufes können eine Reihe von Aussagen über die Eigenschaften des Motors getroffen werden. Im folgenden Bild ist eine Zylindergruppe, bestehend aus Kopf, Buchse und Kolben dargestellt.

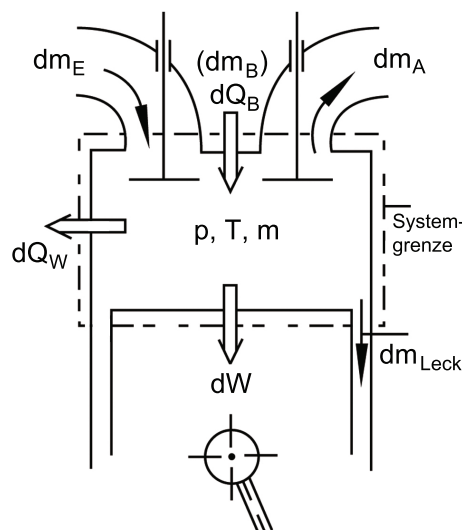


Abbildung 5.1: Energiebilanz am Zylinder und Kolben [18]

Außerdem ist das betrachtete System durch eine Systemgrenze spezifiziert. Weiterhin sind alle über die Systemgrenze fließenden Energie- sowie Massenströme eingezeichnet. Im Zylinder selbst herrschen zu jedem Zeitpunkt und somit abhängig vom Kurbelwinkel spezifische Druck-, Temperatur- und Massenzustände.

Nun können einzelne Bilanzen für das System aufgestellt werden. Grundsätzlich unterscheidet man zwischen der Massenbilanz und der Energiebilanz (erster Hauptsatz der Thermodynamik). Die Massenbilanz folgt dem Kontinuitätsgesetz, welches besagt, dass ein- und ausströmende Massen gleich groß sind, vorausgesetzt, dass das System keine Quellen und Senken aufweist. Die folgende Darstellung der Massenbilanz bezieht sich, wie bei einem Verbrennungsmotor üblich, auf den Kurbelwinkel. Dies wird durch φ zum Ausdruck gebracht und somit sind die genannten Gleichungen zeitlich abhängig.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{\text{Leck}}}{d\varphi} \quad (5.1)$$

Somit kann die Energiebilanz nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik

$$-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{m_E}{d\varphi} - h_A \frac{m_A}{d\varphi} - h_A \frac{m_{\text{Leck}}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (5.2)$$

angesetzt werden. Diese Variante hat Gültigkeit für ein offenes, instationär durchströmtes System. Es ist darauf zu achten, dass in das System fließende Ströme mit einem positiven und abfließende Ströme mit einem negativen Vorzeichen berücksichtigt werden. Die dritte wichtige Gleichung ist die allgemeine Zustandsgleichung. Diese nach φ abgeleitet, ist folgend angegeben.

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad (5.3)$$

In der Motorprozessrechnung können bereits mit einigen grundlegenden Messgrößen eine Reihe wichtiger Größen berechnet werden. Im Kapitel 4 *Motorprüfstand und Messtechnik* wurden die aufgezeichneten Messgrößen ausführlich besprochen. Im Fortgang wurden diese Größen zur Berechnung weiterer physikalischer Größen herangezogen. Das Vorgehen und die Ergebnisse werden in diesem Kapitel ausführlich besprochen. Dabei wird in diesem Kapitel immer wieder auf die in Abbildung 5.1 dargestellte Energiebilanz Bezug genommen.

5.2 Kraftstoffkenndaten/-eigenschaften

In diesem Kapitel werden jene Kraftstoffkenndaten und -eigenschaften näher erläutert, welche für die Berechnung einzelner Größen wichtig waren. Darüber hinaus befindet sich im Anhang eine Tabelle mit weiteren wichtigen Eigenschaften von Benzin sowie Wasserstoff.

In der Energiebilanz zeigt die Größe dm_{Br} die Masse des direkt in den Zylinder eingebrachten Kraftstoffes. Da die Berechnung kraftstoffspezifischer Kenngrößen sowohl für den Prüfstandsbetrieb als auch für die anschließende Simulation von Bedeutung war, sollen die Eigenschaften des Kraftstoffes, und hier speziell für Benzin, näher beleuchtet werden.

Konventionelle Kraftstoffe sind ein Gemisch aus verschiedensten Konfigurationen von Kohlenwasserstoffen. Alkane (Bruttostrukturformel: C_nH_{2n+2}), Alkene (Bruttostrukturformel: C_nH_{2n}), Alkine (Bruttostrukturformel: C_nH_{2n-2}), BTX und PAH können als Vertreter genannt werden. Die Vielfalt unterschiedlicher Zusammensetzungen begründet sich aus der Eigenschaft von Kohlenwasserstoffen, Formationen wie Ketten und Ringe zu bilden. Aus diesem Grund besitzen Ottokraftstoffe keinen Siedepunkt sondern einen Siedeverlauf, welcher in Abbildung 5.2 dargestellt ist. Darin ist auch ersichtlich, dass Rückstände und Verluste auftreten.

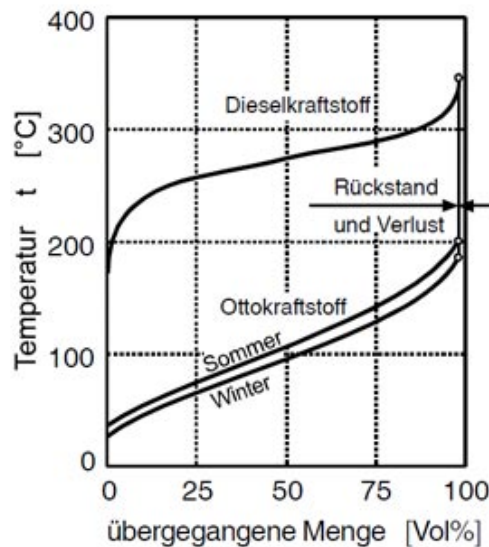
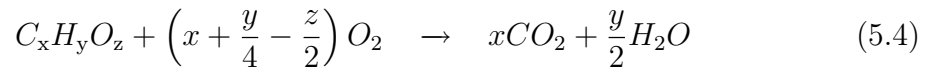


Abbildung 5.2: Siedekurve Benzin und Diesel [25]

Stöchiometrischer Luftbedarf

Für die weiterführenden Berechnungen, aber auch bereits für den Prüfstandsbetrieb als Eingabewert für das Lambdameter, war die Kenntnis der Kraftstoffkenndaten wichtig. Zu diesen zählt die Zusammensetzung, woraus das stöchiometrische Luftverhältnis ermittelt werden kann. Die Zusammensetzung konnte dem Prüfprotokoll, welches dem Anhang beigefügt ist, entnommen werden. Der stöchiometrische Luftbedarf (L_{st}) kann aus der Bruttoreaktionsgleichung bei vollständiger Verbrennung errechnet werden.



Daraus ergibt sich der Sauerstoffbedarf bei stöchiometrischer Verbrennung laut Gleichung 5.5.

$$O_{2\text{st}} = \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \frac{\text{kmol}O_2}{\text{kmol}Br} \quad (5.5)$$

Der stöchiometrische Luftbedarf ergibt sich aus Gleichung 5.6

$$L_{\text{st}} = \frac{1}{0.21} \cdot O_{2\text{st}} = 4.76 \cdot O_{2\text{st}} \quad (5.6)$$

und aus den Gleichungen 5.5 und 5.6 folgt der stöchiometrische Luftbedarf

$$L_{\text{st}} = 4.76 \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \frac{\text{kmol}O_2}{\text{kmol}Br}. \quad (5.7)$$

Bei flüssigen Kraftstoffen ist die molare Masse oftmals nicht genau bekannt, sondern mittels Elementaranalyse werden die Massenanteile des Gemisches ermittelt. Dadurch ist es oftmals zweckmäßig den Sauerstoff- und Luftbedarf auf 1 kg Brennstoff zu beziehen. Der stöchiometrische Sauerstoffbedarf ergibt sich dann laut Gleichung 5.8.

$$O_{2\text{st}} = \left(\frac{c}{12.01} + \frac{h}{4.032} - \frac{o}{32.00}\right) \frac{\text{kmol}O_2}{\text{kmol}Br} \quad (5.8)$$

Dabei wurde der Schwefelanteil nicht berücksichtigt. Das liegt daran, dass moderne Kraftstoffe nahezu schwefelfrei ausgeliefert werden. Auch wurde im Prüfprotokoll keine Angabe bezüglich des Schwefelgehaltes gemacht. Nun kann wiederum mittels der Gleichung 5.6 der stöchiometrische Luftbedarf ermittelt werden.

$$L_{\text{st}} = 4.76 \left(\frac{c}{12.01} + \frac{h}{4.032} - \frac{o}{32.00} \right) \frac{\text{kmolO}_2}{\text{kgBr}} \quad (5.9)$$

Wird der stöchiometrische Luftbedarf in kg Luft pro kg Brennstoff benötigt, so muss die Gleichung 5.6 zu

$$L_{\text{st}} = 137,8 \left(\frac{c}{12.01} + \frac{h}{4.032} - \frac{o}{32.00} \right) \frac{\text{kgL}}{\text{kgBr}} \quad (5.10)$$

umgeformt werden. [18]

Mittels der oben angeführten Gleichungen wurde der stöchiometrische Luftbedarf des verwendeten Kraftstoffes am Prüfstand zu $L_{\text{st}} = 13.97$ errechnet.

Gemischheizwert

Für die Berechnung einiger motorischer Kenngrößen ist der Gemischheizwert von Bedeutung. Als Beispiel kann der effektive Mitteldruck genannt werden. Die Gleichung 5.11 zeigt diesen Zusammenhang auf.

$$p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e \quad (5.11)$$

Dabei wird zwischen luft- beziehungsweise gemischansaugenden Motoren unterschieden. Bei Direkteinspritzung handelt es sich somit um einen luftansaugenden Motor. Die Herleitung des Gemischheizwertes zeigen die folgenden Gleichungen.

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \cdot m_{\text{Br}}}{V_L} \quad (5.12)$$

$$V_L = \frac{m_L}{\rho_L} \quad (5.13)$$

$$m_L = \lambda \cdot L_{\text{st}} \cdot m_{\text{Br}} \quad (5.14)$$

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{\text{st}}} \quad (5.15)$$

In diesen Formeln wird der untere Heizwert verwendet. Der Gemischheizwert ist eine thermodynamische Größe, die beschreibt, wie viel Energie bei der Verbrennung dieses Brennstoffes pro m^3 Frischladung nutzbar gemacht werden kann. Gekennzeichnet ist der Heizwert mit H , was kein Zufall ist, denn es handelt sich hierbei um die Reaktionsenthalpie einer Verbrennungsreaktion. Allgemein ermittelt sich der Heizwert aus der Standard-Reaktionsenthalpie dividiert durch die molare Masse des Kraftstoffes. Man unterscheidet grundsätzlich zwischen dem oberen (H_o) und dem unteren Heizwert (H_u). Bei dem unteren Heizwert geht man davon aus, dass das bei der Verbrennung gebildete Wasser gasförmig und beim oberen Heizwert in flüssiger Form vorliegt. Daraus lässt sich schließen, dass $H_u < H_o$ ist. In weiterer Folge ist ersichtlich, dass der Heizwert des Gemisches aus Luft und Brennstoff neben dem unteren Heizwert auch von der Dichte der Luft, dem stöchiometrischen Luftbedarf und Lambda abhängt. Den Verlauf des Gemischheizwertes in Abhängigkeit von Lambda zeigt die Abbildung 5.2 auf.

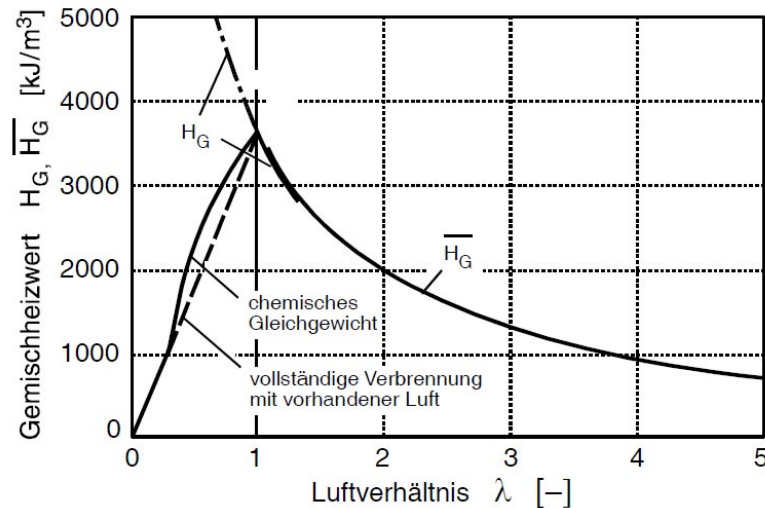


Abbildung 5.3: Gemischheizwert [25]

Aus der Berechnung mittels Gleichung 5.15 ist der hyperbolische Verlauf erklärt, wenn man den Gemischheizwert \overline{H}_G über dem Luftverhältnis λ aufträgt.

Füllungsregelung/Quantitätsregelung

Aufgrund der Steuerung des Ottomotors durch Veränderung der Drosselklappenstellung beziehungsweise des Ventilhubes werden unterschiedliche Querschnitte für das Einströmen des Frischgases freigegeben. Die Last des Motors hängt von der zugeführten Masse ab, weshalb man auch von einer Füllungsregelung spricht. Dies kann mittels der Gleichung 5.11 beschrieben werden. Die variable Größe ist dabei der Liefergrad λ_a .

$$p_e = \uparrow \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e \quad (5.16)$$

Um dem Drei-Wege-Katalysator genüge zu tun, ist die Gemischzusammensetzung in erster Näherung konstant. Man spricht hierbei auch von einer Quantitätsregelung bei einem Lambda-Fenster von circa eins.

Verdampfungswärme

Als Verdampfungswärme bezeichnet man jene Energie, die einem Stoff zugeführt werden muss, um ihn ohne Temperaturänderung vom flüssigen in den gasförmigen Zustand zu überführen. Das bedeutet, dass sich Moleküle aus dem Verband lösen und in den freien Luftraum eintreten. Dieses Herauslösen bedingt eine gewisse Energie. Der heiße Brennraum liefert diese Energie. Somit kann nur jenes Molekül den Verband verlassen, welches genügend Energie in Form von Bewegung gespeichert hat. Wie bereits erwähnt, wird diese Energie dem Brennraum entzogen und kühlt diesen in Folge ab. Deshalb spricht man in diesem Zusammenhang auch von Innenkühlung. Die Innenkühlung führt zu einer besseren Füllung und daraus resultiert eine höheres Drehmoment. Die Volumenänderung der Innenkühlung des Kraftstoff-Luft-Gemisches nach der Kraftstoffverdampfung ermöglicht somit höhere Mitteldrücke und zusätzlich kann das Verdichtungsverhältnisses angehoben werden, was gleichzeitig zu höheren thermodynamischen Wirkungsgraden führt. Die Verdampfungswärme für Ottokraftstoffe beträgt bei 1.013 mbar zwischen 300 - 500 kJ/kg.

5.3 Motorspezifische Größen und Kennfelder

Realer und vereinfachter Vergleichsprozess

Aus den Messdaten, hier speziell aus dem Zylinderdruckverlauf, kann das pV-Diagramm erstellt werden. Dabei wird aus dem Kurbelwinkel, dem Verdichtungs- und dem Schubstangenverhältnis das Volumen errechnet. In Abbildung 5.4 ist das pV-Diagramm für einen Vollastpunkt bei 6500 min^{-1} aufgezeigt. Der Idealprozess des Ottomotors ist die Gleichraumverbrennung.

Dabei sind die Annahmen des vereinfachten Vergleichsprozesses wie folgt definiert:

- der Wärmeübergang wird vernachlässigt,
- verlustfreier/vollkommener Ladungswechsel mit Steuerzeiten in den Totpunkten,
- vollkommener Ladungswechsel (kein Restgas),
- ideales Gas mit konstanten Stoffgrößen,

5 Thermodynamische Analyse

- Verbrennung erfolgt schlagartig (Gleichraumverbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht) und
- Vernachlässigung der mechanischen Reibung im Zylinder (isentropie Kompression und Expansion)

Zum Vergleich ist im Diagramm qualitativ der Vergleichsprozess dargestellt. Daraus können die verschiedenen Verluste gegenüber dem realen Prozess abgeleitet werden.

Zur besseren Darstellung MP44 (BBV 004), $n = 6500 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 16 \text{ bar}$

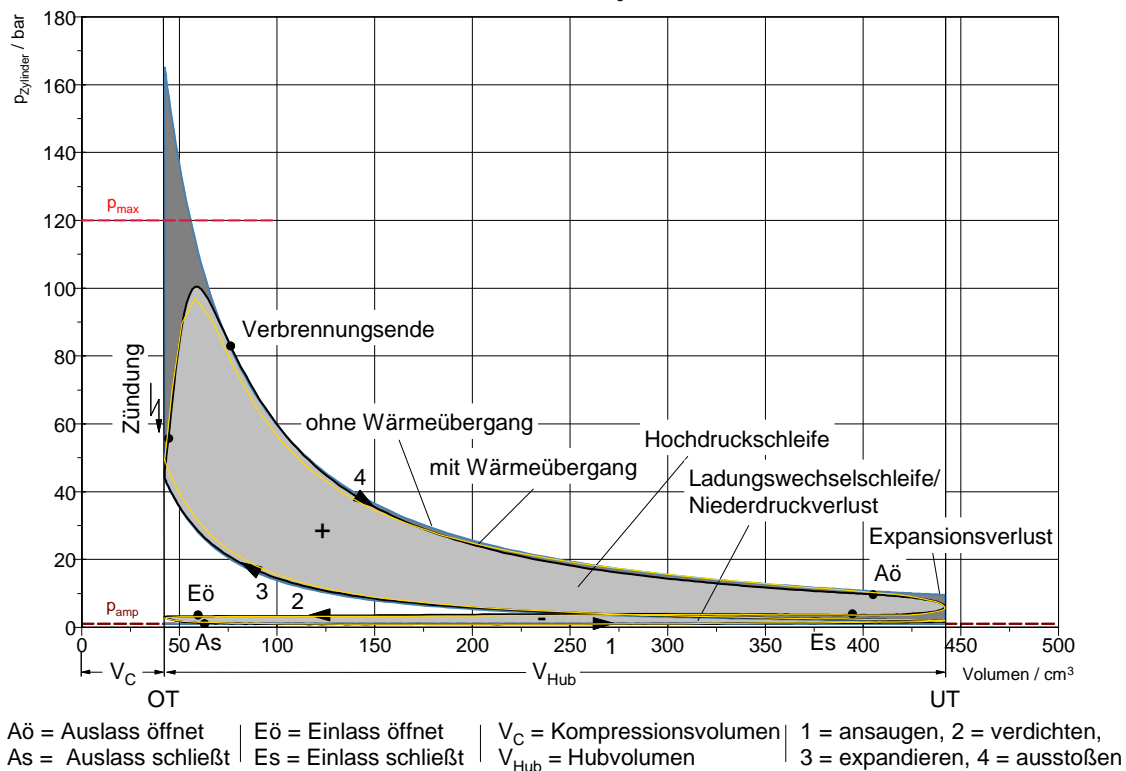


Abbildung 5.4: pV-Diagramm

Es ist leicht festzustellen, dass diese Annahmen im realen Motor nicht umgesetzt werden können. Beim Gleichraumprozess werden sehr hohe Drücke und Temperaturen erreicht. Somit ist der Gleichraumprozess material- ($p_{max} = 120 \text{ bar}$ beim N18B16), emissions- (Entstehung von NO_x bei hohen Temperaturen), aber auch geräuschseitig stark begrenzt realisierbar. Vergleicht man den realen mit dem vereinfachten Prozess aus diesem Diagramm, so lassen sich die einzelnen Verluste qualitativ ablesen.

Die Differenz der Verdichtungs- beziehungsweise Expansionskurven zwischen realem und vereinfachten Prozess ist durch den Wärmeübergang verursacht. Nachdem der Auslass öffnet, entstehen Expansionsverluste, was die Abrundung der realen Kurve erzeugt. Auf die oben dargestellten Ladungswechselschleifen wird in Kapitel 6 *Wärmeübergang* nochmal eingegangen.

Das wirkt sich natürlich auch auf den Spitzendruck aus. Ganz anders sieht es da bei dem Zylinderdruckverlauf eines gefeuerten Messpunktes aus. Im Bereich des ersten Druckanstieges macht sich vor allem der geometrische Einfluss bemerkbar (Kompressionskurve). Dabei ist zu erkennen, dass das Druckniveau deutlich höher liegt, als im Schleppbetrieb. Diese Tatsache ist darauf zurückzuführen, dass es sich bei diesem Motor um ein aufgeladenes Aggregat handelt. Dabei unterscheidet sich die Enthalpie im Abgasstrang im ungefeuerten und gefeuerten Betrieb drastisch, was Unterschiede in der Verdichterarbeit mit sich bringt. Durch die Aufladung startet die Verdichtung bei einem höherem Druck (SHP - Start of high pressure). Die Fremdzündung des Ottomotors ist in Abbildung 5.5 mit SOC (start of combustion) angedeutet. Der Zeitpunkt ist unter anderem von der Drehzahl und der Klopfregelung abhängig. Nach der anfänglichen Kompressionskurve erhöht sich der Druck durch den starken Temperaturanstieg aufgrund der exothermen Verbrennung. Ist der Spitzendruck erreicht, kommt es zur Expansion. Es ist anzumerken, dass über den gesamten Lastbereich eine leicht verschleppte Verbrennung festgestellt wurde. Weitere Anomalien, wie zum Beispiel Klopfen, traten während der gesamten Messungen nicht auf, da der Motor über zwei Klopfensensoren verfügt, welche in den Zündwinkel eingreifen. Würde eine klopfende Verbrennung von einem oder beiden Sensoren detektiert, so würde der Zündwinkel automatisch auf einen späteren Zeitpunkt verlegt werden, bis kein Klopfen mehr auftritt.

Verschleppte Verbrennung

An dieser Stelle soll noch einmal genauer auf die Tatsache der verschleppten Verbrennung im gesamten Last- und Drehzahlbereich eingegangen werden. Im Laufe des Prüfstandbetriebs wurden dieselben Beobachtungen sowohl im Betrieb mit Benzin als auch später im Betrieb mit Wasserstoff gemacht. Dies kann aus den Brennverläufen der Abbildung 5.6 für Benzin entnommen werden. Darin ist der aus dem Zylinderdruckverlauf der Messung ermittelte Heizverlauf in rot sowie der einfache (blau) und doppelte (grün) Brennverlauf nach Vibe dargestellt.

Aufgrund dieser Beobachtung wird vermutet, dass die Geometrie des Kolbens hierbei ausschlaggebend ist. Schaut man sich die Kolbenform in Abbildung 5.7 genauer an, kann man feststellen, dass die Oberfläche sehr zerklüftet ist.

Dies könnte die Ursache für die verschleppte Verbrennung sein. Zwar ist das Gemisch im Zylinder homogen, dennoch kann durch die Hinterschneidungen die Flammenfront nicht ungehindert durch den Brennraum laufen. So werden einige Anteile des Gemisches relativ spät verbrannt, was die späte Energieumsetzung beziehungsweise das höhere Druckniveau in der Expansionsphase erklärt.

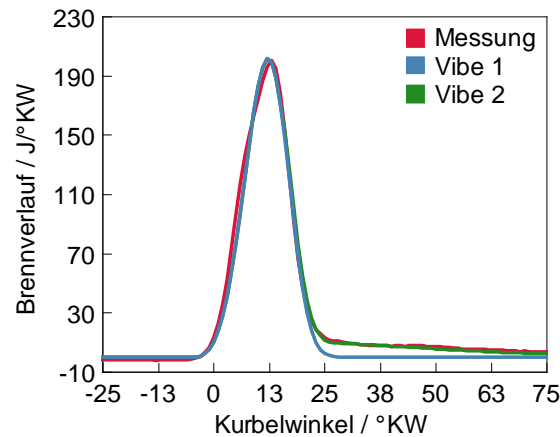


Abbildung 5.6: verschleppte Verbrennung



Abbildung 5.7: Kolben des N18B16 [16]

Einpassung des Zylinderdruckes

Für eine korrekte thermodynamische Analyse ist im Vorfeld die Einpassung des Zylinderdruckes eine wichtige Maßnahme. Dabei erfolgte die Einpassung des Zylinderdruckes auf den Saugrohrdruck. Die Randbedingung dabei war, dass im Bereich des maximalen Ventilhubes der Einlassventile bis zum unteren Totpunkt der Zylinderdruck dem Saugrohrdruck entspricht. Dazu wurde in einem ersten Schritt der Mittelwert des Saugrohr- und Zylinderdruckes in diesem Intervall des Kurbelwinkelbereiches gebildet. Die Differenz der beiden Mittelwerte wurde als Korrektur dem gemessenen Zylinderdruck abgezogen. Die folgenden Gleichungen verdeutlichen das zuvor gesagte nochmals.

$$p_{Zyl,MW} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n p_{Zyl,i} \quad (5.18)$$

$$p_{\text{Saug,MW}} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n p_{\text{Saug},i} \quad (5.19)$$

$$p_{\text{korr}} = p_{\text{Zyl,MW}} - p_{\text{Saug,MW}} \quad (5.20)$$

$$p_{\text{Zyl,eingepasst},i} = p_{\text{Zyl},i} - p_{\text{korr}} \quad (5.21)$$

In der Abbildung 5.8 ist der Zylinderdruck vor und nach der durchgeführten Einpassung aufgezeigt. Außerdem sind zum besseren Verständnis die Ventilhubkurven (lila) für diesen Betriebspunkt aufgezeigt. Weiterhin ist in blau der Saugrohrdruck, schwarz der nicht eingepasste Zylinderdruck und grün der eingepasste Zylinderdruckverlauf dargestellt. Das Intervall für die Ermittlung der zuvor beschriebenen Druckmittelwerte ist ebenfalls angegeben. Rot sind die Mittelwerte des Zylinder- und des Saugrohrdruckes eingezeichnet.

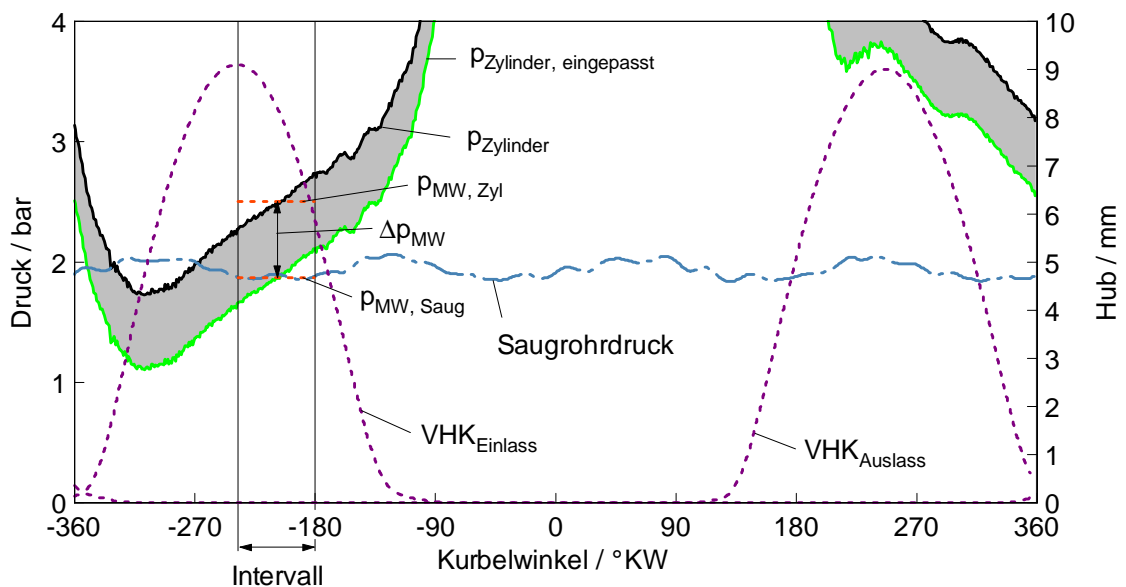


Abbildung 5.8: Einpassung

Drehmoment, Mitteldruck und Leistung

Das effektive Drehmoment wurde, wie in Kapitel *Messtechnik* beschrieben, mittels eines Drehmoment-Messflansches gemessen. Somit konnte daraus der effektive Mitteldruck berechnet werden. Diesen Zusammenhang spiegelt die Gleichung 5.22 wieder.

$$M_{d,e} = \frac{V_H \cdot p_{m,e}}{4\pi} \quad (5.22)$$

Der Vollständigkeit halber sollen auch die Gleichungen für die Berechnung des indizierten und effektiven Mitteldruckes angegeben werden. Laut Gleichung 5.23 und 5.24 kann der indizierte beziehungsweise effektive Mitteldruck berechnet werden.

$$p_{m,i} = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\int p_{mi} dV}{V_h} = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_i \quad (5.23)$$

$$p_{m,e} = \frac{W_e}{V_h} = \frac{\int p_{me} dV}{V_h} = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e. \quad (5.24)$$

Durch entsprechende Indizierung des ersten Zylinders konnte der indizierte Mitteldruck sehr einfach berechnet werden. Es wurde die Annahme getroffen, dass die vier Zylinder über eine größere Anzahl von gemessenen Zyklen (100) im Mittelwert gleich sind, woraus die Annahme gleicher Zylinderdrücke erfolgt.

Für die Bestimmung des effektiven Mitteldrucks wurde das effektive Drehmoment ($M_{d,e}$) herangezogen. Mittels des Drehmomenten-Messflansches war das effektive Drehmoment gegeben.

Der Reibmitteldruck kann zudem aus der Differenz zwischen indizierten und effektiven Mitteldruck errechnet werden (Gleichung 5.30). Abbildung 5.9 zeigt ein sogenanntes Reibkennfeld, welches aus den zuvor beschriebenen Berechnungen hervorging.

$$p_r = p_i - p_e \quad (5.25)$$

Hierin ist der Reibmitteldruck, die Differenz zwischen indizierten und effektiven Mitteldruck, als Parameter zum effektiven Mitteldruck über der Drehzahl aufgetragen. Nach Angaben von BMW wurde auf die Reiboptimierung des Motors großer Wert gelegt. Es ist zu erkennen, dass gerade im unteren Drehzahl- und Lastbereich der Motor einen sehr geringen Reibungsanteil aufweist. Bei der Betrachtung der

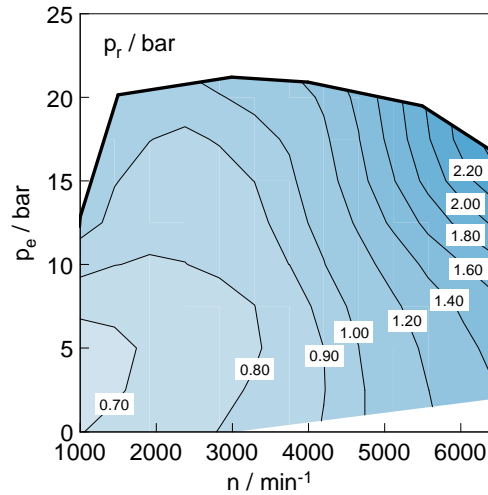


Abbildung 5.9: Reibkennfeld des N18B16

Kennfelder muss allerdings immer wieder daran erinnert werden, dass bei der Basisvermessung nur der erste Zylinder indiziert wurde, wodurch sich Unsicherheiten einstellen. Es ist bekannt, dass der Reibmitteldruck eine Funktion der Motordrehzahl, Motorlast, Temperatur, Ölviskosität sowie den Nebenaggregaten und weiteren reibungsverursachenden Größen ist. Verkürzt kann geschrieben werden, dass

$$p_r = f(n, p_i, T, \nu, \dots) \quad (5.26)$$

ist.

Aus dem effektiven Mitteldruck kann danach die Leistung für einen Viertakt-Motor laut Gleichung 5.27 berechnet werden.

$$P_e = V_H \cdot p_e \cdot \frac{n}{2} \quad (5.27)$$

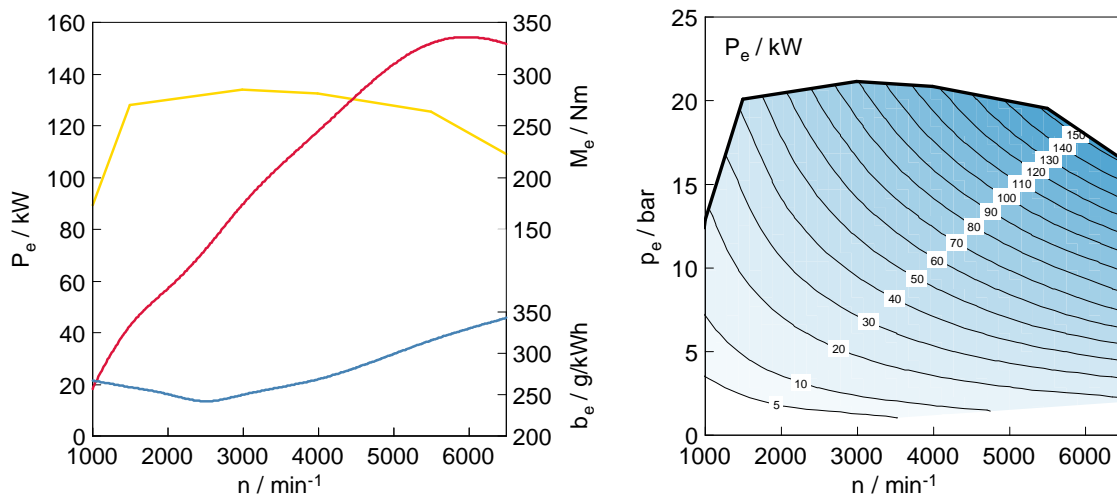
Die Leistung sowie das Drehmoment muss nun noch, um Vergleiche anstellen zu können, auf den Normzustand korrigiert werden. Dies dient der Vergleichbarkeit verschiedener Motoren. Da bei der Basisvermessung die relative Feuchte am Prüfstand nicht gemessen worden ist, wurde statt der Leistungskorrektur nach ISO 1585(5/82) die Leistungskorrektur nach DIN 70 020(11/76) angewandt. Die gesetzten Randbedingungen sind dabei der Normzustand. Der Druck liegt bei 1013 mbar (1 atm) und die Temperatur bei 293.15 K (20 °C). Die Korrektur der Leistung erfolgt nun wie in der folgenden Gleichungen beschrieben.

$$P_{e,NZ} = P_{e,gem} \cdot \frac{1013}{p_u} \cdot \sqrt{\frac{T_u}{293}} \quad (5.28)$$

Analog dazu erfolgt die Korrektur des Drehmomentes.

$$M_{e,NZ} = M_{e,gem} \cdot \frac{1013}{p_u} \cdot \sqrt{\frac{T_u}{293}} \quad (5.29)$$

In Abbildung 5.10 ist das Motorkennfeld des N18B16 dargestellt. Darin enthalten ist die auf Normzustand (NZ) korrigierte Leistung (rot) und das auf den Normzustand korrigierte Drehmoment (gelb).



(a) Vollastlinien des N18B16; Leistung (rot), effektives Drehmoment (gelb), spezifischer Kraftstoffverbrauch (blau)

(b) Leistungshyperbeln des N18B16

Abbildung 5.10: Kennlinien/-felder

Es ist zu entnehmen, dass das maximale Drehmoment von 285 Nm bei 3000 min^{-1} und die maximale Leistung von 152 kW/ 207 PS bei 6000 min^{-1} bei 5500 min^{-1} auftritt. Als weitere Größe ist noch der spezifische Kraftstoffverbrauch (grün) an der Vollast aufgezeigt. Hier zeigt sich, dass ein Minimum mit einem spezifischen Verbrauch von 250 g/kWh existiert.

Die Leistungshyperbeln, Linien konstanter Leistung im Motorkennfeld, können in Abhängigkeit des effektiven Mitteldrucks über der Drehzahl dargestellt werden. Anstelle des Mitteldrucks könnte hier auch das effektive Moment genutzt werden. Der

Grund ist die lineare Abhängigkeit der einzelnen Größen untereinander. Es ist zu erkennen, dass im unteren Teillastbereich die Sprünge zwischen 10 kW Leistung deutlich größer sind als im oberen Last- und Drehzahlbereich.

Wirkungsgradanalyse

Eine wichtige Größe bei der Beurteilung eines Motors ist der effektive Wirkungsgrad. Dabei ist der effektive Wirkungsgrad eine Funktion des Verdichtungsverhältnisses, des Wärmeübergangs, der Umsetzungsverluste, der Verbrennungsverluste, der Ladungswechselverluste und der mechanischen Verluste. Anders angeschrieben kann wieder gesagt werden

$$\eta_e = f(\varepsilon, q, \dots). \quad (5.30)$$

Die Gleichung 5.31 zeigt auf, dass der Wirkungsgrad und der spezifische Kraftstoffverbrauch lediglich über den unteren Heizwert miteinander verknüpft sind.

$$b_e = \frac{1}{H_u \cdot \eta_e} \quad (5.31)$$

Somit ist der spezifische Kraftstoffverbrauch ein Maß für die Effizienz der Verbrennungskraftmaschine. Definiert ist der spezifische Kraftstoffverbrauch als das Verhältnis zwischen Kraftstoffverbrauch pro Zeiteinheit und der abgegebenen mechanischen Leistung. Somit kann auch geschrieben werden

$$\eta_e = \frac{1}{H_u \cdot b_e} = \frac{P_e}{H_u \cdot \dot{m}_{Br}}. \quad (5.32)$$

In Abbildung 5.11 ist das spezifische Verbrauchskennfeld dargestellt. Der Bestpunkt des spezifischen Kraftstoffverbrauchs liegt bei $b_{e,\min} = 237 \text{ g/kWh}$ bei 3000 min^{-1} und 14 bar effektiven Mitteldruck. Daraus errechnet sich ein effektiver Wirkungsgrad von $\eta_e = 0.36$.

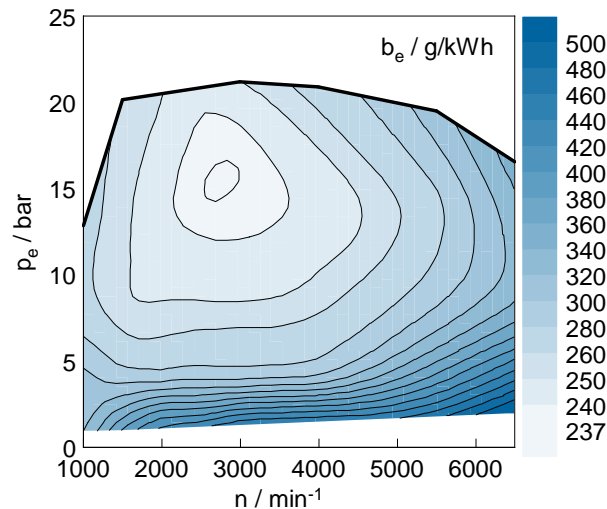


Abbildung 5.11: spezifischer Kraftstoffverbrauch des N18B16

5.4 Abgasanalyse

Auf die Abgasanalyse soll im Rahmen dieser Arbeit nur kurz eingegangen werden. Zwar stellt dieses Thema einen zentralen Punkt bei der Entwicklung von Motoren dar, dennoch war eine umfangreiche Abgasanalyse von untergeordneter Bedeutung für die Erstellung des Simulationsmodells. Auch war eine detaillierte Abgasanalyse nicht Gegenstand des Prüfstandbetriebes. Dennoch konnten einige Daten bei der Basisvermessung gewonnen werden. So wurden die Stickoxide (NO_x) und die Filter Smoke Number ermittelt, worauf kurz eingegangen werden soll.

Schwärzungszahl

Die Schwärzungszahl, auch Filter Smoke Number (FSN) genannt, ist eine dimensionslose Kennzahl, welche von der Firma *BOSCH* entwickelt worden ist. Der Hintergrund dieser Kennzahl ist, die Ruß- beziehungsweise Partikelkonzentration im Roh- oder Abgas zu bestimmen. Hierbei wird das Abgas beziehungsweise ein Teil des Abgases durch einen Filter geführt. Dabei ist die Schwärzungszahl proportional zur Änderung der reflektierten Lichtintensität. Diese ist wiederum abhängig von der Partikelkonzentration der betrachteten Probe. In Abbildung 5.12 ist diese aufgetragen. Eine deutliche Abhängigkeit von der Motordrehzahl und der Last ist hierbei zu erkennen.

Aus der Analyse der Steuerungsstrategie des N18B16 und hier besonders aus dem Lambda-Kennfeld der Abbildung 7.14 ist ersichtlich, dass im unteren Drehzahl- und oberen Lastbereich das Abgas mager und im oberen Drehzahl- und Lastbereich das Abgas fett ist.

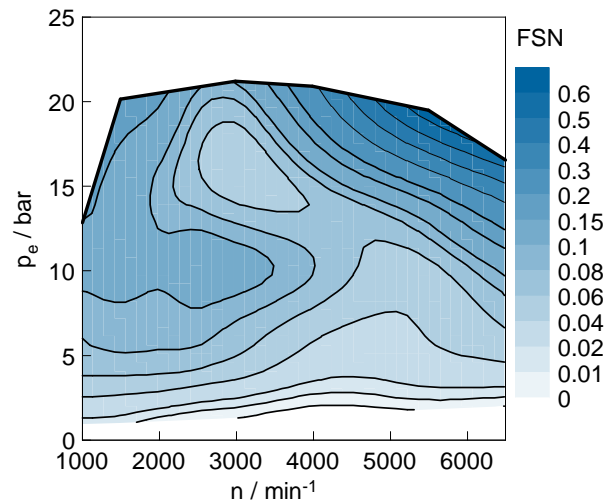


Abbildung 5.12: Filter Smoke Number des N18B16

Weiterhin ist bekannt, dass die Rußbildung eine Funktion von λ , der Temperatur, dem Druck, dem Strömungsfeld (\mathbf{U}) und anderen Parametern ist. Dies drückt nochmals die Gleichung 5.33 aus.

$$C = f(\lambda, T, p, \mathbf{U}, \dots) \quad (5.33)$$

Die Ruß- oder Partikelkonzentration wird hier mit C bezeichnet. Dieser Motor zeigt im Teillastbereich geringe Rußkonzentrationen. Anders sieht es im *fetten Betrieb* aus. Hier steigt die Rußkonzentration aufgrund der unvollständigen beziehungsweise unvollkommenen Verbrennung an. Nun langt das Sauerstoffangebot nicht mehr zur vollständigen Oxidation. Neben den Komponenten der vollständigen entstehen auch Komponenten der unvollständigen Verbrennung. Somit kommt es unter anderem auch zur Bildung von Ruß.

Im unteren Drehzahl- und oberen Lastbereich steigt die Filter Smoke Nummer gegenüber dem Teillastbereich an. Es wurde bereits auf das λ -Kennfeld im Kapitel 7 hingewiesen. Hier wurde festgestellt, dass in diesem Bereich das Abgas mager ist. Das hängt mit dem sogenannten Scavenging zusammen, auf das später noch explizit eingegangen wird. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass zwar hier mageres Abgas von der Lambdasonde dedektiert wird, dies aber nicht die Bedingungen im Brennraum widerspiegelt, die aufgrund von Scavenging und der Direkteinspritzung unterschiedlich sein können. Die leicht erhöhten Rußwerte lassen auf ein etwas fettes Brennraum- λ im Bereich der Scavenging-Phase schließen.

NO_x-Kennfeld

Aus der Abgasanalyse vor und nach dem Katalysator sind NO_x-Kennfelder erstellt worden, welche den Abbildungen 5.13 und 5.14 zu entnehmen sind. Dabei steht die Abkürzung NO_x für die Summe aus NO und NO₂. Die Messdaten wurden in der Einheit ppm ermittelt und in einem weiteren Schritt in g/kWh umgerechnet. Dieser Rechenschritt soll an dieser Stelle nachvollzogen werden, da hierbei einige wichtige Annahmen getroffen worden sind. Die Gleichung 5.4 bildet die vollständige Verbrennung ab. Aus der Zusammensetzung der Luft (0.79/0.21 N₂/O₂) und der Annahme, dass der Motor durch die Regelstrategie bei $\lambda = 1$ betrieben wird, ergibt sich bei der vollständigen Verbrennung die Tatsache, dass die primäre Abgaskomponente unveränderter Luftstickstoff ist. Für den Abgasmassenstrom werden die Annahmen getroffen, dass sich dieser aus der angesaugten Luftmasse zuzüglich der eingespritzten Kraftstoffmasse zusammensetzt. Diese Annahme wird getroffen, da das Blow-By nicht gemessen wurde. Für die Umrechnung sind nun noch die molaren Massen der zu betrachteten Komponenten sowie die Abgaszusammensetzung notwendig. Für Stickstoff beträgt die molare Masse 14,0067 g/mol. Für Stickstoffmonoxid beträgt die molare Masse 30.0061 g/mol und für Stickstoffdioxid 46.0055 g/mol.

$$\dot{m}_{\text{NO}} = \left(\text{NO} \cdot \frac{M_{\text{NO}}}{M_{\text{Ex}}} \right) \cdot \dot{m}_{\text{Ex}} \quad (5.34)$$

$$\dot{m}_{\text{NO}_2} = \left(\text{NO}_2 \cdot \frac{M_{\text{NO}_2}}{M_{\text{Ex}}} \right) \cdot \dot{m}_{\text{Ex}} \quad (5.35)$$

$$\dot{m}_{\text{NO}_x} = \dot{m}_{\text{NO}} + \dot{m}_{\text{NO}_2} \quad (5.36)$$

Dividiert man den NO_x-Massenstrom nun durch die reduzierte Leistung, erhält man die NO_x-Konzentration in g/kWh, was die Gleichung 5.37 verdeutlicht.

$$\text{NO}_x = \frac{\dot{m}_{\text{NO}_x}}{P_e} \quad (5.37)$$

In den Abbildungen 5.13 und 5.14 sind die NO_x-Kennfelder aus der Abgasanalyse vor und nach dem Katalysator aufgezeigt, auf welche im folgenden etwas näher eingegangen wird.

Betrachtet man die NO_x-Kennfelder der Rohemissionen (vor dem Katalysator) stellt man fest, dass bei diesem Motor die NO_x-Emissionen im zentralen Kennfeldbereich am Höchsten sind. Die Bildung von NO_x hängt von vielen Faktoren unter anderem

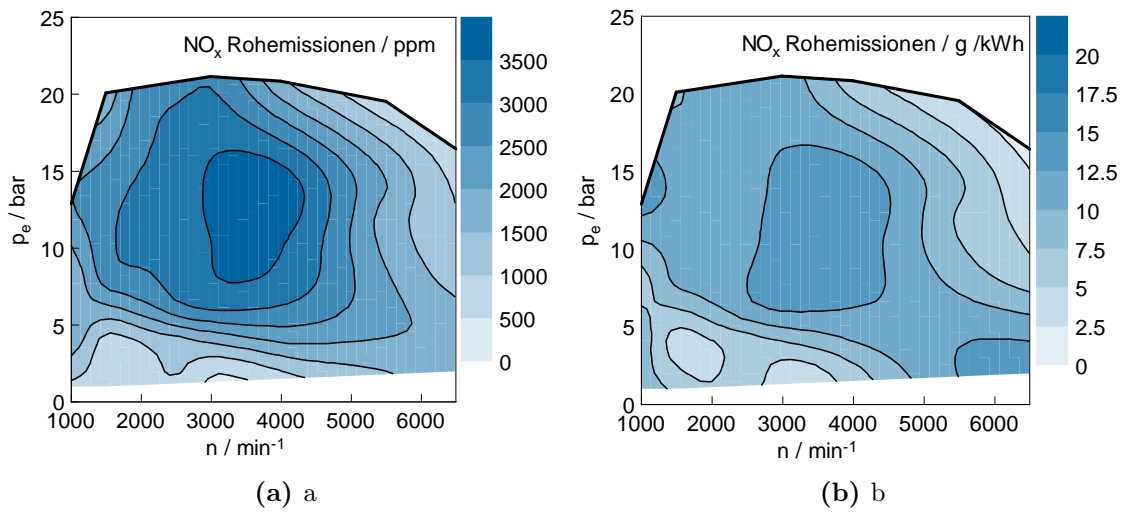


Abbildung 5.13: NO_x-Kennfelder aus Messwerten vor dem Katalysator

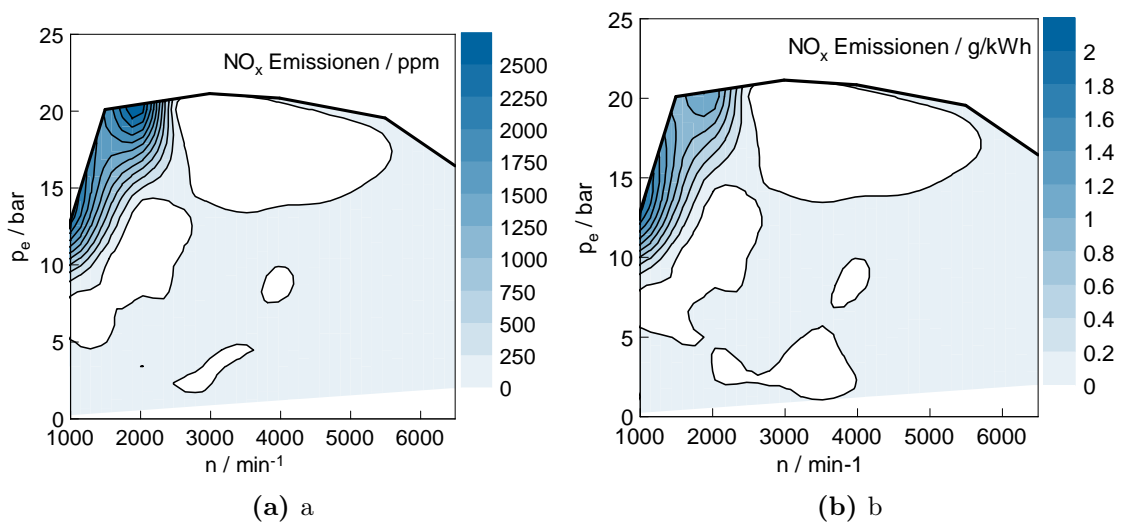


Abbildung 5.14: NO_x-Kennfelder aus Messwerten nach dem Katalysator

von den AGR-Raten, der Prozesstemperatur, der Gemischzusammensetzung und der zur Verfügung stehenden Reaktionszeit ab.

Demgegenüber zeigt sich bei der Betrachtung der NO_x-Kennfelder aus der Abgasanalyse nach dem Katalysator, dass der Motor in Verbindung mit dem Lambda-Eins-Konzept (siehe Abbildung 7.14) nahezu im gesamten Kennfeld wenig NO_x emittiert. Lediglich im unteren Drehzahl-oberen Lastbereich zeigt sich ein Anstieg der Emissionen. Grund für diesen Anstieg ist das sogenannte Scavenging, auf welches im

Kapitel 7 noch näher eingegangen wird. In diesem Bereich kommt es zur Überspülung, wodurch ein sehr mageres Abgas-Lambda entsteht. Aus diesem Grund ist eine Konvertierung der NO_x im Drei-Wege-Katalysator nicht mehr möglich.

6 1D-CFD Simulation

In den letzten Jahrzehnten haben sich die Entwicklungsmethoden stark geändert. Wurden früher noch mehr Prototypen (PMU) während des Produktentstehungsprozesses erstellt, so können heute viele Aussagen anhand von computergestützten Modellen getroffen werden. Die CFD-Rechnung gehört zu den CAx Disziplinen und hierbei speziell zum CAE. Man unterscheidet prinzipiell zwischen 1D und 3D CFD-Rechnungen.

In diesem Kapitel wird ein Einblick in die Grundzüge der Simulation gegeben. Anschließend wird der grundsätzliche Aufbau des Modells dargestellt, gefolgt vom Aufzeigen der wichtigsten Einflussparameter und deren detaillierten Erläuterung.

6.1 Grundlagen der Simulation

Grundsätzlich kann der Simulationsprozess in drei wesentliche Arbeitsschritte unterteilt werden. Am Anfang steht die Phase des Pre-Processing, welches einen erheblichen Arbeitsaufwand mit sich bringt. Hierbei muss das reale System abstrahiert, das heißt eine für das Simulationsprogramm gerechte Abbildung der Realität gefunden werden, welches gute Ergebnisse liefert. Auch müssen die Eingangsparameter und Randbedingungen für die Modellierung erhoben und integriert werden. Entweder kann auf verlässliche Datenquellen zurückgegriffen werden oder es müssen bei mangelndem beziehungsweise fehlendem Datenbestand diese selbstständig ermittelt werden. Für das Pre-Processing ist es von großer Bedeutung, den Hintergrund beziehungsweise den Berechnungsalgorithmus des Simulationsprogrammes zu kennen, damit die richtigen Parameter ausgewählt beziehungsweise generiert werden können. Der Phase des Pre-Processing schließt sich die Simulation als solche an. Hierbei werden die eigentlichen Berechnungen durchgeführt und im ersten Schritt auf Plausibilität überprüft.

Die detaillierte Auswertung der Berechnungsergebnisse erfolgt dann in der dritten und letzten Phase, dem sogenannten Post-Processing. Die Verarbeitung der Ergebnisse erfolgt zumeist mit weiteren Computerprogrammen wie Excel oder Concerto. Aufwandsbedingt beinhaltet die erste Phase den größten Zeitanteil. In der Literatur wird angegeben, dass hierbei circa 51 % des Gesamtarbeitsaufwandes alleine für das Pre-Processing benötigt werden. Die weiteren 49 % verteilen sich anteilmäßig auf die Simulation und das Post-Processing. Diese Werte lassen sich in etwa auch für diese Arbeit bestätigen. In Abbildung 6.1 sind die drei Stufen der Simulation

grafisch dargestellt. Es ist auch aufgezeigt, und dies soll an dieser Stelle besonders betont werden, dass bei der Simulation mehrere Iterationsschritte erfolgen, bis verlässliche Ergebnisse generiert sind, beziehungsweise das Modell abgestimmt ist. Eine Iterationschleife durchläuft entweder alle drei Phasen oder es kommt bereits nach der Zweiten zum erneuten Pre-Processing. Dies kann der Fall sein, wenn Unstimmigkeiten im Modell vorhanden sind und dadurch die Berechnung nicht vollständig ausgeführt werden kann. [10]

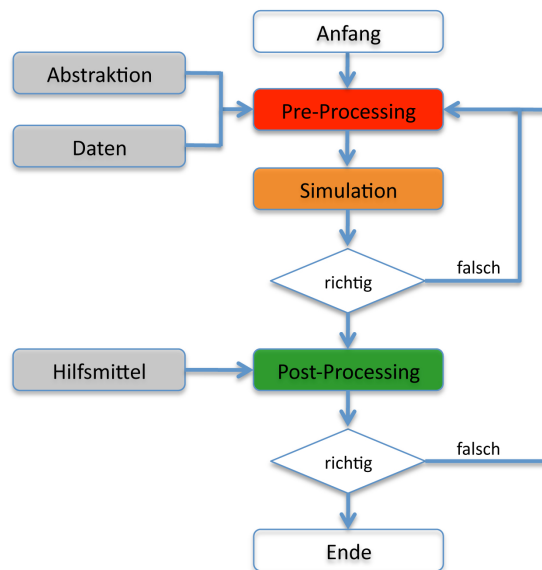


Abbildung 6.1: Arbeitskette Simulation

Anhand der oben beschriebenen Schrittfolgen werden nun in den nächsten Kapitel die einzelnen Phasen beschrieben.

Nulldimensionale Simulation

Die nulldimensionale Simulation ist auch unter dem Namen Zonenmodell bekannt. Hierbei kommen Ein-, Zwei- aber auch Mehrzonenmodelle zum Einsatz, wobei keine räumliche Zuordnung vorgenommen wird. Hierbei handelt es sich um Simulationsmodelle, die mittels gewisser Vereinfachungen zu einer Reduktion der Komplexität führen. Einige Annahmen sind zum Beispiel, dass

- das System als homogenes System (ideal durchmischter Behälter) behandelt wird,
- keine räumliche Auflösung von Druck, Temperatur und Lösung mittels zeitabhängiger Differentialgleichungen erfolgt und

Das System setzt sich aus verschiedenen Einzelkomponenten zusammen. Grundsätzlich besteht das Modell aus Systemgrenzen, Rohrleitungen, Verdichter, Ladeluftkühler, Beruhigungsvolumen, den einzelnen Zylindern, der Turbine und einem Katalysator. Zum besseren Verständnis sind in Tabelle 6.1 die einzelnen Bezeichnungen der Bauteile aufgeführt. Da einige Bauteile mehrmals vorhanden sind, wurden in der Tabelle die Nummerierungen durch ein x ersetzt. Außerdem sind die deutsche und englische Bezeichnungen angegeben.

Tabelle 6.1: Bezeichnung Boost-Modell

Abkürzung	engl. Bezeichnung	deut. Bezeichnung
Cx	Cylinder	Zylinder
CATx	Catalyst	Katalysator
CLx	Air Cleaner	Luftfilter
COx	Cooler	Ladeluftkühler
Jx	Junction	Verzweigung
MPx	Measuring Point	Messpunkt
PLx	Plenum	Sammler
SBx	System Bounday	Systemgrenze
TCx	Turbocharger	Abgasturbolader
xx	Pipe	Rohrleitungen

Ist der abstraktive Aufbau vollzogen, müssen alle Bauteile noch spezifiziert werden. Hierzu sind verschiedene Eingabeparameter von Nöten. Im Fortgang dieses Kapitels werden einige Parameter aufgeführt, welche besondere Beachtung erfordern. Der Aufbau, sowie die Parametrisierung des Modells gehören, wie zuvor beschrieben, zur Stufe des Pre-Processing. Der Aufbau des Systems erfolgte derart, dass der Detaillierungsgrad über die gesamte Arbeitsperiode gesteigert wurde. So wurden anfangs vereinfachte Modelle, zum Beispiel reduzierte Modelle, oder wie für den Turbolader, unterschiedliche Simulationsmodi (Simplified beziehungsweise Full Model) verwendet.

Während der Modellierung wurde festgestellt, dass bei der 1D-CFD Simulation nicht jedes geometrische Detail höchst genau eingepflegt werden muss, da sich dies kaum auf die Berechnungsergebnisse auswirkt. Hier stehen Aufwand und Nutzen letztendlich in keinem Verhältnis. Außerdem hätte die explizite Integration aller Geometriedetails einen enormen Aufwand bedeutet. Für Bauteile, die für die Simulation als sensibel angesehen werden können, wie Verdichter, Turbine und Zylinder, standen detaillierte Daten zur Verfügung (siehe Kapitel 3). Für die gesamte Luftführung und den neuen Ladeluftkühler standen keine expliziten Daten zur Verfügung und somit wurden diese vermessen beziehungsweise ausgelitert. Es ist verständlich, dass hier

nicht alle im Berechnungsmodell integrierten Parameter aufgelistet werden können. Dennoch werden in den nächsten Kapiteln hin und wieder Größen genannt, welche so direkt einfließen.

In Tabelle 6.2 sind die Bezeichnungen und Lagen der einzelnen Messstellen zu entnehmen. Die Messstellen wurden an den gleichen geometrischen Stellen (Längen) wie am Prüfstand im Modell integriert. So konnte sichergestellt werden, dass die physikalischen Größen an den einzelnen Stellen übereinstimmen. Die Indizes der Drücke und Temperaturen entsprechen dabei einer BMW-eigenen Nomenklatur. Dabei wird an Bauteilen, an denen sich die physikalischen Größen signifikant ändern, der erste Index erhöht. Der zweite Index steht dabei für mehrfach vorkommende Bauteile. Werden zum Beispiel die Drücke in allen vier Saugarmen gemessen, so weist der zweite Index die dazugehörige Zylinder Nummer aus.

Tabelle 6.2: Messstellenliste

Messstelle	Messgrößen	Lokation	Einbaulage
MP1	p_{10}, T_{10}	vor Verdichter	29.0 mm
MP2	p_{20}, T_{20}	nach Verdichter	200.0 mm
MP3	p_{21}, T_{21}	nach LLK	60.0 mm
MP4	p_{22}, T_{22}	vor Plenum	1225.0 mm
MP5	p_{31}, T_{31}	nach Zylinder 1	148.6 mm
MP6	p_{41}, T_{41}	nach Turbine	110.0 mm
MP7	p_{40}, T_{40}	nach Katalysator	60.0 mm

6.3 Einflussparameter

In diesem Kapitel werden die Größen vorgestellt, welche als primäre Einflussparameter der Simulation des Vollmotors angesehen werden können. Es ist verständlich, dass das Modell im gesamten Umfang und hierbei wiederum je nach Einsatzzweck abgestimmt sein muss. Es werden diejenigen Parameter angesprochen, welche bei diesem Modellaufbau besondere Beachtung erforderten.

6.3.1 Systemkomplexität

Im Laufe der Betrachtungen und Berechnungen konnte festgestellt werden, dass mit der Zunahme der Komplexität auch viele Einflussparameter erscheinen, welche beschwerlich auf Richtigkeit überprüft werden konnten (z.B. Durchflusskoeffizienten der Ein- und Auslasskanäle usw.). Als Folge inkorrekt eingabeparameter ergeben

sich logischerweise Unterschiede zwischen den Simulations- und den Messergebnissen. Gerade bei den anfänglichen Berechnungen traten starke Abweichung von den Messergebnissen auf. Dies rührte aus der Tatsache, dass beispielsweise zum einen der Bezugsquerschnitt für die Durchflusskoeffizienten ein- und auslassseitig und zum anderen die Bezugsmarke der VANOS-Stellung nicht eindeutig definiert waren, welche aus dem Steuergerät ausgelesen wurden.

Die Abbildung 6.3 zeigt die Modellierung eines Teilausschnittes des Vollmotors, ein sogenanntes reduziertes Modell. Reduzierte Modelle wurden verwendet, um die Abstimmung einzelner Bauteile vorzunehmen. Hilfreich dabei ist, dass Einflussparameter anderer Baugruppen ausgeschlossen werden und sich somit die Zahl der Einflussparameter drastisch reduziert. In umgekehrter Reihenfolge zeigten diese aber auch, welchen Einfluss unterschiedliche Modellierungsarten, zum Beispiel mit einem oder zwei Ein- und Auslasskanälen, auf die Ladungswechselberechnung haben. Es ist darauf zu achten, dass sich dabei die Eingabeparameter des Modells ändern können. Diese sind so abzuändern, dass die identischen Systeme miteinander verglichen werden, um letztendlich die Unterschiede herausfiltern zu können.

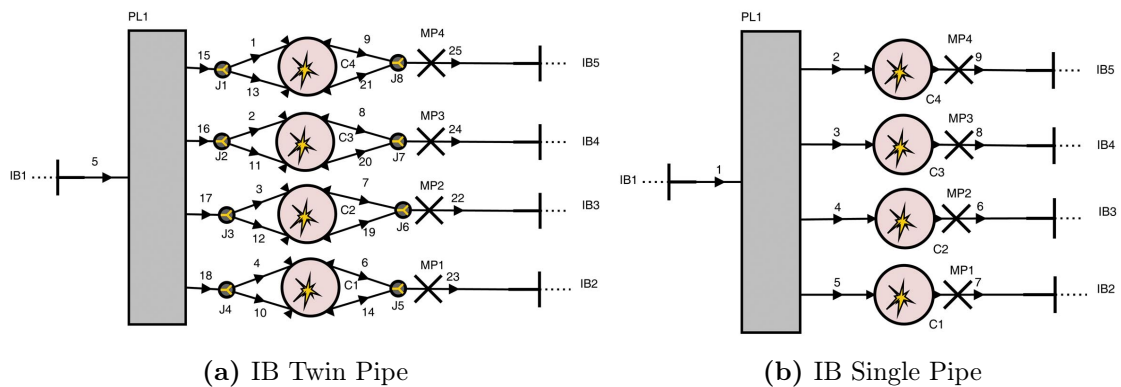


Abbildung 6.3: Reduzierte Simulationsmodelle für die Zylindermodellierung

Mit Hilfe der inneren Systemgrenzen (IB = Internal Boundary) können die an der entsprechenden Stelle aufgetretenen Konditionen der Messung dem Modell aufgeprägt werden. Die inneren Systemgrenzen wurden an Stellen vorhandener Messpunkte gesetzt. Bei den in Abbildung 6.3 gesetzten Systemgrenzen waren das die Messstellen vor dem Plenum (MP4 laut Abbildung 6.2), sowie nach dem ersten Zylinder (MP5 laut Abbildung 6.2). Somit kann das System ohne Einflüsse vorgeschalteter Bauteile abgebildet und simuliert werden. Außerdem reduziert sich die Anzahl der Eingabeparameter drastisch, was einen besseren Überblick über die Abhängigkeiten der Eingabeparameter und deren Zusammenhänge zulässt. Aus den Berechnungen der beiden Modellierungsarten laut Abbildung 6.3 zeigte sich eine größere Abweichung zwischen den Mess- und den Simulationsergebnissen mit zwei Einlasskanälen. Außerdem steigt die benötigte Rechenzeit pro Zyklus an. Dies kann

auf die komplexere Modellierung zurückgeführt werden. Auch hierbei gilt wiederum, dass die gesteigerte Komplexität des Modells nicht automatisch eine höhere Genauigkeit der Abbildung der Realität mit sich bringt.

6.3.2 Prüfstandsdaten

Bereits im Kapitel 4.5 wurde auf die Unsicherheiten beim Prüfstandsbetrieb eingegangen. Die dort beschriebenen Aspekte haben unweigerlich auch Einfluss auf die Simulation. Da beim Prüfstandsbetrieb nur der erste Zylinder indiziert wurde, wurde die Annahme getroffen, alle vier Zylinder des Simulationsmodells mit identischen Bedingungen abzubilden. Als Beispiel hierfür können die eingespritzte Kraftstoffmenge und der aus dem Zylinderdruck resultierende Brennverlauf genannt werden.

6.3.3 Modellierung der Verbrennung

Als ein weiterer Einflussparameter wird die Modellierung der Verbrennung behandelt. Als Grundlage für die Modellierung des Brennverlaufs wurde der Zylinderdruckverlauf herangezogen. Gegenläufig zur Messung, wo der Zylinderdruck indiziert und anschließend der Brennverlauf ermittelt wird, wird bei der Simulation aus dem Brennverlauf als Eingabeparameter der Druckverlauf im Zylinder errechnet. Aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik (Gleichung 5.2) kann der Heizverlauf ermittelt werden.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} \quad (6.1)$$

Der Gleichung 6.1 ist zu entnehmen, dass sich der Heizverlauf als der um die Wandwärmeverluste geminderte Brennverlauf darstellen lässt. Außerdem beträgt die in den Brennraum eingebrachte Wärmemenge.

$$dQ_B = H_u \cdot dm_{Br} \quad (6.2)$$

Da die Wandwärmeverluste schwer zu ermitteln sind und in diesem Fall beim Prüfstandsbetrieb gar nicht ermittelt wurden, entsteht durch die Vorgehensweise, den Brennverlauf aus dem Heizverlauf zu Ermitteln ein Fehler. Für die Modellierung des Brennverlaufs wurde die Vibe-Funktion herangezogen. Um die Parameter der Vibe-Funktion bestimmen zu können, wurde der Heizverlauf als Referenz benutzt. Der dabei entstehende Fehler ist allerdings gering, da für die Vibe-Parameter die Form den Brennverlaufs benötigt wird. Die Form des Brennverlaufes unterscheidet sich geringfügig von der Form des Heizverlaufes. Der Wandwärmeübergang wurde aus

Gründen der realitätsgetreuen Abbildung auch im Simulationsmodell berücksichtigt, worauf später noch ausführlich eingegangen wird.

Vibe-Funktion

Die Vibe-Funktion wurde im Jahre 1971 von Vibe entwickelt und dient zur Abbildung des Brennverlaufes von Otto- wie Dieselmotoren. Grundsätzlich unterscheidet man bei der Vibe-Funktion zwischen einer einfachen und einer doppelten Vibe-Funktion. Dabei reicht bei der ottomotorischen Verbrennung meist eine einfache Vibe-Funktion aus, da die Verbrennung weitgehend symmetrisch abläuft.

Nach der Analyse der Heizverläufe wurde festgestellt, dass dieser durch die Doppel-Vibe-Funktion besser abgebildet werden kann. Im Weiteren werden die Unterschiede und die hier verwendete Funktion beschrieben.

Ausgangspunkt ist der Ansatz eines Dreiecksbrennverlaufes, welcher einen symmetrischen Verlauf aufweist. Hierbei wird folgender Ansatz gewählt.

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{a}{\Delta\varphi} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-a \cdot y^{(m+1)}} \quad (6.3)$$

$$dx = \frac{dQ_{\text{Br}}(\varphi)}{Q_{\text{Br, ges}}} \quad (6.4)$$

$$y = \frac{\varphi - \varphi_0}{\Delta\varphi_c} \quad (6.5)$$

Nun kann der Vibe-Parameter a mittels folgender Gleichungen bestimmt werden.

$$\frac{Q_{\text{Br}}(\varphi)}{Q_{\text{Br, ges}}} = x = 1 - e^{\frac{c}{\tau_0} x} = 1 - e^a \quad (6.6)$$

$$a = -\ln(1 - x) \quad (6.7)$$

Es wird davon ausgegangen, dass bis zum Brennende 99,9% der in den Brennraum eingebrachten Brennstoffenergie (Gleichung 6.2) umgesetzt werden. Somit ergibt sich aus der Gleichung 6.7 der Parameter a zu 6.908. Der Parameter m wird aus dem gesamten Brennverlauf bestimmt. Wie der Abbildung 6.4 zu entnehmen ist, ist die einfache Vibe-Funktion für die Modellierung des Brennverlaufes nicht ausreichend. Um die verschleppte Verbrennung hinreichend genau abbilden zu können, wurde auf den Doppel-Vibe-Ansatz zurückgegriffen. Auf diesen wird nun eingegangen. Die Gründe für die verschleppte Verbrennung wurden schon im Kapitel 5 im Unterpunkt *Zylinderdruckverlauf* ausführlich beschrieben.

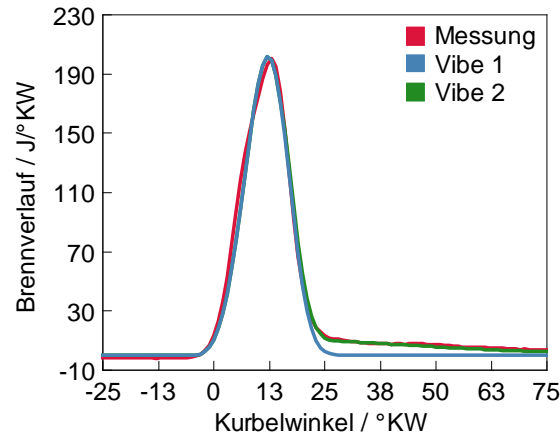


Abbildung 6.4: Vibe-Vergleich

Doppel-Vibe-Funktion

Bei der Doppel-Vibe-Funktion handelt es sich um zwei seriell geschaltete Vibe-Funktionen, was die Gleichung 6.8 zum Ausdruck bringt. Diese Methode wird angewendet, um den Einfluss verschleppter Verbrennung besser abbilden zu können. Der Aufbau ist dem einfachen Vibe-Prinzip sehr ähnlich, nur werden hier verschiedene Intervalle für die einzelnen Funktionen angegeben. Somit kann die Doppel-Vibe-Funktion folgendermaßen dargestellt werden.

$$\frac{dQ_{B,ges}}{d\varphi} = \frac{dQ_{B,1}}{d\varphi} + \frac{dQ_{B,2}}{d\varphi} \quad (6.8)$$

6.3.4 Durchflusskoeffizient ($\mu\sigma$ -Wert)

Für die Beurteilung der Qualität der Strömungskanäle dient der Durchflusskoeffizient. Dies ist eine dimensionslose Größe, welche zum Vergleich von ähnlichen Motoren herangezogen werden kann. Dieser wird in der einschlägigen Literatur oftmals auch mit α bezeichnet. Der Durchflusskoeffizient ist eine am stationären Strömungsprüfstand ermittelte Größe und neben den Randbedingungen der Gasdynamik vom Ventilhub und dem Ventildurchmesser abhängig. Der Durchflusskoeffizient ist als Verhältnis des tatsächlich gemessenen Massendurchsatzes zum theoretischen Massendurchsatz definiert (siehe Gleichung 6.9).

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}_{tat}}{\dot{m}_{theo}} \quad (6.9)$$

Aus diesen Daten und der Kenntnis des inneren Ventilsitzdurchmessers kann der effektive Durchflussquerschnitt (A_{eff}) errechnet werden.

$$A_{\text{eff}} = \mu\sigma \frac{d_{\text{vi}}^2 \pi}{4} \quad (6.10)$$

Dabei stellt d_i den Bezugsdurchmesser des Durchflusskoeffizienten dar. Dieser ist, wie in Abbildung 6.5 gezeigt, definiert.

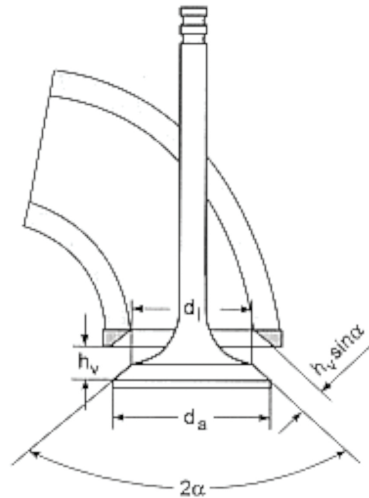


Abbildung 6.5: Bezugsdurchmesser

Für die folgenden Berechnungen mittels des Boost-Modells war eine korrekte Eingabe der Daten von Nöten. Die Eingabedaten (Durchflusskoeffizienten) stellte BMW zur Verfügung, sodass der Zylinderkopf nicht am Strömungsprüfstand vermessen werden musste. Diese waren auf einen Querschnitt im Einlasskanal von 25.87 mm beziehungsweise im Auslasskanal von 22.84 mm bezogen. Für das Boost-Modell wurden diese, wie folgt gezeigt, auf den inneren Ventilsitzdurchmesser (Einlass: 24.76 mm und Auslass: 22.00 mm) umgerechnet. Grundsätzlich können diese Werte auf beliebige Querschnitte bezogen werden, solange die Korrektur über den sogenannte Scaling Faktor (Skalierungsfaktor) gegeben ist. In diesem Fall wurde der Scaling Faktor (f_{sc}) zu eins gesetzt. Die Umrechnung kann über die Verhältnisse der Durchmesser erfolgen.

1. Fall

$$\mu\sigma_{\text{Kanal}} = \mu\sigma_{\text{BMW}} \frac{d_{\text{BMW}}^2}{d_{\text{Kanal}}^2} \quad (6.11)$$

$$f_{sc} = 1 \quad (6.12)$$

2. Fall

$$\mu\sigma_{dvi} = \mu\sigma_{BMW} \frac{d_{BMW}^2}{n_v d_{vi}^2} \quad (6.13)$$

$$f_{sc} = \frac{n_v d_{vi}^2}{d_{Kanal}^2} \quad (6.14)$$

Dies geschah mittels der von BMW zur Verfügung gestellten Daten. Diese können in Boost sehr leicht integriert werden. Es ist darauf zu achten, dass unterschiedliche Durchflusskoeffizienten für die einströmende und ausströmende Richtung der Einlass- sowie für die Auslassventile gelten, was in Abbildung 6.6 aufgezeigt ist.

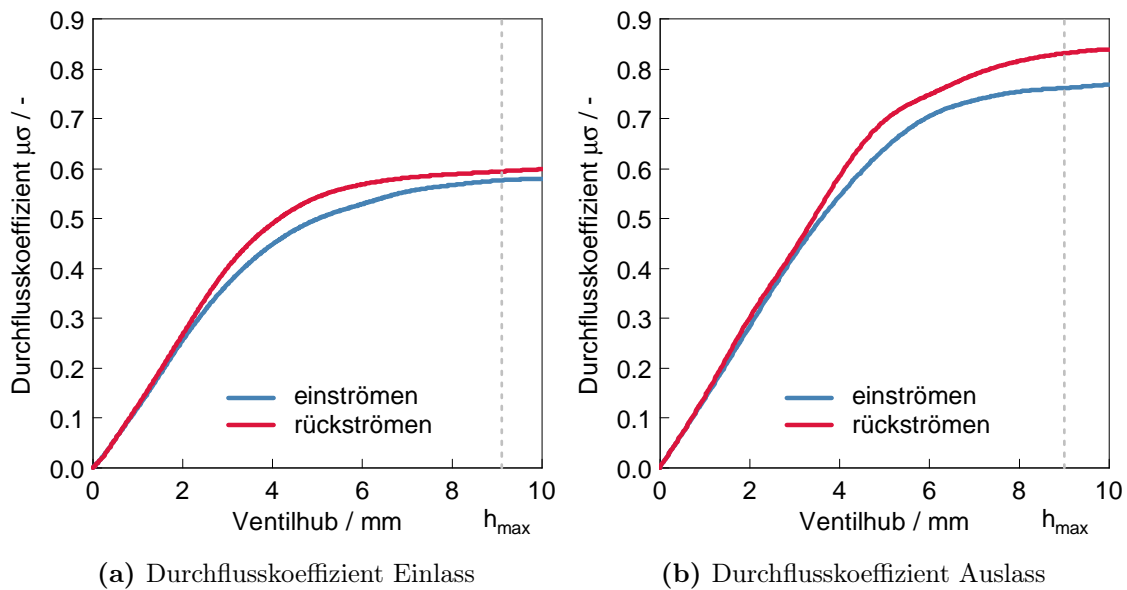


Abbildung 6.6: Durchflusskoeffizienten

Aus der unten aufgeführten Tabelle kann die Vorgehensweise der Implementierung in *Boost* entnommen werden. Hier ist die Strömungsrichtung in und aus dem Einbeziehungsweise Auslasskanal vom Druckverhältnis aufgezeigt. Das Verhältnis ergibt sich nach Gleichung 6.15.

$$p_{\text{Ratio}} = \frac{p_{\text{Zylinder}}}{p_{\text{Rohr, tot}}} \quad (6.15)$$

Tabelle 6.3: Strömungskoeffizienten

Pressure Ratio	Einlass	Auslass
0.9	$p_{\text{Rohr}} > p_{\text{Zylinder}}$ inflow	$p_{\text{Rohr}} > p_{\text{Zylinder}}$ reflux
1.1	$p_{\text{Rohr}} < p_{\text{Zylinder}}$ reflux	$p_{\text{Rohr}} < p_{\text{Zylinder}}$ outflow

Dabei gilt, dass bei den Einlasskanälen für das Einströmen in den Zylinder der Durchflusskoeffizient der blauen Linie und für den Rückfluss aus dem Zylinder in das Saugrohr der roten Linie folgt. In *Boost* wird dies durch das zuvor eingeführte *Pressure Ratio* indiziert. Dabei gilt, dass nach der Gleichung 6.15 für das Einströmen in den Zylinder ein Druckverhältnis $p_{\text{Ratio}} < 1$ und für das Rückströmen ein Druckverhältnis $p_{\text{Ratio}} > 1$ gilt. Anders sieht es da bei den Auslasskanälen aus. Hier erfolgt das Ausströmen bei einem Druckverhältnis von $p_{\text{Ratio}} > 1$ und somit folgt der Durchflusskoeffizient der blauen und beim einem Druckverhältnis $p_{\text{Ratio}} < 1$ (Zurückströmen aus dem Abgasrohr in den Zylinder) der roten Linie. Hier wurden für die zuvor beschriebenen Definitionen 0.9 und 1.1 gewählt.

6.3.5 Leckage (Blow-By)

Es wurde bereits angeführt, dass der durch Undichtigkeiten verursachte Leckagestrom des Zylinders beim Prüfstandsbetrieb nicht gemessen wurde. Aufgrund der Kenntnis dieses Effektes sollte dieser allerdings in der Simulation Berücksichtigung finden.

In der Literatur sind drehzahlabhängige Leckageströme der Größenordnungen von ca. 1 – 3 % des Gesamtmassenstromes zu entnehmen. Neben der Drehzahlabhängigkeit sind auch das Hub-/Bohrungsverhältnis, sowie der Druckverlauf und der Spitzendruck entscheidende Einflussparameter. Da sich mit *Boost* der direkte Leckagemassenstrom ermitteln lässt, konnten die oben genannten Modellansätze verifiziert werden. Nach Untersuchungen verschiedener Lastpunkte wurde nach Anpassung ein Leckagespalt von 0.08 mm für die Berechnungen angenommen. Außerdem wurde der Druck im Kurbelgehäuse mit 1 bar angenommen, womit eine ausreichende Modellierung des realen Verhaltens gelingt.

6.3.6 Verdichtungskurven

Bei ersten Berechnungen wurde festgestellt, dass die Zylinderdruckverläufe aus den Messungen mit den Berechnungen nicht übereinstimmten. Dabei lag der Zylinderdruckverlauf der Simulation stets über den Verläufen aus den Messungen. Um der Tatsache auf den Grund zu gehen, wurden Vergleichsrechnungen des geschleppten Motors aus der Simulation und Messung miteinander verglichen. Aus der Basisvermessung standen allerdings nur Schleppkurven bei 1000 und 2000 min^{-1} zur Verfügung. Dennoch zeigte sich auch da diese Tatsache, was die Abbildung 6.7 verdeutlicht. In einem weiteren Schritt wurde die Drehzahl- und Lastabhängigkeit dieser Beobachtung untersucht. Hierbei wurden nur leichte Unterschiede festgestellt.

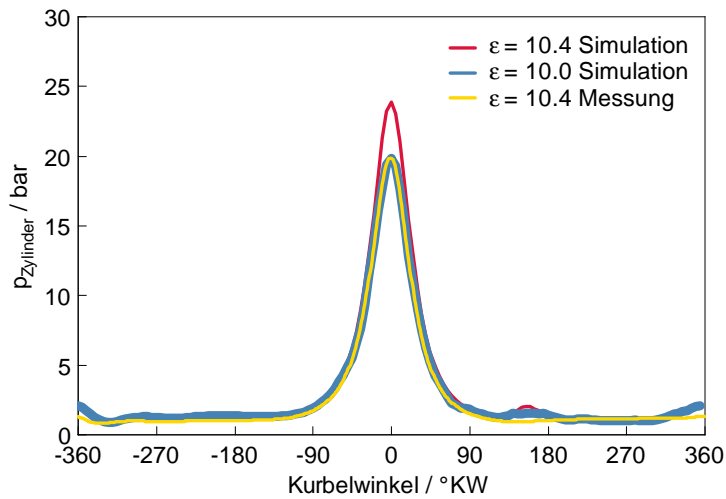


Abbildung 6.7: Schleppkurven - Verdichtungsverhältnis

In einem weiteren Schritt wurde die nachträgliche thermodynamische Einpassung der Messdaten untersucht. Auch hierdurch konnten keine Verbesserungen bezüglich der Zylinderdruckkurven gefunden werden. Schlussendlich wurde festgestellt, dass dieser Effekt mit einer Änderung des Verdichtungsverhältnisses zusammenhängen könnte.

$$\varepsilon_{\text{geom}} \neq \varepsilon_{\text{therm}} \quad (6.16)$$

In die Simulation wird das geometrische Verdichtungsverhältnis als fixer Wert integriert. Dies ändert sich durch Bauteiltoleranzen und dynamische Effekte im gesamten Kurbeltrieb sowie durch die steigenden Drücke mit steigender Last und Drehzahl. Für die Simulation wurde nach einer Variationsrechnung das geometrische Verdichtungsverhältnis von 10.4 auf 10.0 herabgesetzt. Auch in allen weiteren Berechnungen

hat sich gezeigt, dass dies der beste Kompromiss war. Sind detailliertere Berechnungen von Nöten, so ist das Verdichtungsverhältnis drehzahl- und lastabhängig genauer anzupassen.

6.3.7 Turbolader

Auf den Twin-Scroll Turbolader wurde bereits im Kapitel 3 genauer eingegangen. In diesem Kapitel wird auf diesen Aussagen weiter aufgebaut und mehr Bezug auf die Modellierung des Twin-Scroll Turbolader genommen. Um den Turbolader verlässlich abzubilden ist es wichtig, die Berechnungsweisen des Simulationsmodells zu verstehen. Auch müssen Einflussfaktoren erkannt und Strategien entwickelt werden, welche das physikalische Verhalten der Hardware richtig wiedergeben.

Eine Besonderheit war zum Beispiel die Abbildung der Interferenzen zwischen den bis zur Turbine separat geführten Abgassträngen. Zwar sieht die Software eine Simulation des Abgasturboladers als Twin-Scroll Turbolader als solches vor, dennoch traten bei der Auswertung erster Berechnungen Unstimmigkeiten beziehungsweise Unplausibilitäten in den Druck- und Temperaturverläufen auf. Bei der genaueren Analyse wurde festgestellt, dass die Effekte des Twin-Scroll Turboladers mit den programminternen Methoden nicht in ausreichender Genauigkeit abbildbar sind. Wie nachfolgend zu sehen, wurden dazu verschiedene Systemkonfigurationen betrachtet.

Simplified vs. Full Model

Grundsätzlich kann bei der Simulation des Turboladers in *Boost* zwischen den Optionen *Simplified Model* und *Full Model* unterschieden werden. Während bei dem *Simplified Model* als Eingabeparameter Wirkungsgrade des Verdichters und der Turbine sowie das Druckverhältnis über den Verdichter und der Turbine angegeben werden müssen, verlangt das *Full Model* detailliertere Spezifikationen, das heißt explizite Kennfelder. Der Unterschied dabei liegt in der Komplexität und Menge der zu integrierenden Daten.

In Verbindung mit dem Projekt H₂CPI wurden diese Daten von BMW zur Verfügung gestellt und konnten in das Modell eingepflegt und die Modellierung mittels *Full Modell* realisiert werden.

Trotzdem wurden beide Varianten ausgetestet. Dies lag auch daran, dass bislang wenige Erfahrung mit der Simulation des Turboladers als *Full Model* bestanden.

Bei dem Gebrauch von externen zur Verfügung gestellten Daten ist die Kenntnis der Bezugspunkte (Referenztemperatur, -druck und Bezugsquerschnitte) von großer Bedeutung, da diese auch in die Berechnungen einfließen. Die Kennfelder sind in Kapitel 3 Abbildung 3.3 aufgezeigt, worin alle wichtigen Größen, unter anderem auch die Bezugsgrößen angegeben sind.

Weiterhin ist noch zu erwähnen, dass diese Turboladerkennfelder an stationären Strömungsprüfständen erstellt werden. Da die Verbrennungskraftmaschine ein insta-

tionär durchströmtes System ist kann es hier zu Unstimmigkeiten beziehungsweise Abweichungen kommen.

Zur Abbildung des Turboladers wurde eine Reihe von Modellansätzen erarbeitet, welche in den nächsten Ausführungen ausführlich behandelt werden.

Modellansätze des Abgasturboladers

In einem ersten Schritt wurde die Abbildung des Turboladers mit dem einfachsten Modellansatz, siehe Abbildung 6.8, durchgeführt und die Option *Twin-Scroll Turbolader* ausgewählt, welche *Boost* zur Verfügung stellt. Dabei ist für den Turbolader ein sogenannter Interferenzkoeffizient anzugeben. Dieser ist für eine Radialturbine laut *AVL* mit einem Wert von 0.2 anzusetzen.

Der Interferenzkoeffizient ist ein Faktor, welcher die Beeinflussungen der separierten Turbinenbeaufschlagung bei der Modellierung von *Twin-Scroll* Turbinen berücksichtigt. Dabei wurde festgestellt, dass mit dieser Art der Modellierung nur eine unzureichende Abbildung der Effekte im Abgasstrang möglich ist. Zwar werden die Druckspitzen durch das Öffnen der Auslasskanäle gut abgebildet, doch kommt der Interferenzdruckanstieg bei dieser Rechnung nur unzureichend zum Vorschein.

Es muss erwähnt werden, dass für die folgenden Berechnungen der Turbolader als *Full Model* modelliert wurde. Hierdurch ergaben sich schwach bessere Ergebnisse verglichen mit dem *Simplified Model* Ansatz. Auf die Entscheidung zugunsten des *Full Models* wird am Schluss dieses Kapitels nochmal näher eingegangen.



Abbildung 6.8: Turboladermodell (Modell 1)

Aus dem Vergleich der Druckverläufe des so modellierten Turboladers zeigt sich die unzureichende Abbildung der Effekte im Abgasrohr. Die Ergebnisse aus der Messung und Berechnung des Druckverlaufs im Saugrohr für einen mittleren Lastpunkt zeigt die Abbildung 6.9.

Neben dem Druckniveau stimmen auch die Phasenlage und die Amplitude nicht überein, was auch mit dem Turbolader zusammenhängt. Für den Druckverlauf im Abgasstrang ergibt sich die Tatsache, dass der Druckverlauf tendenziell besser angenähert werden kann als dies beim Verdichter der Fall ist.

In weiterer Folge wurde der Interferenzkoeffizient mittels mehrerer Rechnungen variiert. Dabei wurde nahezu keine Änderung im Druckverlauf festgestellt. Schlussfolgernd kann für diese Methode gesagt werden, dass hierdurch nur eine unzureichende Abbildung der Druckverläufe aus der Messung realisiert werden kann.

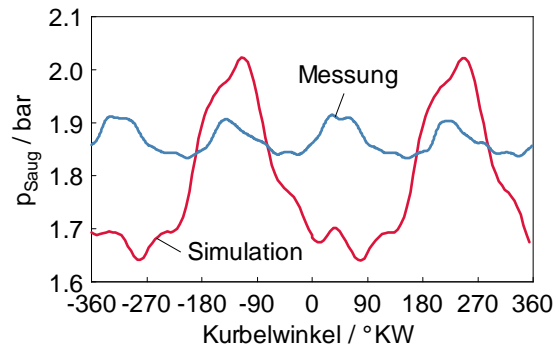


Abbildung 6.9: Druckverlauf für das Modell 1 im Saugrohr (MP4) für den MP48 (3000 min^{-1} , VL)

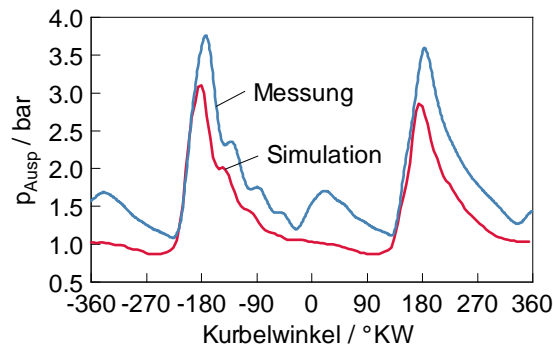


Abbildung 6.10: Druckverlauf für das Modell 1 im Abgasrohr (MP 5) für den MP48 (3000 min^{-1} , VL)

Es konnte leider nicht ermittelt werden, inwiefern der Wert von 0.2 laut *Boost Manual* im Zusammenhang mit der radial angeströmten Turbine steht.

Um die Interferenzen in den unterschiedlichen Auslasskanälen und Zusammenführungen abzubilden, wurde nach alternativen Ansätzen gesucht. Dabei wurde auf die Modellierung mit einem komplexeren Modell aus mehreren Verzweigungen und mit einem so genannten Interferenzrohr zurückgegriffen. Die Abbildung 6.11 zeigt den Unterschied zum vorhergehenden System.

Dabei ist das Interferenzrohr das Rohr zwischen den beiden Abgassträngen vor dem Eingang in die Turbine.

Bei der Auswertung der Berechnung und dem anschließenden Vergleich mit den Messergebnissen konnte nach Variation des Interferenzrohrquerschnittes eine gute Übereinkunft bezüglich der Abbildung der Hardware gefunden werden. Auch diese Variante stellt die Möglichkeit zur Modellierung des Turboladers als *Simplified* und

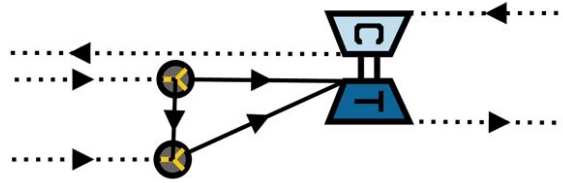


Abbildung 6.11: Turboladermodell (Modell 2)

Full Model zur Verfügung. In den Abbildungen 6.12 und 6.13 sind wiederum die Vergleiche zwischen den Messergebnissen und den Berechnungen aufgezeigt. Auch hier wurde der Messpunkt MP48 (3000 min^{-1} , VL) betrachtet.

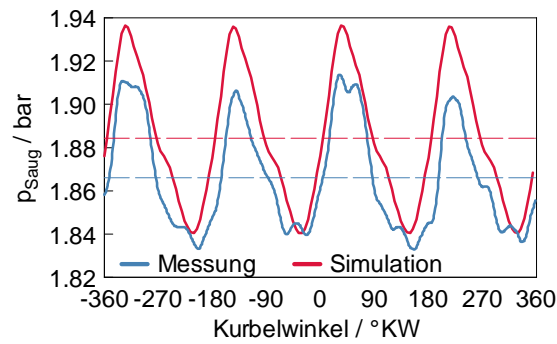


Abbildung 6.12: Druckverlauf für das Modell 2 im Saugrohr (MP 4) für den MP48 (3000 min^{-1} , VL)

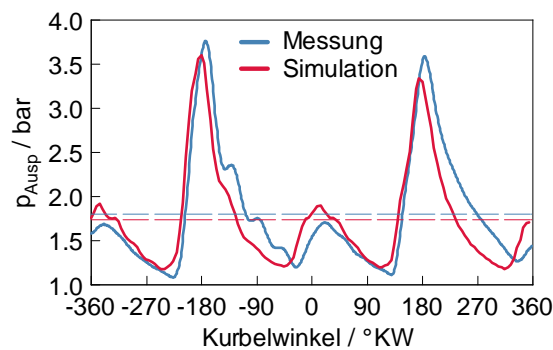


Abbildung 6.13: Druckverlauf für das Modell 2 im Abgasrohr (MP 5) für den MP48 (3000 min^{-1} , VL)

Mittels dieser Abbildung konnten gute Übereinstimmung bezüglich der Druckamplituden und Phasenlagen im Saug- beziehungsweise Abgasrohr erzielt werden. Auch konnten die Interferenzdruckschwingungen mittels des Interferenzrohres abgebildet

werden. Für die Abstimmung wurden Berechnungen unter Variation des Interferenzrohres durchgeführt. Es zeigte sich, dass bei niedrigen Drehzahlen der Querschnitt größer und für hohe Drehzahlen kleiner sein müsste. Trotzdem konnte ein gutes Mittel bei einem Durchmesser von 17 mm gefunden werden. Die Länge des Interferenzrohres beträgt 20 mm. Eine Lastabhängigkeit konnte bei den Berechnungen nicht festgestellt werden. In der Auswertung hat sich gezeigt, dass im Saugrohr Mittelwertunterschiede von circa $\Delta p = 20$ mbar und im Abgasstrang Unterschiede von circa $\Delta p = 50$ mbar mit dieser Abstimmung für den Lastpunkt 3000 min^{-1} und Vollast bestehen.

Wie bereits erwähnt, wurden alle zuvor beschriebenen Modellierungsarten sowohl mit dem *Simplified Model* als auch mit dem *Full Model* Ansatz gerechnet. Dabei wurde festgestellt, dass der Durchflusskoeffizient (Discharge Coefficient) der Turbine, welche thermodynamisch einer Drosselströmung entspricht, bei der Modellierung mittels *Simplified Model* weit über dem in der Literatur zu findenden Werten ($0 < c < 1$) liegt.

Um diese Unklarheit weiterführend zu untersuchen wurde ein Modell verwendet, wie es in Abbildung 6.14 zu sehen ist. Hierbei wurde das System Verdichter/Turbolader getrennt abgebildet.

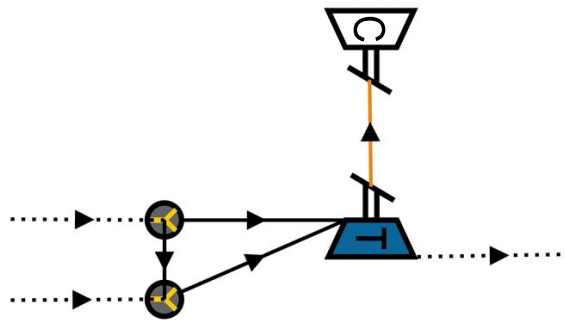


Abbildung 6.14: Turboladermodell (Modell 3)

Physikalisch gesehen beschreibt diese Konfiguration dasselbe System wie zuvor, nur bieten sich dadurch andere Einstellungsmöglichkeiten für den Verdichter und die Turbine. Können bei dem vorherigen Modell die Berechnungen der gesamten Turboladereinheit (Verdichter und Turbine) lediglich als *Simplified* oder *Full Model* ausgeführt werden, so kann bei diesem Modell der Verdichter und die Turbine getrennt voneinander als *Simplified* oder *Full Model* abgebildet werden.

Ziel war somit den Turbolader noch genauer abzubilden. Aus den Berechnungen geht hervor, dass sich kaum Unterschiede zu dem zuvor gezeigten Modellansatz ergeben. Die Druckverläufe liegen nahezu identisch übereinander. Aus diesem Grund wurde für die weiteren Berechnungen auf den bereits sehr gut abgestimmten Modellansatz

2 zurückgegriffen.

6.3.8 Direkteinspritzung beim Ottomotor

Der Direkteinspritzung kommen durch die im Kapitel 3 beschriebenen Vorteile auch ein besonderer Stellenwert bei der Simulation von Motorprozessen zu. Gerade durch die immer strengeren Abgasvorschriften hat sich in den letzten Jahren die Benzindirekteinspritzung beim Ottomotor zunehmend durchgesetzt. Vorteilhaft wirkt sich die innermotorische Kühlung durch die Verdampfungswärme auf das Klopfverhalten aus, wodurch das Verdichtungsverhältnis angehoben werden kann. Wird der Kraftstoff direkt in den Zylinder eingebracht, verdampft dieser und entzieht dem Zylinder Wärme. Diese Verdampfungswärme ist vom Kraftstoff abhängig und wurde für die Berechnung mit Super-Benzin in einem Bereich von 380 - 500 kJ/kg angenommen. Außerdem können durch die Benzindirekteinspritzung auch Schichtladungsstrategien realisiert werden, was allerdings für diesen Motor keine Rolle spielt.

Die Berücksichtigung der Direkteinspritzung ist bei *Boost* nur mittels kombinierter Einstellungen möglich. Hierbei muss statt der Option *Direkteinspritzung* die Einstellung *Saugrohreinspritzung* gewählt werden. Außerdem ist das Intervall zu wählen, indem die Einspritzung stattfindet. Des Weiteren ist der verwendete Kraftstoff mittels Angabe der oben genannten Verdampfungswärme zu definieren.

Bei den Berechnungen wurde festgestellt, dass *Boost* die Einspritzung des Kraftstoffes lediglich in der Kompression zulässt. Dies ist für die Homogenisierung des Gemisches deutlich zu spät. Für die weiteren Berechnungen wurde deshalb festgelegt, auf diese Option zu verzichten und die Simulationen mittels der Option *Direkteinspritzung* durchzuführen.

Modellierung der Verdunstungswärme mit Boost (Anleitung)

Für die Modellierung der Direkteinspritzung stellt *Boost* verschiedene Modi zur Verfügung. Grundsätzlich können die gängigen Einspritzstrategien (direkte und indirekte Einspritzung) abgebildet werden. Je nach Anforderung an das Modell kann auch hierbei die Berücksichtigung der Verdampfungswärme vorgenommen werden. Ist dies bei der Saugrohreinspritzung noch recht übersichtlich gestaltet, müssen bei der Direkteinspritzung eine handvoll Einstellungen getroffen werden, welche auf den ersten Blick nicht ersichtlich sind. Auf diese Einstellungen wird nun eingegangen, da hierdurch der Zylinderdruck maßgeblich beeinflusst werden kann. Zur Abbildung der Verdampfungswärme bei Direkteinspritzung muss zunächst in den globalen Einstellungen die indirekte Einspritzung ausgewählt werden. Die Definition der Direkteinspritzung wird in Abwesenheit jeglicher Injektoren appliziert. Danach muss der Einspritzzeitpunkt sowie das Intervall, in dem die Verdampfung stattfindet, eingestellt werden.

6.3.9 Wandwärmeübergang

Der Wandwärmeübergang und dessen Modellierung stellt bei der Berechnung motorspezifischer Größen wie Mitteldrücke und Temperaturen eine entscheidende Rolle dar. Bezüglich des Wandwärmeüberganges muss vorweggenommen werden, dass der Wandwärmeübergang aus zeitlichen und wirtschaftlichen Gründen nicht am Prüfstand gemessen wurde und somit kein direkter Vergleich zwischen Messung und Simulation vorgenommen werden konnte. Dies hat natürlich Auswirkung auf die korrekte Ermittlung des Betrages des Wärmeüberganges. Für die Modellierung des Wandwärmeüberganges wurden dennoch zwei verschiedene Ansätze getestet. Bei den gewählten Ansätzen handelt es sich einerseits um den Ansatz nach *Woschni* und andererseits den Ansatz nach *Hohenberg*. Beide Modellierungsansätze werden im Weiteren kurz beschrieben. Dabei dienen die Ausführungen der Abschätzung des Wandwärmeüberganges für die weiterführenden Berechnungen. Der Wandwärmeübergang im Zylinder auf den Zylinderkopf, den Kolben und die Zylinderbuchse ist ein instationärer Prozess. Als Grundlage für diese beiden zuvor genannten Ansätze dienen die Gesetze der instationären Wärmeübertragung. Formelmäßig soll an dieser Stelle nur der Wandwärmedurchgang genannt werden. Für die kompletten Herleitungen ist die entsprechende Fachliteratur zu Rate zu ziehen. Der Wandwärmeübergang errechnet sich allgemein mittels folgender Formel.

$$Q_{Wi} = \alpha_w A_i (T_G - T_{Wi}) \quad (6.17)$$

Für die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten α dienen die bereits zuvor genannten Ansätze nach *Woschni* und *Hohenberg*. Diese werden im Weiteren etwas näher beleuchtet.

Wärmeübergang nach *Woschni*

Der Ansatz nach *Woschni* geht dabei von einer vollturbulenten Rohrströmung aus, woraus eine halbempirische Potenzgleichung abgeleitet werden kann. Diese ist eine Funktion des Bohrungsdurchmessers, des Druckes, der charakteristischen Geschwindigkeit und der Temperatur. Es ist leicht verständlich, dass die letzten drei Größen eine Abhängigkeit vom Kurbelwinkel besitzen. Diese Abhängigkeit ist sehr groß, wodurch das instationäre Verhalten zu begründen ist. Die Gleichung 6.18 zeigt den Ansatz nach *Woschni* auf.

$$\alpha_G = 127.93 D^{-0.2} \cdot p^{0.8} \cdot w^{0.8} \cdot T^{-0.53} \quad (6.18)$$

Wärmeübergang nach *Hohenberg*

Ähnlich wie beim Wärmeübergang nach *Woschni* steht mit der Berechnung des Wandwärmeüberganges nach *Hohenberg* eine weitere empirische Variante zur Be-

rechnung zur Verfügung. Die Gleichung 6.19 zeigt den Ansatz nach Hohenberg auf.

$$\alpha_G = 130 \cdot V^{-0.06} \cdot T^{-0.55} \cdot p^{0.8} \cdot (T^{-0.53} \cdot (c_m + 1.4))^{0.8} \quad (6.19)$$

Vergleich des Wärmeüberganges nach Woschni und Hohenberg

Bei Bechnungen unter zurhilfenahme beider Ansätze sind bei niedrigen Zylinderdrücken nur geringfügige Unterschiede festzustellen, was auch in der Abbildung 6.15 dargestellt ist. Die Abbildung verdeutlicht die Druck- und Temperaturabhängigkeit des Wandwärmüberganges. Außerdem ist zu entnehmen, dass der Wärmeübergang nach Woschni deutlich höhere Spitzenwerte im Bereich des Spitzendruckes im Zylinder aufweist. Zudem wurde in weiter Folge der Wärmeübergang nach Woschni herangezogen. Ein Grund für diese Entscheidung war die Tatsache, dass der Wärmeübergang nach Hohenberg eher bei Dieselmotoren Anwendung findet.

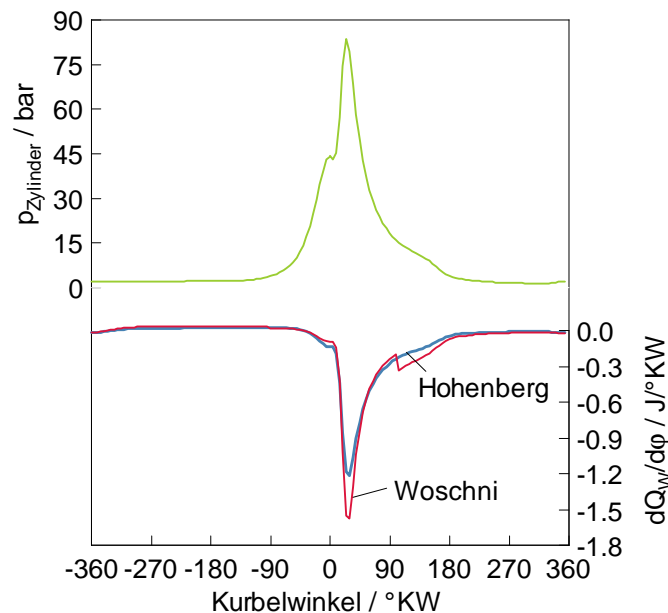


Abbildung 6.15: Wandwärmübergang nach Hohenberg und Woschni

6.4 Kalibrierung des Simulationsmodells

Besteht ein verlässliches Simulationsmodell, kann mit diesem die genaue Einpassung und weitere Annäherung an die Messdaten vorgenommen werden. Bei Simulationen ist immer wieder festzustellen, dass gewisse Randbedingungen nachgebessert werden müssen und es einer gewissen Erfahrung bedarf, um bestimmte physikalische

Phänomene abzubilden. Ein Beispiel dafür wäre die Abbildung des Turboladers. Wie bereits erwähnt, versteht man unter der Kalibrierung des Simulationsmodells den Abgleich der Simulationsdaten auf die gemessenen Daten. Hierbei ist eine gewisse Erfahrung im Bezug auf Plausibilität von Nöten. Mit dem Fortschreiten der Arbeit konnte diese Erfahrung hin zu selbständigen Analysen gesammelt werden. Das kalibrierte System wurde nun in einem letzten Schritt herangezogen, um die Vergleichsrechnungen, welche im Kapitel 7 besprochen werden, zu vollziehen. In diesem Kapitel wird noch einmal genau auf die Stimmigkeit der Modelle, bezogen auf die Messungen, eingegangen.

7 Vergleich: Messungen und Simulation

Im folgenden Kapitel wird ein direkter Vergleich einiger ausgewählter Parameter von Mess- und Simulationsergebnissen angestellt. Dazu wird die gesamte Vollastlinie, ein Vollastpunkt sowie ein Teillastpunkt betrachtet. Diese Darstellung soll den Kalibrierungsgrad des Systems widerspiegeln. Vorab muss angemerkt werden, dass eine Voraussetzung für die Kalibrierung des System war, ohne zusätzliche Skalierungsfaktoren ein gut abgestimmtes System im gesamten Motorkennfeld zu erhalten. Es ist dennoch notwendig, betriebs- beziehungsweise lastpunktabhängige Parameter (Ventilsteuerzeiten ect.) für die Simulation gewählter Punkte zu definieren. Da es sich bei diesem Motor um ein Serienaggregat mit einem Seriensteuergerät handelt, wurden diesem einige wichtige Messwerte (Einlass öffnet, Auslass schließt, Ventilhub etc.) entnommen, welche direkt in die Simulation einfließen. Die Vorgehensweise wurde schon ausführlich in Kapitel 6 beschrieben.

7.1 Vollastlinie

Die grundsätzliche Vorgehensweise bei der Kalibrierung des Systems war der Gang vom Groben zum Feinen. Dazu wurden mit steigenden Fortschritt des Modellaufbaus immer mehr Daten des Prüfstandbetriebes in das System eingepflegt. Die Vollastlinie wurde in einem ersten Schritt kalibriert, sodass eine stimmige Begrenzung des gesamten Motorkennfeldes gegeben war. Ein Grund für diese Vorgehensweise war, dass entlang der Vollastlinie die Ventile in allen Messpunkten Vollhub aufwiesen und somit ein entscheidender Parameter für den Massendurchsatz eliminiert werden konnte. Ein weiterer Grund war die kennfeldbegrenzende Eigenschaft der Vollastlinie. Im Bezug auf die Kalibrierung der Vollastpunkte werden nun neben dem Luftmassenstrom auch die Drücke und Temperaturen an verschiedenen Stellen näher erläutert.

Luftmassenstrom

Es wurde bereits in Kapitel 6 erwähnt, dass bei der Simulation gerade der Luftmassenstrom eine beeinflussende Größe war. Der Massenfluss ist eine Funktion der Drehzahl, des Ladedruckes sowie der Ventilhübe, der Durchflusskoeffizienten und

deren Bezugsquerschnitte. Hierzu kommen noch die Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile. Somit spielte neben den korrekten Steuerzeiten und Ventilhubkurven auch die Initialisierung des Turboladers mit den korrekten Kennfeldern und Daten eine wichtige Rolle.

Die Lage sowie der maximale Ventilhub des jeweiligen Betriebspunktes unterschieden sich wesentlich und mussten somit als einzelne, dem Betriebspunkt entsprechende Kurven in das Modell eingepflegt werden. Für das Gesamtergebnis spielen alle integrierten Daten eine Rolle. Somit ist ersichtlich, dass sich bei der Modellierung eines Vollmotors sehr viele Einflussparameter ergeben, deren Abhängigkeiten voneinander und auf das Gesamtergebnis analysiert werden müssen.

Der Verlauf des Massenstroms entlang der Vollast ist in Abbildung 7.1 zu sehen. Die Abbildung verdeutlicht, in welcher Qualität hierbei die Abstimmung erfolgt ist. Es ist zu erkennen, dass im unteren und oberen Drehzahlbereich Unterschiede zwischen der Messung und Simulation vorherrschen. Dennoch kann gesagt werden, dass die Abweichungen im einstelligen Prozentbereich, das heißt zwischen 1 - 10 % liegen und dieser Bereich durchaus akzeptabel ist.

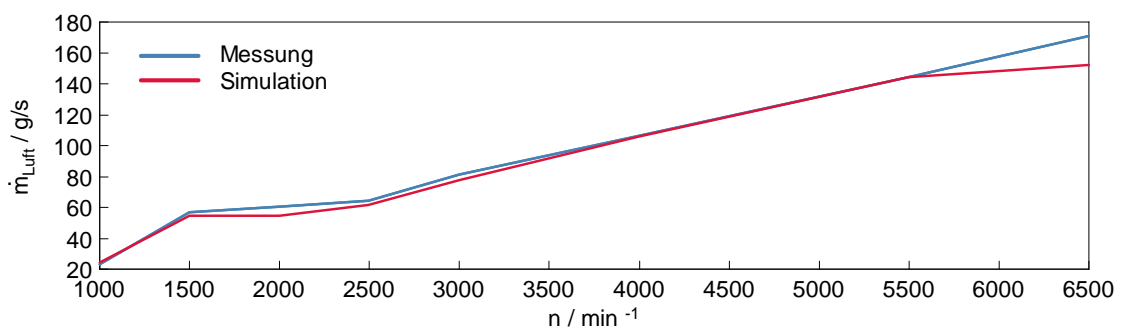


Abbildung 7.1: Massenfluss über die gesamte Vollastlinie

Eine Ausnahme stellt dabei der obere Drehzahlbereich dar. Hier ergeben sich größere Abweichungen von den Messergebnissen. Eine Ursache dafür könnten die Verdichter-/Turbinenkennfelder sein. Bei sehr hohen Drehzahlen werden die Werte durch Extrapolation der Turboladerkennfelder ermittelt, wodurch es zu erheblichen Abweichungen kommen kann.

Im unteren Drehzahlbereich kommt es durch das sogenannte Scavenging zu Abweichungen. Dies ist ein speziell durch die Motorapplikation gewollter Effekt. Auf das Scavenging wird später noch näher eingegangen.

Die Differenzen des Luftmassenstromes bei der Messung und Simulation sind in Tabelle 7.1 aufgezeigt. Außerdem wurde die prozentuale Abweichung angegeben.

Für die Berechnung der prozentualen Abweichung wurde als Bezug der Massenstrom der Prüfstandsmessungen herangezogen, was die Gleichung 7.1 aufzeigt.

Tabelle 7.1: Luftmassenstrom der Vollastlinie

Drehzahl	$\dot{m}_{L,\text{mess}} / \text{g/s}$	$\dot{m}_{L,\text{sim}} / \text{g/s}$	$\Delta\dot{m} / \text{g/s}$	$\Delta/\%$
1 000	23.13	23.91	0.78	3.37
1 500	56.52	54.45	2.33	4.12
2 000	60.45	54.19	6.26	10.36
2 500	64.20	61.40	2.80	4.36
3 000	81.12	77.35	3.77	4.65
4 000	106.16	105.72	0.44	0.41
5 500	143.80	144.19	0.39	0.27
6 500	170.74	152.07	18.67	10.9

$$\Delta = \frac{|\Delta\dot{m}|}{\dot{m}_{L,\text{mess}}} \cdot 100 \quad (7.1)$$

Aus den angeführten Betrachtungen kann gesagt werden, dass das Modell bezüglich des Luftmassenstromes an der Vollast sehr gut mit den gemessenen Daten übereinstimmt.

Druckverläufe

An dieser Stelle soll nochmals auf die Abbildung 6.2 hingewiesen werden. Diese Abbildung zeigt den Modellaufbau mit allen integrierten Messstellen (MPxx). Zur Beschreibung der Messstellen werden die Indizes aus dieser Abbildung verwendet. Es werden allerdings nicht alle, sondern nur einige ausgewählte Messstellen explizit betrachtet.

Als Erstes soll auf den Druck nach dem Verdichter (p_{20}) eingegangen werden. Der Verlauf ist in Abbildung 7.2 dargestellt und es zeigt sich, dass die Verläufe der Messung und Simulation über den gesamten Drehzahlbereich sehr gut übereinstimmen. Es kann gesagt werden, dass neben der Geometrie auch der Massenfluss eine entscheidende Rolle spielt. Des Weiteren kann man dies auf die gute Modellierbarkeit des Verdichters mittels dem *Full Model* und die Stimmigkeit der Kennfelder zurückführen. Auch zu erkennen ist der stetig steigende Verlauf der Kurve im unteren Drehzahlbereich, die Sättigung im mittleren (ab $3\,000 \text{ min}^{-1}$) und der Abfall im oberen Drehzahlbereich (ab $5\,500 \text{ min}^{-1}$). Der Grund für die Ausbildung dieses Plateaus ist das Wastegate. Dieses regelt den Ladedruck nach oben hin ab. Der maximale Ladedruck ist auf 1.8 bar (im Overboost maximal 2.0 bar) begrenzt [13]. Parallel dazu soll in diesem Zusammenhang das Verdichterdruckverhältnis aufgezeigt

7 Vergleich: Messungen und Simulation

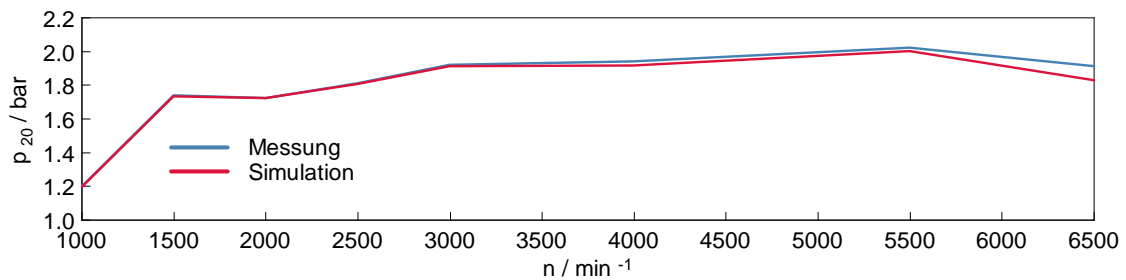


Abbildung 7.2: Druckverlauf p_{20} bei Vollast

werden, welches der Abbildung 7.3 zu entnehmen ist. Hier ist die idente Übereinstimmung der Verläufe aus der Messung und Simulation anzumerken. Der Grund dafür liegt in der Kalibrierung des Modells. Es hat sich eine große Abhängigkeit des Massenstromes von dem übereinstimmenden Verdichterdruckverhältnis in Verbindung mit dem entsprechend stimmigen Druck vor dem Verdichter (p_{10}) sowie der Geometrie des Ansaugtraktes gezeigt. Diese Abhängigkeiten wurden mittels Parametervariationen nachgewiesen.

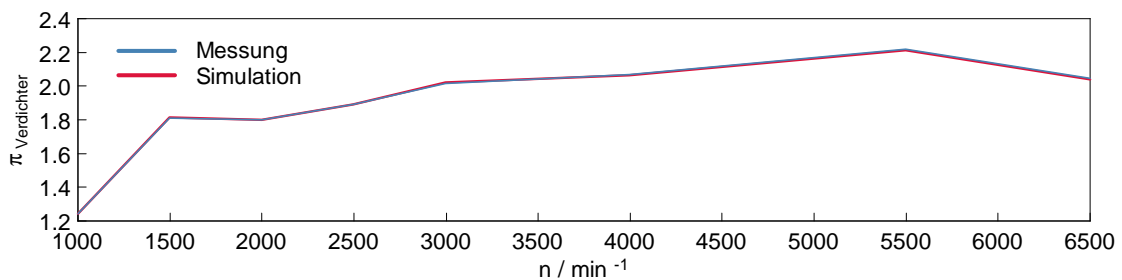


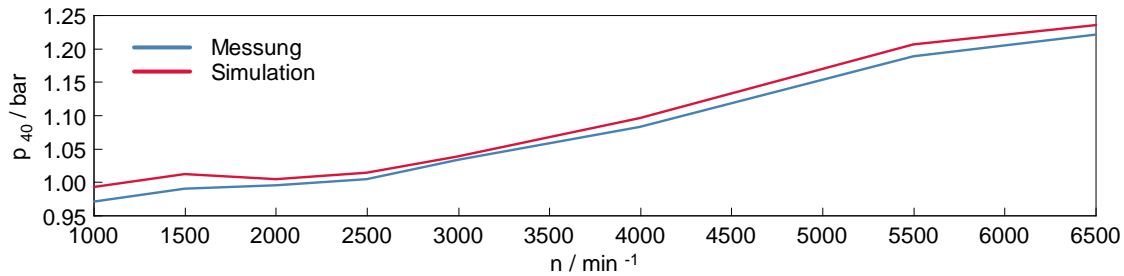
Abbildung 7.3: Druckverhältnis über den Verdichter

Im Gegensatz dazu ergeben sich bei dem Druckverlauf nach dem Katalysator (p_{40}) größere Abweichungen. Der Druckverlauf p_{40} ist in Abbildung 7.4 aufgezeigt.

Es soll an dieser Stelle erwähnt werden, dass diese Abweichungen auch bei den Temperaturverläufen zu beobachten waren. Auf die Gründe wird später im Rahmen der Beschreibung der Temperaturverläufe eingegangen.

Außerdem kann anhand ausgeführter Rechnungen gesagt werden, dass für die Modellabstimmung eine genaue Übereinstimmung des Druckverlaufes nach dem Verdichter von größerer Bedeutung ist, als die genaue Übereinstimmung des Druckverlaufes nach der Turbine.

Des Weiteren ist auch das Druckverhältnis über die Turbine in Abbildung 7.5 gezeigt. Hierbei kommt es zu größeren Abweichungen als beim Vergleich des Druckverlaufes über den Verdichter. Berechnungen haben gezeigt, dass die Übereinstimmung des Druckverhältnisses über den Verdichter eher von Nöten ist, als die exakte Überein-

Abbildung 7.4: Druckverlauf p_{40} bei Volllast

stimmung des Druckverhältnisses über die Turbine.

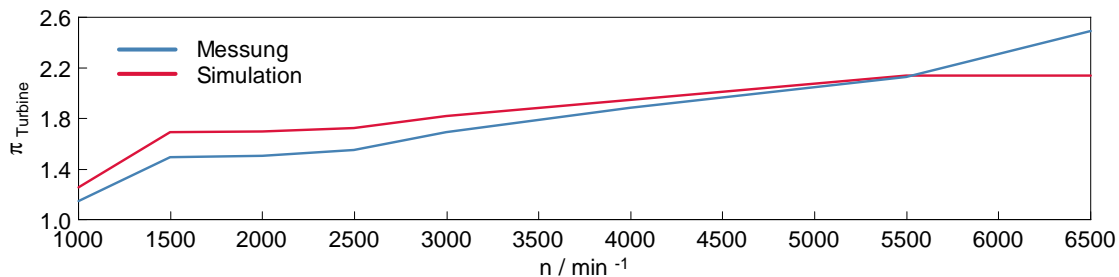


Abbildung 7.5: Druckverhältnis über die Turbine

Die weiteren Messstellen sollen lediglich in einer zusammengefassten Form abgehandelt werden und sind im Anhang dargestellt. Auch bei diesen Druckverläufen konnte mittels geeigneter Kalibrierschritte eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation erzielt werden.

Zu diesem Zweck wurde der Systemgrenze 1 (SB1) der Luftdruck des Prüfraumes (p_{Raum}) laut der Messung aufgeprägt. Dies ist sehr wichtig, da aus den durchgeführten Messreihen auffallende Unterschiede bei gleichen Betriebspunkten zu entnehmen sind. Dies kann unter anderem auf die Änderung des atmosphärischen Umgebungsdruckes zurückgeführt werden. Aus den Messergebnissen ist zu erkennen, dass der Umgebungsdruck mit steigender Drehzahl sinkt. Der Grund dafür ist die steigende Motortemperatur mit steigender Last und Drehzahl. Durch die Wärmeabgabe des Motors resultieren mit steigender Temperatur Dichte- und somit Luftdruckunterschiede.

Der Druckverlust über dem Luftfilter wurde aus der Messung bei einem hohen Last- und Drehzahlpunkt ermittelt ($n = 5500 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 21 \text{ bar}$) und mit den dazugehörigen Massenströmen als Eingangsgrößen vorgegeben. Aus diesen Daten errechnet sich *Boost* folglich den Druckverlust abhängig vom Massendurchsatz.

Auch für den folgenden Ladeluftkühler wurden als Referenzgrößen der Massenstrom, die Eingangstemperatur und -druck und ein Druckverlustterm angegeben.

Aufgrund der Anordnung der Messstellen p_{21} und p_{22} konnten aus dem gemessenen Massenstrom und unter Beachtung der Geometrie der Druckverlust laut der Gleichung 7.2 überschlagsmäßig berechnet werden. Der so errechnete Druckverlustbeiwert diente als Eingabewert für die Druckverlustberechnung der einzelnen Rohrleitungen.

$$\Delta p_{v,12} = \frac{\rho u^2}{2} \cdot \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi_i \right) = p_{22} - p_{21} \quad (7.2)$$

Dabei entspricht p_{21} den um die Druckverluste erhöhten Druck p_{22} . Trotz aller Anstrengungen hat es sich als praktikabel erwiesen, für den Druckverlust einen laminaren Reibkoeffizienten von 64 und für die turbulente Reibung einen Reibkoeffizienten von 0.019 anzugeben. Der laminare Reibkoeffizient geht aus dem Gesetz nach Hagen-Poiseuille aus Gleichung 7.3 hervor.

$$\Lambda = \frac{64}{Re} \quad (7.3)$$

In Kapitel 6 wurde bereits explizit auf die Abbildung des Ladeluftkühlers eingegangen. Diese Art der Modellation zeigt sich auch in der Übereinstimmung der Druckverläufe p_{21} wieder. Somit liegen diese nahezu identisch übereinander.

Ebenso stellt p_{40} den um die Druckverluste in den Rohrleitungen und besonders im Katalysator verminderten Druck p_{41} dar. Mithilfe der zuvor angeführten Bestimmung der Druckverluste in den Rohrleitungen konnte aus den zwei Messgrößen p_{40} und p_{41} der Druckverlust über den Katalysator in Abhängigkeit des Massenstromes ermittelt werden.

Die nächste und sehr aufwendig zu parametrisierende Einheit war der Zylinder. Dabei lieferten die Messstellen vor und nach dem Zylinder wichtige Größen für die Abstimmung des Zylinders. Bei der Simulation bedarf es der Vorgabe des Brennverlaufes. Dieser wurde mit *Concerto* aus dem Zylinderdruckverlauf der Messungen ermittelt. Aus diesen Daten konnten die Vibe-Parameter ermittelt werden. Weiterhin wurde die Annahme identischer Zylinder getroffen. Das heißt, jeder Zylinder besitzt bei der Berechnung dieselben physikalischen und stofflichen Eingangsgrößen. Diese Annahme rührt daraus, dass bei der Basisvermessung lediglich ein Zylinder (Zylinder 1) indiziert wurde. Neben den rein geometrischen Daten waren hier auch Daten wie der Wärmeübergang sowie die Ventilhubkurven und Ventildurchflusskoeffizienten einzugeben, um einige der Wichtigsten zu nennen. Der Brennverlauf sowie die Ventilhubkurven wurden der Basisvermessung des jeweiligen Betriebspunktes entnommen. Wie bereits im Kapitel 6 erwähnt, folgte die Berechnung des Wandwärmübergangs mittels des Wandwärmemodells nach Woschni. Aus diesen Vorgaben konnten nun die Mitteldrücke errechnet werden.

Mitteldrücke

Neben den Drücken der einzelnen Messstellen sind natürlich auch die Mitteldrücke wichtige Größen für die Kalibrierung des Simulationsmodells. In den nächsten zwei Abbildungen sind der indizierte und effektive Mitteldruck aufgezeigt. Der Reibmitteldruck wurde aus den Berechnungen der Prüfstandsmessergebnisse als Kennfeld in das Modell eingepflegt. Aus der Gleichung 5.30 kann dieser berechnet werden und aus dem Vergleich geht hervor, dass die Kennfelder des Reibmitteldrucks richtig umgesetzt werden (Interpolation). Den Abbildungen 7.6 und 7.7 ist zu entnehmen, dass der indizierte Mitteldruck richtig aus allen Eingangsdaten berechnet wird.

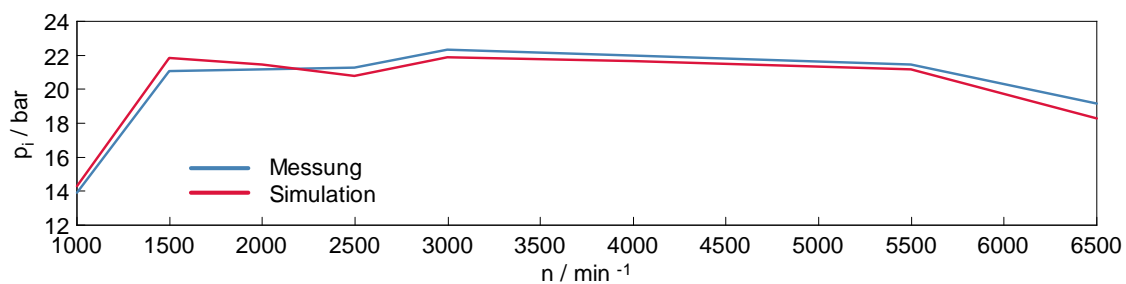


Abbildung 7.6: indizierter Mitteldruck

Bei dem effektiven Mitteldruck ergeben sich ähnliche Abweichungen. Es wird angenommen, dass diese Unterschiede aus der Interpolation im Reibkennfeld hervorgehen.

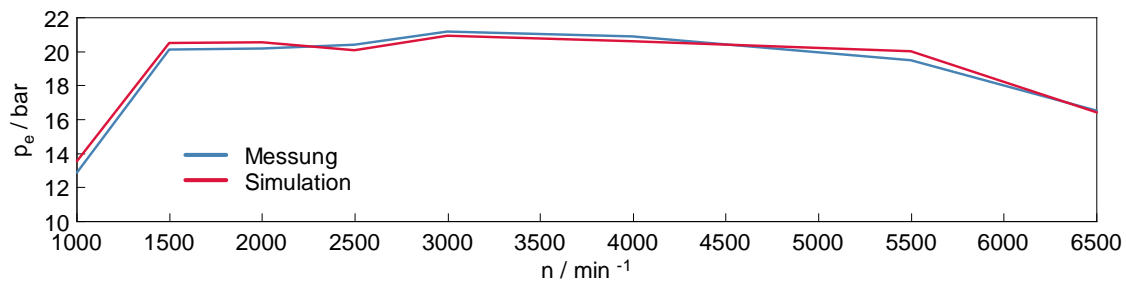


Abbildung 7.7: effektiver Mitteldruck

Temperaturverläufe

Bei den Temperaturverläufen zeigt sich ein ganz ähnliches Bild wie bei den Druckverläufen. Auch hier flossen einige Messwerte der Basisvermessung direkt in das Modell ein. Als erstes wurde die Umgebungstemperatur zur Spezifikation der ersten Systemgrenze (SB1) genutzt. Dadurch ergeben sich für den ersten Messpunkt (T_{10})

7 Vergleich: Messungen und Simulation

Unterschiede von circa 1 °C, wie dies der Abbildung 7.8 zu entnehmen ist. Hier spielt die Applikation des Luftfilters eine Rolle. Die maximalen Abweichungen betragen unter 5 %, was für dieses Modell akzeptiert wird.

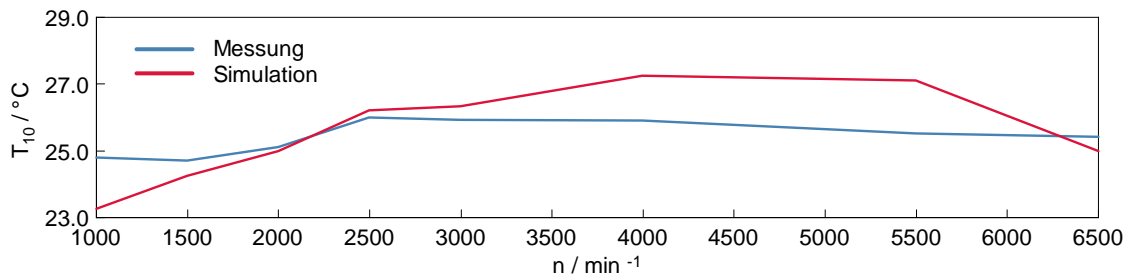


Abbildung 7.8: Temperaturverlauf T_{10} bei Vollast

Aufgrund der vorgenommenen Verdichterapplikation stellten sich für die Temperatur nach dem Verdichter (T_{20}) hinnehmbare Differenzen (siehe Abbildung 7.9) ein. Die Berechnungen ergaben nur geringfügige Einflüsse auf die weiteren Systemgrößen als auch auf den Druckverlauf.

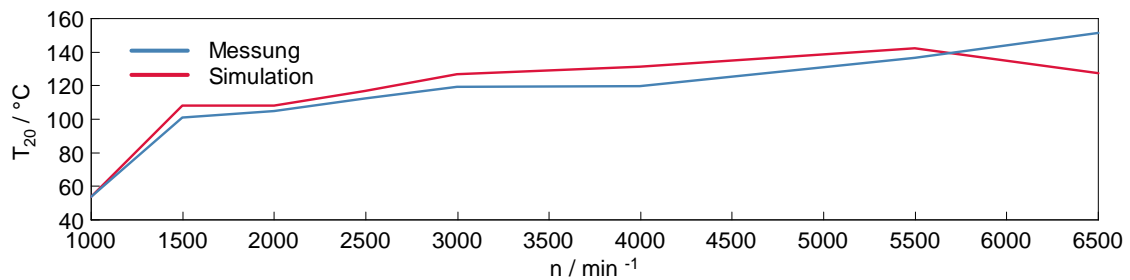


Abbildung 7.9: Temperaturverlauf T_{20} bei Vollast

Außerdem erfolgte aufgrund der Ladeluftkühlerapplikation in der Simulation eine Korrektur der Temperatur, was die Abbildung 7.10 verdeutlicht.

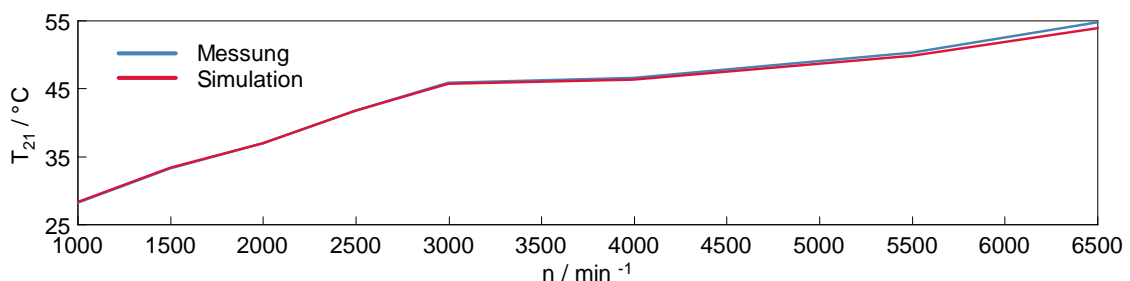


Abbildung 7.10: Temperaturverlauf T_{21} bei Vollast

Um den Zeitaufwand und die Abstimmungsrechnungen nicht zu strapazieren, wurde für den Wärmeübergang im Ladeluftkühler ein Wirkungsgrad (η_{LLK}) von eins angenommen und die Austrittstemperatur als Temperatur des Kühlmittels aus der Messung angegeben. Somit konnte in einfacher Weise gewährleistet werden, dass sich nach dem Ladeluftkühler die entsprechende Temperatur einstellt. Diese liegt zwischen 30 - 55 °C. Aufgrund dieser Vorgehensweise sind die Temperaturen an dieser Stelle nahezu identisch und entsprechen in etwa den Ladelufttemperaturen, wie sie im Fahrzeug auftreten.

Es ist weiterhin wichtig, den Temperaturverlauf nach dem Katalysator aufzuzeigen. Dieser ist in der Abbildung 7.11 dargestellt. Vergleicht man diese Temperaturverläufe, so sind deutliche Temperaturunterschiede zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen festzustellen.

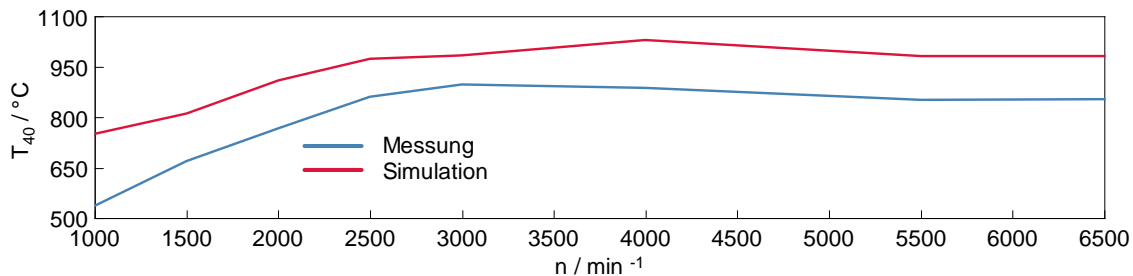


Abbildung 7.11: Temperaturverlauf T_{40} bei Volllast

Es zeigt sich in den Messungen, dass sich Temperaturunterschiede von bis zu 100 °C zwischen den Messungen vor und nach dem Katalysator ergeben. Als Gründe können zum einen der örtlich nahe Sitz des Temperaturfühlers am Versuchsträger nach dem Katalysator (Wärmestrahlung) und zum anderen die exotherme Reaktionen im Katalysator selber angeführt werden.

Betrachtet man den Temperaturverlauf T_{40} und vergleicht die Messergebnisse mit den Simulationsergebnissen, stellte man fest, dass tendenziell der Temperaturverlauf gut abgebildet wird, dennoch übersteigen die Berechnungsergebnisse die Messergebnisse bei weitem. Der Unterschied wird plausibel, wenn man bedenkt, dass in *Boost* die Turbine als adiabate Drossel abgebildet wird. Dabei gilt für ein ideales Gas

$$dh = c_p \cdot dT = 0. \quad (7.4)$$

Somit folgt aus Gleichung 7.4 $T_{D, \text{vor}} = T_{D, \text{nach}}$. Da das nicht der Realität entspricht, kann das als Grund für die höhere Temperatur angesehen werden. Werden die genauen Temperaturen im Abgasstrang des Modells benötigt, so könnten diese mittels eines Wärmetauschers korrigiert werden. Die chemischen Reaktionen im Katalysator werden im Simulationsmodell nicht berücksichtigt.

Für die restlichen Temperaturverläufe wird hier wiederum auf den Anhang verwiesen.

7.2 Volllastpunkt

Geht man nun von der eher globalen Betrachtung der Volllastlinie als Ganzes hin zu einem einzelnen Volllastpunkt, so kann man weitaus differenziertere Betrachtungen anstellen. Betrachtet wird der MP 48 bei 3000 min^{-1} und Volllast. Dieser Messpunkt ist bereits aus dem Kapitel 6 bekannt, wo er für die Abstimmung des Turboladers herangezogen wurde. Hier sollen nun noch einige Anmerkungen gemacht werden.

Noch einmal soll die saug- und abgasseitige Druckindizierung der Messstellen MP 4 und MP 5 der Abbildung 6.2 für diesen Messpunkt näher betrachtet werden. Schaut man sich den Druckverlauf kurz vor dem Plenum (p_{22}) in Abbildung 7.12 an, kann festgestellt werden, dass hierbei eine gute Übereinstimmung im Verlauf der Druckschwankungen zwischen der Messung und der Simulation gefunden werden konnte. Der Abbildung 7.12 ist auch zu entnehmen, dass die Phasenlage gut übereinstimmt. Auch die Amplituden spiegeln eine gute Kalibrierung des Systems wieder. Diese Stimmigkeiten lassen auf eine ausreichend gute geometische Abstimmung zurückschließen. Dies wurde mit einer Variation von Rohrlängen und -querschnitten nachgewiesen. Zwar liegen die Minima und Maxima der Druckspitzen mit einem Offset von circa 25 mbar auseinander, allerdings ergeben die Mittelwerte eine ausreichende Übereinstimmung. Diese Aussagen bestätigen auch andere Messpunkte der Volllastlinie. Somit kann gesagt werden, dass saugseitig auch die lokale Abbildung der physikalischen Effekte mit hinreichender Genauigkeit gegeben ist.

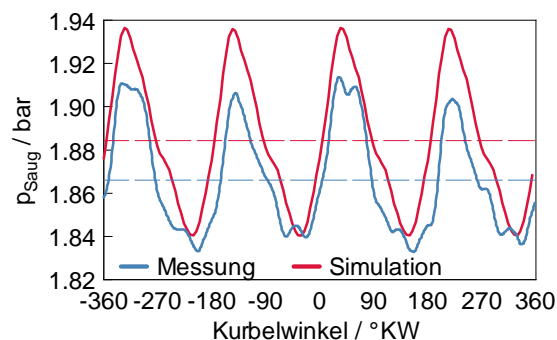


Abbildung 7.12: Druckverlauf im Saugrohr (MP 4) für den MP48 (3000 min^{-1} , VL)

Geht man den nächsten Schritt und schaut sich abgasseitig im gleichen Betriebspunkt (3000 min^{-1} , VL) den Druckverlauf (p_{31}) aufgetragen über den Kurbelwinkel an, kann hierbei aus dem Verlauf, welcher in Abbildung 7.13 dargestellt ist, festge-

stellt werden, dass auch abgasseitig der Verlauf der Druckspitzen und die Phasenlagen sehr gut übereinstimmen. Dies ist natürlich auch von den Auslassteuerzeiten abhängig. Andererseits wurde im Kapitel 6 bereits auf die Bedeutung und die Auslegung des Interferenzstückes hingewiesen. Das Interferenzrohr ist die in Abbildung 6.2 dargestellte Rohrleitung 15. Diese bildet den Druckanstieg im Abgasrohr im Bereich von $-45 - 90$ °KW der unten aufgeführten Abbildung ab. Dieser Druckanstieg entspricht einer Interferenz zwischen den getrennt geführten Abgassträngen zu der Turbine.

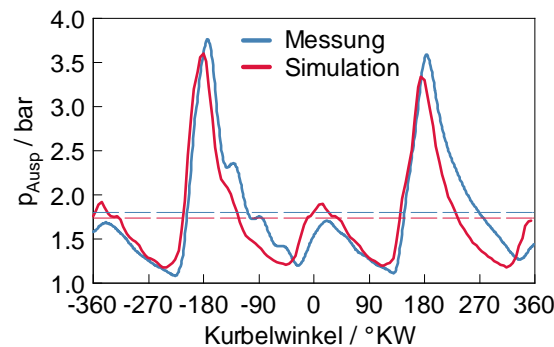


Abbildung 7.13: Druckverlauf im Abgasrohr (MP 5) für den MP48 (3000 min^{-1} , VL)

Auch für diese Betrachtungen wurden die Mittelwerte des Druckverlaufes der Messung sowie der Simulation errechnet. Hier ergibt sich eine Abweichung von unter 50 mbar.

Für die lokalen Betrachtungen der Druckverläufe kann gesagt werden, dass sich die einzelnen Phänomene mit dem gewählten Modell saug- sowie abgasseitig sehr gut abbilden lassen. Bei den Berechnungen wurden die primären Einflussgrößen auf die physikalischen Größen herausgefiltert. Aus den Berechnungen ging hervor, dass für die richtige Amplitude und Phasenlage der Druckschwankungen im Saug- beziehungsweise Abgasrohr die Geometrieintegration von großer Bedeutung ist. Die Phasenlage hängt von den Laufzeiten der Druckwellen, also von den Rohrlängen des System beziehungsweise des Modells ab. Für das Indifferenzrohr wurde ein Querschnitt von 17 mm und einer Länge von 20 mm gewählt. Dies stellt einen Kompromis für den gesamten Drehzahl- und Lastbereich dar. Aus den Berechnungen ging hervor, dass Geometrien des Interferenzrohres eher von der Drehzahl als von der Last abhängig sind. So werden im unteren Drehzahlbereich größere und im oberen Drehzahlbereich eher geringere Durchmesser zur genaueren Abbildung benötigt. Für genauere Berechnungen kann somit auch auf eine geometrische Variation des Interferenzrohres zurückgegriffen werden. Aufwandsbedingt wurde über den gesamten Lastbereich ein einheitliches Interferenzrohr bei den hier angeführten Berechnungen verwendet. In Tabelle 7.2 sind detaillierte Vergleiche zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen aufgeführt. Dabei ergeben sich prozentuale Abweichungen im einstelligen

7 Vergleich: Messungen und Simulation

Bereich, was für die gute Abstimmung des Simulationsmodells spricht. Lediglich die Temperatur T_{40} und T_{41} stellen Ausreißer dar. Die Gründe für die hohe Abweichung wurden bereits bei der Analyse der Vollastlinie gegeben und teffen auch auf den Vollastpunkt zu.

Tabelle 7.2: Vergleich Messung mit Simulation MP48

	Messung	Simulation	Δ	Einheit	Δ in %
\dot{m}_L	292.03	287.46	4.57	kg/h	1.56
\dot{m}_{Br}	21.12	20.58	0.54	kg/h	2.56
λ	1.01	1.00	—	—	—
P ₁₀	0.95	0.95	0.00	bar	0.00
P ₂₀	1.92	1.91	0.01	bar	1.92
P ₂₁	1.89	1.88	0.01	bar	0.53
P ₂₂	1.87	1.88	0.01	bar	0.53
P ₃₁	1.79	1.69	0.10	bar	5.59
P ₄₁	1.06	1.08	0.02	bar	1.89
P ₄₀	1.03	1.04	0.01	bar	0.97
T ₁₀	25.92	26.33	0.41	°C	1.58
T ₂₀	118.98	126.78	7.80	°C	6.55
T ₂₁	45.81	45.68	0.13	°C	0.28
T ₂₂	44.67	44.60	0.07	°C	0.15
T ₃₁	875.82	850.15	25.67	°C	2.93
T ₄₁	881.98	981.15	99.17	°C	11.24
T ₄₀	896.31	982.85	84.84	°C	9.46
P _e	89.41	88.92	0.49	kW	0.54
P _i	22.46	22.12	0.34	bar	1.51
P _e	21.16	20.91	0.25	bar	1.18
P _r	1.30	1.21	0.09	bar	6.92

7.3 Scavenging und Anfettung

Scavenging kommt aus dem Englischen und bedeutet prinzipiell Spülung. Im Bezug auf eine Verbrennungskraftmaschine wird der Effekt des Scavignings durch lange Überschneidung der Ein- und Auslassventilsteuerzeiten realisiert. Bei einem luftansaugenden Motor wird somit der Massendurchsatz erhöht. In Verbindung mit einem fetten Gemisch im Brennraum kommt es in Verbindung mit dem Luftüberschuß durch die Spülung zur Nachreaktion im Abgaskrümmmer. Dies führt zur Erhöhung der Abgasenthalpie, wodurch die Turboladerdrehzahl im unteren Drehzahl- und oberen Lastbereich gesteigert wird. Gleichzeitig wandert der Abgasturbolader im Kennfeld in Bereiche besserer Wirkungsgrade. Die vorangegangenen Erklärungen bestätigen die Tatsache, dass das Abgas-Lambda in diesem Bereich sehr hohe Werte annimmt. Voraussetzung für das Scavenging sind daher *variable Steuerzeiten*, da dieser Effekt nur bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten angewandt wird.

Auf der anderen Seite ist der Grund für den fetten Betrieb im oberen Drehzahl- und Lastbereich der Bauteilschutz, was gerade für den Twin-Scroll Turbolader von hoher Bedeutung ist.

In Abbildung 7.14 ist der effektive Mitteldruck über der Drehzahl aufgetragen. Mit dem gemessenen Lambda als dritten Parameter ergibt sich das Lambda-Kennfeld. Es ist zu erkennen, dass im unteren Drehzahlbereich, um die Volllastgrenze, das Abgas mager ($\lambda > 1$) ist. Umgekehrt wird nahe der Volllast im oberen Drehzahlbereich ein fettes Gemisch ($\lambda < 1$) erzeugt, was dem Bauteilschutz dient. Es ist allerdings auch zu erkennen, dass zum größten Teil der Lambda eins Betrieb appliziert wurde, was wiederum auf das Drei-Wege-Katalysator-Konzept des Ottomotors zurückzuführen ist.

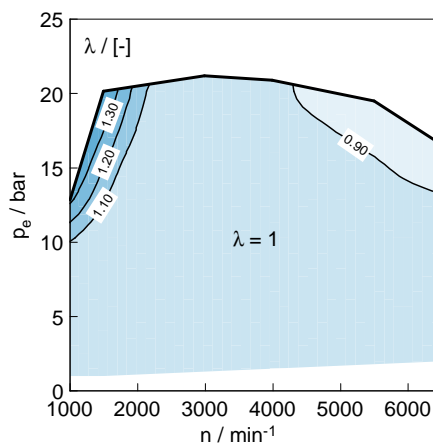


Abbildung 7.14: Lambda-Kennfeld

An dieser Stelle soll nun detailliert auf das Scavenging bei diesem Versuchsträger eingegangen werden. Es wurde bereits erwähnt, dass dieser Effekt im unteren Drehzahl-

und oberen Lastbereich angewandt wird. Hierbei kommt es durch große Ventilüberschneidungen zwischen Ein- und Auslassventilen zur Überspülung des Zylinders. Die Tabelle 7.3 zeigt die Ventilüberschneidungszeiten für die Drehzahlen von 1000 - 2000 min^{-1} bei Vollast. Es ist zu erkennen, dass die Ventilüberschneidungszeiten mit steigender Drehzahl geringer werden.

Tabelle 7.3: Luftmassenstrom der Vollastlinie

Messpunkt	Drehzahl	Last	$\Delta\varphi$
10	1 000	Vollast	91.04 °KW
20	1 500	Vollast	89.61 °KW
22	2 000	Vollast	63.29 °KW

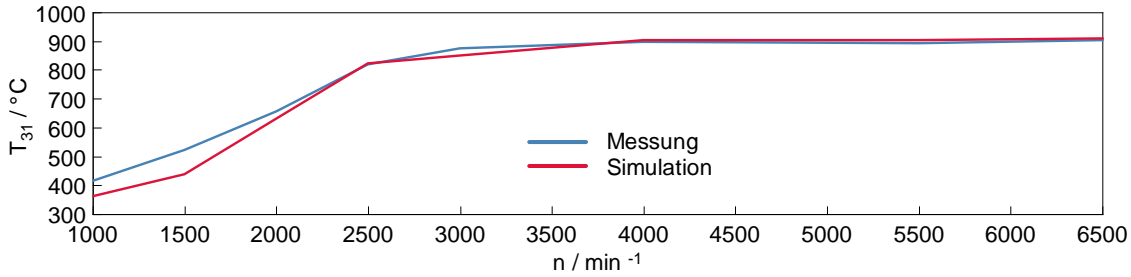
Der Grund für das Scavenging bei einem luftansaugenden Motor ist die Drehzahl des Turboladers durch die gesteigerte Abgasenthalpie im System zu erhöhen, um somit den Ladedruck zu steigern, so dass in diesem Bereich ein höheres Drehmoment bzw. effektiver Mitteldruck zur Verfügung steht.

Die Vorteile des Scavenging sind dabei die Spülungskühlung mit Luft und das Nutzen von Nachladeeffekten. Außerdem sinkt durch die Überspülung der Restgasgehalt im Zylinder. Nun kann auch der hohe Abgas-Lambda-Wert im Bereich des Scavenging erklärt werden, was aus der Überspülung resultiert.

Interessant dabei ist, dass sich die Phänomene des Scavenging auch durch die Simulation aufzeigen lassen. Für diesen Versuch wurden unter Berücksichtigung der Definition des Scavenging die Punkte der Vollastlinie im unteren Drehzahlbereich untersucht.

Als erstes soll der Temperaturverlauf nach dem Zylinder (T_{31}) betrachtet werden. Es ist festzustellen, dass im Bereich des Scavenging die Temperatur nach dem Zylinder in der Simulation niedriger ist als bei der Messung am Versuchsträger. Bei Berechnungen der oben genannten Betriebspunkte mit nur geringeren Ventilüberschneidungen hat sich gezeigt, dass die Temperatur mit sinkenden Ventilüberschneidungszeiten steigt. Der Grund für diese Tatsache ist, dass in der Simulation die exothermen Reaktionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgaskrümmen nicht berücksichtigt werden. Die Reaktionen im Abgaskrümmen sind in diesem Drehzahlbereich durch den Luftüberschuss im Abgaskrümmen (Überspülung mit Luft) möglich. Im oberen Drehzahlbereich gleichen sich die Kurven nahezu, da hier dieser Effekt ausbleibt.

Außerdem wurde der Luftaufwand der Messung mit dem Liefergrad der Simulation verglichen. Diese sind auf die Bedingungen im Saugrohr (MP 4 im Plenum) bezogen. Der Luftaufwand ist laut Gleichung 7.5 und der Liefergrad laut Gleichung 7.6 definiert.

Abbildung 7.15: Temperaturverlauf T₃₁ bei Vollast

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{\text{theo}}} \quad (7.5)$$

$$\lambda_l = \frac{m_{\text{Fr}}}{m_{\text{theo}}} \quad (7.6)$$

Die Verläufe aus der Berechnung und der Messung sind in Abbildung 7.16 dargestellt. Hierbei ist der Verlauf des Luftaufwandes aus der Messung als dünne, strichpunktlierte Linie (blau) dargestellt. Der Liefergrad kann am Prüfstand nicht gemessen werden. Durch den Überspülvorgang im unteren Drehzahl- und oberen Lastbereich weicht der so berechnete Luftaufwand vom tatsächlichen Liefergrad stark ab. Bezogen auf die Bedingungen im Plenum dürfte der Liefergrad höchstes durch Nachladeeffekte oder Kühleffekte geringfügig größer eins werden. Ganz anders sieht es aus, wenn der Liefergrad im Bezug auf den Umgebungszustand errechnet wird. Dieser kann Werte weitaus größer eins annehmen. Dies lässt sich auf die Aufladung zurückführen. Durch das höhere Druckniveau im Saugrohr ergeben sich dadurch Werte größer eins.

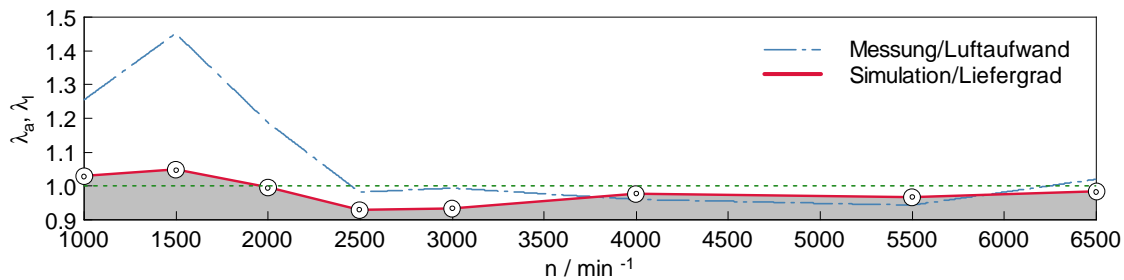


Abbildung 7.16: Luftaufwand der Messung und Liefergrad der Simulation bezogen auf die Saugrohbedingungen an der Vollast

Als letzte Größe bezüglich des Scavenging soll noch der effektive Mitteldruck betrachtet werden. In der Abbildung 7.17 sind zum einen der effektive Mitteldruck der

7 Vergleich: Messungen und Simulation

Messung sowie der Simulation mit und ohne Scavenging aufgezeigt. Für die Berechnungen mit Scavenging wurden die Ventilsteuerzeiten der Messung herangezogen. Anders sah es da bei den Berechnungen ohne Scavenging aus. Hierfür wurden die Ventilüberschneidungen auf 20 - 40 °KW reduziert um Potentiale des Scavenging und die Möglichkeiten des Simulationsmodells aufzuzeigen. Dabei ergibt sich ein deutlicher Einbruch des effektiven Mitteldrucks im unteren Drehzahlbereich an der Volllast.

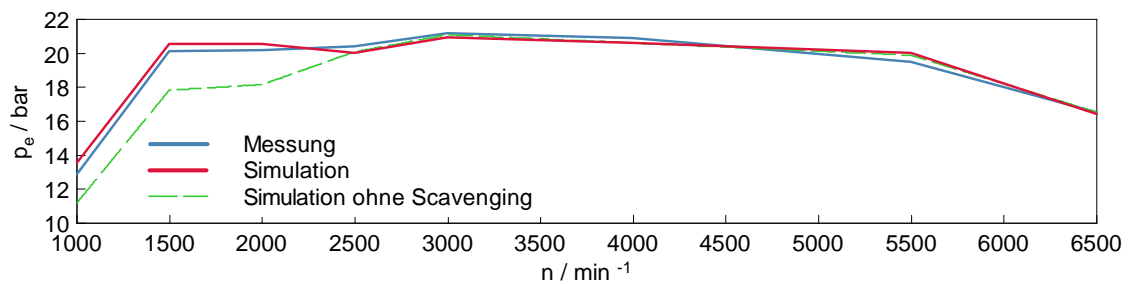


Abbildung 7.17: Volllastkurve mit und ohne Scavenging

7.4 Teillastpunkt

In diesem Kapitel wird ein Teillastpunkt des Motors betrachtet. Anhand dessen soll gezeigt werden, wie gut sich mit diesem Modell Aussagen im Kennfeld treffen lassen. Es ist anzumerken, dass dies nicht der einzige Teillastpunkt war, der im Laufe der Berechnungen betrachtet wurde. Dennoch soll dieser Punkt repräsentativ für den gesamten Teillastbereich sein.

Für den Teillastbereich wurde der Messpunkt 32 bei 2000 min^{-1} und 2 bar effektivem Mitteldruck ausgewählt. Hierdurch soll aufgezeigt werden, dass das Modell auch bei veränderlichem Einlassventilhub aussagekräftige Ergebnisse liefern kann. Für die Berechnung wurden alle zur Simulation relevanten Parameter dieses Lastpunktes in das Modell integriert, neben den Temperaturen und Drücken auch die Ventilhubkurven dieses Lastpunktes. Im Gegensatz zu den Volllastpunkten, wo ausschließlich Vollhub der Ventile bestand, kommt es im Teillastbereich zur Laststeuerung mittels Veränderung des Ventilhubes der Einlassventile. Die Ventilhubkurven sind in Abbildung 7.18 dargestellt.

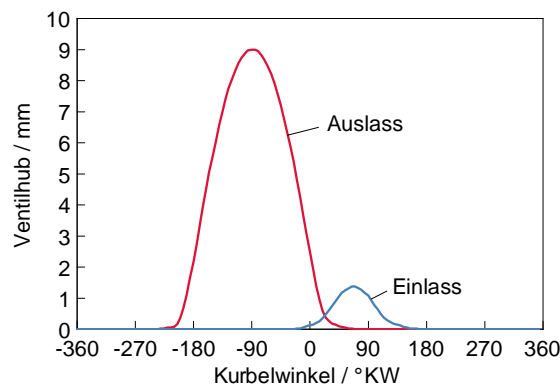


Abbildung 7.18: Ventilhubkurven MP 32, 2000 min^{-1} , $p_e = 2\text{bar}$

In diesem Punkt beträgt der Maximalhub der Einlassventile 1.35 mm, was wiederum aus dem Steuergerät des Versuchsträgers ausgelesen wurde.

Wie bereits bei der Betrachtung des Volllastpunktes sind auch hier in Tabelle 7.4 wiederum wichtige Parameter des Teillastpunktes angeführt und der Vergleich zwischen Messung und Simulation durchgeführt. Neben den Mess- und Berechnungsergebnissen wurden die Differenzen als absolute Werte aber auch als prozentuale Abweichung angegeben.

Auch im Teillastbereich lässt sich die gute Abstimmung des Simulationsmodells zeigen. Lediglich mit der Vorgabe gewisser Randbedingungen, wie die Temperatur und der Druck im Einlassbereich sowie der Steuerzeiten und Hübe der Ventile konn-

Tabelle 7.4: Vergleich Messung mit Simulation MP32

	Messung	Simulation	Δ	Einheit	Δ in %
\dot{m}_L	28.21	29.34	1.13	kg/s	4.01
\dot{m}_B	2.02	2.11	0.09	kg/h	4.46
λ	1.00	1.00	—	-	—
P ₁₀	0.97	0.96	0.01	bar	1.03
P ₂₀	1.00	1.02	0.02	bar	2.00
P ₂₁	0.98	1.02	0.04	bar	4.08
P ₂₂	0.92	0.98	0.06	bar	6.52
P ₃₁	1.01	0.96	0.05	bar	4.95
P ₄₁	0.97	0.98	0.01	bar	1.03
P ₄₀	0.96	0.97	0.01	bar	1.04
T ₁₀	28.32	27.05	1.27	°C	4.48
T ₂₀	44.66	45.38	0.72	°C	1.61
T ₂₁	35.81	35.85	0.04	°C	0.11
T ₂₂	35.14	36.75	1.61	°C	4.58
T ₃₁	544.34	556.25	281.91	°C	2.19
T ₄₁	489.96	609.65	119.69	°C	24.43
T ₄₀	518.10	653.55	135.45	°C	26.14
P _e	5.20	5.31	0.11	kW	2.12
p _i	2.71	2.79	0.08	bar	2.95
p _e	1.95	2.03	0.08	bar	4.10
p _r	0.76	0.76	0.00	bar	0.00

ten wie auch schon bei der Vollast zufriedenstellende Ergebnisse mit diesem Modell erreicht werden.

7.5 Drosselklappe vs. Valvetronic

Wie bereits an der Vollast der Vorteil des Scavenging mittels der Simulation nachgewiesen werden konnte, so wird nun eine Potentialabschätzung zwischen dem Betrieb mittels der herkömmlichen Drosselklappe und unter Verwendung der Valvetronic aufgezeigt werden. Die Ergebnisse werden hier präsentiert und es wird besonders auf den Ladungswechselprozess eingegangen. Außerdem werden die Wirkungsgradunterschiede beider Varianten aufgezeigt.

Wie bereits erwähnt, wurde dieser Vergleich bei einem Lastpunkt von 2000 min^{-1} und 2 bar (MP32) durchgeführt. Bei diesem Lastpunkt sollten die Unterschiede besonders deutlich sein, da die Drosselklappe nur gering geöffnet ist ($\alpha = 15^\circ$). Für die Berechnungen mit Drosselklappe standen keine Messergebnisse zur Verfügung. Das allgemeine Vorgehen dabei war, dass das bestehende Modell mit einer Drosselklappe ausgestattet wurde. Dafür wurden Druckflusskoeffizienten benötigt. Diese wurden von einem ähnlichen Motor mit ähnlichen Saugrohrquerschnitten übernommen und sind in Abbildung 7.19 aufgezeigt.

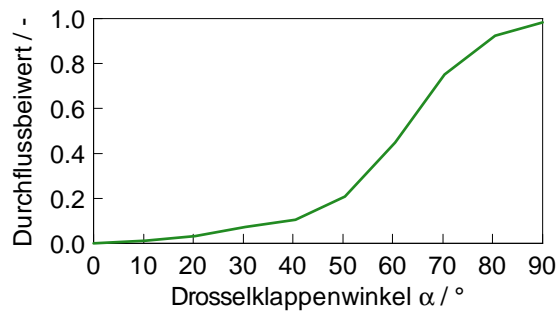


Abbildung 7.19: Durchflussbeiwert der verwendeten Drosselklappe

Weiterhin musste durch Variationsrechnungen die Stellung der Drosselklappe ermittelt werden. Für diesen Lastpunkt ergab sich eine Stellung von $\alpha = 15^\circ$. Die Ventilhubkurven für beide Varianten sind in Abbildung 7.20 aufgezeigt. Bei diesem Vorgehen wurde weiterhin für den Betrieb mit der Drosselklappe Vollhub der Ventile gegenüber den ungedrosselten Betrieb angenommen. Die verwendeten Steuerzeiten sind der Abbildung 7.20 zu entnehmen.

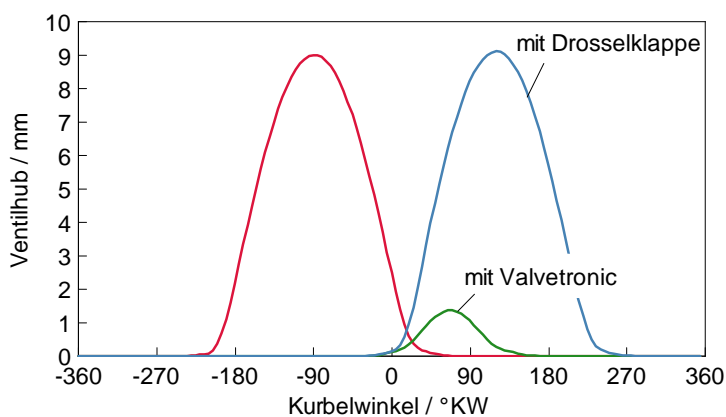


Abbildung 7.20: Ventilhubkurven MP 32, 2000 min^{-1} , $p_e = 2 \text{ bar}$ für den Betrieb mit Drosselklappe und mit Valvetronic

Für die Auswertung der Simulationen einerseits mit Valvetronic und andererseits mit der Drosselklappe wurden die Ladungswechselschleifen beider Varianten sowie die indizierten Wirkungsgrade des gesamten Prozesses miteinander verglichen. Die Ladungswechselschleifen beider Prozesse sind in Abbildung 7.21 dargestellt. Hieraus sind die Unterschiede der einzelnen Prozessführungen zu erkennen. Es kann gesagt werden, dass sich die qualitativen Verläufe der Ladungswechselschleifen aus der Abbildung 3.4 durch die Simulation bestätigen lassen. Die eingeschlossene Fläche der Ladungswechselschleife der Berechnung mit Drosselklappe ist deutlich größer als die der mit Valvetronic. Hier lassen sich die Vorteile der Valvetronic erkennen. Somit wird bei diesem Prozess weniger Verlustarbeit geleistet.

Weiterhin sollte sich dieser Effekt auch in dem indizierte Wirkungsgrad niederschlagen. Dieser ist für den ungedrosselten Betrieb höher als für den gedrosselten. Aus den Berechnungen beider Varianten ergab sich für den gedrosselten Betrieb ein indizierter Wirkungsgrad des Gesamtprozesses von $\eta_{i, \text{gedrosselt}} = 0.28$ und für den ungedrosselten Betrieb ein indizierter Wirkungsgrad von $\eta_{i, \text{ungedrosselt}} = 0.32$. Dies entspricht einem Unterschied von $\Delta\eta_i = 0.04$ und einer Wirkungsgradsteigerung von 12.5 %. Für den Ladungswechsel kann der indizierte Mitteldruck der Ladungswechselschleife laut Gleichung 7.7 ermittelt werden.

$$p_{i,LW} = \frac{W_{i,LW}}{V_H} \quad (7.7)$$

Für den gedrosselten Betrieb ergibt sich ein indizierter Mitteldruck der Ladungswechselschleife von $p_{i, LW, \text{gedrosselt}} = -1.17$ bar und für den ungedrosselten Betrieb von $p_{i, LW, \text{ungedrosselt}} = -0.48$ bar. Damit ist mithilfe der Valvetronic eine deutliche Senkung der Ladungswechselverluste möglich.

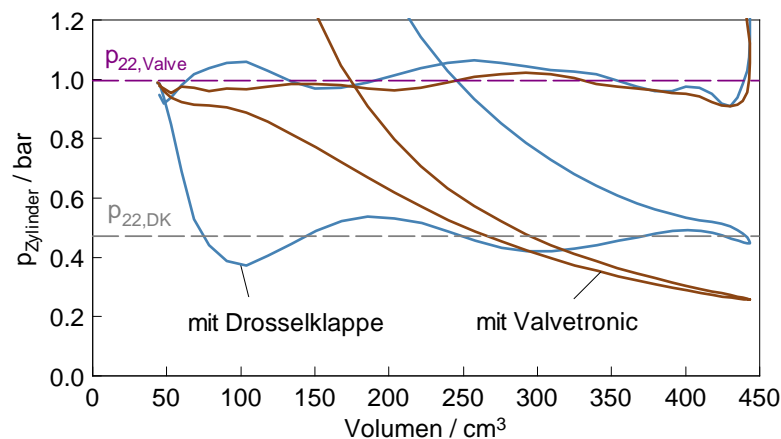


Abbildung 7.21: Ladungswechselschleifen mit Drosselklappe (blau) und mit Valvetronic (braun); (MP 32, 2000 min^{-1} , $p_e = 2\text{bar}$)

7.6 Fehleranalyse

In machen Punkten ist es sehr schwer festzustellen, woraus die Abweichungen zwischen der Messung und Simulation stammen. Aus der Komplexität bei der Modellierung eines Vollmotors haben einige Parameter stärkeren Einfluss auf die Berechnungsergebnisse als andere. Außerdem ist es machmal schwierig die Abhängigkeiten der einzelnen Größen bei der Vielzahl von vorhandenen Größen im Modell zu überschauen. Weiterhin kommen verschiedene Fehlerquellen bei der Messung am Prüfstand als auch bei der Simulation zum tragen. Somit kommen ganzheitlich gesehen verschiedene Fehlerquellen in Betracht. Dabei ist die Kenntnis wichtiger Fehlerquellen wichtig und die Kontrolle stellt ein probates Mittel zur Verringerung oder Elemination verschiedener Fehler dar. Es soll nun noch zwischen Fehlern, welche bei der Messdurchführung am Prüfstand auftreten können und Fehlern die bei der Simulation eintreten können unterschieden werden.

Fehler beim Prüfstandsbetrieb:

- Fehler in der Messkette (Gerätefehler)
- Kalibrierungsfehler
- Messfehler

Fehler bei der Simulation:

- Rechen- und Rundungsfehler
- Simulationsfehler/Abbildungsfehler
- Bezugsgrößenfehler/falsche Bezugsquerschnitte
- fehlerhafte Eingabedaten (z.B. Einheitenfehler)

8 Einsatz von Wasserstoff

Wie bereits einleitend erwähnt, zielt das Projekt H₂CPI darauf ab, einen Serien-Ottomotor mit Wasserstoff zu betreiben. Der Ansatz dabei ist, diesen kryogen in das Saugrohr einzublasen. Dabei bedeutet kryogen, dass der Wasserstoff flüssig gespeichert und tiefkalt aber gasförmig eingebracht wird. Außer der Basisvermessung des Versuchsträgers wurde ein Prüfstand für Injektortests mit Wasserstoff aufgebaut. Neben den grundsätzlichen Unterschieden zwischen Benzin und Wasserstoff und dem Hintergrund für die Verwendung des N18B16 in Verbindung mit Wasserstoff werden die Ergebnisse der Injektortests in diesem Kapitel beschrieben.

Der Einsatz von Wasserstoff im Fahrzeug wird seit vielen Jahren untersucht. Dabei wird zwischen zwei wesentlichen Formen, wie der Wasserstoff im Fahrzeug Verwendung findet, unterschieden. Entweder wird er direkt in einer Verbrennungskraftmaschine oder in einer Brennstoffzelle umgesetzt. Für beide Systeme ergeben sich Vors als auch Nachteile. Der bekannteste Vorteil beider Systeme ist, dass die Verbrennung von Wasserstoff im Idealfall keine Schadstoffe verursacht. Das lässt sich an der Bruttoreaktionsformel für die Umsetzung von Wasserstoff mit Luft zeigen, wenn der Luftstickstoff nicht berücksichtigt wird.



Demgegenüber steht der Nachteil der Speicherung von Wasserstoff. Wasserstoff ist das kleinste Element und neigt zur Diffusion, was dessen Flüchtigkeit erklärt. Außerdem hat Wasserstoff erst in flüssiger Form oder hoch komprimiert eine für den Fahrzeugeinsatz interessante Energiedichte. Für diesen Zustand bedingt es allerdings tiefe Temperaturen. Beide Zustände sind im Fahrzeug schwierig umzusetzen.

8.1 Benzin und Wasserstoff im Fahrzeug

Als ersten Punkt soll die laminare Flammgeschwindigkeit beider Kraftstoffe betrachtet werden. Hier bestehen drastische Unterschiede. Sind es bei Benzin ca. 40 cm/s werden bei Wasserstoff Geschwindigkeiten von bis zu ca. 230 cm/s erreicht. Aber auch das Mitführen von Wasserstoff im Fahrzeug stellt eine Herausforderung dar. Grundsätzlich gibt es drei Arten Wasserstoff in einem Fahrzeug zu speichern. Die weitaus ungünstigste Variante in Bezug auf die volumetrische Speicherdichte im

Fahrzeug ist die gasförmige Speicherung. Vorteile diesbezüglich bieten einerseits die Lagerung bei hohen Drücken (ca. 300 - 700 bar) und andererseits kryogen (20 K bei Umgebungszustand). Tiefkalt liegt der Wasserstoff in flüssiger Form vor. Sind es im gasförmigen Zustand 2.8 MJ/dm^3 bei 200 bar, kann die Speicherdichte im flüssigen Zustand mit 8.5 MJ/dm^3 bei 1 bar deutlich gesteigert werden [8, 14].

Bei diesem Projekt soll der Wasserstoff kryogen zugeführt werden. Eingebracht wird der Kraftstoff durch Einblasung in das Saugrohr. Dafür muss der Motor von der Direkteinspritzung auf eine Saugrohreinblasung umgebaut werden.

Wasserstoff kann aus Wasser (H_2O) mittels Elektrolyse gewonnen werden. Kostengünstiger und großtechnisch in Verwendung ist allerdings die Gewinnung durch direkte chemische Umwandlung von Erdgas (Steam-Reforming), wobei CO_2 entsteht. Außerdem ist für den flächendeckenden Einsatz kein ausreichendes Tankstellennetz vorhanden. Mit diesem Projekt sollen neue Anreize durch Steigerung der Kundenakzeptanz geschaffen werden.

8.2 Der N18B16 als Basis für den Wasserstoffbetrieb

Bei der Abgasturboaufladung spielt die Enthalpie des Abgasstromes eine wichtige Rolle. Diese ist besonders im Magerbetrieb gering. Der Magerbetrieb wird sehr oft für die Prozessbeherrschung appliziert. Prozessbeherrschung bedeutet dabei Verbrennungsanomalien wie Rückzündungen und die Emissionen (NO_x) beherrschen zu können.

Auf die oben genannten Einschränkungen könnte sich das Arbeitsprinzip des Twin-Scroll Turboladers (siehe Kapitel 3) vorteilhaft auswirken. Des Weiteren bieten die Variabilitäten im Ventiltrieb entsprechend weitreichende Steuerungsmöglichkeiten für den Wasserstoffbetrieb. Durch die im Kapitel 3 beschriebenen Systeme *Valvetronic* und *VANOS* können zum einen die Ventilhübe des Einlass sowie die Steuerzeiten dem Betrieb mit Wasserstoff angepasst, Verbrennungsanomalien reduziert und das Leistungspotential angehoben werden.

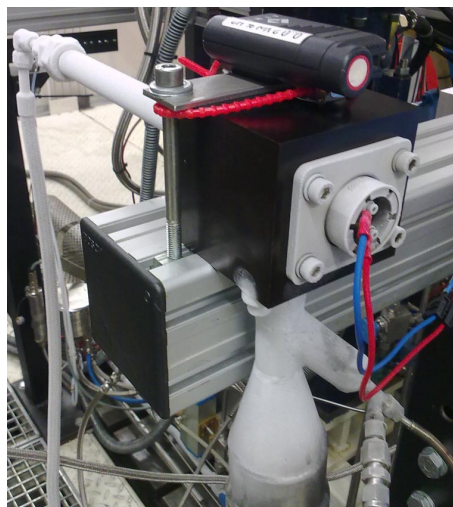
8.3 Injektorenprüfstand

In Vorbereitung auf den Betrieb des Versuchsträgers mit Wasserstoff wurden spezielle Injektoren benötigt. Die Injektoren mit der Bezeichnung *GV7C* wurden von der Firma *Hoerbiger Valve Tech* entwickelt und hergestellt. Die Abbildung 8.1 zeigt links den Injektor und rechts den Injektorprüfstand im kryogenen Betrieb.

Die Injektoren wurden in einem ersten Schritt mit warmem Wasserstoff (Raumtemperatur circa $20 \text{ }^\circ\text{C}$) betrieben und ein Kennfeld vermessen, das links in Abbildung 8.2 dargestellt ist. Relevant ist der warme Betrieb für den Motorkaltstart. Bei einem



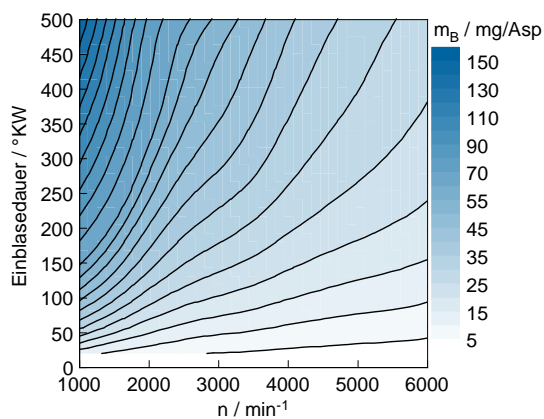
(a) Injektor GV7C



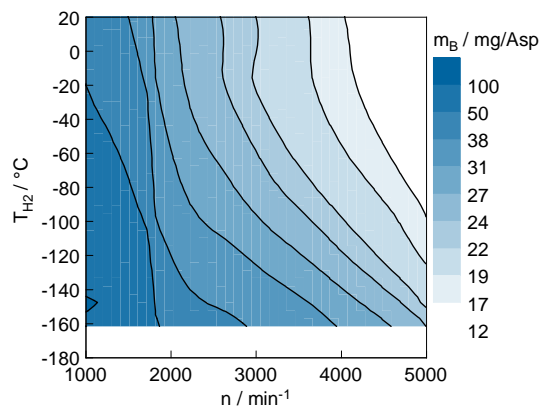
(b) Injektorprüfstand

Abbildung 8.1: Injektor und Injektorprüfstand

Motorkaltstart befindet sich anfangs warmer Wasserstoff in den Kraftstoffleitungen. Rechts in Abbildung ist das Kennfeld beim kryogenen Betrieb des Injektors. Die Kennfeldvermessungen fanden in Abhängigkeit der Wasserstofftemperatur und der Motorbetriebsparameter Einspritzzeit und Drehzahl statt und unterstützen den Prüfstandsbetrieb sowie die Applikation des Motorsteuergerätes.



(a) Injektor 007



(b) Injektor 003, Einblasedauer 100 °KW

Abbildung 8.2: Kennfelder der warmen und kalten Injektortests

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit hatte zum Ziel, einen turboaufgeladenen Serien-Ottomotor auf dem Prüfstand zu installieren, im Benzinbetrieb zu vermessen und die gewonnenen Messergebnisse zu analysieren. Der zweite Teil der Arbeit bestand aus der Erstellung eines Simulationsmodells dieses Motors. Mittels der am Prüfstand gewonnenen Messergebnisse sollte das Modell kalibriert werden.

Der von BMW/MINI für dieses Projekt zur Verfügung gestellte Motor mit der internen Bezeichnung N18B16 wurde auf dem Prüfstand installiert. Dabei handelt es sich um einen 1.6 l großen Vierzylinder-Ottomotor mit einem Twin-Scroll Abgasturbolader. Hierbei wurde darauf geachtet, dass keine großen Änderungen im Vergleich zum Einbau des Motors im Fahrzeug entstehen. Neben der modifizierten Abgasanlage ist die Verwendung eines wassergekühlten Ladeluftkühlers zu erwähnen.

Für die anschließende Vermessung des Motors auf dem Prüfstand wurde ein Prüfkennfeld erstellt, was den Anforderungen der weiteren Verwendung der Messdaten entsprach. Somit wurden aus der Vermessung am Prüfstand Daten gewonnen, welche für die spätere Kalibrierung des Simulationsmodells von Bedeutung waren. Auch wurden die Messdaten für die thermodynamische Analyse des Versuchsträgers herangezogen. Da es sich bei dem Motor um einen Serienstand handelt, waren bereits Kennfelder (Leistung, Drehmoment, Ladedruck etc.) seitens BMW/MINI vorhanden, welche für Plausibilitätsprüfungen herangezogen wurden.

Neben dem Prüfstands-aufbau und -betrieb war das Erstellen des bereits erwähnten Simulationsmodells die Hauptaufgabe. Durch den Aufbau und die Kalibrierung des Modells konnten eine Vielzahl von Erkenntnissen gewonnen werden. Im Fortlauf der Arbeit kristallisierte sich heraus, dass mithilfe der Simulationssoftware *Boost* die innermotorischen Prozesse in ausreichender Form abgebildet werden konnten. Außerdem konnte gezeigt werden, dass mithilfe des Modells Aussagen über Steuerungseigenschaften (zum Beispiel Scavenging) getroffen werden können. Auch ermöglicht das Simulationsmodell Potentialabschätzungen von variierten Parametern. Ein weiterer Aspekt, welcher anhand des Modells gezeigt werden konnte, ist die Empfindlichkeit einzelner Parameter auf das Gesamtergebnis. Für diese Arbeit wurden verschiedenste Anstrengungen unternommen, um ein Modell zu generieren, welches über den gesamten Lastbereich Gültigkeit besitzt. Wie bereits erwähnt, sind dabei gewisse Grenzen gesetzt. Diese Grenzen resultieren unter anderem aus der Datenbe-

schaffung beziehungsweise aus der Datenerhebung. Trotz zuverlässiger Datenbereitstellung seitens BMW kann gesagt werden, dass einige Bauteile besondere Aufmerksamkeit bei der Modellierung bedürfen. Hier können der Abgasturbolader sowie die Ventile und der Zylinder genannt werden. Auch die Modellierungsmodi der Software *Simplified Model* und *Full Model* lieferten anfänglich unterschiedliche Ergebnisse und nur durch die vertiefte Aufarbeitung verschiedenster Parameter konnten die Zielwerte aus der Basisvermessung erreicht werden.

In letzter Instanz konnte ein zufriedenstellendes kalibriertes Modell als Ergebnis dieser Arbeit präsentiert werden. Dies soll nun in weiterer Folge bei dem Umbau auf Wasserstoff als Grundlage Anwendung finden. Es kann bereits angemerkt werden, dass das Modell für den Verwendungszweck der kryogenen Wasserstoffeinblasung einiger Modifikationen bedarf. Auch wird die Kraftstoffeinbringung nicht direkt im Zylinder, sondern im Saugrohr stattfinden. Für diesen Zweck kommt es zur Abänderung des Saugrohres, was ebenfalls im Modell berücksichtigt werden soll.

Literaturverzeichnis

- [1] AVL LIST GMBH: *AVL Boost*. AVL List GmbH, 2009
- [2] BAYERISCHE MOTORENWERKE: *Der BMW Vierzylinder Otto-Motor mit VAL-VETRONIC*. BMW AG Presse, 2001
- [3] BAYERISCHE MOTORENWERKE: *BMW N18B16*. Bd. 1. BMW AG, 2009
- [4] BAYERISCHE MOTORENWERKE: *Vanos/Doppel-Vanos*. BMW AG, 2009
<http://www.bmw.com>. – Stand: August 2010
- [5] BORGMANN, Klaus ; HOFMANN, Reinhard ; LIEBL, Johannes ; MELCHER, Theodor ; MARTIN: *Der BMW 4-Zylinder Motor - Das erste Mitglied der neuen Ottomotoren-Generation*. BMW AG, 2001
- [6] BOSCH: *Funktion Bosch Lamdasonden*. Bosch, 2010
<http://www.bosch-lambdasonde.de>. – Stand: Juli 2010
- [7] EICHLSEDER, Helmut ; KLELL, Manfred: *Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik: Erzeugung, Speicherung, Anwendung*. Vieweg + Teubner Verlag, 2008
- [8] GRABNER, Peter: *Potentiale eines Wasserstoffmotors mit innerer Gemischbildung hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen und Leistung*. TU Graz, Dissertation, 2009
- [9] GRUDEN, Dusan: *Umweltauswirkungen des Automobils*. Springer-Verlag, 2008
- [10] HASEWEND, Wolfram: *CAx in Automotive and Engine Technology - Virtual Development of Drive Trains*. Magna Powertrain AG & Co KG, 2009
- [11] KIESGEN, Gerrit ; CURTIUS, Berthold ; STEINPARZER, Fritz ; KLÜTING, Manfred ; KESSLER, Frank ; SCHOPP, Johann ; LECHNER, Bernhard ; DUNKEL, Joachim: *Der neue 1.6 l Turbomotor mit Direkteinspritzung und vollvariablem Ventiltrieb für den MINI Cooper S*. BMW AG, 2010
- [12] KURATLE, Rolf: *Messzündkerzen mit integriertem Drucksensor*. Kistler, 2010
- [13] LECHNER, Bernhard ; KIESGEN, Gerit ; KRIESE, Jens ; SCHOPP, Johann: *Der neue MINI-Motor mit Twin-Power-Turbo*. MTZ, 2010

- [14] LEITNER, Daniel: *Umrüstung eines Erdgasotomotors auf Wasserstoffbetrieb*. Technische Universität Graz, 2008
- [15] MERKER, Günter ; SCHWARZ, Christian ; STIESCH, Gunnar ; OTTO, Frank: *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Teubner Verlag, 2006
- [16] MINI SERVICE: *Technisches Training. Produktinformation. N16/N18 Motor*. BMW AG, 2009
- [17] MOTOR-TALK: *Valvetronic*. 2010 <http://www.motor-talk.de>. – Stand: Mai 2010
- [18] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Bd. 5. 2. Springer-Verlag, 2002
- [19] STATISTISCHES BUNDESAMT: *Bevölkerungswachstum*. Statistisches Bundesamt, 2010 <http://www.destatis.de>. – Stand: April 2010
- [20] STATISTISCHES BUNDESAMT: *Der Fahrzeugbestand im Überblick am 1. Januar 2010 gegenüber 1. Januar 2009*. Statistisches Bundesamt, 2010
- [21] SWEDESPEED: *Twin-Scroll Turbolader*. Swedespeed, 2009 <http://forums.swedespeed.com>. – Stand: Juli 2010
- [22] TRÄNKLER, Hans: *Taschenbuch der Messtechnik mit Schwerpunkt Sensortechnik*. Oldenbourg, 1992
- [23] VAN BASSHUYSEN, Richard: *Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Bd. 1. Auflage. Vieweg Verlag, 2008. – 445 S.
- [24] WIESINGER, Johannes: *Variable Steuerzeiten*. 2010 <http://www.kfztech.de>. – Stand: Juli 2010
- [25] WIMMER, Andreas: *Thermodynamik des Verbrennungsmotors*. Skriptum der Technische Universität Graz, 2009
- [26] WIMMER, Andreas: *Motorenmesstechnik*. Skriptum der Technische Universität Graz, 2010

Abbildungsverzeichnis

3.1	Motor N18B16	5
3.2	Twin-Scroll Turbolader	7
3.3	Turbolader Kennfelder	8
3.4	Valvetronic	10
3.5	Doppel-VANOS [4]	10
3.6	Ventilerhebungskurven	11
3.7	Wirkungsgrad = $f(\varepsilon)$	13
3.8	Lambdasonde [6]	14
4.1	Prüfstand schematisch	15
4.2	Prüfstand 4 (N18B16)	16
4.3	Indizierzündkerze [12]	18
4.4	Druckwaage [22]	20
4.5	Thermoelement TypK	21
4.6	Messprogramm	24
5.1	Energiebilanz am Zylinder und Kolben [18]	25
5.2	Siedekurve Benzin und Diesel [25]	27
5.3	Gemischheizwert [25]	30
5.4	pV-Diagramm	32
5.5	Zylinderdruckverlauf des N18B16	33
5.6	verschleppte Verbrennung	35
5.7	Kolben des N18B16 [16]	35
5.8	Einpassung	36
5.9	Reibkennfeld des N18B16	38
5.10	Kennlinien/-felder	39
5.11	spezifischer Kraftstoffverbrauch des N18B16	41
5.12	Filter Smoke Number des N18B16	42
5.13	NO _x -Kennfelder aus Messwerten vor dem Katalysator	44
5.14	NO _x -Kennfelder aus Messwerten nach dem Katalysator	44
6.1	Arbeitskette Simulation	48
6.2	Modell des N18B16	49
6.3	Reduzierte Simulationsmodelle für die Zylindermodellierung	52
6.4	Vibe-Vergleich	55

6.5	Bezugsdurchmesser	56
6.6	Durchflusskoeffizienten	57
6.7	Schleppkurven - Verdichtungsverhältnis	59
6.8	Turboladermodell (Modell 1)	61
6.9	Druckverlauf für das Modell 1 im Saugrohr (MP4) für den MP48 (3000 min ⁻¹ , VL)	62
6.10	Druckverlauf für das Modell 1 im Abgasrohr (MP 5) für den MP48 (3000 min ⁻¹ , VL)	62
6.11	Turboladermodell (Modell 2)	63
6.12	Druckverlauf für das Modell 2 im Saugrohr (MP 4) für den MP48 (3000 min ⁻¹ , VL)	63
6.13	Druckverlauf für das Modell 2 im Abgasrohr (MP 5) für den MP48 (3000min ⁻¹ , VL)	63
6.14	Turboladermodell (Modell 3)	64
6.15	Wandwärmeübergang nach Hohenberg und Woschni	67
7.1	Massenfluss über die gesamte Vollastlinie	70
7.2	Druckverlauf p ₂₀ bei Vollast	72
7.3	Druckverhältnis über den Verdichter	72
7.4	Druckverlauf p ₄₀ bei Vollast	73
7.5	Druckverhältnis über die Turbine	73
7.6	indizierter Mitteldruck	75
7.7	effektiver Mitteldruck	75
7.8	Temperaturverlauf T ₁₀ bei Vollast	76
7.9	Temperaturverlauf T ₂₀ bei Vollast	76
7.10	Temperaturverlauf T ₂₁ bei Vollast	76
7.11	Temperaturverlauf T ₄₀ bei Vollast	77
7.12	Druckverlauf im Saugrohr (MP 4) für den MP48 (3000 min ⁻¹ , VL) . .	78
7.13	Druckverlauf im Abgasrohr (MP 5) für den MP48 (3000 min ⁻¹ , VL) .	79
7.14	Lambda-Kennfeld	81
7.15	Temperaturverlauf T ₃₁ bei Vollast	83
7.16	Luftaufwand der Messung und Liefergrad der Simulation bezogen auf die Saugrohbedingungen an der Vollast	83
7.17	Vollastkurve mit und ohne Scavenging	84
7.18	Ventilhubkurven MP 32, 2000 min ⁻¹ , p _e = 2bar	85
7.19	Durchflussbeiwert der verwendeten Drosselklappe	87
7.20	Ventilhubkurven MP 32, 2000 min ⁻¹ , p _e = 2bar für den Betrieb mit Dorsselklappe und mit Valvetronic	87
7.21	Ladungswechselschleifen mit Drosselklappe (blau) und mit Valvetronic (braun); (MP 32, 2000 min ⁻¹ , p _e = 2bar)	88
8.1	Injektor und Injektorprüfstand	93

8.2 Kennfelder der warmen und kalten Injektortests 93

Tabellenverzeichnis

3.1	Kenndaten N18B16 [3,16]	6
6.1	Bezeichnung Boost-Modell	50
6.2	Messstellenliste	51
6.3	Strömungskoeffizienten	58
7.1	Luftmassenstrom der Vollastlinie	71
7.2	Vergleich Messung mit Simulation MP48	80
7.3	Luftmassenstrom der Vollastlinie	82
7.4	Vergleich Messung mit Simulation MP32	86

Stichwortverzeichnis

A		
Abgasanalyse	41	
Abgasnachbehandlung	14	
adiabate Drossel	77	
Allgemeine Zustandsgleichung	26	
B		
Benzin		
Direkteinspritzung	12	
Blow-By	58	
D		
Direkteinspritzung	65	
Drehmoment	37	
Drosselklappe	9, 12, 86	
Druckwaage	20	
Durchfluss		
Koeffizient	55	
Querschnitt	56	
Durchflusskoeffizient	55	
$\mu\sigma$ -Wert	55	
E		
Elastizität	5	
F		
Füllungsregelung	30	
Fehleranalyse	89	
Filter Smoke Number	41	
G		
Gemischheizwert	29	
I		
Indizierung		
Hochdruck	18	
Niederdruck	19	
K		
Kalibrierung		
Drucksensoren	19	
Simulationsmodell	67	
Kennfeld		
Filter Smoke Number	41	
Lambda	81	
Motor	5	
NO _x	43	
Reibung	37	
Turbine	8	
Verdichter	8	
Vollastlinien	5	
Kraftstoff		
Eigenschaften	27	
Siedelinien	27	
L		
Ladungswechselschleife	9	
Lambdasonde	14	
Lastregelung	9	
Leckage	58	
Leistung	37	
Liefergrad	83	
Luftaufwand	83	
M		
Massenstrom		
Kraftstoff	22	
Luft	22, 70	
Mess		
Durchführung	23	
Programm	23	

Messtechnik	
Druck	18
Massenstrom	22
Pt100	21
Temperatur	20
Typ K	21
Mitteldruck	37, 75
Modell	
Aufbau	49
Turbolader	61
Modellierung	
Verbrennung	53
Motor	
Elastizität	5
Motorprozessrechnung	26
N	
N18B16	6
Kenndaten	6
Modell	50
O	
OT-Einpassung	19
P	
Prüfstand	15, 23
Aufbau	15
Daten	53
Injektoren	92
Konfiguration	15
Q	
Quantitätsregelung	30
S	
Scavenging	81
Schwärzungszahl	41
Simulation	
1D-CFD	47
eindimensional	49
Grundlagen	47
Modell	50
nulldimensional	48
Post-Processing	47
Pre-Processing	47
Systemkomplexität	51
stöchiometrischer Luftbedarf	28
T	
Teillast	85
Thermodynamische	
Analyse	25
Grundlagen	25
Thermodynamischer Verlustwinkel	19
Turbolader	
Full Model	60
Simplified Model	60
Twin-Scroll	7, 60
V	
Valvetronic	9, 86
VANOS	9f
Variable Nockenwellensteuerung	10
Ventil	
Überschneidung	11
Durchmesser	55
Hub	55
Hubbereich	10
Hubkurven	11
Vollhub	11
Ventile	
Maximalhub	10
Verbrennung	
verschleppt	34
Verdampfungswärme	31
Vergleichsprozess	31
Versuchsträger	5
Vibe	
Double	55
Einfach	54
Volllast	
Druckverläufe	71
Linie	69
Luftmassenstrom	69
Temperaturverläufe	75

Vollastpunkt 78

W

Wandwärmeübergang

 Brennraum 66

 Hohenbeg 66

 Woschni 66

Wasserstoff 91

Wasserstoffinjektoren 92

Wirkungsgrad 12

 Analyse 40

Z

Zylinder

 Druckverlauf 33

 Energiebilanz 26

 Erster Hauptsatz 26

 Indizierung 18

 Massenbilanz 26

 Modellierung 52

Zylinderdruck

 Einpassung 35

Anhang

Im Anhang sind die wichtigen Informationen zusammengefasst, auf welche an den entsprechenden Stellen im Text hingewiesen wurde. Außerdem sind dieser Arbeit ergänzende Diagramme und Ausarbeitungen angefügt.

Neben einer Gegenüberstellung zum Vergleich der Stoffeigenschaften von Wasserstoff (H_2) und Benzin ist auch das Kraftstoffzertifikat für den verwendeten Kraftstoff, laut dem Prüfbericht 175892, angefügt.

Weiterhin findet man die Belegung der Prüfstandssensorbox beigefügt. Zur besseren Übersicht ist auch das Simulationsmodell des N18B16 noch einmal in einer größeren Ansicht abgebildet.

Da in der Analyse der Simulations- und Messdaten nicht auf alle einzelnen Messstellen explizit eingegangen wurde ist jeweils eine vollständige Darstellung der Druck- und Temperaturverläufe an der Vollast aufgezeigt.

Stichwortverzeichnis

Eigenschaft		Benzin	Wasserstoff
Dichte (flüssig) ¹⁾	kg/m ³	750 - 770	70,8
bei	°C	15	-253
Dichte (gasförmig) ^{1) 2)}	kg/m ³	–	0,090
Molmasse	kg/kmol	98	2,016
Siedepunkt bzw. -bereich ¹⁾	°C	30 - 190	-252,8
Stöchiometrischer Luftbedarf	kg _{Luft} /kg _{Krst}	14,0	34,3
unterer Heizwert	MJ/kg	41,4	120
Energiedichte (flüssig) ¹⁾	MJ/dm ³	31,7	8,5
Energiedichte (gasförmig)	MJ/dm ³	–	3,0
Gemischheizwert ^{1) 2) 4)} (gemischansaugend)	MJ/m ³	3,76	3,19
Gemischheizwert ^{1) 2) 4)} (luftansaugend)	MJ/m ³	3,83	4,52
Zündgrenzen ^{1) 3) 5)}	Vol%	1 - 7,6	4 - 76
	λ -Bereich	1,4 - 0,4	10 - 0,13
Selbstzündungstemperatur ^{1) 5)}	°C	230 - 450	585
Minimale Zündenergie ^{4) 5)}	mJ	0,24	0,017
Diffusionskoeffizient ₁ ^{1) 2) 5)}	cm ² /s	0,05	0,61
Diffusionskoeffizient ₂ ^{5) 7)}			8,5·10 ⁻²
laminare Flamm- geschwindigkeit ^{1) 2) 3) 4) 5)}	cm/s	42	230
ROZ	–	100	–
MZ	–	88	0
CZ	–	–	–
c-Massenanteile	%	85,6	0
h-Massenanteile	%	12,2	100
o-Massenanteile	%	2,2	0

¹⁾ bei 1,013 bar

²⁾ bei 0°C

³⁾ bei 25°C

⁴⁾ bei $\lambda = 1$

⁵⁾ in Luft

⁶⁾ bei 350 bar und 280 K

⁷⁾ bei 100 bar und 1000

Stoffeigenschaften von H₂ im Vergleich zu konventionellen Kraftstoffen [7]

ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH
Trentiner Ring 30 • 86356 Neusäss

Forschungsgesellschaft für Verbrennungs-
kraftmaschinen und Thermodynamik mbH
Inffeldgasse 21 A
A-8010 Graz

Ihr Zeichen : Dr. Jauk
Ihr Auftrag :
Ihr Auftrag vom : 02.10.2009
Eingegangen am : 07.10.2009
Probenahme : Kunde
Prüfbericht vom : 22.10.2009
Seite : 1 von 1

Prüfbericht : 175892

Prüfmuster	ID	Prüfparameter	Prüfmethode	Prüfergebnis	Einheit
Kraftstoffprobe TU- Graz 1.10.09	156012	Heizwert, unterer	DIN 51 900-2 mod.	42,13	MJ/kg
		Kohlenstoffgehalt	DIN 51 732	85,95	% (m/m)
		Wasserstoffgehalt	DIN 51 732	12,26	% (m/m)
		Stickstoffgehalt	DIN 51 732	< 0,5	% (m/m)
		Sauerstoffgehalt	ASTM D 5291 mod.	1,8	% (m/m)


Dr. Th. Wilharm

Dieser Prüfbericht darf nicht ohne Genehmigung der Prüfeinrichtung auszugsweise vervielfältigt werden.
Das Prüfgutachten bezieht sich ausschließlich auf die vorliegenden Prüfmuster.
Probenaufbewahrung: 4 Wochen. Weitere Informationen siehe allg. Geschäftsbedingungen.
Akkreditiert von der DACH [Deutsche Akkreditierungsstelle Chemie GmbH] für die unter der DAR-
Registriernummer DAC-PL-0408-05-30 aufgeführten Prüfgegenstände und Prüfverfahren.





















































ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH
Trentiner Ring 30
D-86356 Neusäss

telefon 0049 821 450423-0
fax 0049 821 486 25 19
e-mail info@asg-analytik.de

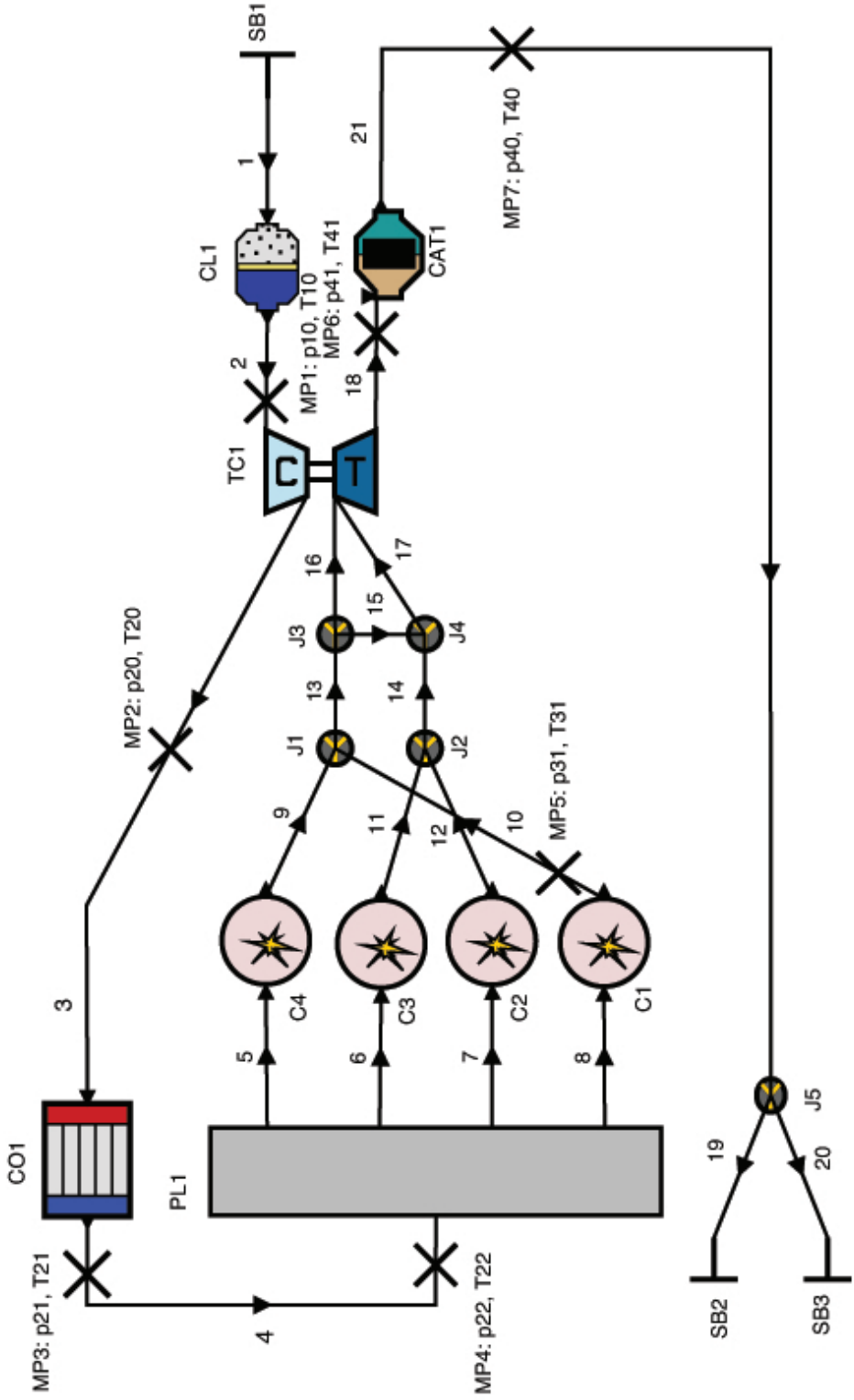
Geschäftsführer:
Dr. Thomas Wilharm
Amtsgericht Augsburg HRB 12297

Kraftstoffzertifikat

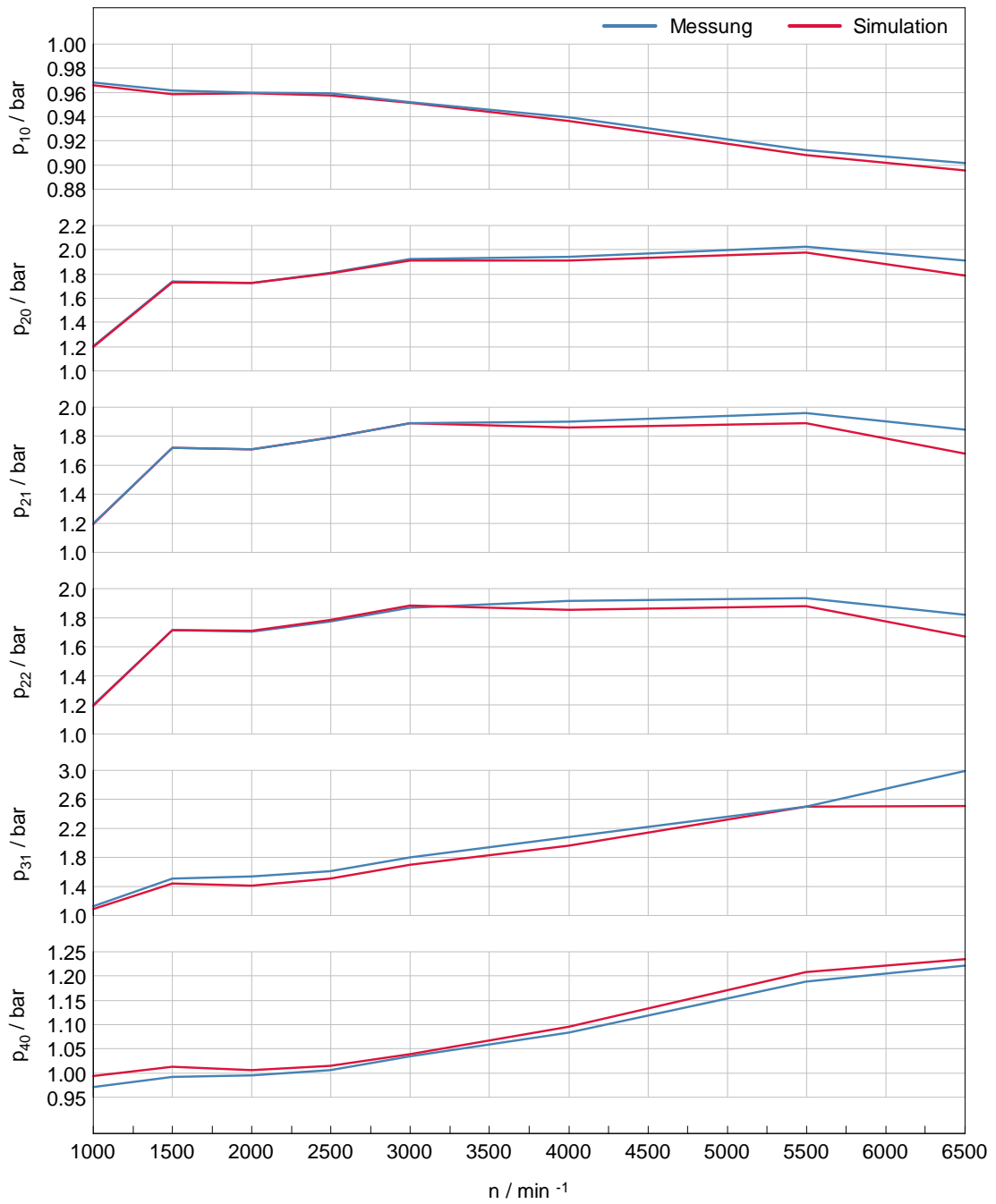
TU P4 Sensorbox Prüfstand (Inffeldgasse)

Steckplatz 10 CA3GS  4 pol. male Zündung Start Relais KI.15	Steckplatz 11 CA3GS  4 pol. male 12 V Eingang Ladekontrolle	Steckplatz 12 CA6GD  7 pol. female E-Gas 1	Steckplatz 13 CA6GD  7 pol. female E-Gas 2	Steckplatz 14 CA6GS  7 pol. male A-IN	Steckplatz 15  BNC - BNC 1 Pult Warte	Steckplatz 16  BNC - BNC 2 Pult Warte	Steckplatz 17  BNC - BNC 3 Pult Warte	Steckplatz 18  BNC - BNC 4 Pult Warte	Steckplatz 19  BNC - BNC 5 Pult Warte
Steckplatz 20 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT1 SB_AI_04_TPT1 T_Raum T_Raum	Steckplatz 21 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT2 SB_AI_05_TPT2 -	Steckplatz 22 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT3 SB_AI_06_TPT3 T_KM_Aus1 T_KM_Aus1	Steckplatz 23 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT4 SB_AI_07_TPT4 T_Cryo H2 Cryo Temp	Steckplatz 24 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT5 SB_AI_08_TPT5 T_HOEK Temp. Ölkanal	Steckplatz 25 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT6 SB_AI_09_TPT6 T_22 Saugrohr	Steckplatz 26 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT7 SB_AI_10_TPT7 T_21 nach LLK	Steckplatz 27 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT8 SB_AI_11_TPT8 PWM_Regler	Steckplatz 28 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT9 SB_AI_12_TPT9 T_20 nach Verdichter	Steckplatz 29 CA6GD  7 pol. female PT 100 T-PT10 SB_AI_13_TPT10 T_10 vor Verdichter
Steckplatz 30  TC Typ K T-TC1 SB_AI_14_TTC1 T_31 Abgasleimmer Zyl 1+4	Steckplatz 31  TC Typ K T-TC2 SB_AI_15_TTC2 T_41 nach Turb.	Steckplatz 32  TC Typ K T-TC3 SB_AI_16_TTC3 T_40 nach Kat.	Steckplatz 33  TC Typ K T-TC4 SB_AI_17_TTC4 T_Handfühler	Steckplatz 34  TC Typ K T-TC5 SB_AI_18_TTC5 T_KM_Ein1 Kühlmittel 1	Steckplatz 35  TC Typ K T-TC6 SB_AI_19_TTC6 T_KM_Ein2 Kühlmittel 2	Steckplatz 36  TC Typ K T-TC7 SB_AI_20_TTC7 T_KM_Aus2	Steckplatz 37  TC Typ K T-TC8 SB_AI_21_TTC8 ReserveTC2	Steckplatz 38  TC Typ K T-TC9 SB_AI_22_TTC9 ReserveTC3	Steckplatz 39  TC Typ K T-TC10 SB_AI_23_TTC10 ReserveTC4
Steckplatz 40  p_HOEK 1) Motorhauptölkanal	Steckplatz 41  p_Quarz 1) nach Turbine	Steckplatz 42  p_41 1) nach Turbine	Steckplatz 43  p_21 2) nach LLK	Steckplatz 44  p_KM 2) Motorkühlmitteldruck	Steckplatz 45  p_20 3) nach Verdichter	Steckplatz 46  p_10 3) vor Verdichter	Steckplatz 47  P_40 3) Abgas	Steckplatz 48  p_Raum 5) Umgebungsdruck	Steckplatz 49  P 12 0...400 bar rel.
Steckplatz 50  4 pol. female Pult Warte	Steckplatz 51  4 pol. female Pult Warte	Steckplatz 52  7 pol. female Pult Warte	Steckplatz 53  7 pol. female Pult Warte	Steckplatz 54  Reserve	Steckplatz 55  Binder 680 8 pol. female Pult Warte	Steckplatz 56  4 pol. female Reserve	Steckplatz 57  4 pol. female Reserve	Steckplatz 58  4 pol. female Reserve	Steckplatz 59  4 pol. female Reserve

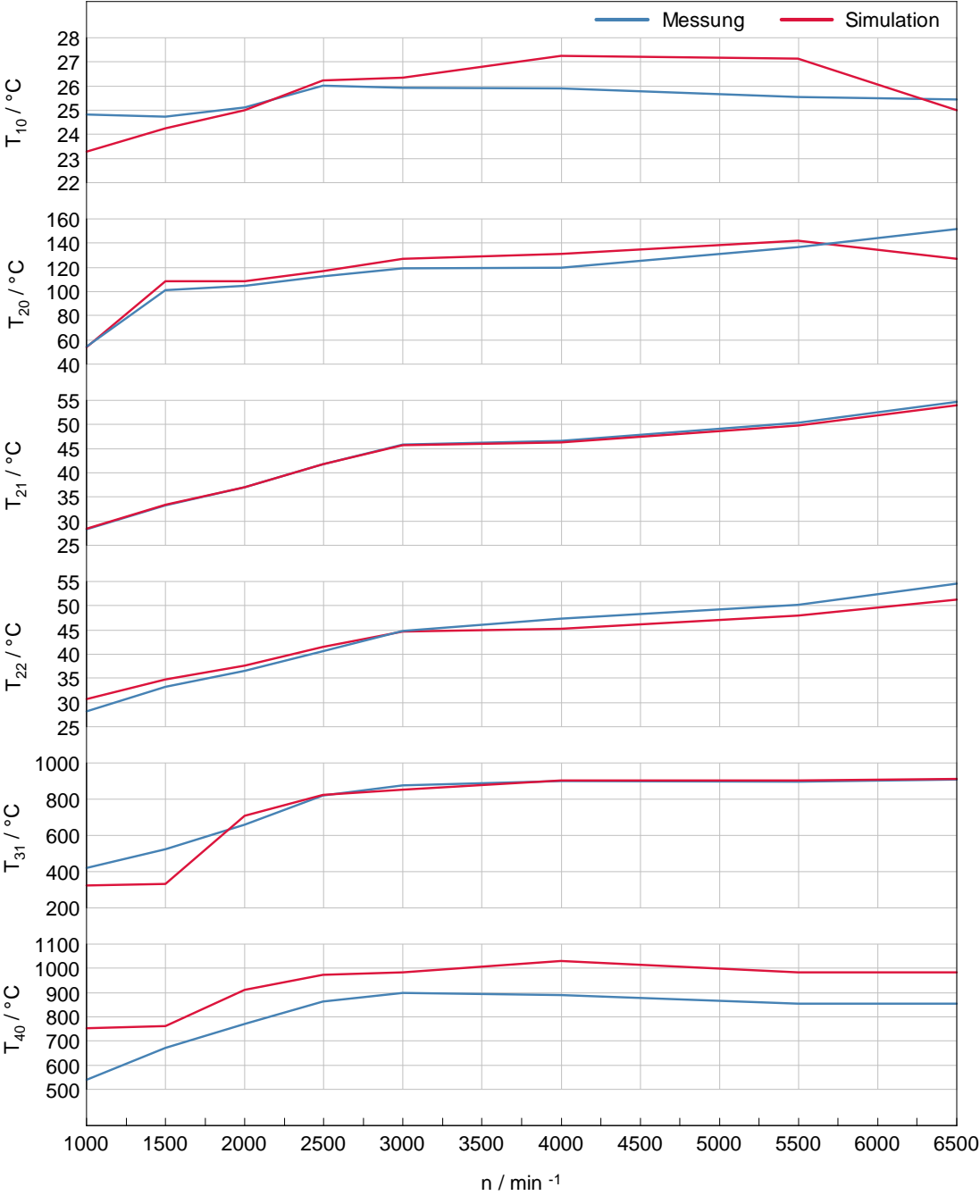
- 1) PMA Messumformer P30
2) Conatex Drucktransmitter Typ PTM
3) Jumo dTrans P30
4) WIKA Transmitter ECO-1
5) PMA Messumformer P40



N18B16



Druckverlauf Vollastlinie



Temperaturverlauf Vollastlinie