



Saša Pastuhović, BSc

# Ladungswechsel-Simulationsmodell eines Pkw-Dieselmotors für instationäre Vorgänge

## MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Vorstand

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Eberhard Schutting  
Dipl.-Ing. Peter Rumplmayr

Graz, Dezember 2018



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz. Ich möchte mich daher beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder sowie Dipl.-Ing. Dr.techn. Eberhard Schutting und Dipl.-Ing. Peter Rumplmayr für die Betreuung und Bereitstellung eines Arbeitsplatzes am Institut bedanken.





# Eidesstattliche Erklärung

## Affidavit

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

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used.*

Graz, am 12. Dezember 2018



# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Ladungswechselsimulation eines konventionellen Pkw-Dieselmotors. Die Simulation erfolgt mit dem kommerziell erhältlichen Softwarepaket AVL CRUISE<sup>TM</sup>. Der Versuchsträger verfügt über eine Variable Turbinengeometrie (VTG) sowie Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung (HD- und ND-AGR).

Die stationäre und instationäre Abstimmung des Simulationsmodells basiert auf Prüfstandsmessungen. Das transiente Verhalten wird mit Lastsprüngen untersucht. Die Regelstrategie der VTG und AGR wird bei der Abstimmung des Modells entwickelt. Die thermische Trägheit der Komponenten wird dabei berücksichtigt.

Die thermische Trägheit der Temperatursensorik beeinflusst den Abgleich zwischen Messung und Simulation, daher finden Sensormodelle Anwendung.

Das abgestimmte Simulationsmodell findet schließlich Anwendung im Fahrzyklus. Dabei werden die Zyklen WLTC und RTS 95 betrachtet.

Die Schadstoffbildung wird aufgrund der Modellierungstiefe der Motorprozessrechnung nicht berücksichtigt. Die Schadstoffemissionen werden daher mit einer entsprechenden Methode aus Prüfstandsmessungen ermittelt.



# Abstract

The present diploma thesis deals with the simulation of a conventional passenger car diesel engine. The simulation is performed with the software package AVL CRUISE<sup>TM</sup>M. The experimental engine has a variable turbine geometry (VTG) such as low- and high-pressure exhaust gas recirculation (HP- and LP-EGR).

Engine test bench measurements provides the basis for the stationary and transient setup of the simulation model. The transient performance is analysed with load step variation. For the VTG and EGR a control strategy is developed. The thermal inertia of the components is taken into account.

The thermal inertia of the temperature sensor affects the comparison between measurement and simulation data. Therefore temperature sensor models are used.

Driving cycles are integrated into the simulation model. The WLTC and RTS 95 are used for cycle simulation.

The formation of pollutants in the simulation is not taken into account. Therefore a method with measurement data is developed to get the pollutants for the driving cycles.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>xi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Ziel . . . . .	1
1.2 Werkzeug . . . . .	1
1.3 Methodik . . . . .	2
<b>2 Systemdarstellung</b>	<b>3</b>
<b>3 Motorprozessrechnung</b>	<b>5</b>
3.1 System Brennraum . . . . .	5
3.1.1 Massenerhaltung . . . . .	5
3.1.2 Energiebilanz . . . . .	6
3.1.3 Thermische Zustandsgleichung . . . . .	8
3.1.4 Zylinderfüllung . . . . .	8
<b>4 Wärmeübergang</b>	<b>11</b>
4.1 Grundlagen Wärmeübergang . . . . .	11
4.2 Wärmeübergang im Brennraum . . . . .	13
4.3 Wärmeübergang zwischen Kolben und Zylinderlaufbuchse . . . . .	17
4.4 Wärmeübergang Ein- und Auslasskanal . . . . .	18
4.5 Wärmeübergang an das Kühlmedium . . . . .	19
4.6 Wärmeübergang im Ladungskühler . . . . .	21
4.7 Wärmeübergang im Abgaskrümmner . . . . .	21
4.8 Wärmeübergang an die Umgebung . . . . .	22
<b>5 Modellbildung Gaspfad</b>	<b>25</b>
5.1 Behältermodell . . . . .	25
5.2 Abgasnachbehandlungssystem . . . . .	26
5.3 Drosselstelle . . . . .	26
5.4 Druckverlust im Gaspfad . . . . .	27
5.5 Abgasturboaufladung . . . . .	27
5.5.1 Verdichter . . . . .	28
5.5.2 Turbine . . . . .	31

<b>6</b>	<b>Regelung</b>	<b>35</b>
6.1	Ladedruckregelung . . . . .	36
6.2	AGR-Regelung . . . . .	39
6.3	Einspritzmengenregelung . . . . .	41
<b>7</b>	<b>Abstimmung und Validierung des Simulationsmodells</b>	<b>43</b>
7.1	Stationäre Abstimmung . . . . .	45
7.1.1	Volllastabstimmung . . . . .	45
7.1.2	Teillastabstimmung . . . . .	50
7.2	Instationäre Abstimmung . . . . .	55
<b>8</b>	<b>Systemsimulation</b>	<b>59</b>
8.1	Zyklussimulation WLTC . . . . .	59
8.2	Zyklussimulation RTS 95 . . . . .	64
<b>9</b>	<b>Schadstoffbildung und Abgasanalyse</b>	<b>69</b>
9.1	Schadstoffbildung . . . . .	69
9.2	Abgasanalyse . . . . .	71
9.2.1	Ergebnisse der Abgasanalyse . . . . .	72
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>75</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>77</b>



# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$A$	$\text{m}^2$	Oberfläche, Wärmeübergangsfläche
$A_Q$	$\text{m}^2$	Querschnittsfläche
$b_e$	$\text{g}/(\text{kW h})$	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$Bi$	–	Biot-Zahl
$c$	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische Wärmekapazität
$c_m$	$\text{m}/\text{s}$	mittlere Kolbengeschwindigkeit
$c_p$	$\text{J}/(\text{kg K})$	spezifische Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$
$d$	$\text{m}$	Bohrungsdurchmesser, Wärmeleitungsabstand
$d$	–	Störgröße
$d_{\text{in}}$	$\text{m}$	Einlasskanal-Durchmesser
$d_S$	$\text{m}$	Sensordurchmesser
$d_{\text{vi}}$	$\text{m}$	Kanaldurchmesser
$D$	$\text{m}$	Durchmesser
$F_{\text{HT}}$	–	Wärmeübergangsfaktor
$F_R$	–	Druckverlustbeiwert
$h$	$\text{J}/\text{kg}$	spezifische Enthalpie
$h_V$	$\text{m}$	Ventilhub
$h_{V,\text{norm}}$	–	normierter Ventilhub
$H$	$\text{J}$	Enthalpie
$H_u$	$\text{J}/\text{kg}$	spezifischer Heizwert
$I$	$\text{kg m}^2$	Trägheitsmoment
$K_I$	–	integrale Verstärkung
$K_P$	–	proportionale Verstärkung
$L$	$\text{m}$	Länge
$L_{\text{st}}$	$\text{kg}_L/\text{kg}_B$	stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	$\text{kg}$	Masse
$\dot{m}$	$\text{kg}/\text{s}$	Massenstrom
$M$	$\text{Nm}$	Drehmoment
$n$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl
$n_D$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl Flügelradanemometer
$Nu$	–	Nußelt-Zahl ( $= \alpha \cdot l/\lambda$ )
$p$	$\text{Pa}$	Druck
$p_e$	$\text{Pa}$	effektiver Mitteldruck
$p_i$	$\text{Pa}$	indizierter Mitteldruck
$p_r$	$\text{Pa}$	Reibmitteldruck

## Formelzeichen und Abkürzungen

---

$P$	W	Leistung
$P_e$	W	effektive Leistung
$Pr$	–	Prandtl-Zahl ( $= \nu/a$ )
$Q$	J	Wärme
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$R$	J/(kg K)	spezifische Gaskonstante
$Re$	–	Reynolds-Zahl ( $= v \cdot l/\nu$ )
$t$	s	Zeit
$T$	K	thermodynamische Temperatur
$u$	J/kg	spezifische innere Energie
$u$	–	Stellgröße
$U$	J	innere Energie
$v$	m/s	Geschwindigkeit
$v_{in}$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit Einlasskanal
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_c$	m <sup>3</sup>	Kompressionsvolumen
$V_h$	m <sup>3</sup>	Hubvolumen
$w$	m/s	charakteristische Geschwindigkeit
$w$	–	Führungsgröße
$W$	J	Arbeit
$W_i$	J	indizierte Arbeit
$x$	m	Koordinate
$y$	–	Regelgröße

## Griechische Formelzeichen

$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\delta$	m	Wandstärke
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\eta_e$	–	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_m$	–	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_s$	–	isentropischer Wirkungsgrad
$\lambda$	–	Luftverhältnis, Rohrreibungszahl
$\lambda$	W/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_a$	–	Luftaufwand
$\lambda_l$	–	Liefergrad
$\lambda_R$	–	Luftverhältnis Rauchgrenze
$\lambda_Z$	–	Verbrennungsluftverhältnis
$\mu$	–	Durchflussbeiwert, Durchflusszahl
$\mu\sigma$	–	Durchflusskennwert
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Zähigkeit, Viskosität ( $= \eta/\rho$ )
$\pi$	–	Druckverhältnis
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte

$\sigma$	—	Versperrungsziffer
$\tau$	s	Zeit
$\varphi$	°KW	Kurbelwinkel
$\psi$	—	Durchflussfunktion
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit

## Abgeleitete thermodynamische Größen

$dQ_B/d\varphi$	J/°KW	Brennverlauf
$dQ_H/d\varphi$	J/°KW	Heizverlauf
$dQ_W/d\varphi$	J/°KW	Wandwärmeverlauf

## Konstanten

$c_1$	2,28 + 0,308 $c_u/c_m$	—	Wärmeübergang Woschni
$c_2$	0,00324	—	Wärmeübergang Woschni
$c_3$	6,18 + 0,417 $c_u/c_m$	—	Wärmeübergang Woschni
$c_4$	14	—	Wärmeübergang AVL2000
$c_4$	1,2809	—	Wärmeübergang Zapf
$c_5$	$7,0451 \cdot 10^{-4}$	—	Wärmeübergang Zapf
$c_6$	$4,8035 \cdot 10^{-7}$	—	Wärmeübergang Zapf
$c_7$	1,5132	—	Wärmeübergang Zapf
$c_8$	$7,1625 \cdot 10^{-4}$	—	Wärmeübergang Zapf
$c_9$	$5,3719 \cdot 10^{-7}$	—	Wärmeübergang Zapf

## Indizes und Abkürzungen

1, 2, ...	Zustandspunkte	CO	Kohlenmonoxid
0D	nulldimensional	CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
A	aus	DOC	Diesel Oxidation Catalyst
AGR	Abgasrückführung	DPF	Diesel Particulate Filter
AK	Auslasskanal	E	ein
AKr	Abgaskrümmmer	EAS	Exhaust Aftertreatment System
ATL	Abgasturbolader	ECU	Engine Control Unit
AV	Auslassventil	EGR	Exhaust Gas Recirculation
B	Brennstoff	EKAS	Einlasskanalabschaltung
Beh	Behälter	EK	Einlasskanal
BM	Bauteilmasse	ES	Einlass schließt
BR	Brennraum	EV	Einlassventil

## Formelzeichen und Abkürzungen

---

F	Fluid	ref	Referenz
Fzg	Fahrzeug	RDE	Real Driving Emissions
G	Gas	RG	Restgas
hyd	hydraulisch	RTS 95	Random Test Sequence 95, Random Aggressive
H <sub>2</sub> O	Wasserdampf	SCR	Selective Catalytic Reduction
HC	Kohlenwasserstoff	t	total
HD	Hochdruck(phase)	tats	tatsächlich
HD-AGR	Hochdruck-Abgasrückführung	theo	theoretisch
HP-EGR	High Pressure Exhaust Gas Recirculation	T	Turbine
kor	korrigiert	T	Zeitkonstante
K	Kolben	TG	Turbinengehäuse
K	stationäre Verstärkung	THC	Total Hydrocarbon
KM	Kühlmittel	u	upstream
KS	Kühlsystem	U	Umgebung
KW	Kurbelwinkel	UT	unterer Totpunkt
L	Luft	V	Verdichter
Leck	Leckage	VKM	Verbrennungskraftmaschine
LF	Luft-Filter	VTG	Variable Turbinengeometrie
LLK	Ladeluft-, Ladungskühler	W	Wand
LP-EGR	Low Pressure Exhaust Gas Recirculation	W	Wärmeübergangsblock
LW	Ladungswechsel(phase)	WLTC	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle
ND-AGR	Niederdruck-Abgasrückführung	Z	Zylinder
NO <sub>x</sub>	Stickoxide	ZK	Zylinderkopf
Ped	Pedalstellung	ZLB	Zylinderlaufbuchse
PWM	Pulsweitenmodulation		
red	reduziert		

## Operatoren

d	vollständiges Differential	$\Sigma$	Summe
---	----------------------------	----------	-------

# 1 Einleitung

Die Verbrennungskraftmaschine stellt nach wie vor die Hauptantriebsquelle im Pkw dar. Am europäischen Markt verzeichnet der Dieselmotor im Pkw-Segment einen hohen Anteil. Der Dieselmotor stellt durch ständige Entwicklung ein komplexes System dar. Die Antriebseinheit soll hohen Anforderungen entsprechen. Dabei gilt es Kundenwünsche sowie rechtliche Aspekte zu berücksichtigen. Die Schadstoffkonzentrationen sind durch den Gesetzgeber limitiert. Die Entwicklung neuer Technologien ist mit hohem Aufwand verbunden. Das Temperaturniveau im Abgasnachbehandlungssystem stellt eine wichtige Randbedingung dar. Dabei ist eine effektive Schadstoffumsetzung erst ab einer bestimmten Temperatur (Light-off-Temperatur) möglich. Die Simulation bietet die Möglichkeit den Motorprozess virtuell abzubilden und das Betriebsverhalten zu untersuchen.

## 1.1 Ziel

Der Versuchsträger soll basierend auf vorhandenen Modellen in der Simulationsumgebung CRUISE<sup>TM</sup>M abgebildet werden. Das instationäre Verhalten wird maßgeblich von der thermischen Trägheit beeinflusst. Der Abgleich des Simulationsmodells erfolgt mit zur Verfügung gestellten Prüfstandsmessungen. Die Bauteiltemperaturen stehen aufgrund fehlender Wärmemesstechnik für einen Abgleich nicht zur Verfügung. Die Regelung von Ladedruck und Abgasrückführung ist zu berücksichtigen. Das Simulationsmodell soll schließlich im Fahrzyklus Anwendung finden. Dabei werden der WLTC und RTS 95 betrachtet. Die Schadstoffbildung wird aufgrund der Modellierungstiefe nicht berücksichtigt, daher soll eine von der Simulation unabhängige Methode aus stationären Prüfstandsdaten entwickelt und im Zyklus abgeglichen werden. Das Simulationsmodell soll als Grundlage für weitere Untersuchungen in Hinblick auf Hybridisierung und Thermomanagement dienen. Die vorliegende Arbeit kann jedoch auch als Basis für die Entwicklung neuer Motormodelle hinzugezogen werden.

## 1.2 Werkzeug

Der betrachtete Vierzylinder-Dieselmotor wird mit dem kommerziell erhältlichen Softwarepaket AVL CRUISE<sup>TM</sup>M abgebildet und simuliert. AVL CRUISE<sup>TM</sup>M ist eine multiphysikalische Simulationsumgebung zur Modellierung von Fahrzeuggesamtsyste-

men und zur Berechnung von Fahrleistung, Verbrauch, Emissionen in beliebigen Fahraufgaben [24]. Im vorliegenden Projekt ist jedoch nur der Gaspfad von Interesse. Der Antriebsstrang wird daher in der Simulation nicht beachtet.

### 1.3 Methodik

In den ersten Kapiteln wird auf grundlegende Zusammenhänge der Ladungswechselsimulation eingegangen. Dabei wird vorerst das System Brennraum beschrieben. Die Grundlage der motorischen Verbrennung bildet die 0-dimensionale Motorprozessrechnung. Damit werden innermotorische Vorgänge berechnet. Die thermische Trägheit der Bauteile wird nahezu am gesamten Modell berücksichtigt.

Die Regelungsstruktur wird im Kapitel Regelung erläutert. Dabei wird die Reglerparametrierung beschrieben. Der Abgleich zwischen Messung und Simulation erfolgt vorerst mit stationären Betriebspunkten. Das transiente Verhalten wird durch Lastsprünge verifiziert. Anschließend werden Fahrzyklen simuliert.

Die Schadstoffbildung während der Verbrennung wird aufgrund der Modellierungstiefe nicht berücksichtigt, daher wird nur kurz auf die Schadstoffbildung und Abgasnachbehandlung eingegangen. Abschließend erfolgt eine Abgasanalyse basierend auf Prüfstandsmessungen im Fahrzyklus.

## 2 Systemdarstellung

Die Grundlage für die Modellierung und anschließende Simulation bildet ein konventioneller Vierzylinder-Pkw-Dieselmotor. Die Verbrennungskraftmaschine wird am Motorprüfstand betrieben. Das Gesamtsystem ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

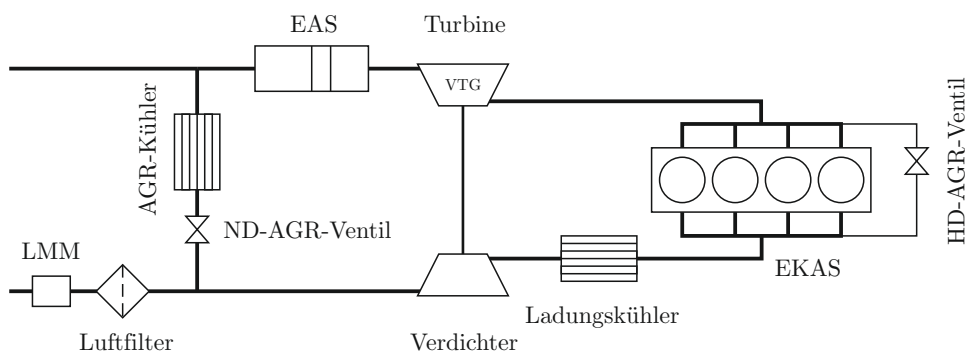


Abbildung 2.1: Systemdarstellung

Durch den Luftfilter wird die einströmende Luftmenge von Staub- und Schmutzpartikel befreit. Die Ladungsmasse wird im Verdichter auf ein höheres Druckniveau gebracht. Die Drucksteigerung sowie zurückgeführtes Abgas der ND-AGR verursachen einen Temperaturanstieg in der Saugleitung. Das Temperaturniveau wird daher im Ladungskühler herabgesetzt. Die Einlasskanalabschaltung (EKAS) ermöglicht eine gezielte Drallsteuerung der in den Brennraum einströmenden Gasmasse. Dabei wird betriebspunktabhängig ein Einlasskanal teilweise oder komplett verschlossen. Damit wird die Ladungsbewegung im Brennraum beeinflusst.

Die Ladungsmasse wird während der Kompression im Brennraum stark erhitzt. Der Kraftstoff wird unter hohem Druck eingebracht. Die Selbstzündung tritt nach verstreichen der Zündverzugszeit auf. Bei der dieselmotorischen Verbrennung laufen Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung grundsätzlich simultan ab.

Das Abgas wird über den Abgaskrümmen zur Turbine geleitet. Das Ansprechverhalten der Verbrennungskraftmaschine ist von der variablen Turbinengeometrie abhängig. Die VTG ermöglicht eine Veränderung des effektiven Turbinenquerschnitts. Damit wird das Enthalpiegefälle und dadurch die Turbinenleistung beeinflusst. Die Reduktion von  $\text{NO}_x$  findet durch innermotorische Maßnahmen statt. Dabei wird Abgas durch HD- oder ND-AGR in den Brennraum zurückgeführt. Damit wird die Prozesstemperatur gesenkt und somit die Schadstoffbildung beeinflusst. Eine weitere Reduktion der Schadstoffe wird

durch Abkühlen der zurückgeführten Abgase erreicht. Um hohe AGR-Raten zu realisieren ist ein ausreichendes Druckgefälle zwischen Luft und Abgaspfad zu gewährleisten. Die Abgasnachbehandlung (EAS) besteht aus Oxidationskatalysator und Dieselpartikelfilter. Dabei werden CO- und HC-Emissionen durch Oxidation reduziert. Der eingelagerte Ruß im Partikelfilter wird bei entsprechendem Füllzustand abgebrannt.



# 3 Motorprozessrechnung

Der Verbrennungsvorgang in der vorliegenden Arbeit wird durch die 0D Motorprozessrechnung abgebildet. Die Berechnung des Systems Brennraum basiert dabei auf dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik. Der Rechenaufwand wird dadurch gering gehalten. Der Zustand im Brennraum wird kurbelwinkelaufgelöst und durch eine Zone (Einzonenmodell) dargestellt. Die Gaszusammensetzung wird dabei im gesamten Brennraum als konstant angenommen. Die 0D Motorprozessrechnung ermöglicht eine energetisch richtige Beurteilung, ohne Berücksichtigung lokaler Phänomene und Schadstoffbildung.

## 3.1 System Brennraum

Die Zustandsänderung im Brennraum wird durch Bilanzierung von Masse und Energie berechnet. Das thermodynamische System ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Der Brennraum wird durch Kolben, Zylinderkopf und Zylinderlaufbuchse begrenzt, die Ein- und Auslassventile werden dabei am Zylinderkopf berücksichtigt.

### 3.1.1 Massenerhaltung

Die Massenbilanz wird mit den ein- und austretenden Massenströmen am System Brennraum gebildet (Gleichung 3.1). Durch die Motordrehzahl werden zeitliche und kurbelwinkelabhängige Änderungen ineinander umgerechnet (Gleichung 3.2).

$$\frac{dm_Z}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} dm_Z \quad (3.1)$$

$$d\varphi = 2\pi n dt \quad (3.2)$$

Der ein- und austretende Gasmassenstrom über die Systemgrenze wird durch  $dm_E/d\varphi$  und  $dm_A/d\varphi$  beschrieben. Der eintretende Massenstrom ist dabei von der zurückgeführten Abgasmenge abhängig. Die Brennstoffmasse  $dm_B/d\varphi$  wird direkt in den Brennraum eingebracht. Die Leckagemasse  $dm_{Leck}/d\varphi$  verursacht Verluste im System. Dabei strömt die Ladungsmasse überwiegend an den Kolbenringen vorbei. In der Simulation wird die Leckage nicht berücksichtigt.

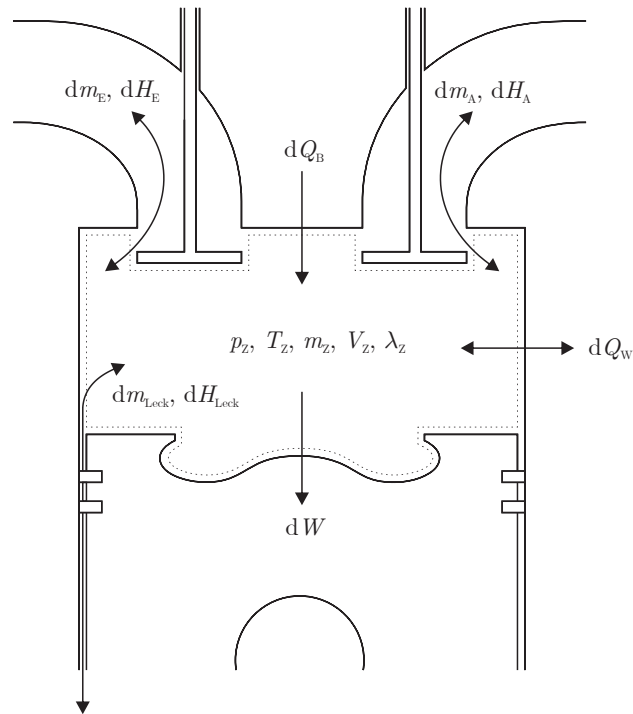


Abbildung 3.1: Brennraum

Die Ladungsmasse wird neben Strömungsverlusten vom Wandtemperaturniveau im Brennraum beeinflusst. Dabei werden die Verluste durch den Luftaufwand  $\lambda_a$  (Gleichung 3.3) und Liefergrad  $\lambda_l$  (Gleichung 3.4) beschrieben. Der Luftaufwand beschreibt das Verhältnis der zugeführten zur theoretisch möglichen Ladungsmasse.

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{\text{theo}}} \quad (3.3)$$

Der Liefergrad umfasst die tatsächlich im Zylinder verbliebene Ladungsmasse nach Abschluss des Ladungswechsels.

$$\lambda_l = \frac{m_Z}{m_{\text{theo}}} \quad (3.4)$$

Der Luftaufwand wird mit dem gemessenen Luftmassenstrom berechnet. Bei geringer Ventilüberschneidung der Ein- und Auslassventile entspricht der Liefergrad in etwa dem Luftaufwand. Die im Brennraum befindliche Ladungsmasse stellt eine essentielle Randbedingung der Motorprozessrechnung dar.

### 3.1.2 Energiebilanz

Die Änderung der inneren Energie  $dU_Z/d\varphi$  wird durch die zugeführte Wärmemenge  $dQ_B/d\varphi$ , dem über die Systemgrenze fließenden Wärmestrom  $dQ_W/d\varphi$ , der technischen

Arbeit  $p_Z dV_Z/d\varphi$  und den Enthalpieströmen  $h_E dm_E/d\varphi$  und  $h_A dm_A/d\varphi$  über die Ein- und Auslassventile beschrieben.

$$\frac{dU_Z}{d\varphi} = -p_Z \frac{dV_Z}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} \quad (3.5)$$

$$\frac{dU_Z}{d\varphi} = \frac{d(u_Z \cdot m_Z)}{d\varphi} = m_Z \frac{du_Z}{d\varphi} + u_Z \frac{dm_Z}{d\varphi} \quad (3.6)$$

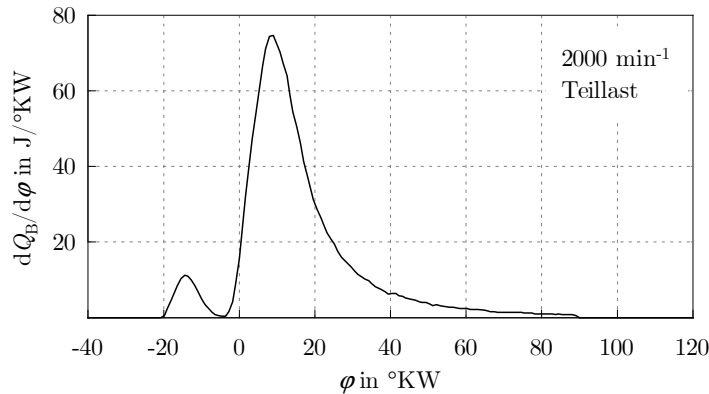
Der Brennverlauf  $dQ_B/d\varphi$  beschreibt die Umsetzung der im Kraftstoff gebundenen chemischen Energie in Wärmeenergie. Dieser ist proportional der eingebrachten Brennstoffmasse  $dm_B/d\varphi$  mit einem für den Kraftstoff charakteristischen unteren Heizwert  $H_u$ .

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dm_B}{d\varphi} H_u \quad (3.7)$$

Am Motorprüfstand wird der Heizverlauf  $dQ_H/d\varphi$  ermittelt. Der Heizverlauf entspricht dabei der dem Gas zugeführten Wärmemenge. Der Wandwärmeübergang wird durch geeignete Wärmeübergangsmodelle berücksichtigt. Damit werden Brennverläufe dargestellt und in das Simulationsmodell übertragen. Der Brennverlauf wird während der Simulation in Abhängigkeit vom Betriebspunkt durch Interpolation ermittelt.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} \quad (3.8)$$

In Abbildung 3.2 ist der Brennverlauf bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und Teillast abgebildet. Ein definierter Brennbeginn sowie ein festgelegtes Brennende sind Voraussetzung für die einwandfreie Simulation.



**Abbildung 3.2:** Brennverlauf

Der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_e$  wird aus dem Verhältnis der eingebrachten Kraftstoffmenge  $\dot{m}_B$  und der effektiven Motorleistung  $P_e$  gebildet.

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (3.9)$$

Der indizierte Mitteldruck (Gleichung 3.10) stellt neben dem spezifischen Kraftstoffverbrauch eine weitere elementare Kenngröße in der Motorenentwicklung dar. Dieser ermöglicht unabhängig von der Motorbaugröße einen Vergleich unterschiedlicher Antriebsmaschinen. Der Mitteldruck entspricht der auf den Hubraum  $V_h$  bezogenen inneren bzw. indizierten Arbeit  $W_i$  und wird aus dem indizierten Druckverlauf (Abbildung 3.3) ermittelt.

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{1}{V_h} \int p \, dV \quad (3.10)$$

Der Druckverlauf wird dabei in Hochdruck- und Ladungswechselschleife unterteilt (HD und LW). Das Druckniveau während des Ladungswechsels liegt in diesem Betriebspunkt aufgrund der Abgasturboaufladung deutlich über dem Umgebungsdruck.

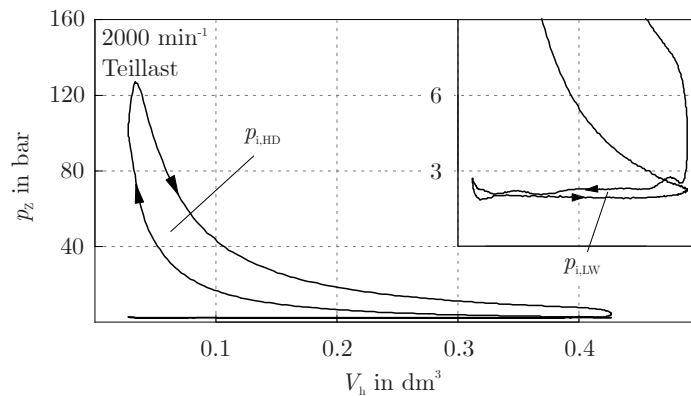


Abbildung 3.3:  $p$ - $V$ -Diagramm

### 3.1.3 Thermische Zustandsgleichung

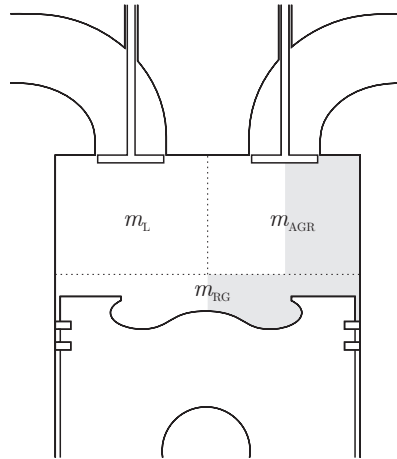
Die thermische Zustandsgleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen den Zustandsgrößen eines Gases. Dabei wird ideales Gasverhalten angenommen. Der Zusammenhang der Zustandsgrößen im Brennraum ist in Gleichung 3.11 dargestellt.

$$p_Z \frac{dV_Z}{d\varphi} + V_Z \frac{dp_Z}{d\varphi} = m_Z R_Z \frac{dT_Z}{d\varphi} + m_Z T_Z \frac{dR_Z}{d\varphi} + R_Z T_Z \frac{dm_Z}{d\varphi} \quad (3.11)$$

### 3.1.4 Zylinderfüllung

Die im Zylinder befindliche Ladungsmasse setzt sich im AGR-Betrieb aus der angesaugten Frischluftmasse  $m_L$ , der zurückgeführten Abgasmasse  $m_{AGR}$  und einer wäh-

rend des Ladungswechsels im Brennraum verbleibenden Restgasmasse  $m_{\text{RG}}$  zusammen (Abbildung 3.4). Der Dieselmotor wird grundsätzlich mit Luftüberschuss betrieben. Die zurückgeführte Abgas- und Restgasmasse besteht daher aus einem Luft-Verbrennungsgasgemisch.



**Abbildung 3.4:** Gaszusammensetzung im Brennraum mit AGR

Das Luftverhältnis  $\lambda$  wird aus der angesaugten Frischluftmasse, der zugeführten Kraftstoffmasse und dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{\text{st}}$  gebildet.

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{\text{st}} m_B} \quad (3.12)$$

Das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_Z$  stellt das momentan tatsächlich im Brennraum befindliche Luftverhältnis dar. Dabei wird das Verbrennungsluftverhältnis zusätzlich von der zurückgeführten und im Restgas enthaltenen Luftmasse beeinflusst.

$$\lambda_Z = \frac{m_L + m_{\text{AGR,L}} + m_{\text{RG,L}}}{L_{\text{st}} m_B} \quad (3.13)$$

Die kalorischen Stoffwerte einzelner Spezies werden systemintern abhängig von der Gastemperatur über Polynomansätze berechnet.



# 4 Wärmeübergang

## 4.1 Grundlagen Wärmeübergang

Der Wärmeübergang zwischen Gas und den gasführenden Komponenten ist hauptsächlich durch erzwungene Konvektion bestimmt. Im Brennraum ist zusätzlich der Strahlungsanteil während der Verbrennung zu beachten. Der Strahlungsanteil wird oft durch eine Aufwertung des konvektiven Anteils bei der Simulation von Wärmeübergängen berücksichtigt. Der Wärmeaustausch mit der Umgebung ist durch freie Konvektion und Strahlung charakterisiert.

Die Temperaturgradienten in den Bauteilwandungen werden unter bestimmten Umständen vernachlässigt. Die ermittelte Wand- bzw. Oberflächentemperatur ist daher nur von der Zeit abhängig. Die Annahme eines geometrisch homogenen Wandtemperaturprofils (Abbildung 4.1) setzt eine geringe Biot-Zahl  $Bi$  voraus.

$$Bi = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (4.1)$$

Dabei stellt  $\alpha$  den Wärmeübergangskoeffizienten und  $L$  die charakteristische Länge dar. Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  entspricht der des Festkörpers. Für Biot-Zahlen  $< 0,1$  beträgt der Fehler im inneren Temperaturprofil weniger als 5% [3]. Das Problem der instationären Wärmeleitung wird daher unter Annahme eines punktförmigen Systems beschrieben.

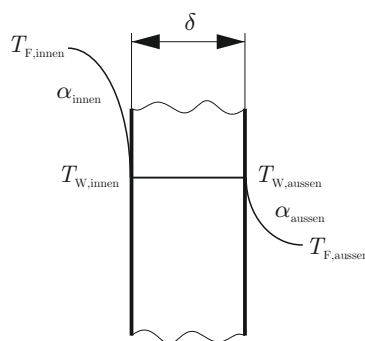


Abbildung 4.1: Wandtemperaturprofil

Der Wandwärmestrom  $dQ_W/dt$  wird allgemein mit dem Wärmeübergangsansatz nach Newton berechnet.

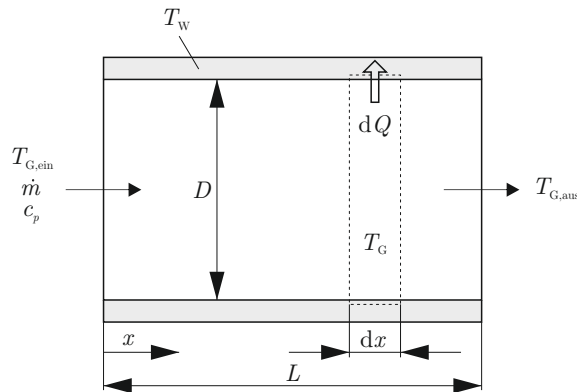
$$\frac{dQ_W}{dt} = F_{HT} \alpha A (T_G - T_W) \quad (4.2)$$

Dabei beschreibt  $A$  die relevante Wärmeübergangsfläche,  $\alpha$  den Wärmeübergangskoeffizienten und  $(T_G - T_W)$  die Temperaturdifferenz bzw. das Temperaturgefälle zwischen Gas- und Wandtemperatur. Der Wärmeübergangsfaktor  $F_{HT}$  gestattet bei Bedarf eine Anpassung bzw. Korrektur des übertragenen Wärmestroms.

Der Wandwärmeübergang im Brennraum wird von der Motordrehzahl beeinflusst. Dabei ist in Gleichung 4.3 die Motordrehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  einzusetzen.

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = F_{HT} \frac{1}{6n} \alpha A (T_Z - T_W) \quad (4.3)$$

Der Wärmeübergang an den gasführenden Komponenten (Luftfilter, Ladungskühler und Abgasturbolader) wird unter Annahme der Kolbenströmung berechnet (Abbildung 4.2).



**Abbildung 4.2:** Kolbenströmung

Dabei wird aus der Energiebilanz des Fluidelements der durch Konvektion abgegebene Wärmestrom bestimmt (Gleichung 4.4). Der Wärmeübergang an die Wand wird durch den Ansatz nach Newton dargestellt (Gleichung 4.5). Das Fluid wird dabei von einer konstanten Wandtemperatur begrenzt.

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{m} c_p dT_G \quad (4.4)$$

$$\frac{dQ}{dt} = F_{HT} \alpha (T_G - T_W) dA \quad (4.5)$$



Aus den Gleichungen 4.4 und 4.5 wird durch gleichsetzen und Auflösen der Differentialgleichung die Gasaustrittstemperatur  $T_{G,\text{aus}}$  in Abhängigkeit der Wand und Gaseintrittstemperatur  $T_{G,\text{ein}}$  berechnet. Die Gasaustrittstemperatur wird in Gleichung 4.4 rückeingesetzt und somit der übertragene Wärmestrom berechnet.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{G,\text{ein}} - T_W) \left[ 1 - e^{-\frac{A \alpha F_{\text{HT}}}{\dot{m} c_p}} \right] \quad (4.6)$$

$\dot{Q}$	Wärmestrom in W
$A$	Wärmeübergangsfläche in $\text{m}^2$
$T_{G,\text{ein}}$	Gaseintrittstemperatur in K
$T_{G,\text{aus}}$	Gasaustrittstemperatur in K
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
$c_p$	spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kg K})$
$\dot{m}$	Gasmassenstrom $\text{kg/s}$
$F_{\text{HT}}$	in -

Der Wärmeübergang zwischen zwei in Kontakt stehenden Festkörpern mit unterschiedlichem Temperaturniveau ist hauptsächlich durch Wärmeleitung gekennzeichnet. Die Wärmeleitung nach Fourier (Gleichung 4.7) bildet die Grundlage für die Berechnung des übertragenen Wärmestroms zwischen zwei Bauteilen. Der Wärmestrom ist dabei abhängig von der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ , dem Temperaturgradienten  $dT/dx$  und der am Wärmeübergang beteiligten Oberfläche  $A$ .

$$\dot{Q} = -\lambda \frac{dT}{dx} A \quad (4.7)$$

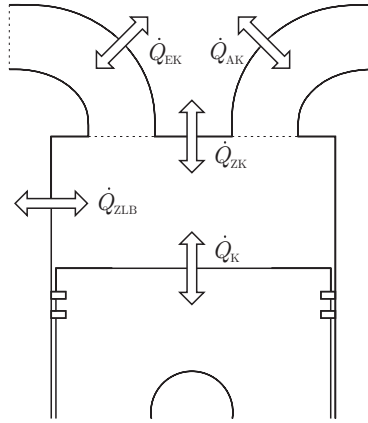
Die thermische Trägheit wird durch Ersatzmassen  $m$  mit der spezifischen Wärmekapazität  $c(T)$  abgebildet. Die Komponenten agieren als Wärmespeicher. Die Änderung der Wand- bzw. Oberflächentemperatur  $dT/dt$  wird durch Bilanzierung der zu- und abgeführten Wärmemenge ( $\dot{Q}_{\text{zu}} - \dot{Q}_{\text{ab}}$ ) berechnet.

$$m c(T) \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{\text{zu}} - \dot{Q}_{\text{ab}} \quad (4.8)$$

## 4.2 Wärmeübergang im Brennraum

Der Wärmeübergang im Brennraum erfolgt im Wesentlichen durch erzwungene Konvektion. Dabei wird der Wärmestrom in Kolben  $\dot{Q}_K$ , Zylinderkopf  $\dot{Q}_{\text{ZK}}$  und Zylinderlaufbuchse  $\dot{Q}_{\text{ZLB}}$  berücksichtigt (Abbildung 4.3). Die Ventilteller werden dabei dem Zylinderkopf übertragen. Abgebildet ist zusätzlich der Wärmestrom von Ein- und Auslasskanal ( $\dot{Q}_{\text{EK}}$  und  $\dot{Q}_{\text{AK}}$ ). Der Anteil an Strahlung (Ruß-Strahlung) ist durch eine Aufwertung des konvektiven Anteils im Wärmeübergangskoeffizienten bereits berücksichtigt. Der Wärmeübergang wird mit dem Ansatz nach Newton berechnet (Gleichung

4.3). Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_W$  wird mit dem dimensionslosen Ansatz nach Woschni [2] ermittelt. In der Hochdruckphase wird zwischen  $\alpha_{W78}$  (Gleichung 4.9) und  $\alpha_{W90}$  (Gleichung 4.11) unterschieden.



**Abbildung 4.3:** Wärmestrom Brennraum

Die charakteristische Geschwindigkeit  $w$  (Gleichung 4.10) wird aus der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  und dem Verbrennungsglied gebildet. Im Verbrennungsglied wird der erhöhte Wärmeübergang während der Verbrennung berücksichtigt. Die Ladungsbewegung wird durch die Konstante  $c_1$  beschrieben.

$$\alpha_{W78} = 130 d^{-0,2} p_Z^{0,8} T_Z^{-0,53} [c_1 w]^{0,8} \quad (4.9)$$

$$w = c_m + \frac{c_2}{c_1} \frac{V_h T_{Z,ES}}{p_{Z,ES} V_{Z,ES}} (p_Z - p_0) \quad (4.10)$$

$\alpha_W$	Wärmeübergangskoeffizient in $W/(m^2 K)$
$d$	Bohrungsdurchmesser in m
$p_Z$	Zylinderdruck in bar
$p_0$	Zylinderdruck im Schleppbetrieb in bar
$T_Z$	mittlere Gastemperatur in K
$c_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/s
$V_h$	Zylinderhubvolumen in $m^3$
$T_{Z,ES}$	Gastemperatur bei Verdichtungsbeginn in K
$p_{Z,ES}$	Zylinderdruck bei Verdichtungsbeginn in bar
$V_{Z,ES}$	Zylindervolumen bei Verdichtungsbeginn in $m^3$
$c_1$	$2,28 + 0,308 c_u / c_m$
$c_2$	0,00324
$w$	charakteristische Geschwindigkeit in m/s

Bei  $\alpha_{W90}$  handelt es sich um einen erweiterten Ansatz für den Wärmeübergang. Dabei wird der Geschwindigkeitsterm angepasst. Damit wird die Abhängigkeit im Schleppebetrieb und bei geringen Motorlasten berücksichtigt.

$$\alpha_{W90} = 130 d^{-0,2} p_Z^{0,8} T_Z^{-0,53} \left[ c_1 c_m \left( 1 + 2 \left( \frac{V_C}{V} \right)^2 p_i^{-0,2} \right) \right]^{0,8} \quad (4.11)$$

$V_C$  Kompressionsvolumen in  $m^3$   
 $V$  aktuelles Zylindervolumen in  $m^3$   
 $p_i$  indizierter Mitteldruck in bar

Der Wärmeübergangskoeffizient wird während der Simulation aus dem aktuell vorliegenden Zustand ermittelt. Der Wärmestrom wird bei Erfüllen der Bedingung 4.12 mit  $\alpha_{W78}$  berechnet, andernfalls erfolgt die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in der Hochdruckphase mit  $\alpha_{W90}$ .

$$c_2 \frac{V_h T_{Z,ES}}{p_{Z,ES} V_{Z,ES}} (p_Z - p_0) \geq 2 c_1 c_m \left( \frac{V_C}{V} \right)^2 p_i^{-0,2} \quad (4.12)$$

Im Ladungswechsel wird der Wärmeübergangskoeffizient nach Gleichung 4.13 bestimmt. Die Ladungsbewegung wird durch die Konstante  $c_3$  berücksichtigt (Gleichung 4.14).

$$\alpha_{W,LW} = 130 d^{-0,2} p_Z^{0,8} T_Z^{-0,53} [c_3 c_m]^{0,8} \quad (4.13)$$

$$c_3 = 6,18 + 0,417 \frac{c_u}{c_m} \quad (4.14)$$

Der Luftaufwand wird im Ladungswechsel maßgeblich vom Wärmeübergang, vor allem bei geringen Motordrehzahlen, beeinflusst [2]. Es findet daher ein erweiterter Ansatz (Gleichung 4.15) Anwendung. In der Simulation werden die Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{W,LW}$  und  $\alpha_{AVL2000}$  miteinander verglichen. Der Ansatz mit dem höheren Koeffizienten ist dabei ausschlaggebend für die Berechnung des Wärmestroms im Ladungswechsel.

$$\alpha_{AVL2000} = \text{Max} \left[ \alpha_{W,LW}, 0,013 d^{-0,2} p_Z^{0,8} T_Z^{-0,53} \left( c_4 \left( \frac{d_{in}}{d} \right)^2 |v_{in}| \right)^{0,8} \right] \quad (4.15)$$

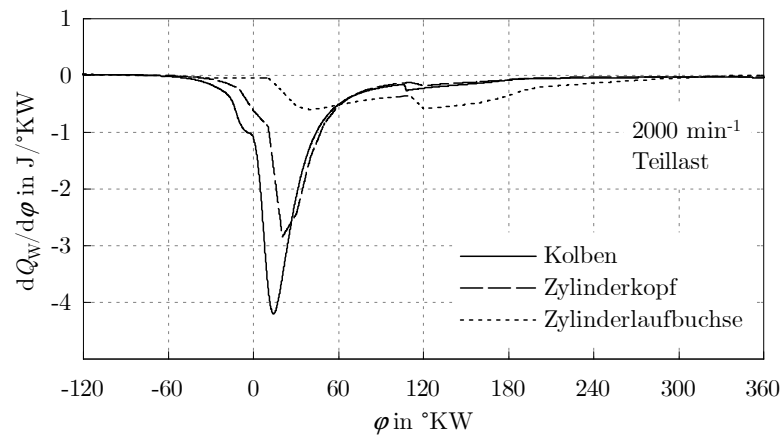
$d$  Bohrungsdurchmesser in m  
 $p_Z$  Zylinderdruck in Pa  
 $T_Z$  mittlere Gastemperatur in K  
 $d_{in}$  Einlasskanal-Durchmesser in m  
 $v_{in}$  Strömungsgeschwindigkeit Einlasskanal in m/s  
 $c_4$  14

Die Ladungsbewegung im Brennraum wird durch die Drallzahl charakterisiert. Die Drallzahl (Gleichung 4.16) wird aus dem Verhältnis zwischen Umfangsgeschwindigkeit  $c_u$  und mittlerer Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  gebildet.

$$\frac{c_u}{c_m} = \frac{d \pi n_D}{2 s n} \quad (4.16)$$

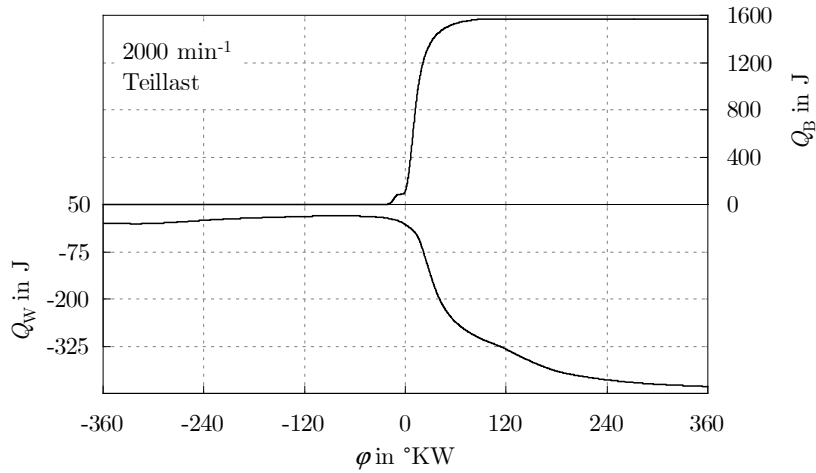
Dabei entspricht  $n_D$  in 1/s der Drehzahl eines Flügelradanemometers im stationären Drallversuch. Der Durchmesser des Flügelradanemometers beträgt dabei 70 % des Zylinderdurchmessers [33]. Die Drallzahl beschreibt die Rotationsbewegung der Brennraumladung um die Zylinderhochachse. Die Drallwirkung sorgt für eine intensive Gemischbildung. Die Einlasskanalabschaltung wird im Simulationsmodell nicht berücksichtigt, daher wird eine konstante Drallzahl für den gesamten Betriebsbereich angenommen.

Der Verlauf der Wärmeströme im Teillastbetrieb bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Die Ladungsmasse besitzt zu Beginn der Verdichtung im Vergleich zur Brennraumwand ein geringeres Temperaturniveau. Dabei wird Wärme von der Brennraumwand an die Zylinderladung übertragen. In der Verbrennungsphase kommt es zu einer starken Wärmeabfuhr an Kolben und Zylinderkopf. Die Zylinderlaufbuchse ist gegen Verbrennungsende relevant. Dabei wird die gesamte Zylinderbuchsenoberfläche freigegeben. Das sprunghafte Verhalten kurz vor  $120^\circ \text{KW}$  wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten der Ladungswechselphase verursacht.



**Abbildung 4.4:** Wandwärmestrom

In Abbildung 4.5 sind die eingebrachte Wärmemenge  $Q_B$  und der Wandwärmestrom  $Q_W$  dargestellt. In diesem Betriebspunkt entspricht der Wandwärmeverlust etwa 28 % der eingebrachten Brennstoffenergie.


 Abbildung 4.5: Brennstoffenergie  $Q_B$  und Wandwärmestrom  $Q_W$ 

### 4.3 Wärmeübergang zwischen Kolben und Zylinderlaufbuchse

Die Wärmemenge am Kolben wird grundsätzlich über die Kolbenringe und das Kolbenhemd an die Zylinderlaufbuchse übertragen. Ein wesentlicher Anteil wird über den Kolbenboden an das Motoröl abgeführt. Im Simulationsmodell wird jedoch infolge der Modellierungstiefe auf die Abbildung des Ölkreislaufs verzichtet. Der Wärmestrom wird daher an die Zylinderlaufbuchse übertragen (Gleichung 4.17). Der Wärmeübergang ist dabei durch Wärmeleitung gekennzeichnet.

$$\dot{Q} = F_{HT} \frac{\lambda A}{2d} (T_{ZLB} - T_K) \quad (4.17)$$

Der Wärmeleitungsabstand  $d$  zwischen Kolben und Zylinderlaufbuchse (Abbildung 4.6) wird nach Gleichung 4.18 berechnet. Die Fläche  $A$  entspricht dabei der Kontaktfläche zwischen Zylinderlaufbuchse und Kolben.

$$d = \frac{\delta_{ZLB}}{2} + \frac{d_K}{4} \quad (4.18)$$

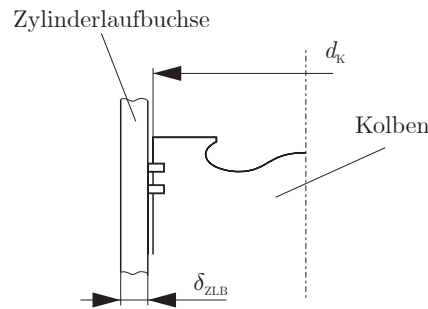


Abbildung 4.6: Wärmeleitung zwischen Kolben und Zylinderlaufbuchse

## 4.4 Wärmeübergang Ein- und Auslasskanal

Die turbulente Strömung im Ein- und Auslasskanal beeinflusst maßgebend den Wärmeübergang. Im Auslasskanal entsteht bereits am Kanaleintritt Turbulenz. Der Wärmeübergang wird daher durch einen höheren Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt. Der Wärmeübergangskoeffizient wird mit einem modifizierten Ansatz nach Zapf [2] ermittelt. Die Koeffizienten für Ein- und Auslasskanal sind in Gleichung 4.19 und 4.20 dargestellt.

$$\alpha_{\text{EK}} = [c_7 + c_8 T_u - c_9 T_u^2] T_u^{0,33} \dot{m}^{0,68} d_{\text{vi}}^{-1,68} \left[ 1 - 0,765 \frac{h_v}{d_{\text{vi}}} \right] \quad (4.19)$$

$$\alpha_{\text{AK}} = [c_4 + c_5 T_u - c_6 T_u^2] T_u^{0,44} \dot{m}^{0,5} d_{\text{vi}}^{-1,5} \left[ 1 - 0,797 \frac{h_v}{d_{\text{vi}}} \right] \quad (4.20)$$

$\alpha_{\text{EK}}$	Wärmeübergangskoeffizient Einlasskanal in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
$\alpha_{\text{AK}}$	Wärmeübergangskoeffizient Auslasskanal in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
$T_u$	Gastemperatur Kanaleintritt in K
$\dot{m}$	Gasmassenstrom in kg/s
$h_v$	Ventilhub in m
$d_{\text{vi}}$	Kanaldurchmesser in m
$c_4$	1,2809
$c_5$	$7,0451 \cdot 10^{-4}$
$c_6$	$4,8035 \cdot 10^{-7}$
$c_7$	1,5132
$c_8$	$7,1625 \cdot 10^{-4}$
$c_9$	$5,3719 \cdot 10^{-7}$

Die Wärmeübergangskoeffizienten sind in Abbildung 4.7 dargestellt. Dabei ist der bereits erwähnte unterschied zwischen den Wärmeübergangskoeffizienten am Ein- und Auslasskanal ersichtlich.

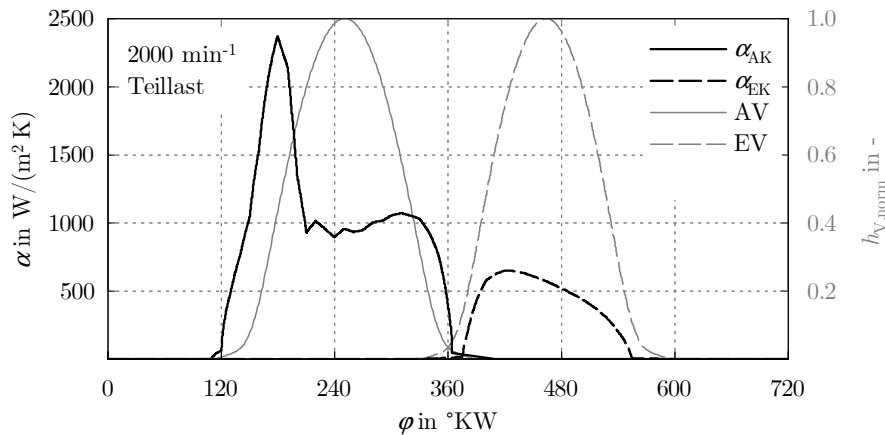


Abbildung 4.7: Wärmeübergangskoeffizienten Ein- und Auslasskanal

## 4.5 Wärmeübergang an das Kühlmedium

Der Kühlkreislauf im Fahrzeug besteht grundsätzlich aus einem großen und kleinen Kühlmittelkreislauf (Abbildung 4.8). Der große Kühlkreislauf bleibt vorerst verschlossen. Die Kühlflüssigkeit zirkuliert angetrieben von der Kühlmittelpumpe im kleinen Kühlkreislauf. Das Thermostatventil öffnet sobald die Betriebstemperatur erreicht ist. Dabei wird der große Kühlkreislauf freigegeben. Das Kühlmittel wird durch den Kühlmittelkühler geleitet und die Wärme grundsätzlich an die Umgebung abgegeben.

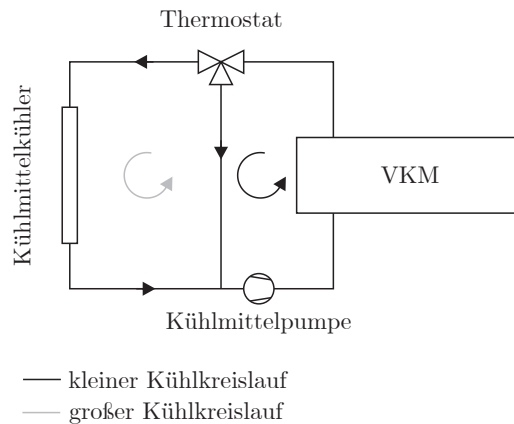
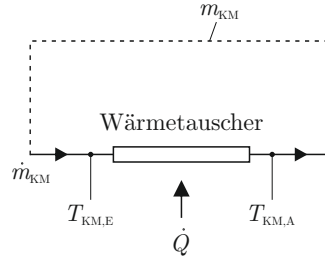


Abbildung 4.8: Kühlkreislauf

Am Motor treten durch unterschiedliche Strömungszustände und Siedevorgänge stark unterschiedliche Wärmeübergangskoeffizienten auf. Für Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Motorstruktur und Kühlmittel werden Richtwerte im Bereich  $350 \dots 10000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$  angegeben. Bei sehr hohen thermischen Belastungen können diese in Verbindung mit Blasensieden bis auf  $20000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$  steigen. [4]

Im vorliegenden Modell wird die gesamte Wärmemenge  $\dot{Q}$  von Zylinderkopf, Zylinderlaufbuchse und ND-AGR über einen im Simulationsmodell integrierten Wärmetauscher an das Kühlmedium übertragen (Abbildung 4.9).



**Abbildung 4.9:** Kühlkreislauf Simulationsmodell

Die Kühlmittelpumpe ist mechanisch mit dem Motor gekoppelt. Der Kühlmittelmassestrom  $\dot{m}_{\text{KM}}$  ist daher von der Motordrehzahl abhängig und in einem Kennfeld hinterlegt. Die Kühlmittelmasse  $m_{\text{KM}}$  bildet die thermische Trägheit des Systems ab. Die abgegebene Wärmemenge im Wärmetauscher wird nach Gleichung 4.21 berechnet.

$$\dot{Q}_{\text{KM}} = \dot{m}_{\text{KM}} c_{\text{W}} (T_{\text{KM,A}} - T_{\text{KM,E}}) \quad (4.21)$$

Die Eintrittstemperatur  $T_{\text{KM,E}}$  im nächsten Zeitschritt entspricht der Austrittstemperatur  $T_{\text{KM,A}}$  zum aktuellen Zeitpunkt und wird nach Gleichung 4.22 bestimmt. Die Kühlmittelmasse stellt daher die entscheidende Einstellgröße dar und beeinflusst das Aufwärmverhalten.

$$T_{\text{KM,A}} = \frac{\dot{Q}_{\text{KM}} \Delta t}{m_{\text{KM}} c_{\text{W}}} + T_{\text{KM,E}} \quad (4.22)$$

Der modellierte Kühlkreislauf stellt eine Vereinfachung dar. Die genaue Abmessung des Wärmetauschers ist daher nicht von Interesse. Die Kühlmitteltemperatur wird bei  $90^\circ\text{C}$  begrenzt. Die HD-AGR ist bis zu einer Betriebstemperatur von  $60^\circ\text{C}$  aktiviert. Das Aufwärmverhalten im WLTC ist in Abbildung 4.10 dargestellt. Das Kühlmittel erreicht nach etwa 900 Sekunden die Temperaturgrenze. Das maximale Temperaturniveau von  $90^\circ\text{C}$  entspricht in etwa der zu erwartenden Kühlmitteltemperatur bei welcher das Thermostatventil unter realen Bedingungen am Fahrzeug öffnet.



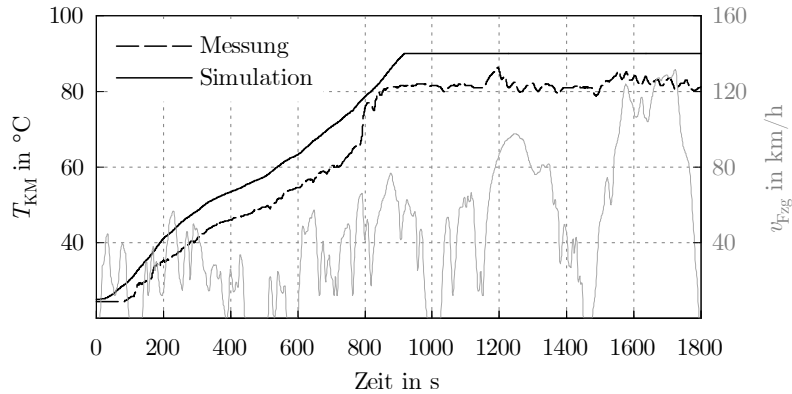


Abbildung 4.10: Aufwärmverhalten Kühlmittel WLTC

## 4.6 Wärmeübergang im Ladungskühler

Die Verdichtung der Ladungsmasse führt gezwungenermaßen zu einem Temperaturanstieg. Dieser Effekt wird durch vor den Verdichter zurückgeführtes Abgas verstärkt. Im Ladungskühler wird das Temperaturniveau gesenkt. Die Zylinderfüllung wird durch das Temperaturniveau beeinflusst. Der übertragene Wärmestrom im Ladungskühler wird nach Gleichung 4.23 berechnet. Dabei wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  (Gleichung 4.23) durch die Reynolds Analogie ermittelt [2].

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_{G,\text{ein}} - T_W) \left[ 1 - e^{\frac{-A \alpha F_{HT} F_T}{\dot{m} c_p}} \right] \quad (4.23)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \frac{0,019}{4} c_p \frac{\dot{m}}{A_Q} \quad (4.24)$$

Der Faktor  $F_T$  (Gleichung 4.25) berücksichtigt dabei die Effizienz des Ladungskühlers [2]. Die erforderliche Austrittstemperatur  $T_{G,\text{aus}}$  ist vorzugeben. Die Austrittstemperatur wird betriebspunktabhängig im Kennfeld hinterlegt. Der Ladungskühler wird am Prüfstand konditioniert. Die Wandtemperatur  $T_W$  wird daher im Simulationsmodell konstant gesetzt und der Wärmeaustausch zwischen Ladungskühler und Umgebung nicht berücksichtigt.

$$F_T = -\frac{A_Q}{A} \frac{8}{0,019} \ln \left( \frac{T_{G,\text{aus}} - T_W}{T_{G,\text{ein}} - T_W} \right) \quad (4.25)$$

## 4.7 Wärmeübergang im Abgaskrümmen

Der Wärmeübergang am Abgaskrümmen ist bei aufgeladenen Motoren von essentieller Bedeutung. Die Abgasenthalpie beeinflusst die Turboaufladung. Die Strömung im

Abgaskrümmer ist durch das ständige Öffnen und Schließen der Auslassventile stark instationär. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  wird aus der dimensionslosen Nußelt-Zahl  $Nu$ , der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und dem hydraulischen Durchmesser  $d_{\text{hyd}}$  gebildet.

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{\text{hyd}}} \quad (4.26)$$

Die Nußelt-Zahl stellt den dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten dar. Der Wärmeübergang nach Colburn [2] bildet dafür die Grundlage. Die Gleichung 4.27 basiert auf der turbulenten Rohrströmung.

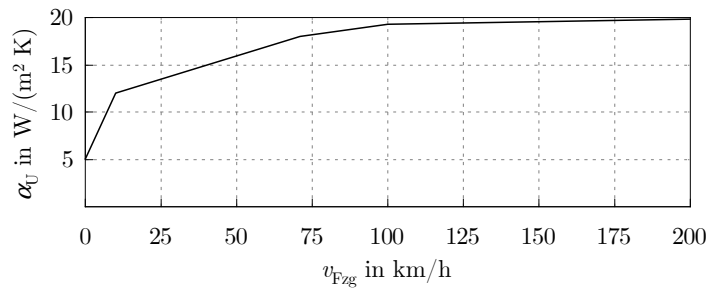
$$Nu = 0,023 Pr^{1/3} Re^{0,8} \quad (4.27)$$

## 4.8 Wärmeübergang an die Umgebung

Der Wärmeübergang an die Umgebung wird am Abgaskrümmer, Turbine und Abgasnachbehandlung berücksichtigt (Abbildung 7.1). Durch die geringe Anzahl an Interaktionen zwischen Bauteil und Umgebung im Simulationsmodell wird ein hoher Parametrierungsaufwand vermieden. Die Ergebnisse werden dadurch nicht maßgeblich beeinflusst. Das Temperaturniveau in der Saugleitung ist hauptsächlich vom Verdichter abhängig. Die Wärmemenge wird vom Ladungskühler abgeführt. Der Wärmeübergang an die Umgebung ist grundsätzlich vom Umgebungszustand und der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig. Der Wärmeübergang wird mit dem Ansatz nach Newton dargestellt.

$$\dot{Q} = F_{\text{HT}} A \alpha_{\text{U}} (T_{\text{U}} - T_{\text{W}}) \quad (4.28)$$

Die Umgebungstemperatur  $T_{\text{U}}$  und der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{U}}$  werden über den gesamten Betriebsbereich konstant gesetzt. Für eine realitätsnahe Berücksichtigung der Wärmeübergänge an die Umgebung müsste der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt werden. Der Wärmeübergangskoeffizient unter der Motorhaube ist in (Abbildung 4.11) dargestellt. Damit wird ein durch das Kühlerpaket abgeschwächter Luftstrom durch den Motorraum beschrieben [5].



**Abbildung 4.11:** Wärmeübergangskoeffizient zur Umgebungsluft unter der Motorhaube (eigene Darstellung in Anlehnung an [5])



# 5 Modellbildung Gaspfad

Der Gaspfad wird physikalisch und mathematisch durch Ersatzsysteme und Kennfelder beschrieben. Damit wird die Motorgesamtsimulation vervollständigt. Die gasführenden Leitungen werden durch Behältermodelle ersetzt und nach der Füll- und Entleermethode berechnet, daher handelt es sich grundsätzlich um eine 0D Modellierung des Gaspfades. Die Abgasnachbehandlung bildet dabei eine Ausnahme. Der Massenstrom wird mittels Durchflussgleichung ermittelt. Die Abgasturboaufladung wird mit Kennfeldern beschrieben.

## 5.1 Behältermodell

Am Behältermodell wird die Zustandsänderung durch Bilanzierung von Masse und Energie bestimmt (Gleichung 5.1 und 5.2). Der Behälter stellt ein eigenes thermodynamisches System dar (Abbildung 5.1). Das Behältersystem ersetzt Rohrleitungen sowie die Ansaugbrücke und den Abgaskrümmen (Abbildung 7.1).

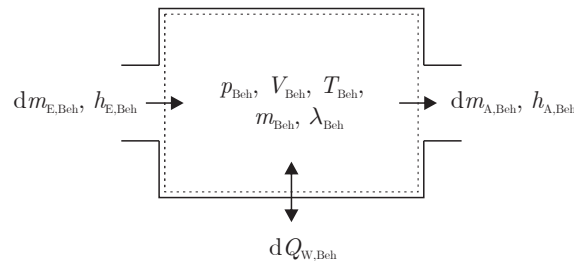


Abbildung 5.1: Behältermodell

Damit wird der Zustand in den fiktiven Rohrleitungen zwischen Drosselstellen berechnet. Auf gasdynamische Effekte wird dabei keine Rücksicht genommen.

$$\frac{dm_{Beh}}{dt} = \frac{dm_{E,Beh}}{dt} - \frac{dm_{A,Beh}}{dt} \quad (5.1)$$

$$\frac{dU_{Beh}}{dt} = -\frac{dQ_{W,Beh}}{dt} + h_{E,Beh} \frac{dm_{E,Beh}}{dt} - h_{A,Beh} \frac{dm_{A,Beh}}{dt} \quad (5.2)$$

## 5.2 Abgasnachbehandlungssystem

Das Abgasnachbehandlungssystem bildet ein eigenes Subsystem. Das System besteht aus Dieseloxydationskatalysator DOC und Dieselpartikelfilter DPF (Abbildung 5.2). Die Komponenten der Abgasnachbehandlung werden dabei durch 1D Elemente beschrieben. Dabei sind die Abmessungen sowie die Zelldichte vorzugeben. Das Druck- und Temperaturniveau wird mit einer vom restlichen Gaspfad unterschiedlichen Rechenschrittweite ermittelt. Die Schadstoffbildung wird aufgrund der Modellierungstiefe der Motorprozessrechnung nicht berücksichtigt. Im Abgasnachbehandlungssystem wird daher nur auf Wärmeübergang und Druckverlust Rücksicht genommen.



Abbildung 5.2: Abgasnachbehandlungssystem

## 5.3 Drosselstelle

Die Zustandsänderung am Behältermodell ist abhängig vom Massen- und Enthalpiestrom vor und nach Behälter, daher ist eine abwechselnde Implementierung von Behälter und Drosselstelle im Simulationsmodell notwendig. Der Massenstrom wird mittels Durchflussgleichung berechnet (Gleichung 5.3). Die Durchflussfunktion  $\psi$  (Gleichung 5.4) ist hauptsächlich vom Druckverhältnis  $\pi$  an der Drosselstelle und somit von dem davor und danach liegenden Gaszustand abhängig.

$$\dot{m} = \mu A \sqrt{2 p_0 \rho_0} \psi \quad (5.3)$$

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ \pi^{\frac{2}{\kappa}} - \pi^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5.4)$$

Im Durchflussbeiwert  $\mu$  werden Strömungs- und Reibungsverluste berücksichtigt. Der Durchflussbeiwert beschreibt das Verhältnis vom tatsächlichen  $\dot{m}_{\text{tats}}$  zum theoretischen Massenstrom  $\dot{m}_{\text{theo}}$  (Gleichung 5.5). Der Massenstrom wird bei Schallgeschwindigkeit der Strömung begrenzt. Dabei wird das kritische Druckverhältnis erreicht.

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\text{tats}}}{\dot{m}_{\text{theo}}} \quad (5.5)$$

Die Strömungsverluste der Ein- und Auslassventile werden durch den Durchflusskennwert  $\mu\sigma$  berücksichtigt (Abbildung 5.3). Der Durchflusskennwert besteht aus dem Produkt von Durchflusszahl  $\mu$  und Versperrungsziffer  $\sigma$ . Die Durchflusszahl beschreibt Strömungs- und Reibungsverluste. Die Versperrungsziffer beschreibt den Einfluss der

kurbelwinkelabhängigen Veränderung des geometrischen Durchströmquerschnitts am Ventil.

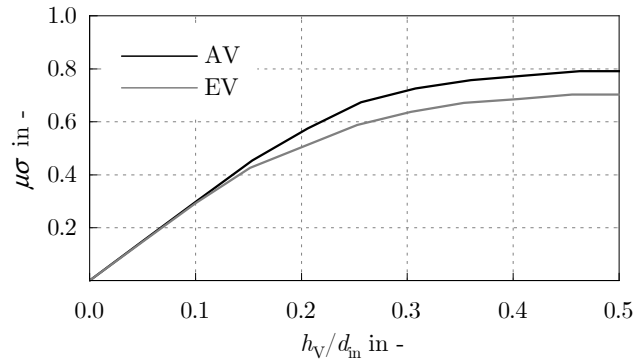


Abbildung 5.3: Durchflusskennwerte für Ein- und Auslassventil

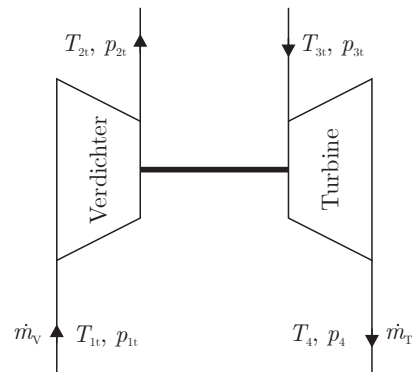
## 5.4 Druckverlust im Gaspfad

Der Druckverlust infolge Rohrreibung wird in Abhängigkeit einer für das Bauteil repräsentativen Bauteillänge  $L$  und Rohrdurchmesser  $d_{hyd}$  berücksichtigt (Gleichung 5.6). Dabei ist der Druckverlust von der Gasdichte  $\rho$ , der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  und der Rohrreibungszahl  $\lambda$  abhängig. Die Rohrreibungszahl wird systemintern in Abhängigkeit vom Strömungszustand ermittelt. Der Druckverlust wird bei Bedarf mit dem Druckverlustbeiwert  $F_R$  angepasst.

$$\Delta p = F_R \lambda \frac{L}{d_{hyd}} \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.6)$$

## 5.5 Abgasturboaufladung

Im Abgasturbolader wird die sonst ungenutzte Abgasenergie in mechanische Energie umgewandelt. Diese wird dem Verdichtungsprozess zur Verfügung gestellt. Der ATL besteht grundsätzlich aus Turbine und Verdichter (Abbildung 5.4) welche starr durch eine Welle gekoppelt sind. Am Prüfstand wird das Betriebsverhalten von Turbine und Verdichter ermittelt und in Kennfeldern erfasst. Die Kennfelder werden dem Simulationsmodell übertragen.

**Abbildung 5.4:** Abgasturbolader

### 5.5.1 Verdichter

Das Verdichterkennfeld (Abbildung 5.5) stellt den Zusammenhang zwischen korrigiertem Verdichtermassenstrom  $\dot{m}_{V,\text{kor}}$ , Verdichter-Totaldruckverhältnis  $\pi_V$ , isentropen Verdichtereffizienzgrad  $\eta_{sV}$  und der korrigierten Turboladerdrehzahl  $n_{V,\text{kor}}$  dar. Die maximale Turboladerdrehzahl begrenzt das Kennfeld nach oben. Das Verdichterkennfeld wird an der Pumpgrenze in einen stabilen und instabilen Bereich geteilt. Bei geringem Massenstrom und hohem Druckverhältnis löst sich die Strömung von den Verdichterschaufeln. Dabei kommt es zu einer Strömungsumkehr im Verdichter. Dieser Vorgang wiederholt sich alternierend und führt zur Beschädigung des Turboladers. An der Stopfgrenze erreicht die Strömung Schallgeschwindigkeit. Dabei wird das Durchsatzvermögen begrenzt.



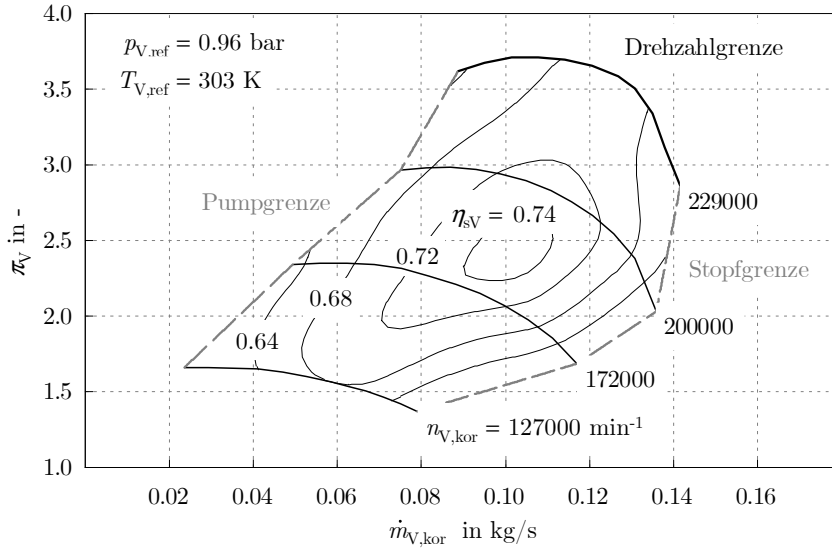


Abbildung 5.5: Verdichterkennfeld

Das Verdichterkennfeld wird durch korrigierte Größen unabhängig vom Umgebungszustand am Turboladerprüfstand dargestellt. Die korrigierte Turboladerdrehzahl  $n_{V,\text{kor}}$  wird auf die Verdichter-Referenztemperatur  $T_{V,\text{ref}}$  bezogen.

$$n_{V,\text{kor}} = \frac{n_V}{\sqrt{T_1}} \sqrt{T_{V,\text{ref}}} \quad (5.7)$$

Der korrigierte Verdichtermassenstrom  $\dot{m}_{V,\text{kor}}$  ist zusätzlich vom Verdichter-Referenzdruck  $p_{V,\text{ref}}$  abhängig.

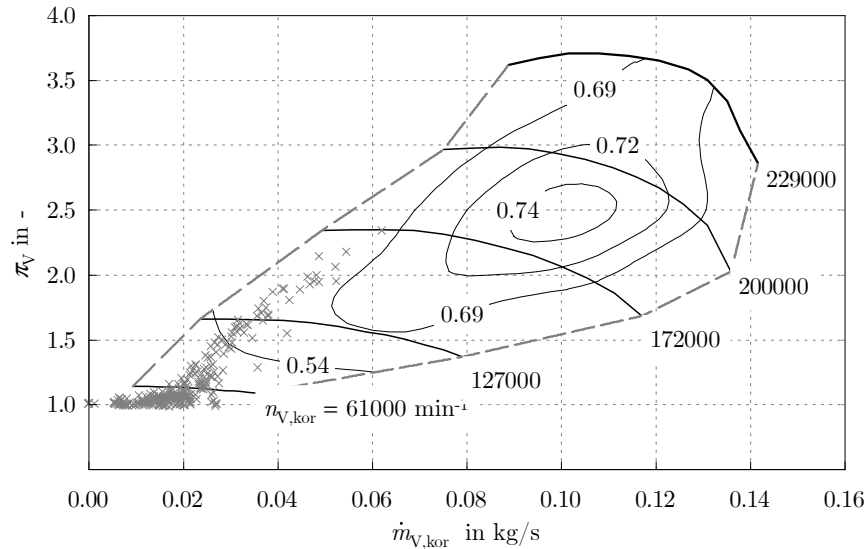
$$\dot{m}_{V,\text{kor}} = \frac{\dot{m}_V \sqrt{T_1}}{\sqrt{p_1}} \frac{p_{V,\text{ref}}}{\sqrt{T_{V,\text{ref}}}} \quad (5.8)$$

Die Verdichterleistung wird aus dem Verdichtermassenstrom und der Enthalpiedifferenz berechnet (Gleichung 5.9). Dabei stellt  $\pi_V$  das Totaldruckverhältnis ( $p_{2t}/p_{1t}$ ) zwischen Aus- und Einlass am Verdichter dar (Abbildung 5.4).

$$P_V = \dot{m}_V \Delta h_V = \dot{m}_V \frac{\Delta h_{sV}}{\eta_{sV}} = \frac{1}{\eta_{sV}} \dot{m}_V c_{pV} T_1 \left( \pi_V^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right) \quad (5.9)$$

Das Druckverhältnis und der isentrope Verdichtewirkungsgrad werden in der Simulation aus dem aktuellen Verdichtermassenstrom und der Turboladerdrehzahl im Kennfeld ermittelt. Die Qualität der Kennfelder ist maßgebend für die Simulation. Bei geringer Turboladerdrehzahl und geringem Durchsatz treten Abweichungen in der Berechnung des isentropen Wirkungsgrades aufgrund von Wärmeübergangseffekten von der Turbine zum Verdichter auf. Der isentrope Wirkungsgrad ist von der Temperaturdifferenz

zwischen Verdichteraus- und -eintritt und dem Verdichterdruckverhältnis abhängig. Daher wird der Betriebsbereich für geringe Turboladerdrehzahlen und Massenströme im Kennfeld nicht angeführt. In Abbildung 5.6 ist eine Vielzahl an Betriebspunkten aus dem WLTC im Verdichterkennfeld dargestellt.



**Abbildung 5.6:** Betriebspunkte im Verdichterkennfeld WLTC

Eine große Anzahl der Betriebspunkte befindet sich im unteren Turboladerdrehzahlbereich. Das Verdichterkennfeld wird daher dementsprechend für die Simulation aufbereitet. Die Turboladerdrehzahl- und Verdichterwirkungsgradlinien werden dabei bis zum Nullmassenstrom verlängert. Der Vorgang ist repräsentativ für das gesamte Verdichterkennfeld in Abbildung 5.7 dargestellt. Damit wird auch die Problematik an der Pumpgrenze vermieden. Das Verdichter- und Turbinenkennfeld kann bei Bedarf in einer im Softwarepaket integrierten Arbeitsumgebung angepasst werden.

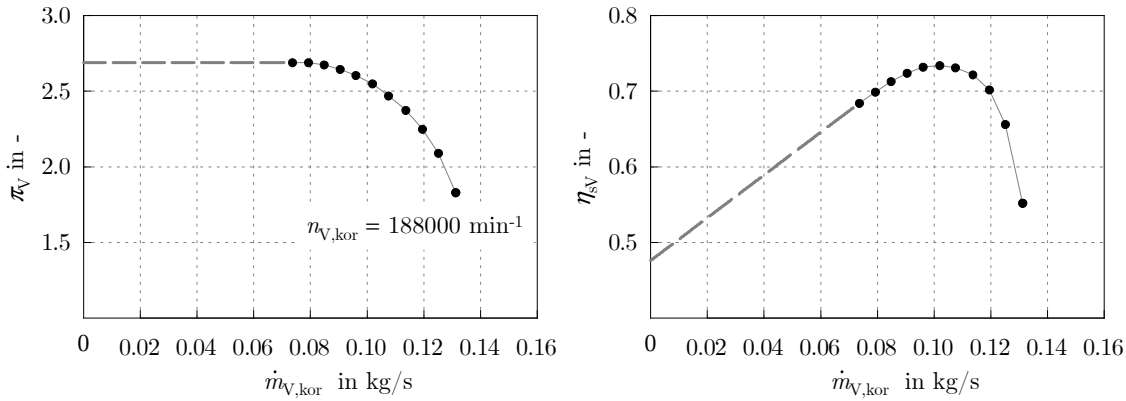


Abbildung 5.7: Aufbereitung Verdichterkennfeld

### 5.5.2 Turbine

An den vorliegenden Turbinenkennfeldern wird der Referenzzustand nicht berücksichtigt. Die reduzierte Turboladerdrehzahl  $n_{T,\text{red}}$  wird auf die Turbinen-Eintrittstemperatur bezogen.

$$n_{T,\text{red}} = \frac{n_T}{\sqrt{T_3}} \quad (5.10)$$

Der reduzierte Turbinenmassenstrom  $\dot{m}_{T,\text{red}}$  ist zusätzlich vom Druck vor der Turbine abhängig.

$$\dot{m}_{T,\text{red}} = \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_3}}{p_3} \quad (5.11)$$

Die mechanischen Verluste von Verdichter  $\eta_{mV}$  und Turbine  $\eta_{mT}$  werden zum mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers  $\eta_m$  zusammengefasst.

$$\eta_m = \eta_{mV} \eta_{mT} \quad (5.12)$$

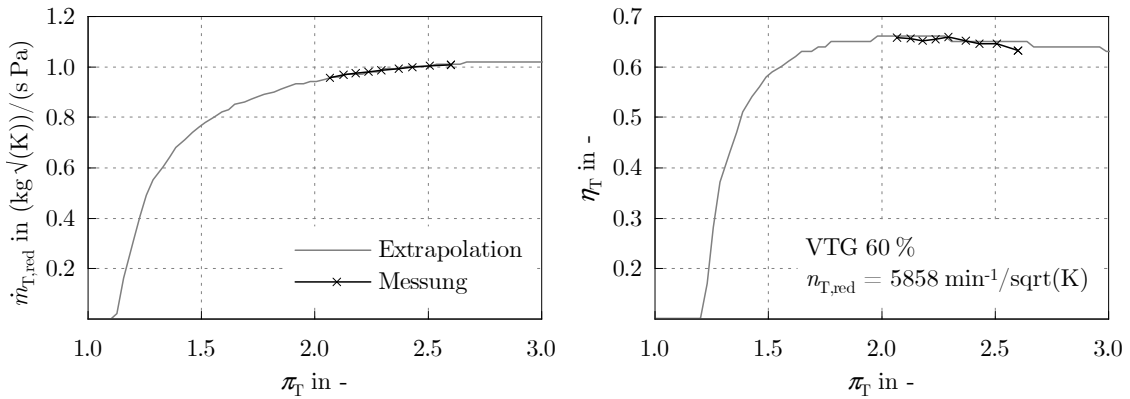
Die gesamten mechanischen Verluste werden der Turbine zugeschrieben. Damit setzt sich der Turbinenwirkungsgrad  $\eta_T$  aus dem isentropen Turbinenwirkungsgrad  $\eta_{sT}$  und den mechanischen Verlusten zusammen.

$$\eta_T = \eta_{sT} \eta_m \quad (5.13)$$

Die Turbinenleistung  $P_T$  wird aus der Enthalpiedifferenz und dem Turbinendurchsatz  $\dot{m}_T$  gebildet (Gleichung 5.14). Dabei stellt  $\pi_T$  das Turbinendruckverhältnis ( $p_4/p_{3t}$ ) dar (Abbildung 5.4).

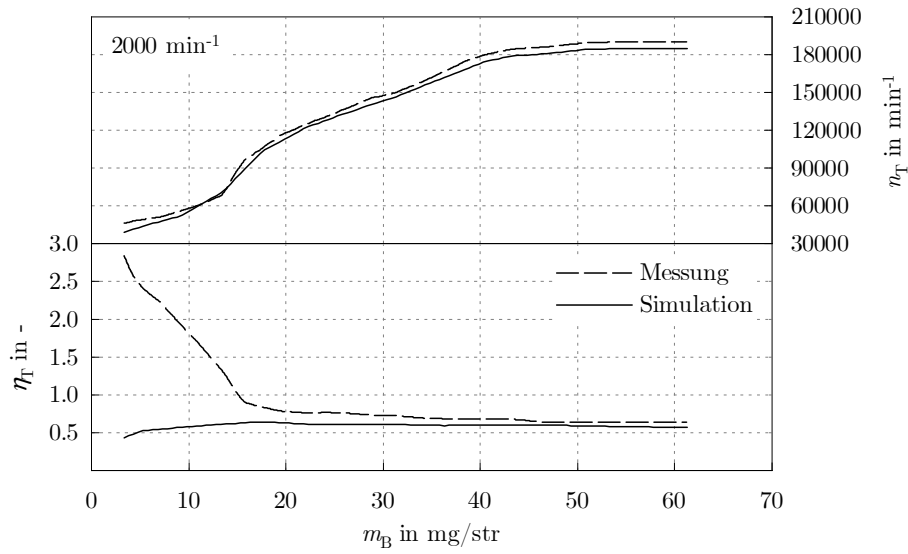
$$P_T = \dot{m}_T \eta_m \Delta h_T = \dot{m}_T \eta_m \eta_{sT} T_3 c_{pT} \left( 1 - \pi_T^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right) \quad (5.14)$$

Der reduzierte Massenstrom und Turbinenwirkungsgrad werden über dem Turbinendruckverhältnis in Abhängigkeit reduzierter Turboladerdrehzahlen in Kennfeldern dargestellt. Das Turbinenkennfeld wird durch eine im Softwarepaket enthaltene Extrapolationsmethode über den gesamten Betriebsbereich angepasst. Das Extrapolationsergebnis ist in Abbildung 5.8 dargestellt. Dabei sind Betriebspunkte im Turbinenkennfeld für eine VTG-Stellung abgebildet.



**Abbildung 5.8:** Turbinenkennfeld

In der Simulation werden Turbinenwirkungsgrad und Turbinenschluckvermögen in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl und Turbinendruckverhältnis aus dem Kennfeld ermittelt. Die Turbinenkennfelder sind abhängig von der VTG-Stellung, daher wird ausgehend vom aktuellen Zustand zwischen zwei naheliegenden Kennfeldern interpoliert. Die VTG verursacht eine Veränderung des effektiven Turbinenquerschnitts und beeinflusst somit das Enthalpiegefälle. Die Strömung am Turbinenaustritt ist stark drallbehaftet. Das Totaldruckverhältnis ist daher nur mit mäßigem Erfolg ermittelbar. Die gemessene Gastemperatur wird bei geringen Turboladerdrehzahlen durch Wärmeübergangseffekte beeinflusst wodurch unter Umständen Turbinenwirkungsgrade  $> 1$  berechnet werden (Abbildung 5.9).



**Abbildung 5.9:** Turbinenwirkungsgrad  $\eta_T$  und Turboladerdrehzahl  $n_T$

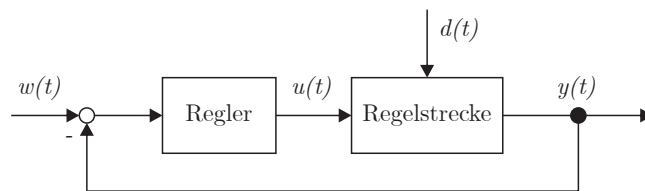
Die Änderung der Turboladerdrehzahl bei dynamischen Vorgängen wird aus dem Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter und Turbine ermittelt. Die Trägheit der Turboaufladung ist durch das Trägheitsmoment  $I_{TL}$  gegeben.

$$P_T - P_V = I_{TL} \omega_{TL} \frac{d\omega_{TL}}{dt} \quad (5.15)$$



# 6 Regelung

Bei der Regelung eines Systems wird die Regelgröße fortlaufend erfasst und mit der Führungsgröße verglichen. Der Regelkreis (Abbildung 6.1) besteht grundsätzlich aus Regler und Regelstrecke. Die Regelabweichung  $e(t)$  wird aus der Differenz zwischen Führungsgröße  $w(t)$  und Regelgröße  $y(t)$  gebildet und stellt einen Soll-Ist-Vergleich dar. Die Stellgröße  $u(t)$  wird im Regler in Abhängigkeit der Regelabweichung ermittelt. Die Regelstrecke wird durch Störgrößen  $d(t)$  beeinflusst. Das Softwarepaket bietet interne Regelungsstrukturen zur Auswahl an. In der vorliegenden Arbeit werden jedoch eigenständig programmierte Regler verwendet.



**Abbildung 6.1:** Regelkreis

Eine genaue mathematische Beschreibung der Regelstrecke ist nur in den wenigsten Fällen möglich. Die Regelstrecke wird mit dem Sprungantwortverfahren identifiziert. Dabei wird das Verhalten der Regelstrecke durch sprunghafte Änderung der Stellgröße untersucht. Der PI-Regler eignet sich für eine Vielzahl an Regelstrecken (Tabelle 6.1).

**Tabelle 6.1:** Reglerauswahl in Abhängigkeit vom Streckenverhalten [6]

	P	I	PI	PD	PID
P	-	+	+	-	-
PT <sub>1</sub>	+	~	+	+	+
PT <sub>n</sub>	~	~	+	-	+
PT <sub>t</sub>	-	+	~	-	-

Der P-Anteil des Reglers bewirkt eine rasche Regelung mit bleibender Abweichung. Die Regelabweichung wird durch den I-Anteil des Reglers kompensiert. Die Stellgröße lässt sich mit Gleichung 6.1 berechnen. Dabei stellt  $K_P$  den Proportionalitätsbeiwert und  $K_I$  den Integrierbeiwert der PI-Regelung dar.

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau \tag{6.1}$$

## 6.1 Ladedruckregelung

Das Ansprechverhalten turboaufgeladener Motoren ist stark vom Ladedruckaufbau abhängig. Durch eine geeignete Regelstrategie wird der Vorgang maßgeblich beeinflusst. Der erforderliche Ladedruck ist in Abhängigkeit vom Betriebspunkt in einem Kennfeld hinterlegt. Die Regelstrecke wird beeinflusst durch Einspritzmenge, Turboladerdrehzahl, AGR, thermische Trägheiten usw. Die Regelung muss daher auf eine hohe Anzahl an Störgrößen reagieren können.

Das Ladedruckschema ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Der Soll-Ladedruck wird in Abhängigkeit von Motordrehzahl  $n$  und Einspritzmenge  $m_B$  aus dem Kennfeld ermittelt und mit dem aktuellen IST-Ladedruck verglichen. Die Stellgröße (VTG) wird in Abhängigkeit der Regelabweichung bestimmt. Die Regelgüte wird durch Vorsteuerung der Stellgröße beeinflusst. Der Vorsteuerwert ist betriebspunktabhängig im Kennfeld hinterlegt und wird der Simulation entnommen. Damit ist die Regelung hauptsächlich zum Ausgleich von Störgrößen verantwortlich.

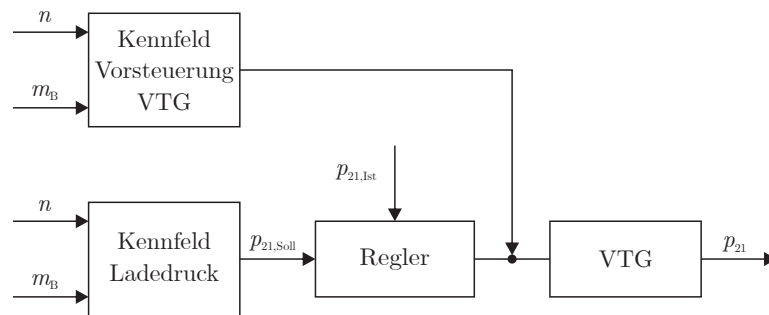
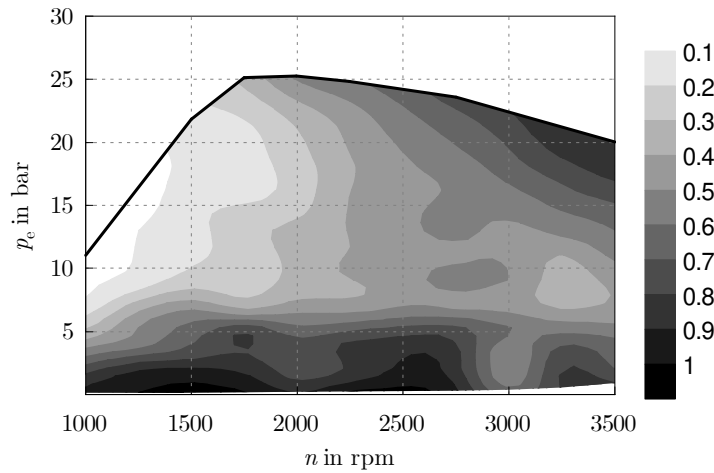


Abbildung 6.2: Ladedruckregelung

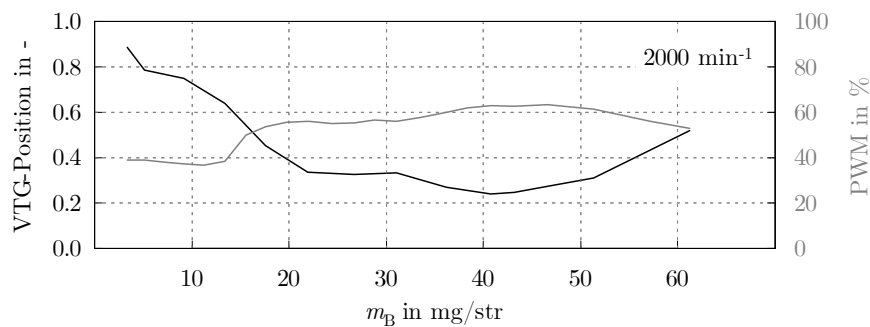
Die VTG-Positionen am Versuchsträger stehen nicht zur Verfügung. Aus der Motorsteuerung wird das pulswertenmodulierte (PWM) Signal abgegriffen. Ein Vergleich mit der VTG Stellung ist dabei nicht direkt möglich. Das PWM Signal beschreibt das Tastverhältnis und nicht die erforderliche geometrische Position der VTG, daher werden vorerst die dem Ladedruck entsprechenden VTG Positionen aus der Simulation ermittelt. Damit ist ein instationärer Abgleich unter denselben Bedingungen möglich. Die simulierten VTG-Positionen sind in Abbildung 6.3 dargestellt.





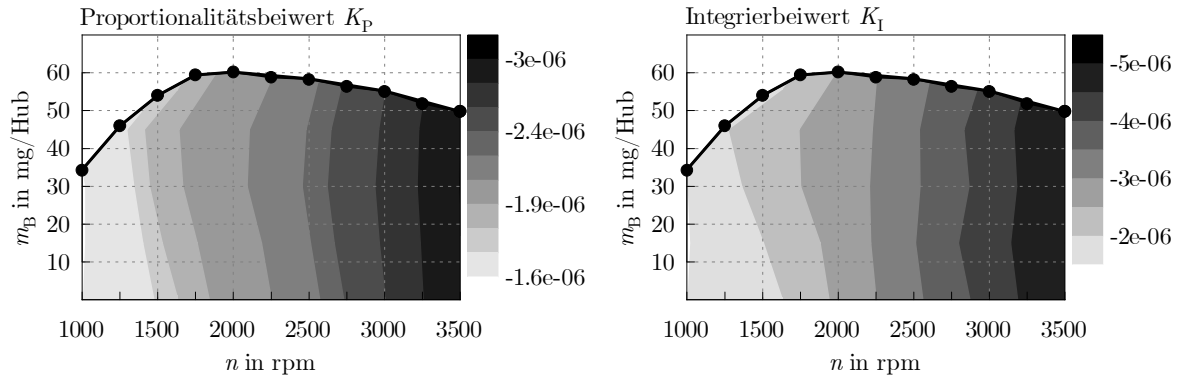
**Abbildung 6.3:** Simulationsergebnis der VTG-Positionen

Mit dem PWM Signal wird die ermittelte VTG-Position auf Plausibilität überprüft (Abbildung 6.4). Dabei entspricht ein PWM Signal von 100 % einer komplett geschlossenen VTG.



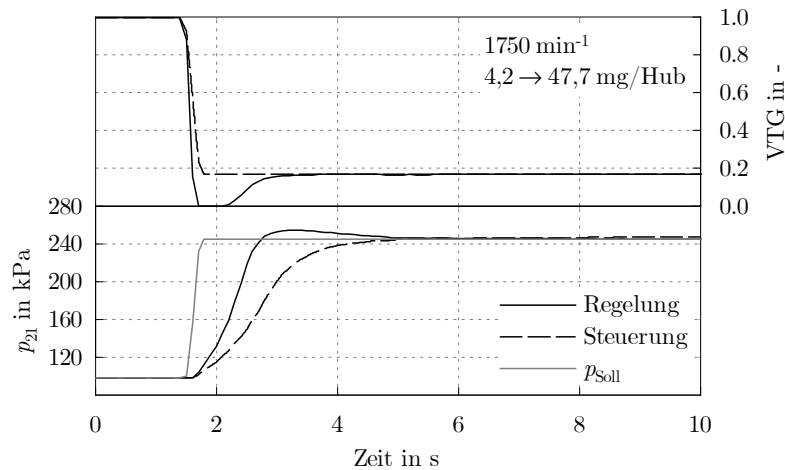
**Abbildung 6.4:** Vergleich zwischen VTG-Position und PWM Signal

Die Parametrierung der Regelung erfolgt iterativ. Dabei werden die Anteile  $K_P$  und  $K_I$  an der Volllast ermittelt und für den gesamten Lastschnitt bei der betrachteten Motordrehzahl konstant gesetzt. Der Proportionalitätsbeiwert wird soweit erhöht bis der Soll-Ladedruck annähernd erreicht wird. Die Regelabweichung wird durch Hinzufügen des I-Anteils der Regelung kompensiert. Damit werden Kennfelder (Abbildung 6.5) für die Regleranteile  $K_P$  und  $K_I$  für den gesamten Betriebsbereich an der Volllast ermittelt und über die betrachtete Motordrehzahl konstant angenommen. Die Interpolation der Kennfelder erfolgt dabei systemintern.



**Abbildung 6.5:** Proportionalitäts- und Integrierbeiwert

Die Regelstrecke wird nach dem Sprungantwortverfahren analysiert. Dabei wird die Einspritzmenge bei konstanter Drehzahl sprunghaft verändert. Der Unterschied zwischen Steuerung und Regelung ist in Abbildung 6.6 dargestellt. Im gesteuerten Betrieb wird die oben angeführte Vorgehensweise zur Ermittlung der VTG Positionen verifiziert. Die Ladedruckstrecke zeigt dabei ein verzögertes Verhalten beim Ladedruckaufbau sowie beim Erreichen des maximalen Ladedrucks. Die Regelstrecke kann grundsätzlich als Strecke höherer Ordnung charakterisiert werden. Der Ladedruck wird bei aktivierter Regelung durch Schließen der VTG rasch erreicht. Ein übermäßiges Überschwingen des Ladedrucks wird durch die Anti-Windup-Maßnahme verhindert.



**Abbildung 6.6:** Sprungantwort Ladedruck

Die VTG bleibt ohne Anti-Windup-Maßnahme länger geschlossen obwohl der Ladedruck bereits erreicht ist (Abbildung 6.7). Der I-Anteil der Regelung summiert die Regelabweichung trotz Endlage der VTG weiter auf. Die VTG verharrt dabei in die-

ser Position bis die aufsummierte Regelabweichung abgebaut ist. Die Anti-Windup-Maßnahme verhindert daher ein aufsummieren der Regelabweichung in den Endlagen der VTG.

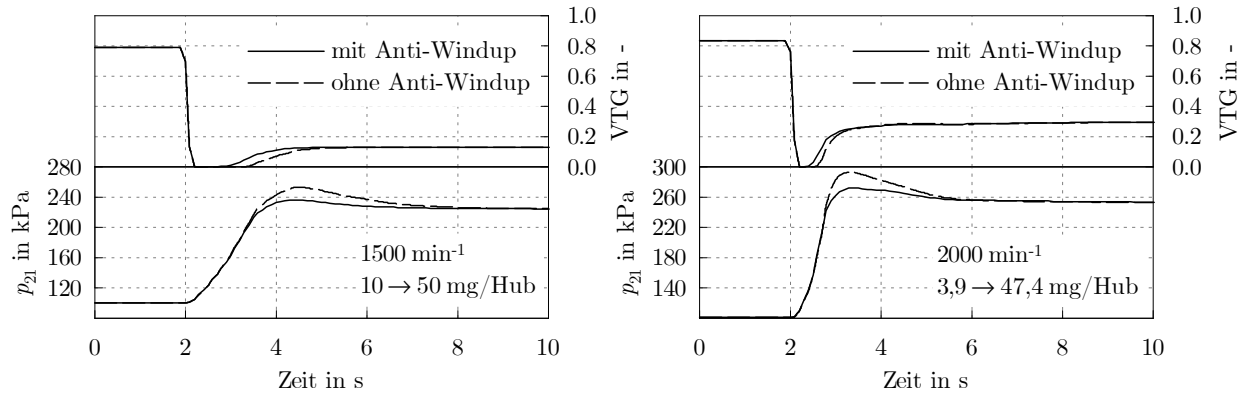


Abbildung 6.7: Ladedruckaufbau mit und ohne Anti-Windup

## 6.2 AGR-Regelung

Die AGR findet hauptsächlich als innermotorische Maßnahme zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen Verwendung. Dabei wird ein Teil der Abgase in den Brennraum zurückgeführt. Das Aufwärmverhalten wird durch die HD-AGR beeinflusst. Die HD-AGR ist dabei nur im Fahrzyklus von Bedeutung. Dabei werden Abgase direkt am Motorauslass entnommen und in den Brennraum geleitet. Die HD-AGR wird ab einer Betriebstemperatur von  $60^\circ\text{C}$  deaktiviert und die ND-AGR aktiviert. Der Abgasmassenstrom wird dabei nach der Abgasnachbehandlung (EAS) entnommen und über den AGR-Kühler in das Saugrohr geführt (Abbildung 6.8).

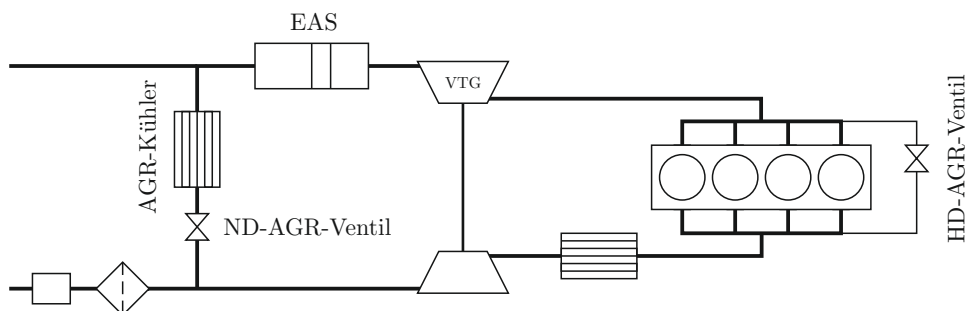
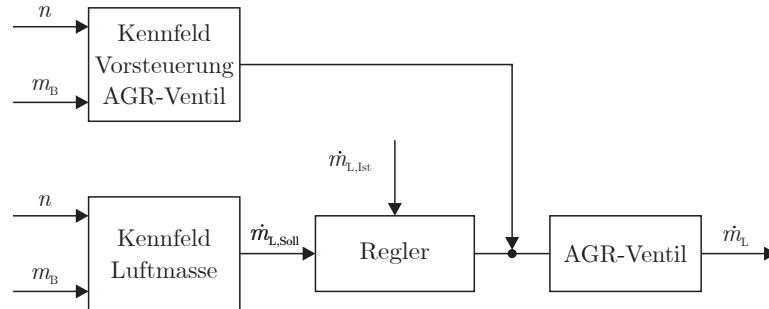


Abbildung 6.8: HD- und ND-AGR

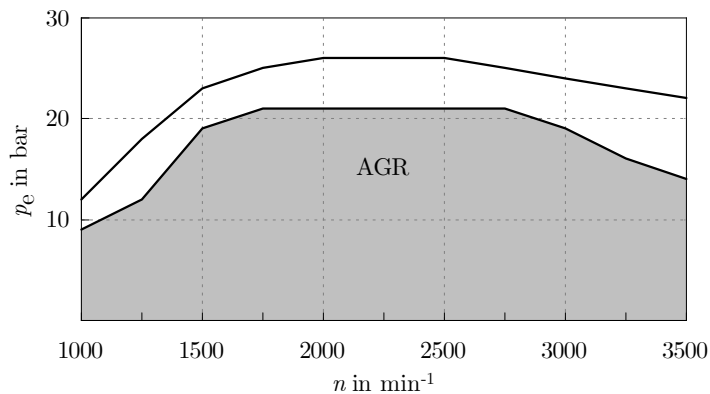
Die Messung der Abgaskonzentration unter realen Bedingungen am Fahrzeug ist nicht möglich, daher stellt die Luftmasse die Regelgröße der AGR-Regelung dar (Abbil-

dung 6.9). Das AGR-Ventil kennzeichnet die Stellgröße. Die Soll-Luftmasse ist dabei betriebspunktabhängig in einem Kennfeld hinterlegt. Damit wird die zurückgeführte Abgasmasse durch Regelung der Luftmasse eingestellt.



**Abbildung 6.9:** AGR-(Luftmassen) Regelung

Die AGR wird in Vollastnähe deaktiviert (Abbildung 6.10). Damit steht genügend Frischluft bei hoher Lastanforderung zur Verfügung.



**Abbildung 6.10:** AGR-Bereich

Die Regelparameter werden vorerst an einem beliebigen stationären Lastpunkt mit AGR ermittelt. Dabei wird der Proportionalitätsbeiwert  $K_P$  soweit erhöht bis der Soll-Luftmassenstrom näherungsweise erreicht ist. Die Regelabweichung wird durch Hinzufügen des I-Anteils kompensiert. Die Ventilposition wird am Motorprüfstand nicht ermittelt. Die Positionen werden wie bereits an der VTG durch die Simulation bestimmt und als Vorsteuerwerte im Kennfeld hinterlegt. Die ermittelten Regleranteile werden für den gesamten Betriebsbereich übernommen. Die HD-AGR wird ohne Vorsteuerung betrieben. Um die zuvor genannte Vorgehensweise zu verifizieren werden Lastsprungversuche simuliert (Abbildung 6.11).

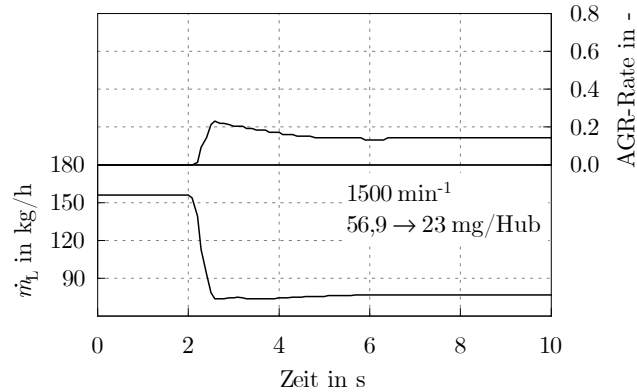


Abbildung 6.11: Lastsprung AGR

## 6.3 Einspritzmengenregelung

Die Einspritzmenge für die stationäre und instationäre Abstimmung wird gesteuert betrieben. Dabei wird die Einspritzmenge für den betrachteten Betriebspunkt vorgegeben. In der Fahrzyklussimulation wird die Einspritzung und daher die Einspritzmenge durch eine PI-Regelung realisiert (Abbildung 6.12). Die Regelgröße bildet das Motordrehmoment. Die Regelabweichung wird aus der Differenz zwischen Soll-Drehmoment  $M$  und dem aktuell vorliegenden Drehmoment  $M_{\text{Ist}}$  gebildet. Der Zyklussimulation sind zusätzlich die Motordrehzahl  $n$  und die Pedalstellung  $\text{Ped}$  vorzugeben. Der Schubbetrieb ist durch die Pedalstellung gekennzeichnet. Bei einer Pedalstellung von 0% wird die Kraftstoffeinspritzung deaktiviert. Die Regelung wird dabei auf den Ausgangszustand gesetzt. Die bis dahin aufsummierte Regelabweichung beeinflusst somit das System nicht.

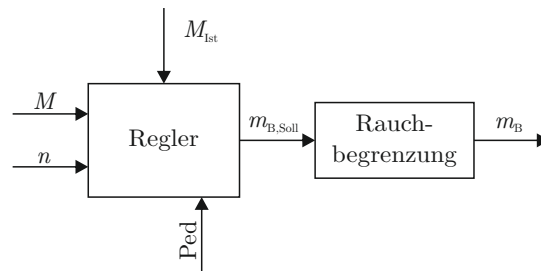
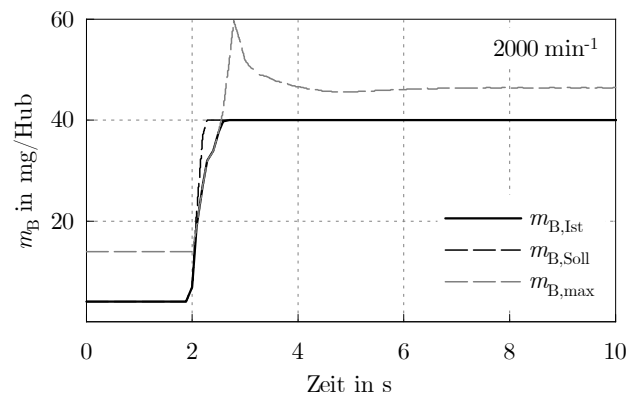


Abbildung 6.12: Einspritzmengenregelung Fahrzyklus

Bei Bedarf wird die Kraftstoffmenge korrigiert um die Rauchgrenze nicht zu unterschreiten. Die maximal mögliche Einspritzmenge  $m_{\text{B,max}}$  (Gleichung 6.2) wird aus dem aktuellen Frischluftmassenstrom  $\dot{m}_L$ , dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{\text{st}}$  und der Motordrehzahl  $n$  in  $\text{min}^{-1}$  gebildet. Das Luftverhältnis  $\lambda_R$  stellt dabei die Rauchgrenze dar. Die Zylinderanzahl ist bereits in der Gleichung berücksichtigt.

$$m_{B,\max} = \frac{\dot{m}_L}{\lambda_R L_{\text{st}} \frac{n}{30}} \quad (6.2)$$

Die Rauchmengenbegrenzung im Lastsprung ist in Abbildung 6.13 dargestellt. Die Rauchgrenze wird bei  $m_{B,\max}$  erreicht, daher wird die eingespritzte Kraftstoffmenge  $m_{B,\text{Ist}}$  begrenzt. Das Überschwingen der maximalen Einspritzmenge wird durch die Ladedruckregelung verursacht.

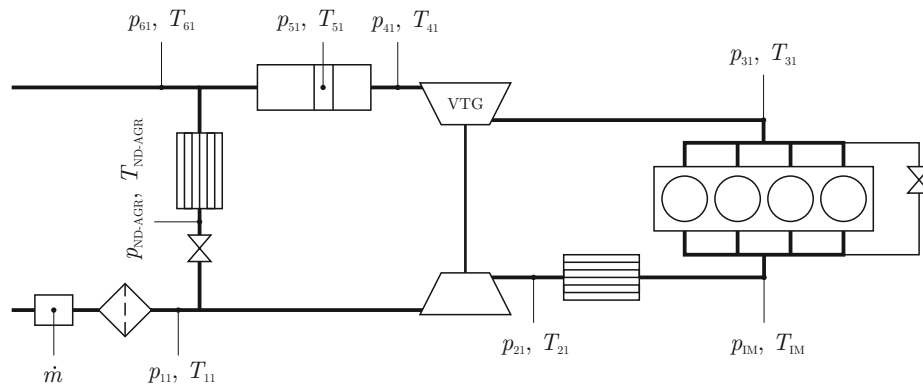


**Abbildung 6.13:** Rauchmengenbegrenzung



- Ladedruck
- Frischluftmenge
- Austrittstemperatur Ladungskühler
- Proportionalitätsbeiwert
- Integrierbeiwert
- VTG Vorsteuerung
- AGR Bereich
- ND-AGR Vorsteuerung
- Brennverlauf
- Reibmitteldruck

Die Kennfelder für Ladedruck, Frischluftmenge und Ladungskühler-Austrittstemperatur werden anhand stationärer Prüfstandsdaten erstellt. Bei der stationären Abstimmung wird vorerst ein Abgleich an der Volllastkurve vorgenommen. Die stationäre Abstimmung im gesamten Kennfeld wird mit Lastschnitten durchgeführt. Dabei wird der Gaszustand bei konstanter Motordrehzahl und unterschiedlicher Einspritzmenge (Last) betrachtet. Die Abstimmung wird durch einen Abgleich mit instationären Vorgängen (Lastsprünge) abgeschlossen. Der Abgleich erfolgt neben Druck- und Temperaturmessstellen am Versuchsträger (Abbildung 7.2) mit einer Vielzahl am Motorprüfstand erfasster und abgeleiteter Kennzahlen.



**Abbildung 7.2:** Druck- und Temperaturmessstellen am Versuchsträger

Die Kennzahlen werden mit der Druck- und Temperaturmessung zum Abgleich des Simulationsmodells verwendet. In der folgenden Aufzählung sind Kennzahlen für den Abgleich angeführt.



- Luft- und Abgasmassenstrom
- indizierter und effektiver Mitteldruck
- Mitteldruck der Hochdruck- und Ladungswechselphase
- spezifischer Kraftstoffverbrauch
- Verbrennungsschwerpunkt
- Leistung und Drehmoment
- Luftverhältnis
- AGR-Rate
- Turboladerdrehzahl
- Wirkungsgrad Verdichter und Turbine
- Luftaufwand

## 7.1 Stationäre Abstimmung

Bei der stationären Abstimmung werden den Komponenten sehr geringe Bauteilmassen (Ersatzmassen) zugewiesen. Damit wird rasch der stationäre Zustand herbeigeführt. Das Simulationsmodell wird für einen Drehzahlbereich von 1000 bis 3500  $\text{min}^{-1}$  abgestimmt. Die Menge an stationär abgestimmten Lastpunkten ist in Abbildung 7.3 dargestellt.

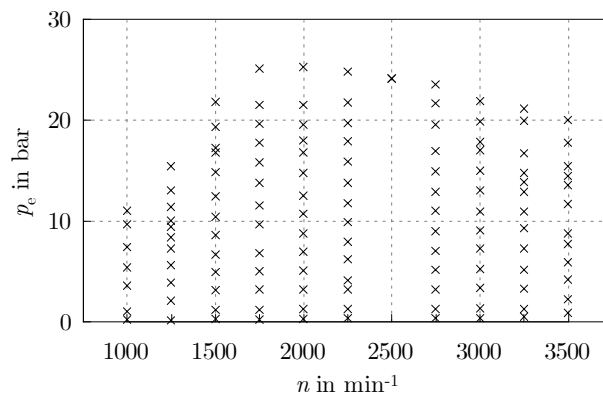
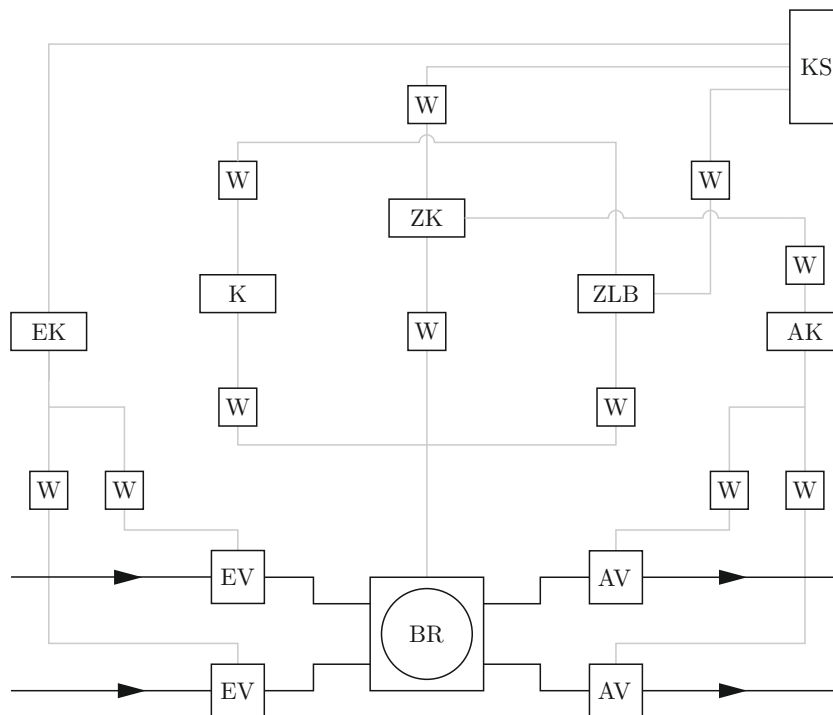


Abbildung 7.3: stationär abgestimmte Lastpunkte

### 7.1.1 Vollastabstimmung

Die Abstimmung entlang der Volllastkurve dient hauptsächlich um das Druck- und Temperaturniveau im Gaspfad grundlegend einzustellen. Dabei werden Wärmeübergang, Druckverlust sowie Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad bei Bedarf angepasst. Das Temperaturniveau im Brennraum beeinflusst maßgeblich den Luftaufwand und indizierten Mitteldruck. Dadurch folgt vorerst die Einstellung der Wärmeübergänge

am thermischen Motormodell (Abbildung 7.4). Durch Wandwärmeübergänge wird die im Brennraum BR entstehende Wärmemenge zum Teil an Kolben K, Zylinderkopf ZK und Zylinderlaufbuchse ZLB übertragen. Im Modell wird dabei Wärmeleitung zwischen Kolben und Zylinderlaufbuchse sowie zwischen Zylinderkopf und Auslasskanal AK berücksichtigt. Die Interaktion zwischen Zylinderkopf und Einlasskanal EK wird dabei nicht betrachtet. Der Wärmestrom vom Kolben wird an die Zylinderlaufbuchse übergeben und von dort in das Kühlsystem KS geleitet. Der Auslasskanal steht mit dem Zylinderkopf in Wechselwirkung. Die Wärmemenge am Zylinderkopf wird an das Kühlsystem übertragen. Die Einlasskanal-Wandtemperatur ist nur vom Temperaturniveau des Kühlmittels abhängig.



**Abbildung 7.4:** thermisches Motormodell

Das Wandtemperaturniveau im Brennraum wird aufgrund fehlender Wärmemesstechnik vorerst mittels empirischen Ansatz nach [9] ermittelt. Dabei wird die mittlere Wand- bzw. Oberflächentemperatur  $t_W$  der Brennraumwand abhängig von Motordrehzahl und indiziertem Mitteldruck berechnet. Die Motordrehzahl  $N$  ist in  $\text{min}^{-1}$  und der indizierte Mitteldruck  $p_i$  in bar einzusetzen.

$$t_W = (355 - 273) - 0,003 N + 10 p_i \quad (7.1)$$

Die Einstellung der Wärmeübergänge am thermischen Motormodell erfolgt vorerst im Volllastpunkt mit dem maximalen indizierten Mitteldruck. Dabei wird die Wand- bzw.

Oberflächentemperatur im Brennraum nach Gleichung 7.1 ermittelt und dem Simulationsmodell vorgegeben. Zu diesem Zeitpunkt wird der Wärmeübergang zwischen den Bauteilen und dem Kühlsystem nicht berücksichtigt. Die Anpassung der Wärmeübergänge wird dabei mit dem Wärmeübergangsfaktor  $F_{HT}$  (Gleichung 4.2) vollzogen. Im nächsten Schritt ist der Wärmeübergang an das Kühlmedium einzustellen. Die Wandtemperatur ist daher nun vom Wärmeübergang im Brennraum sowie an das Kühlmedium abhängig. Das Temperaturniveau der Bauteile (Gleichung 7.2) wird während der Abstimmung nach [2] berücksichtigt.

$$T_{W,K} > T_{W,ZK} \approx T_{W,AK} \geq T_{W,ZLB} > T_{W,ZLB,UT} \geq T_{W,EK} \geq T_{KM} \quad (7.2)$$

Der Wärmeübergang und Druckverlust der gasführenden Komponenten wird parallel zur Einstellung am thermischen Motormodell iterativ angepasst. Die simulierten Wand- bzw. Oberflächentemperaturen bei Vollast sind in Abbildung 7.5 dargestellt.

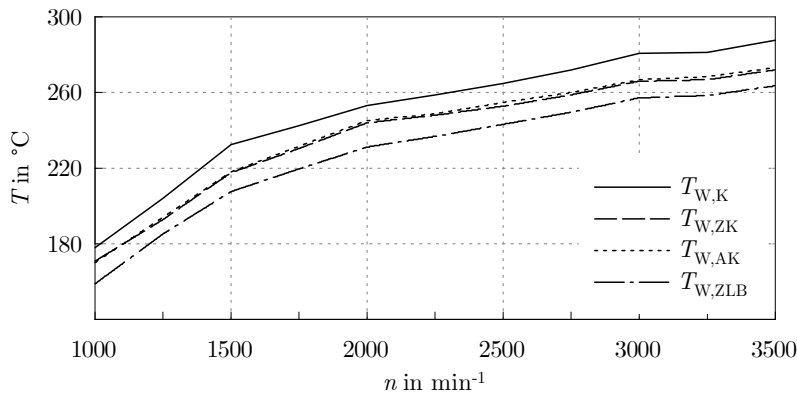


Abbildung 7.5: Wandtemperatur

Der Druckverlust wird mit dem Druckverlustbeiwert  $F_R$  (Gleichung 5.6) angepasst. In jeder gasführenden Komponente besteht die Möglichkeit den Druckverlust bei Bedarf anzupassen. Der Druckverlust im Luftfilter ist in Abbildung 7.6 dargestellt.

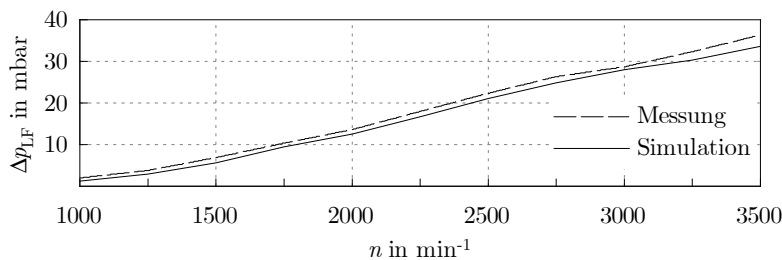
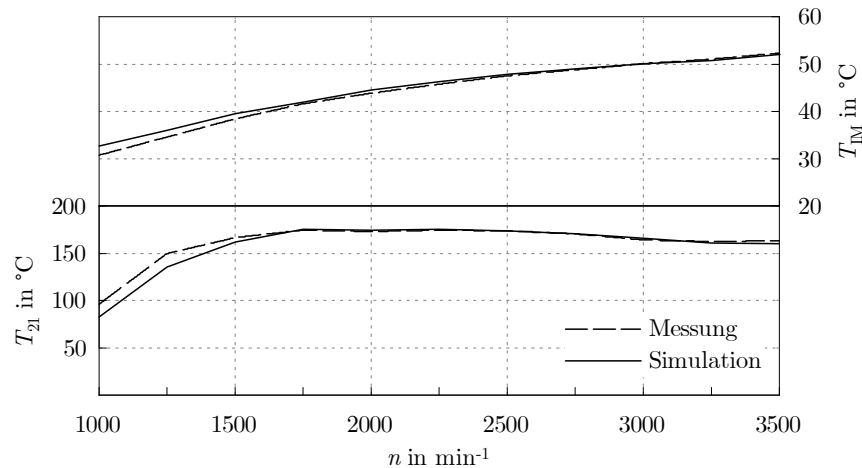


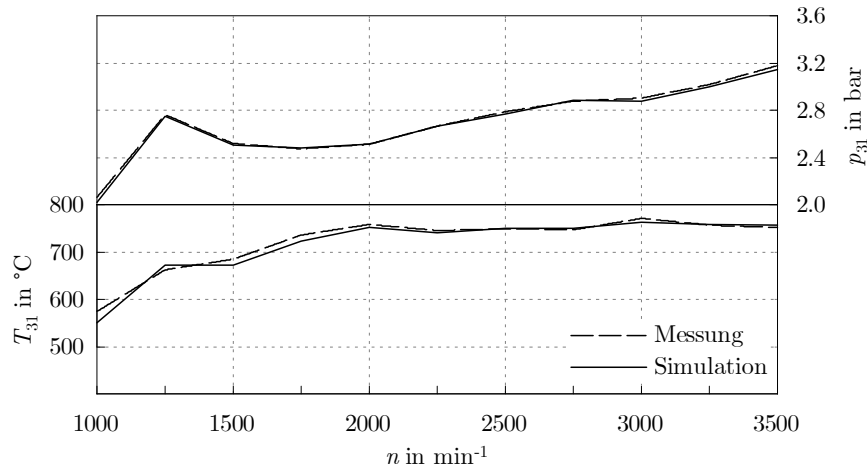
Abbildung 7.6: Druckverlust Luftfilter  $\Delta p_{LF}$

Das Temperaturniveau am Verdichteraustritt ist von der Qualität des Verdichterkennfelds abhängig. Dabei besteht die Option bei Abweichungen den Verdichterwirkungsgrad anzupassen. Die Motoreintrittstemperatur ist essentiell für die Motorprozessrechnung, daher ist der Wärmeübergang am Ladungskühler bei Bedarf zu korrigieren. In Abbildung 7.7 ist das Temperaturniveau am Verdichteraustritt sowie in der Ansaugbrücke dargestellt.



**Abbildung 7.7:** Verdichter-Austrittstemperatur  $T_{21}$  und Temperatur Ansaugbrücke  $T_{\text{IM}}$

Das Druckniveau im Abgaskrümmer wird von der VTG-Stellung beeinflusst. Die Temperatur ist hauptsächlich von der Abstimmung am thermischen Motormodell und durch den Wärmeübergang an die Umgebung abhängig. Der Wärmeübergang an die Umgebung wird durch den Wärmeübergangsfaktor angepasst. Das Temperaturniveau bestimmt das Enthalpieangebot an der Turbine. Die VTG-Stellung wird durch den Turbinenwirkungsgrad und die erforderliche Verdichterleistung maßgeblich beeinflusst. Das Druckniveau im Abgaskrümmer steigt mit geringer werdendem Strömungsquerschnitt der Turbine an. Der Gaszustand im Abgaskrümmer ist in Abbildung 7.8 dargestellt.



**Abbildung 7.8:** Gaszustand im Abgaskrümmen

Das Temperatur- und Druckniveau im Abgasnachbehandlungssystem ist in Abbildung 7.9 dargestellt. Der Dieseloxydationskatalysator benötigt für eine effiziente Umsetzung der Schadstoffe ein Temperaturniveau von etwa 200 °C (Light-off-Temperatur). Der Wärmeübergang und Druckverlust wird für jede Komponente iterativ angepasst [2].



**Abbildung 7.9:** Gaszustand im Abgasnachbehandlungssystem

Durch die iterative Vorgehensweise werden Wärmeübergänge und Druckverlust im gesamten Simulationsmodell eingestellt und dabei der Luftmassenstrom und indizierter Mitteldruck in Übereinstimmung gebracht (Abbildung 7.10). Bei der dieselmotorischen Verbrennung wirken sich geringe Abweichungen im Luftmassenstrom lediglich auf das Verbrennungsluftverhältnis aus. Die Motorlast bleibt weitgehend unbeeinflusst.

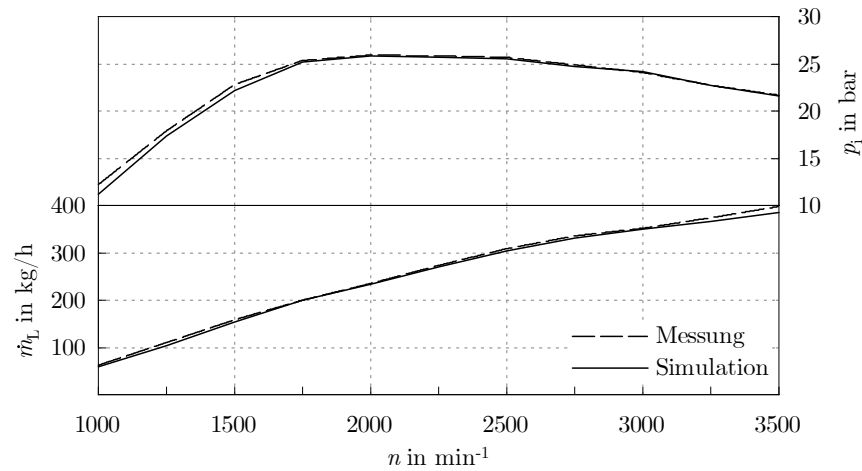


Abbildung 7.10: Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$  und indizierter Mitteldruck  $p_i$

### 7.1.2 Teillastabstimmung

Die Teillastabstimmung ist durch Lastschnitte im gesamten Drehzahlbereich gekennzeichnet. Die bereits ermittelten Parameter werden bei Bedarf modifiziert ohne dabei die Ergebnisse an der Volllast maßgeblich zu verändern. In der Teillast findet betriebspunktabhängig Abgasrückführung statt. Am thermischen Motormodell erfolgt keine weitere Anpassung der Wärmeübergänge. Das Temperaturniveau der Brennraumwand ist hauptsächlich von der Motorlast abhängig. Der Wärmestrom (Gleichung 4.3) wird von der Motordrehzahl beeinflusst. Bei höheren Drehzahlen steht daher grundsätzlich weniger Zeit für den Wärmeübergang an das Kühlmedium zur Verfügung wodurch die Wandtemperatur steigt. Das Temperaturniveau von Kolben und Zylinderlaufbuchse ist in Abbildung 7.11 für den gesamten Betriebsbereich dargestellt. Die Wandtemperaturen steigen dabei über einen großen Bereich mit steigender Motorlast und Drehzahl an.

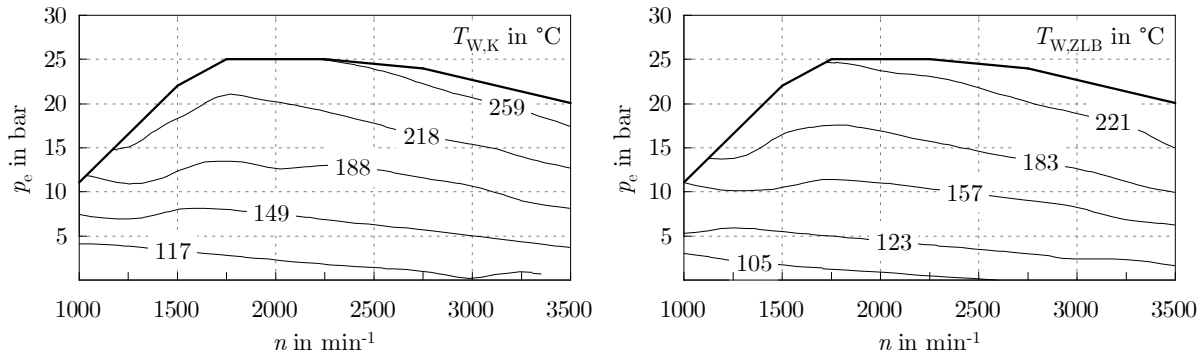


Abbildung 7.11: Wandtemperatur Kolben und Zylinderlaufbuchse

Die ermittelten und modifizierten Parameter finden über den gesamten Betriebsbereich Anwendung, daher ist es nicht immer möglich jeden Betriebspunkt mit der Messung in Übereinstimmung zu bringen. Abweichungen der Gastemperatur sind am Verdichteraustritt sowie in der Ansaugbrücke erkennbar (Abbildung 7.12). Die Abweichungen werden durch den Verdichterwirkungsgrad und den Wärmeübergang am Ladungskühler verursacht.

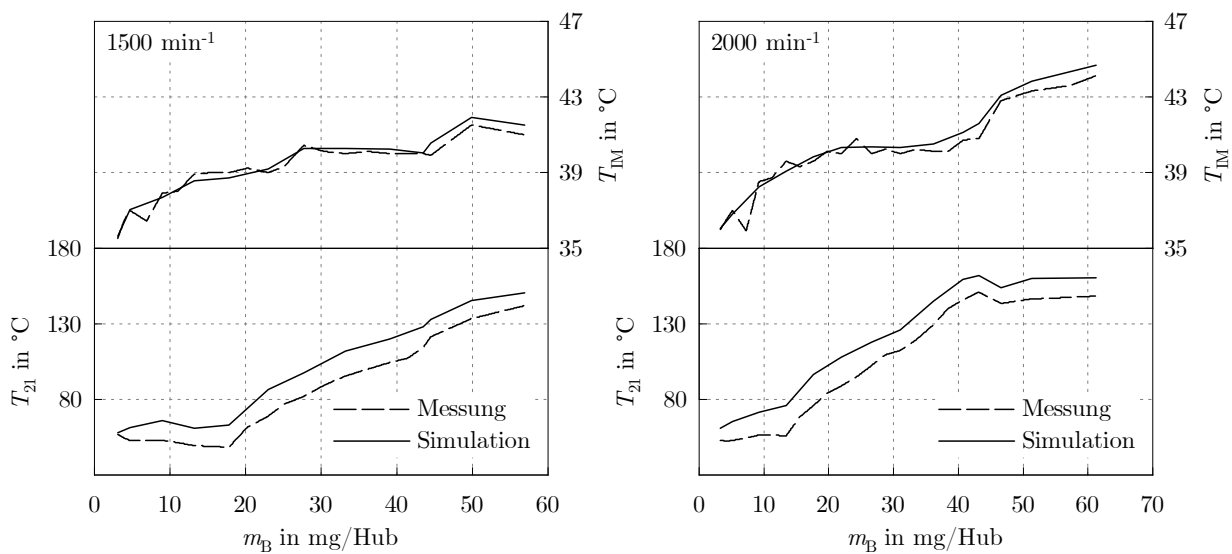
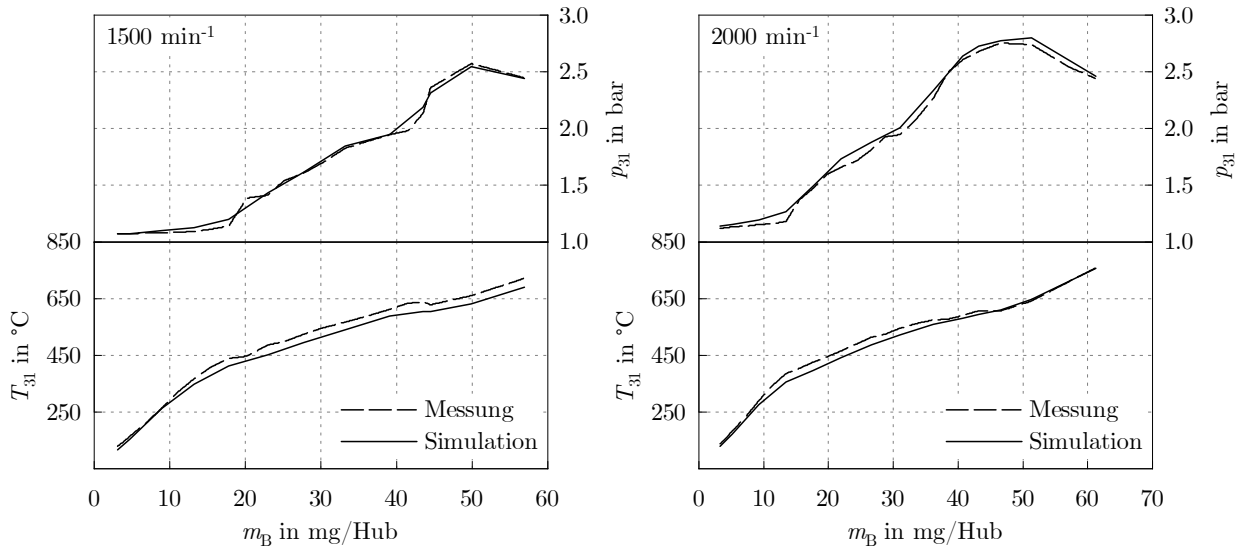


Abbildung 7.12: Gastemperatur Verdichteraustritt  $T_{21}$  und Ansaugbrücke  $T_{IM}$

Das Temperaturniveau im Abgaskrümmen (Abbildung 7.13) wird hauptsächlich von der Einstellung der Wärmeübergänge am thermischen Motormodell beeinflusst. Bei Bedarf erfolgt eine Korrektur des Wärmeübergangs zwischen Abgaskrümmen und Umgebung. Das Druckniveau im Abgaskrümmen wird von der VTG-Stellung beeinflusst.



**Abbildung 7.13:** Gaszustand im Abgaskrümmer

Der Gaszustand im Abgasnachbehandlungssystem ist in Abbildung 7.14 dargestellt. Im Teillastgebiet sind jedoch Temperaturunterschiede feststellbar. Der AGR-Kühler wird durch ein Behältermodell mit Wärmeübergang an das Kühlsystem modelliert und stellt daher eine starke Vereinfachung dar. Der gasseitige Wärmeübergang sowie der Wärmeübergang an das Kühlmedium wird iterativ angepasst. Die Eingestellten Parameter sind dabei wie bereits erwähnt für den gesamten Betriebsbereich konstant. Das Druck- und Temperaturniveau der ND-AGR ist in Abbildung 7.15 dargestellt.



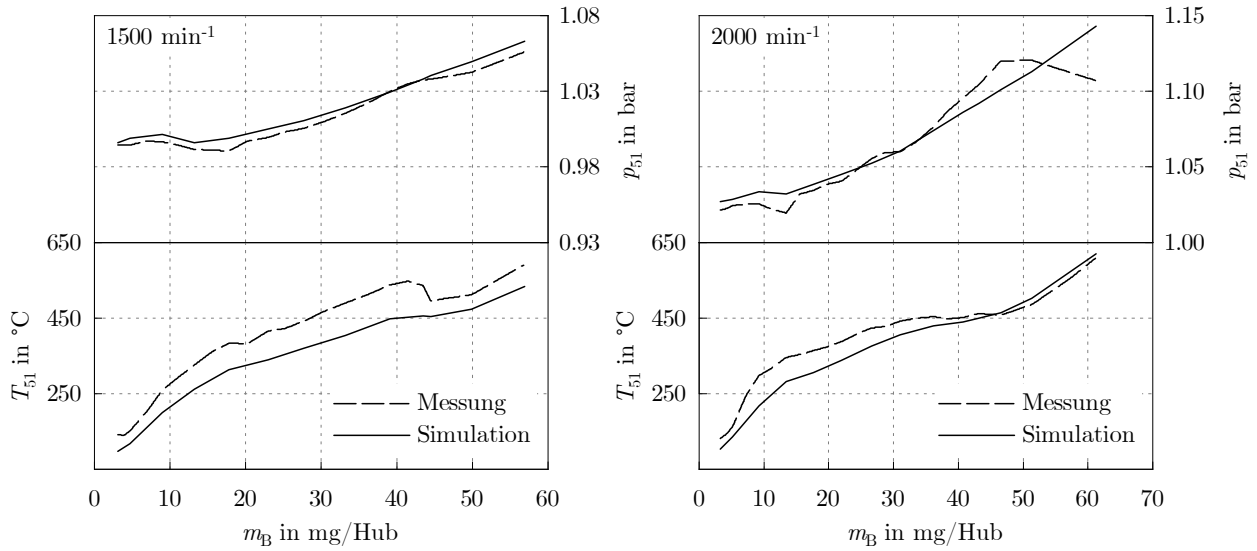


Abbildung 7.14: Gaszustand im Abgasnachbehandlungssystem

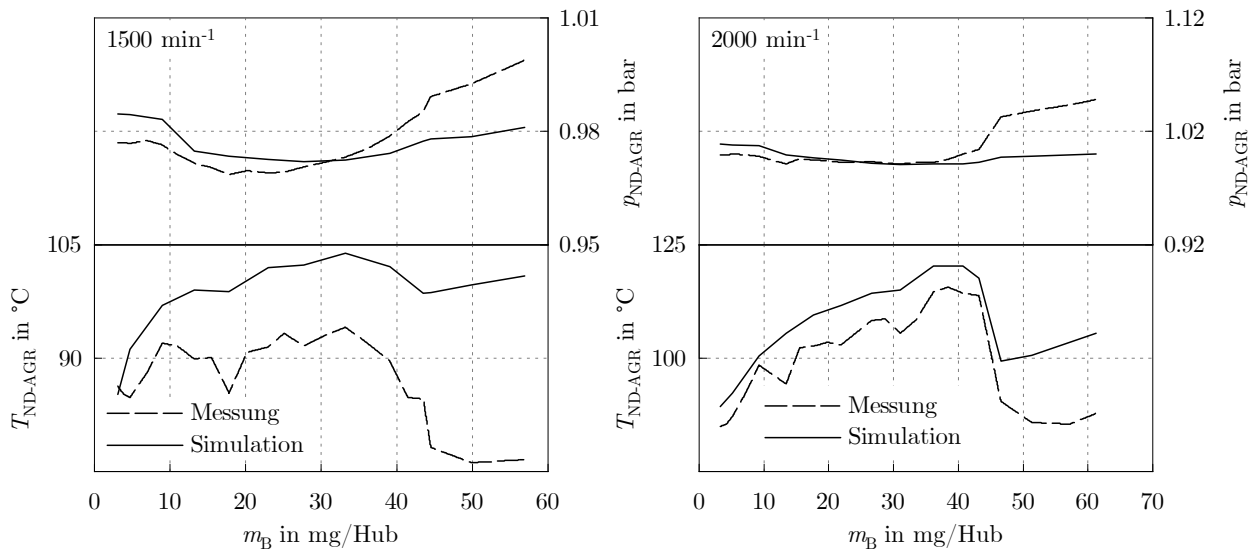
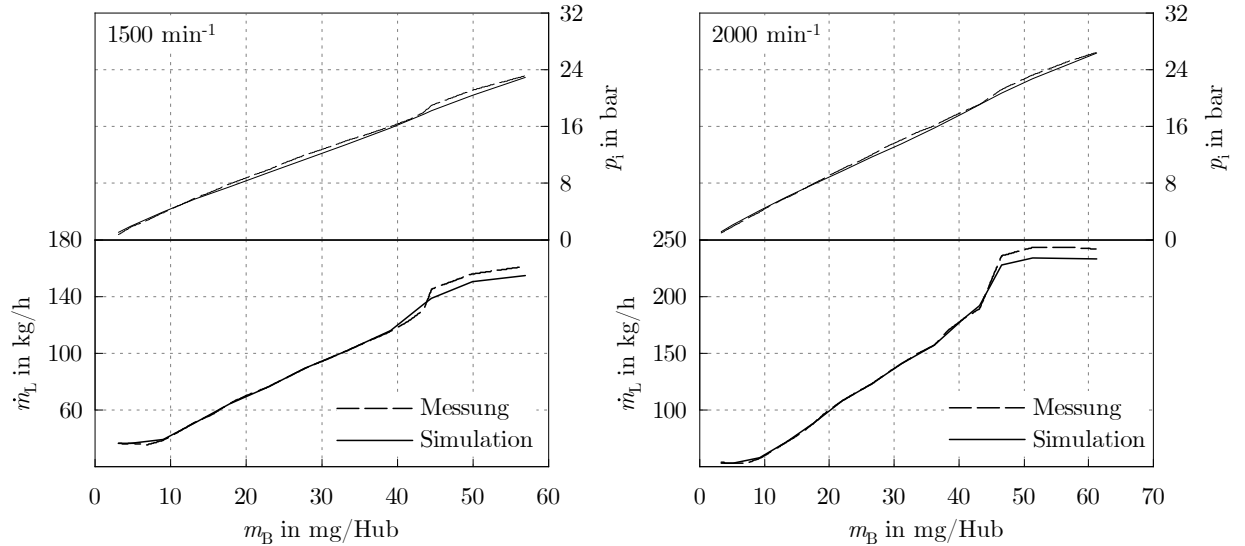


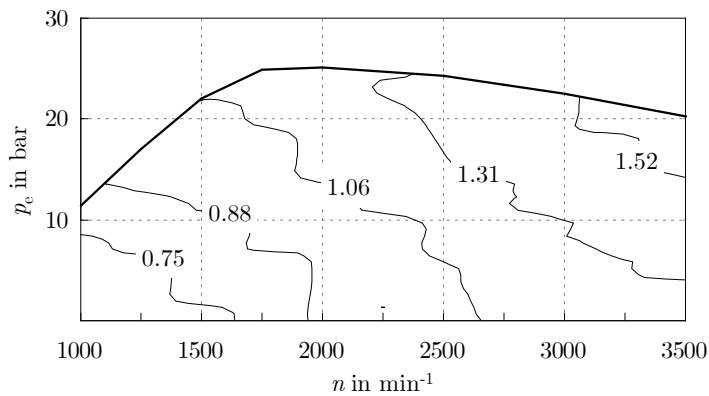
Abbildung 7.15: Gaszustand ND-AGR

In der Teillast wird wie bereits an der Vollast durch die iterative Vorgehensweise eine durchaus hohe Übereinstimmung am Luftmassenstrom und indiziertem Mitteldruck erreicht (Abbildung 7.16).



**Abbildung 7.16:** Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$  und indizierter Mitteldruck  $p_i$

Der effektive Mitteldruck unterscheidet sich durch mechanische Verluste (Ventiltrieb, Kurbeltrieb und Nebenaggregate) vom indizierten Mitteldruck. Der Reibmitteldruck (Abbildung 7.17) wird aus der stationären Messung am Prüfstand durch Bildung der Differenz zwischen indiziertem und effektivem Mitteldruck ermittelt und dem Simulationsmodell übergeben. Aussagen über Kaltstarteigenschaften sind daher nur bedingt möglich.



**Abbildung 7.17:** Reibmitteldruck  $p_f$  in bar

## 7.2 Instationäre Abstimmung

Die stationäre Abstimmung ist durch sehr geringe Bauteilmassen gekennzeichnet. Damit wird der stationäre Zustand rasch erreicht. Die thermische Trägheit stellt bei der instationären Abstimmung eine essentielle Randbedingung dar. Das instationäre Verhalten wird mit Lastsprüngen beurteilt. Dabei wird die Einspritzmenge bei konstanter Motordrehzahl variiert. Die Gastemperatur wird von der thermischen Trägheit im Lastsprung beeinflusst. Bei Bedarf wird die Bauteilmasse iterativ angepasst, daher stellt die Einstellung der Ersatzmassen die wichtigste Funktion während der instationären Abstimmung dar. Im Abgasnachbehandlungssystem können die Bauteilmassen nicht direkt beeinflusst werden. Es besteht jedoch die Möglichkeit die Wärmekapazität anzupassen. Das Aufwärmverhalten der Brennraumwandtemperatur im Lastsprung ist in Abbildung 7.18 dargestellt. Durch Anpassen der Ersatzmassen wird ein gleichmäßiger Temperaturanstieg erreicht. Bei geringen Motorlasten besitzen die Komponenten in etwa dasselbe Temperaturniveau.

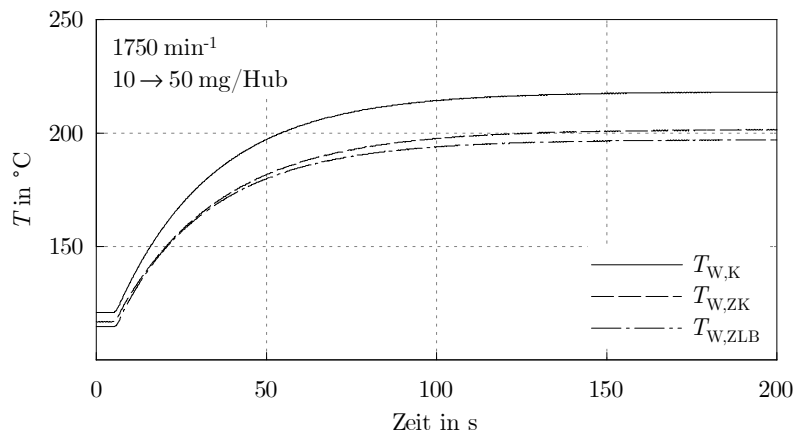


Abbildung 7.18: Brennraumwandtemperatur Lastsprung

Das Druckverhältnis am Verdichter wird in der Simulation aus der Turboladerdrehzahl und dem aktuellen Massenstrom gebildet. Der Ladedruck ist daher von der Turboladerdrehzahl und dem Druckverlust in der Saugleitung abhängig. Im Lastsprung wird eine hohe Übereinstimmung erreicht (Abbildung 7.19). Die Luftmenge sowie der indizierte Mitteldruck stellen wiederum eine wichtige Randbedingung dar (Abbildung 7.20).

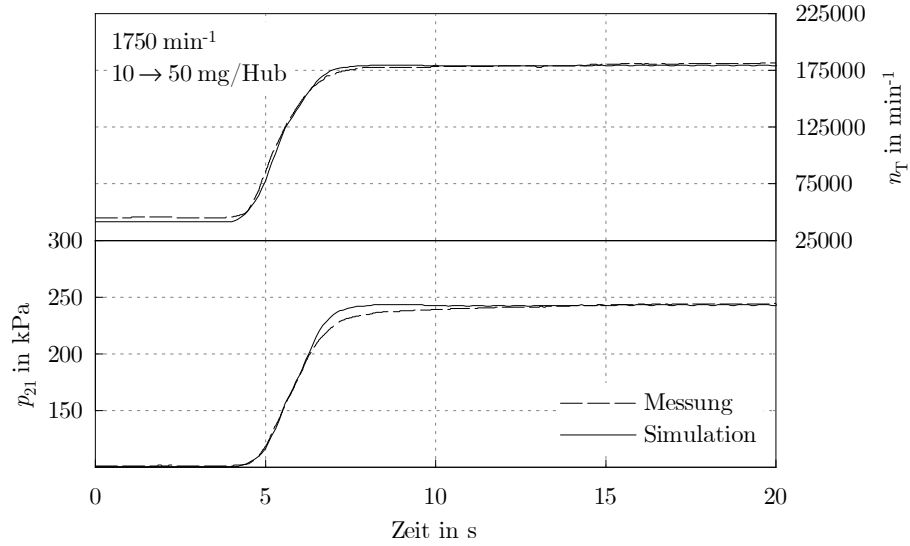


Abbildung 7.19: Ladedruck  $p_{21}$  und Turboladerdrehzahl  $n_T$

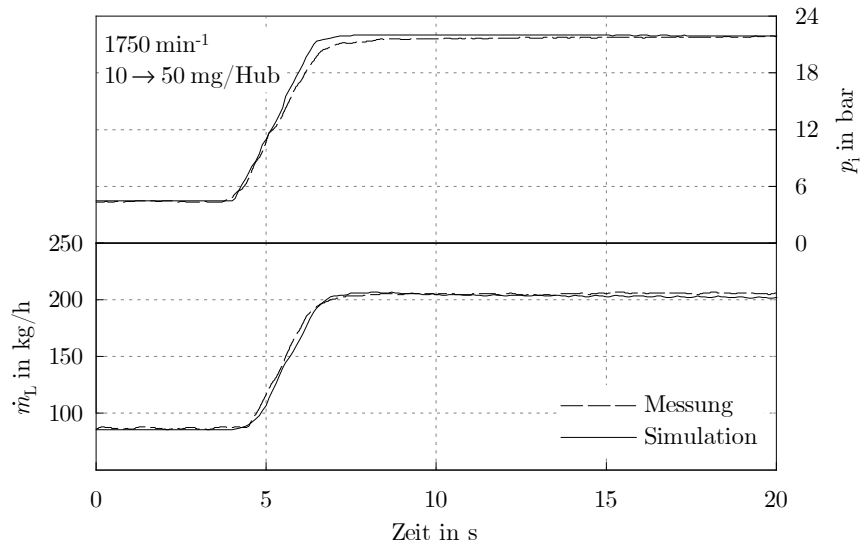
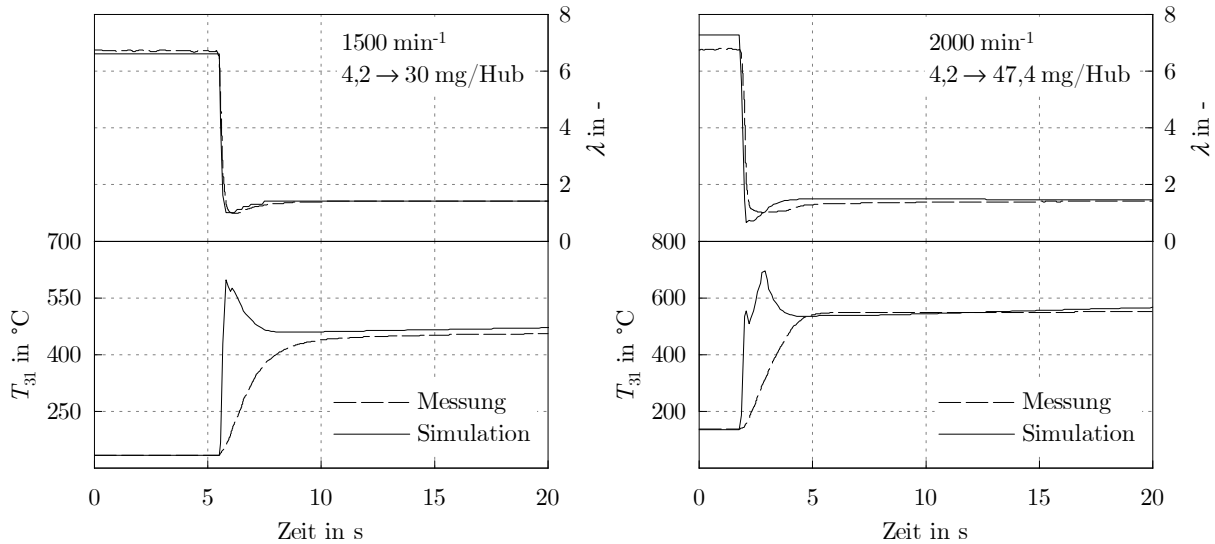


Abbildung 7.20: Luftmenge  $\dot{m}_L$  und indizierter Mitteldruck  $p_i$

Die Darstellung der Gastemperatur wird durch die thermische Trägheit der Temperatursensorik beeinflusst. Der Temperaturverlauf im Abgaskrümmen ist dabei von besonderer Bedeutung. Der Lastwechsel verursacht durch ein kurzfristig geringes Luftverhältnis einen starken Anstieg der Abgastemperatur (Abbildung 7.21). Die Sensortemperatur nähert sich dabei erst nach einiger Zeit der Gastemperatur an.



**Abbildung 7.21:** Temperaturverlauf im Abgaskrümmen  $T_{31}$  und Luftverhältnis  $\lambda$

Die thermische Trägheit der Temperatursensorik wird durch Sensormodelle berücksichtigt. Dabei steht ein bereits im Softwarepaket implementiertes Sensormodell zur Verfügung. Zu dem bereits vorhandenem Modell wird hierbei ein weiteres Sensormodell vorgestellt. Die Trägheit der Temperatursensorik ist durch ein verzögertes Verhalten charakterisiert. Der Temperatursensor wird daher durch ein proportional wirkendes Verzögerungsglied erster Ordnung ( $PT_1$ ) beschrieben. Dabei wird aus der Differentialgleichung des  $PT_1$ -Glieds (Gleichung 7.3) durch Übergang zu Differenzen nach der Ausgangsgröße  $y_i$  (Gleichung 7.4), mit der Rechenschrittweite  $\Delta t$  und Zeitkonstante  $T$ , aufgelöst [10].

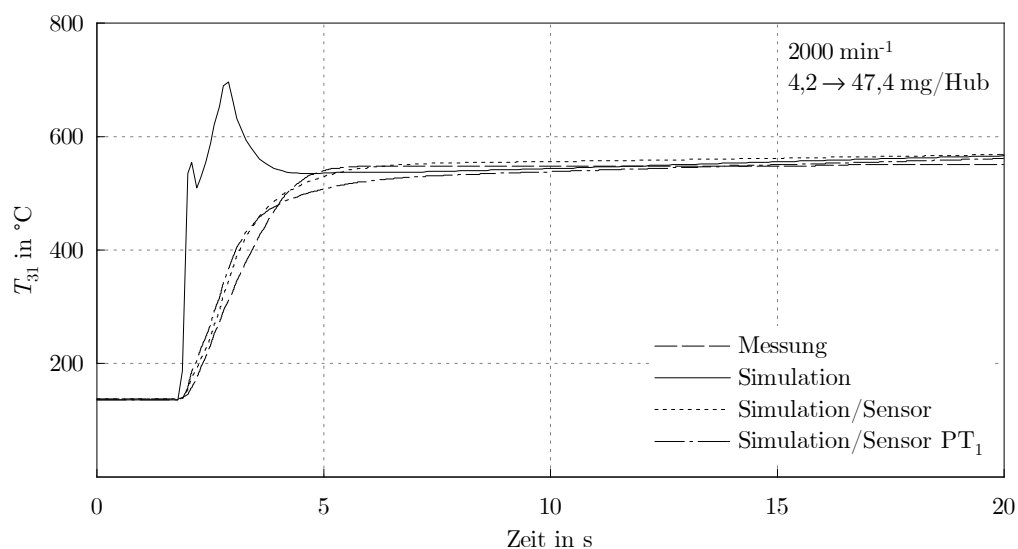
$$T \dot{y}(t) + y(t) = K u(t) \quad (7.3)$$

$$y_i = \frac{1}{\frac{T_i}{\Delta t} + 1} \left[ u_i + \frac{T_i}{\Delta t} y_{i-1} \right] \quad (7.4)$$

Die stationäre Verstärkung  $K$  wird dabei vernachlässigt. Die Zeitkonstante  $T_i$  ist vom Sensordurchmesser  $d_s$  und der Strömungsgeschwindigkeit  $v_G$  abhängig [10].

$$T_i = c \frac{d_S^{1,5}}{\sqrt{v_G}} \quad (7.5)$$

Die Konstante  $c$  wird während eines beliebigen Lastsprungs empirisch ermittelt. Damit wird die thermische Trägheit der Temperatursensorik durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung beschrieben. Der Vergleich zwischen den Sensormodellen ist in Abbildung 7.22 dargestellt.



**Abbildung 7.22:** Vergleich der thermischen Trägheit der Sensormodelle

# 8 Systemsimulation

Das stationär sowie instationär abgestimmte Simulationsmodell findet abschließend Anwendung in Fahrzyklen. Dabei werden die Zyklen WLTC und RTS 95 betrachtet. Die Simulationsergebnisse werden wiederum mit der Messung verglichen. Im Fahrzyklus wird grundsätzlich festgelegt unter welchen Bedingungen ein Fahrzeug betrieben wird. Der WLTC ist seit September 2017 ein wesentlicher Bestandteil der Abgasnorm und somit für die Zulassung eines Neufahrzeugs entscheidend. Der RTS 95 bildet im Vergleich einen hochdynamischen Betrieb ab. Die Fahrzyklen sind in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit vorgegeben (Abbildung 8.1 ).

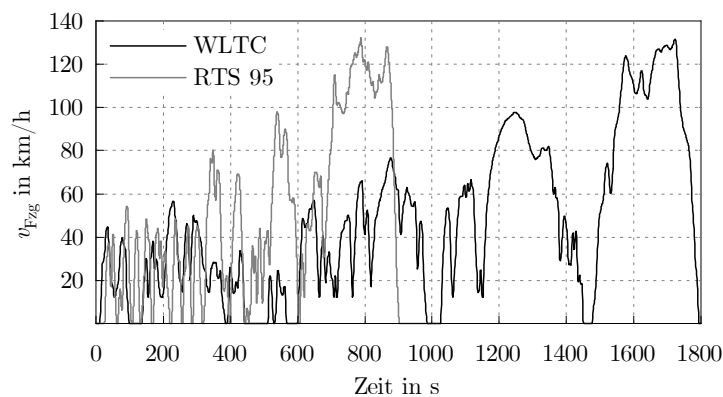
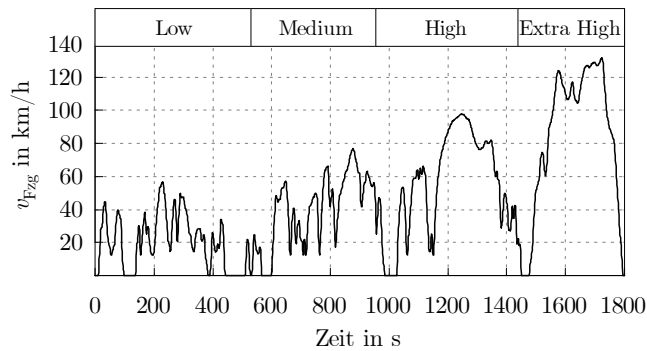


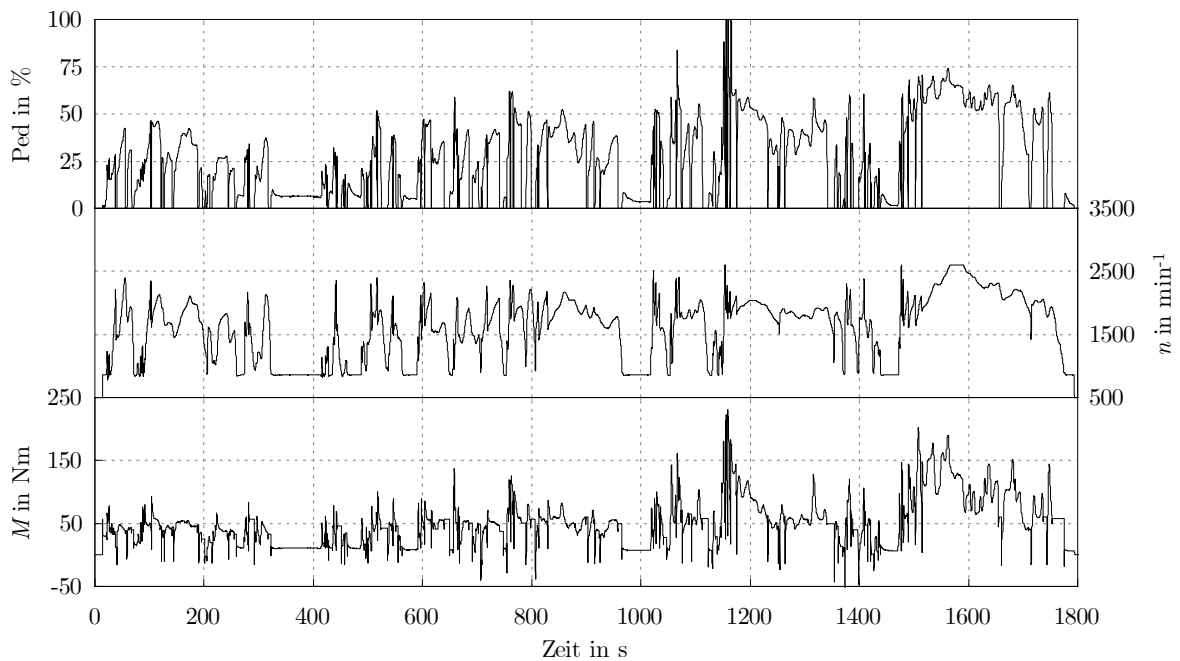
Abbildung 8.1: Geschwindigkeitsprofil WLTC und RTS 95

## 8.1 Zyklussimulation WLTC

Der WLTC besitzt eine gesamte Zyklusdauer von 1800 Sekunden. In der Gesetzgebung existieren weitere Abstufungen des WLTC. Dabei werden die zulässige Fahrzeughöchstgeschwindigkeit und das Leistungsgewicht berücksichtigt. In der vorliegenden Arbeit findet der WLTC Klasse 3b Anwendung (Abbildung 8.2). Dieser ist für Fahrzeuge mit einem Leistungsgewicht  $> 34 \text{ W/kg}$  gültig. Der Zyklus wird unterteilt in Low-, Medium-, High-, und Extra High-Anteil.

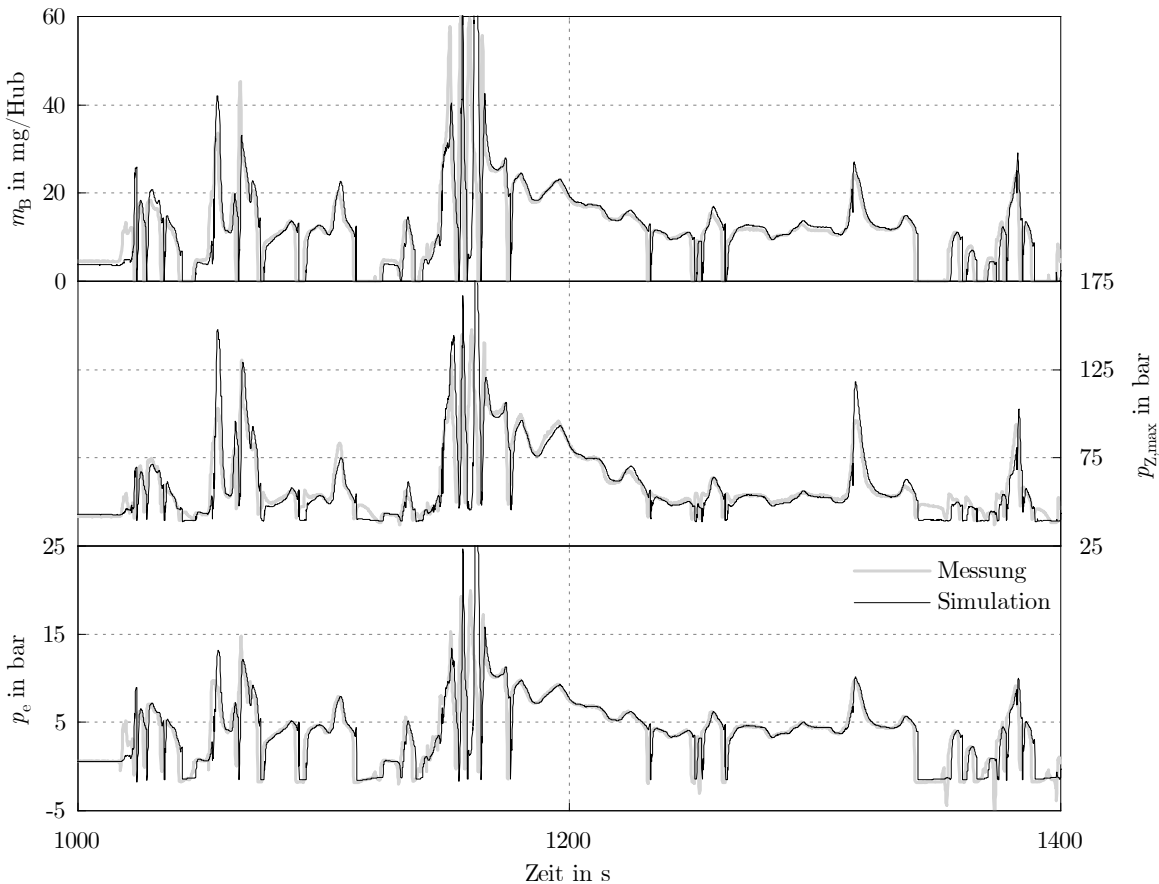
**Abbildung 8.2:** WLTC Klasse 3b

Der Zyklussimulation sind Motordrehmoment  $M$ , Motordrehzahl  $n$  und Pedalstellung  $\text{Ped}$  vorzugeben (Abbildung 8.3). Die Leistungsanforderung ist dabei hauptsächlich von Fahrzeuggesamtgewicht und Fahrwiderständen abhängig. Der erforderliche Luftmassenstrom und Ladedruck sind in Kennfeldern hinterlegt. Der Ladedruck wird der Messung entnommen und dem Simulationsmodell übergeben. Damit ist der Ladedruck unabhängig vom stationär ermittelten Ladedruckkennfeld und die Simulation erfolgt unter selben Bedingungen.

**Abbildung 8.3:** WLTC



Im Zyklusbetrieb findet keine weitere Anpassung der Parameter statt. Die Simulationsgüte ist grundsätzlich von der Modellierungstiefe abhängig, daher ist es nicht möglich jeden Betriebspunkt mit der Messung in Übereinstimmung zu bringen. Der effektive Mitteldruck zeigt trotz stationär abgeleiteten Reibmitteldruck eine Übereinstimmung im Zyklus. Der maximale Zylinderdruck ist grundsätzlich von der Qualität der hinterlegten Brennverläufe und der Einspritzmengenregelung abhängig (Abbildung 8.4).



**Abbildung 8.4:** effektiver Mitteldruck  $p_e$ , maximaler Zylinderdruck  $p_{Z,max}$  und Einspritzmenge  $m_B$

Die Brennraumwandtemperaturen sind in Abbildung 8.5 dargestellt. Der Kolben weist dabei das höchste Temperaturniveau auf. Der Luftmassenstrom wird mit geringen Abweichungen wiedergegeben (Abbildung 8.6). Die Abweichung der Frischluftmenge beeinflusst hauptsächlich das Luftverhältnis. Das Druckniveau in der Ansaugbrücke ist abhängig vom Verdichter und Druckverlust im Ladungskühler.

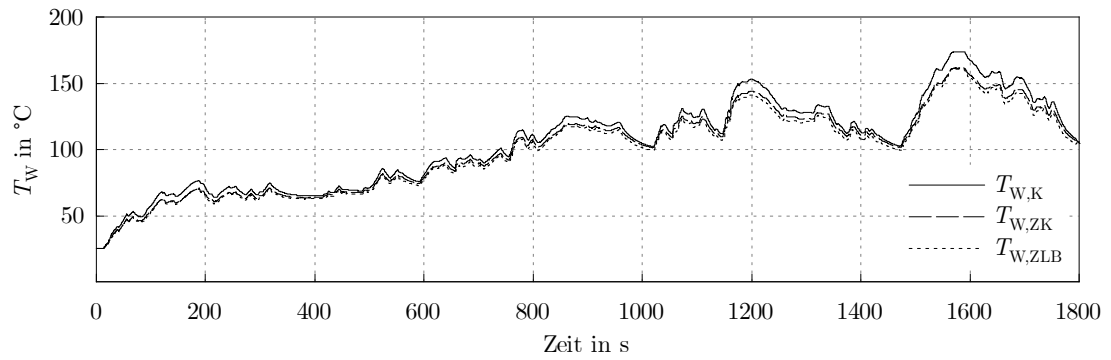


Abbildung 8.5: Wandtemperatur

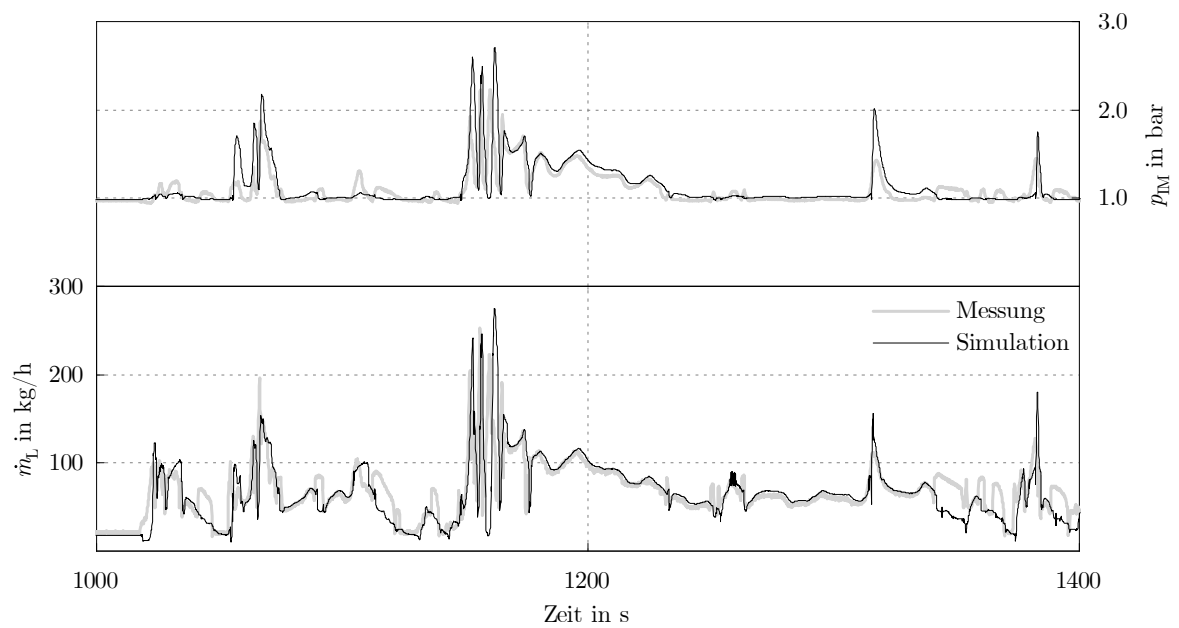
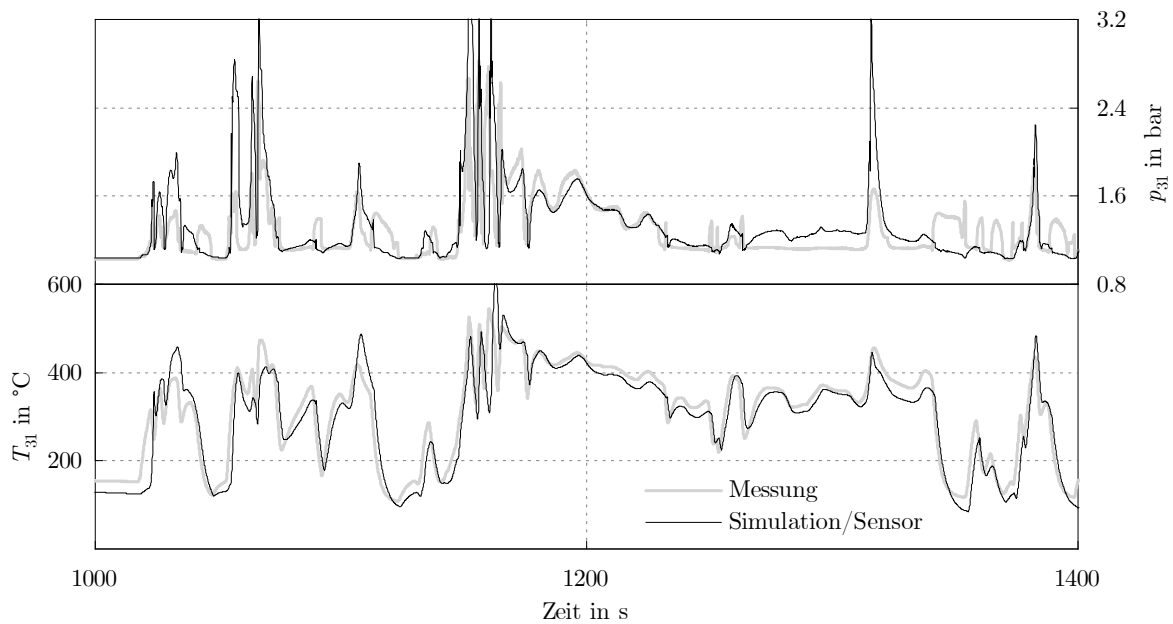
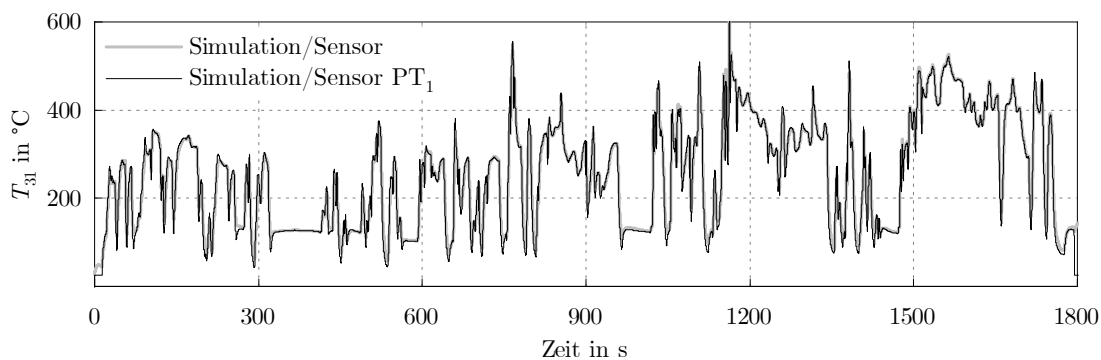


Abbildung 8.6: Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$  und Ladedruck  $p_{IM}$

Der Zustand im Abgaskrümmer ist in Abbildung 8.7 dargestellt. Die Abweichungen am Druckniveau werden überwiegend durch die VTG-Stellung verursacht. Der Wärmeübergang am Abgaskrümmer beeinflusst hauptsächlich das Enthalpiegefälle. Die VTG schließt bei Bedarf um den erforderlichen Ladedruck aufrechtzuerhalten. Die Trägheit der Temperatursensorik ist hierbei durch den bereits im Softwarepaket vorhandenen Sensor berücksichtigt. Der entwickelte Temperatursensor folgt dem simulierten Temperaturniveau mit guter Näherung (Abbildung 8.8).

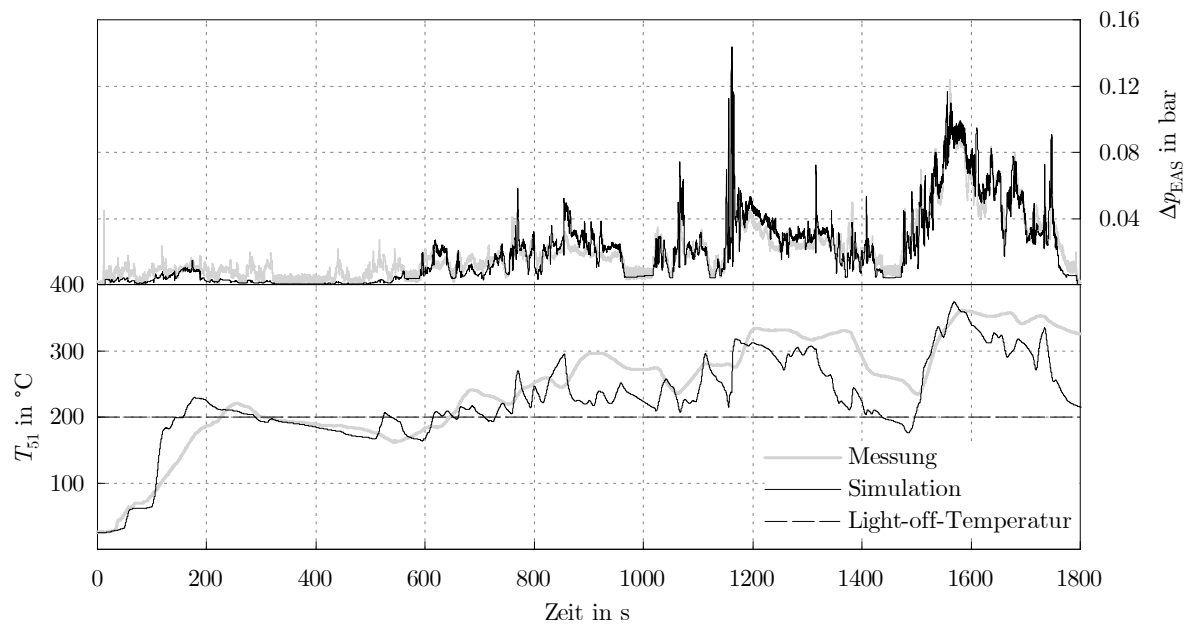


**Abbildung 8.7:** Gaszustand im Abgaskrümmer



**Abbildung 8.8:** Vergleich der simulierten Sensortemperaturen

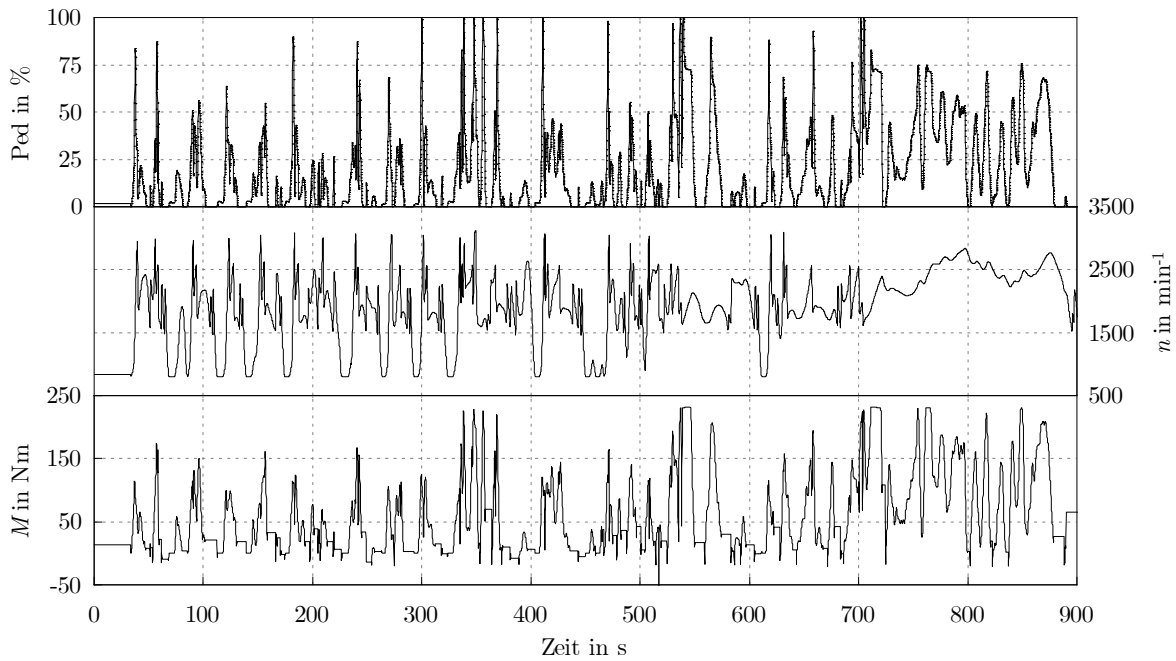
Die Light-off-Temperatur ist maßgebend für die Schadstoffkonvertierung im Oxidationskatalysator. Die thermische Trägheit des Katalysators beeinflusst die Gastemperatur. Das Temperaturniveau im Abgasnachbehandlungssystem ist in Abbildung 8.9 dargestellt. Der Einfluss chemischer Reaktionen auf die Gastemperatur wird aufgrund der Modellierungstiefe nicht berücksichtigt. Die thermische Trägheit von Abgaskrümmen und Turbinengehäuse beeinflusst die Light-off-Temperatur. Der Druckverlust  $\Delta p_{EAS}$  im Abgasnachbehandlungssystem wird durch den Oxidationskatalysator und den Dieselpartikelfilter verursacht.



**Abbildung 8.9:** Temperaturniveau  $T_{51}$  und Druckverlust  $\Delta p_{EAS}$  im Abgasnachbehandlungssystem

## 8.2 Zyklussimulation RTS 95

Der RTS 95 repräsentiert einen möglichst realen aggressiven Fahrbetrieb. Anwendung findet dieser Zyklus vor allem in der Fahrzeugentwicklung bei der Verifizierung der RDE Gesetzgebung. Die Zyklusdauer beträgt 886 Sekunden. Das Simulationsmodell benötigt wie bereits der WLTC die Vorgabe von Motordrehmoment  $M$ , Motordrehzahl  $n$  und Pedalstellung  $Ped$  (Abbildung 8.10).

**Abbildung 8.10: RTS 95**

Durch die hohe Dynamik im Zyklus wird die Ladedruckregelung beeinflusst. Dies führt zu kurzfristigen Spitzen im Luftmassenstrom (Abbildung 8.11). Im Zyklus reagiert die VTG bei geringen Ladedruckanforderungen träge wodurch das Druckniveau im Abgaskrümmer beeinflusst (Abbildung 8.12) wird.

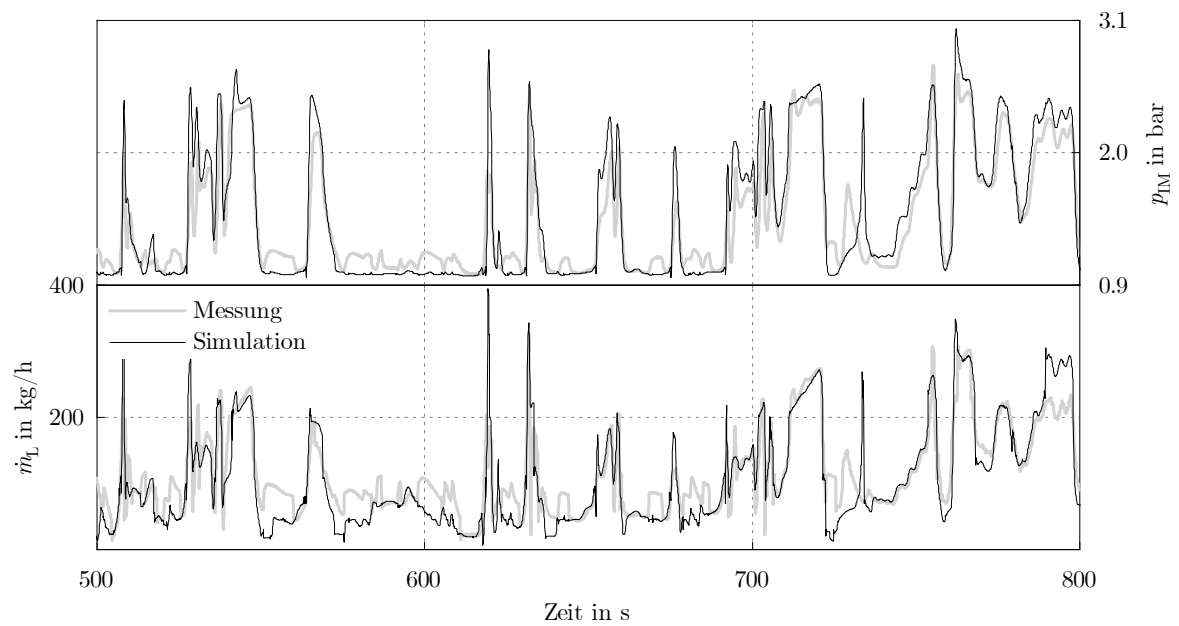


Abbildung 8.11: Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$  und Ladedruck  $p_{IM}$

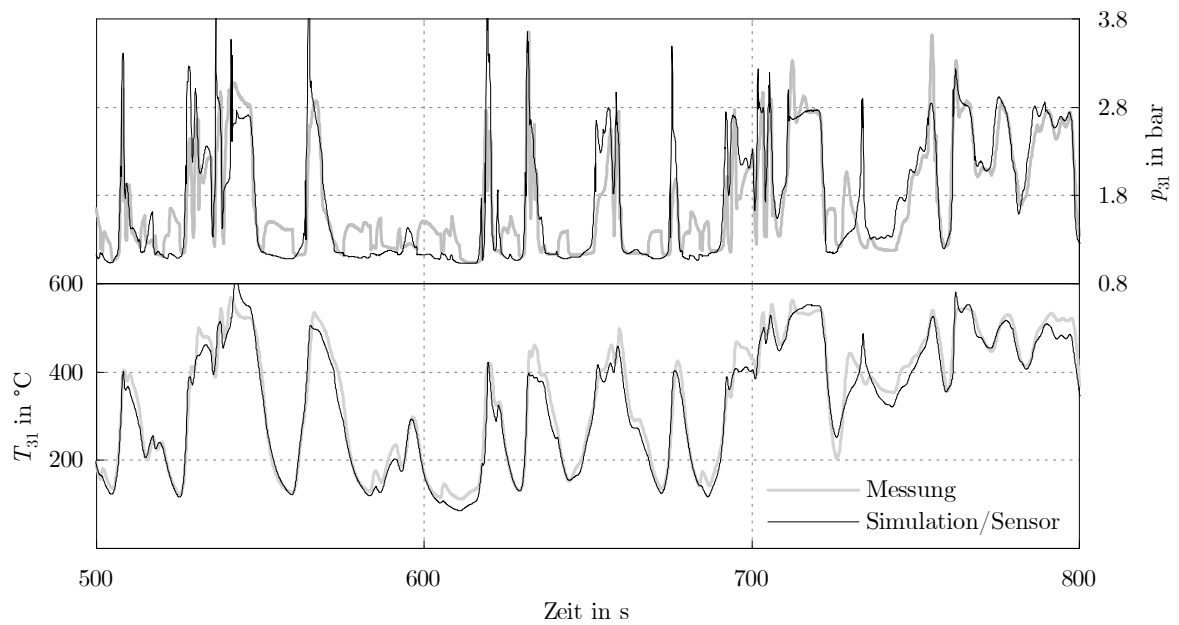
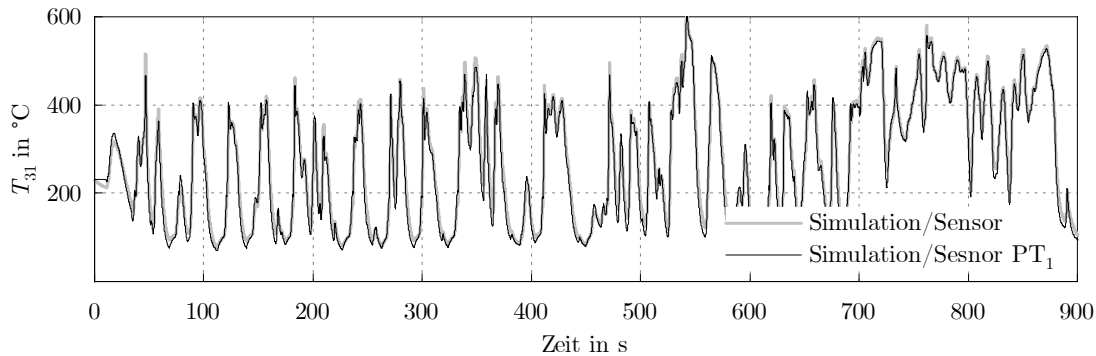


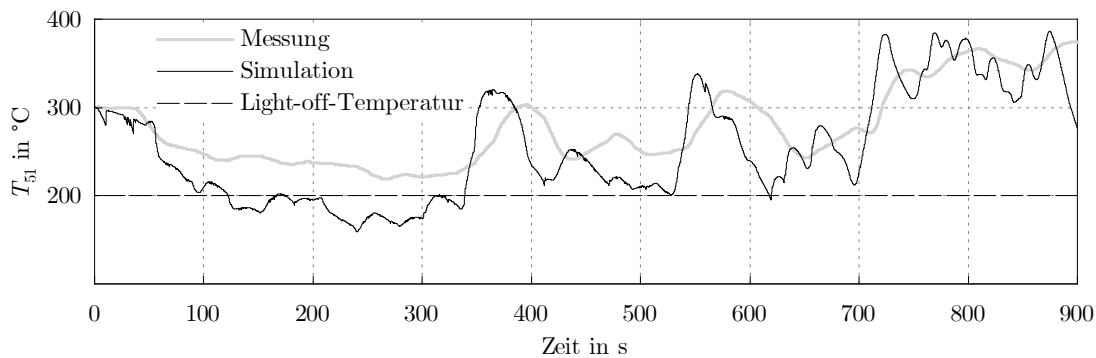
Abbildung 8.12: Gaszustand im Abgaskrümmer

Der Vergleich zwischen den Sensormodellen im Abgaskrümmer ist in Abbildung 8.13. Die Verbrennungskraftmaschine weist bereits vor Testbeginn Betriebstemperatur auf, daher wird eine entsprechend hohe Abgastemperatur am Zyklusbeginn detektiert.



**Abbildung 8.13:** Vergleich der simulierten Sensortemperaturen

Die Gastemperatur im Abgasnachbehandlungssystem wird im RTS 95 mit Abweichungen wiedergegeben (Abbildung 8.14). Die Temperaturdifferenz wird auf die Abstimmung der Wärmeübergänge am Abgasnachbehandlungssystem zurückgeführt. Die eingestellten Parameter sind immer für den gesamten Betriebsbereich gültig, daher ist es nicht immer möglich die Simulation mit der Messung in Übereinstimmung zu bringen.



**Abbildung 8.14:** Temperaturniveau im Abgasnachbehandlungssystem

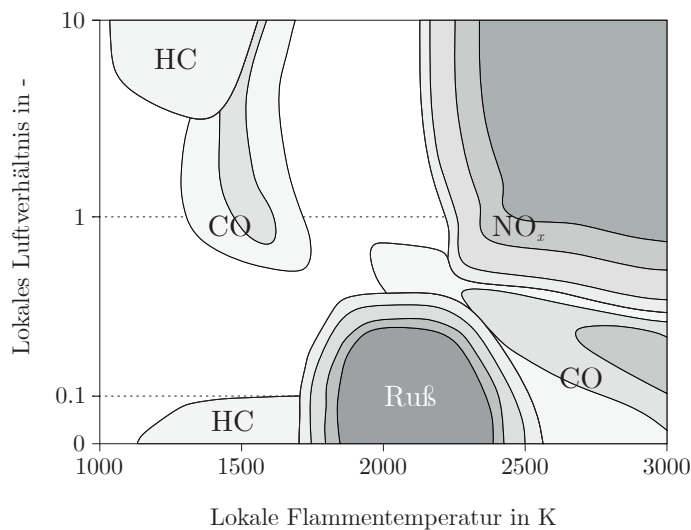




# 9 Schadstoffbildung und Abgasanalyse

## 9.1 Schadstoffbildung

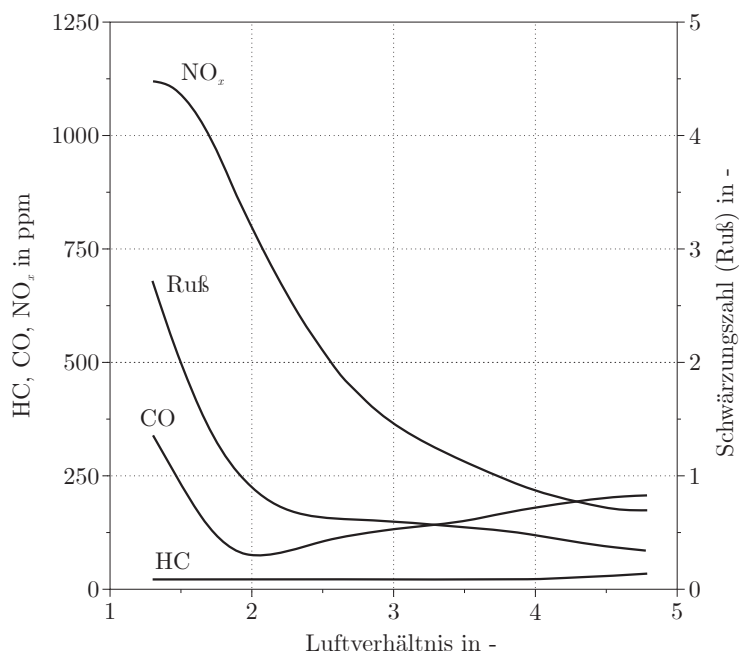
Die vollständige Verbrennung von Kohlenwasserstoffverbindungen führt zur Bildung von Kohlenstoffdioxid  $\text{CO}_2$  und Wasserdampf  $\text{H}_2\text{O}$ . Bei der unvollständigen (realen) Verbrennung treten zusätzlich Kohlenstoffmonoxid  $\text{CO}$ , unverbrannte Kohlenwasserstoffe  $\text{HC}$ , Stickstoffoxide  $\text{NO}_x$  sowie Partikel und Ruß auf. Die Schadstoffbildung ist grundsätzlich von Verbrennungstemperatur und lokalem Luftverhältnis abhängig (Abbildung 9.1). Ein geringes Luftverhältnis führt zu steigenden  $\text{CO}$ - und Rußemissionen durch Luftmangel. Die  $\text{NO}_x$ -Emissionen entstehen überwiegend bei lokalem Luftüberschuss und hohen Temperaturen. Die Bildung von  $\text{HC}$  wird grundsätzlich auf eine unvollständige Verbrennung im mageren Bereich und in Wandnähe zurückgeführt.



**Abbildung 9.1:** Lambda-Temperatur-Kennfeld (eigene Darstellung in Anlehnung an [7])

Das Niveau der Schadstoffkonzentration in Abhängigkeit vom Luftverhältnis ist in Abbildung 9.2 dargestellt. Der Dieselmotor wird grundsätzlich mit Luftüberschuss betrieben. Die  $\text{HC}$ - und  $\text{CO}$ -Emissionen liegen daher bereits auf einem niedrigen Niveau. Der AGR-Betrieb verursacht einen Anstieg der  $\text{HC}$ - und  $\text{CO}$ -Emissionen. Durch Einsatz eines Oxidationskatalysators werden diese unter gesetzlich geltende Abgasgrenzwerte gebracht. Die  $\text{NO}_x$ -Reduktion stellt nach wie vor eine Herausforderung dar. Durch

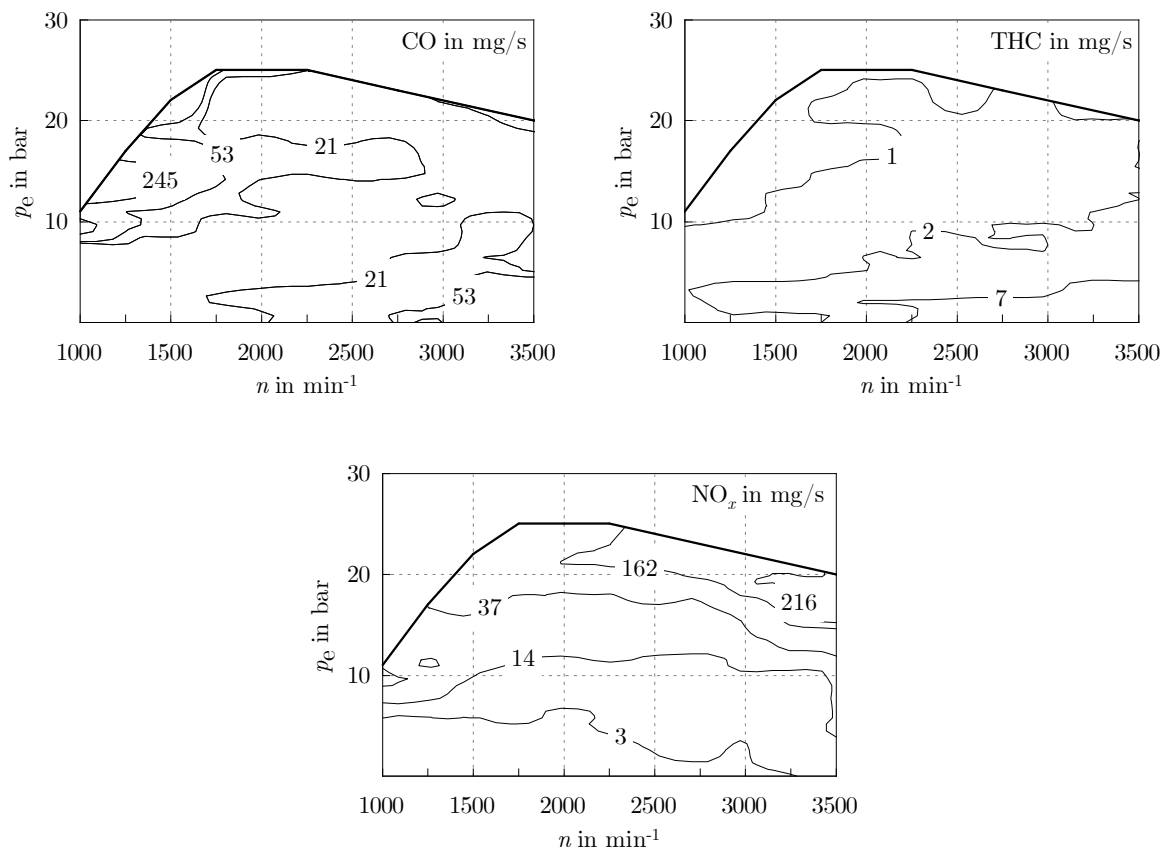
innermotorische Maßnahmen (AGR) wird die  $\text{NO}_x$ -Bildung reduziert. Eine weitere Reduktion ist durch Einsatz der selektiven katalytischen Reduktion (SCR) möglich. Die entstehende Rußmenge wird im Partikelfilter eingelagert und bei entsprechendem Füllzustand abgebrannt.



**Abbildung 9.2:** Schadstoffkonzentration in Abhängigkeit vom Luftverhältnis (eigene Darstellung in Anlehnung an [7])

## 9.2 Abgasanalyse

Die Schadstoffbildung wird in der Simulation aufgrund der Modellierungstiefe nicht berücksichtigt, daher wird mit einer entsprechenden Methode die Schadstoffmenge im Fahrzyklus untersucht. Die Grundlage bilden stationäre Emissions-Messungen am Motorauslass. Die gemessenen Emissionen werden linear interpoliert und bei Bedarf extrapoliert. Damit wird der gesamte Betriebsbereich für CO-, THC- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen dargestellt (Abbildung 9.3).



**Abbildung 9.3:** Emissionskennfelder

Die aktuelle Schadstoffkonzentration wird in Abhängigkeit der aktuellen Motordrehzahl  $n$  und effektiven Mitteldruck  $p_e$  mit einem Zeitschritt von 0,1 Sekunden aus den Emissionskennfeldern ermittelt. Der Betriebsbereich der betrachteten Zyklen ist durch eine Vielzahl an Betriebspunkten in Abbildung 9.4 dargestellt. Dabei ist eine erhöhte Last- und Drehzahlanforderung im RTS 95 erkennbar.

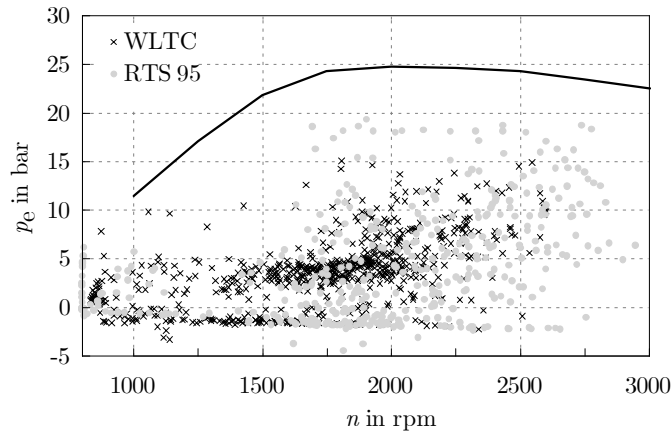


Abbildung 9.4: Betriebspunkte WLTC und RTS 95

Der Versuchsträger wird bereits vor Zyklusbeginn durch Vorkonditionierung auf Betriebstemperatur gebracht. Die Schadstoffbildung wird daher nur bedingt vom Kaltstart beeinflusst. Die Ergebnisse werden über die Zyklusdauer kumuliert dargestellt.

### 9.2.1 Ergebnisse der Abgasanalyse

Im WLTC ist bis kurz vor Sekunde 1200 eine Übereinstimmung der CO-Emissionen erkennbar (Abbildung 9.5). Die kurzfristig hohe Lastanforderung führt zu einem raschen Anstieg von CO und schlussendlich zu einer Abweichung von annähernd 20 %. Die Dynamik im RTS 95 verursacht eine hohe Abweichung.

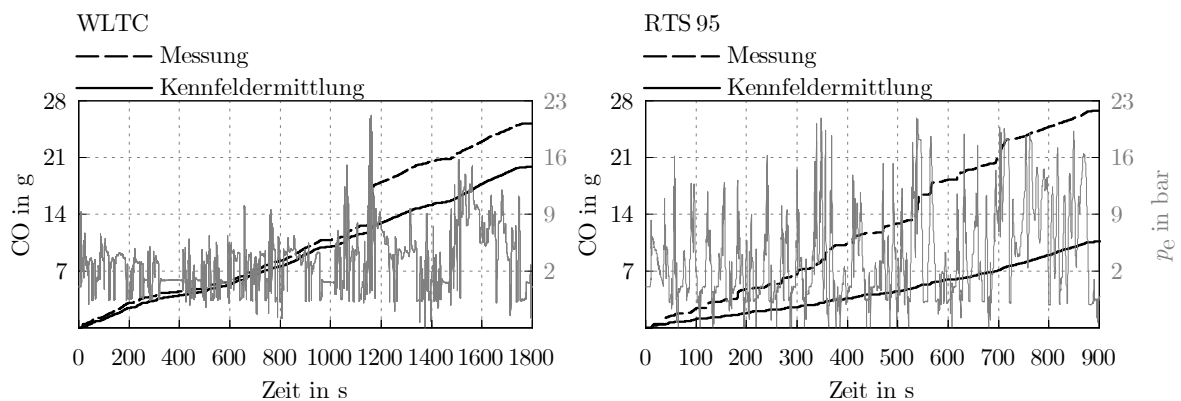
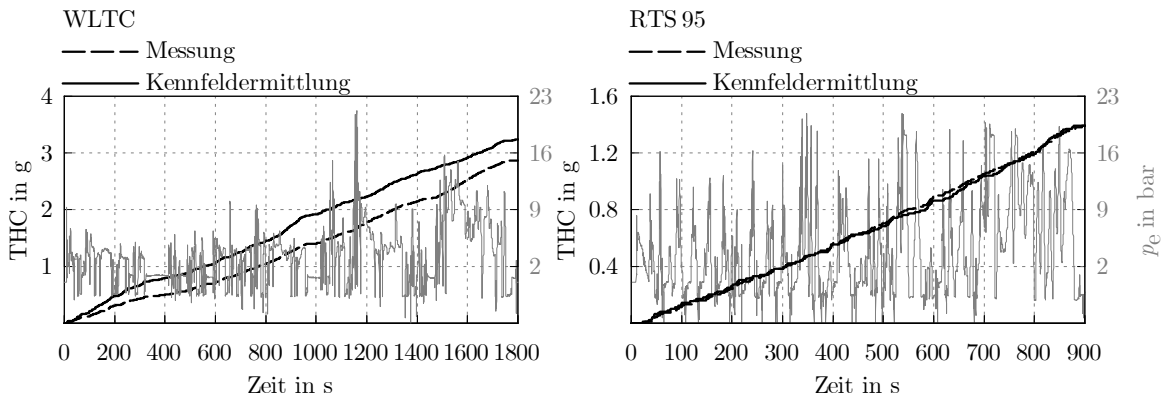


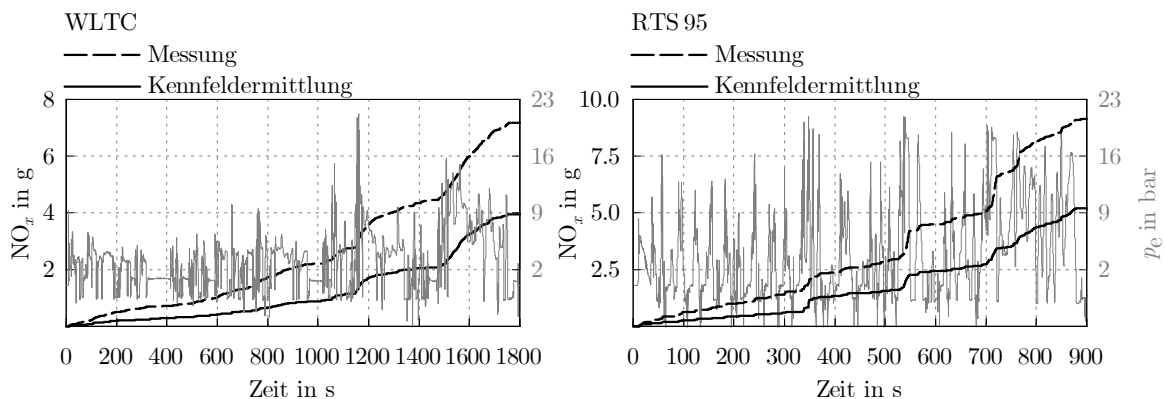
Abbildung 9.5: kumulierte CO Emissionen im WLTC und RTS 95

Die HC-Emissionen werden bei beiden Zyklen mit geringer Abweichung im WLTC wiedergegeben (Abbildung 9.6). Eine hohe Übereinstimmung ist im RTS 95 erkennbar.



**Abbildung 9.6:** kumulierte THC Emissionen im WLTC und RTS 95

Die  $\text{NO}_x$ -Emissionen zeigen Abweichungen in beiden Zyklen mit etwa 45% (Abbildung 9.7). Die hohe Abweichung wird auf die Dynamik im jeweiligen Zyklus zurückgeführt. Die Kraftstoffmenge wird beim Beschleunigungsvorgang kurzfristig bis zur Rauchgrenze erhöht. Damit steigt das Temperaturniveau im Brennraum an und begünstigt die  $\text{NO}_x$ -Bildung.



**Abbildung 9.7:** kumulierte  $\text{NO}_x$  Emissionen im WLTC und RTS 95

Mit der vorgestellten Methode wird eine hohe Übereinstimmung der HC-Emissionen erreicht. Die Methode ist jedoch für  $\text{CO}$ - und  $\text{NO}_x$ -Emissionen nicht geeignet.



# 10 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird die Ladungswechselsimulation mit dem Softwarepaket AVL CRUISE<sup>TM</sup>M vorgestellt. Der Versuchsträger verfügt über eine Variable Turbinengeometrie sowie Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung. Die Regelung findet mit PI-Reglern statt. Die Parametrierung der Regelungsstruktur erfolgt grundsätzlich durch eine iterative Vorgehensweise. Der Verbrennungsprozess wird durch die nulldimensionale Motorprozessrechnung abgebildet. Der Brennraum wird durch eine Zone (Einzonenmodell) beschrieben. Die stationäre und instationäre Abstimmung des Simulationsmodells wird mit Prüfstandsmessungen durchgeführt. Dabei wird vorerst ein stationärer Vergleich an der Volllast vorgenommen. Das Druck- und Temperaturniveau im Gas wird dabei untersucht. Die Abstimmung ist grundsätzlich ein iterativer Prozess. Dabei werden Wärmeübergang und Druckverlust an den Komponenten bei Bedarf angepasst. Am thermischen Motormodell wird die Wand- bzw. Oberflächentemperatur durch Modifikation der Wärmeübergänge eingestellt. Dabei wird der Wärmeübergang an die Brennraumwand sowie der Wärmetransport an das Kühlmedium berücksichtigt. Durch den Abgleich mit Lastschnitten wird eine Abstimmung im gesamten Betriebsbereich ermöglicht. Das instationäre Verhalten wird durch Lastsprünge verifiziert. Dabei ist die thermische Trägheit der Komponenten von besonderer Bedeutung. Das Abgestimmte Simulationsmodell findet schließlich Anwendung im Fahrzyklus. Dabei werden die Zyklen WLTC und RTS 95 betrachtet. In beiden Zyklen werden hohe Übereinstimmungen mit den Messdaten erreicht. Im Abgasnachbehandlungssystem kommt es aufgrund der Abstimmung zu geringen Abweichungen im Temperaturniveau. Die Schadstoffbildung im Zyklus wird aus stationären Messdaten ermittelt. Dabei werden für die Schadstoffkomponenten Emissionskennfelder erstellt. Dabei zeigen Stickstoffoxide und Kohlenmonoxid eine starke Abhängigkeit vom aktuellen Lastzustand wodurch hohe Abweichungen auftreten.

Am Simulationsmodell können etliche Änderungen vorgenommen werden. Durch das Einzonenmodell wird die Schadstoffbildung während der Verbrennung nicht berücksichtigt. Die Schadstoffumsetzung findet daher im Abgasnachbehandlungssystem nicht statt. Durch Änderung der Modellierungstiefe am Motorprozess kann die Schadstoffmenge ermittelt werden. Das Abgasnachbehandlungssystem kann beliebig erweitert werden. Damit können Systeme für zukünftige Emissionsgrenzwerte untersucht werden. Die Hybridisierung des Antriebsstrangs erfordert eine Untersuchung der Interaktion zwischen VKM und Elektroantrieb. Die Systeme können in ein Gesamtfahrzeugmodell implementiert werden.





# Literaturverzeichnis

- [1] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009
- [2] AVL List GmbH: „*CRUISE M User Manual*“, 2017
- [3] Brenn, G., Meile, W.: „*Strömungslehre und Wärmeübertragung I*“, Skriptum, Technische Universität Graz, 2015
- [4] Ghebru, D.: „*Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug*“, Logos Verlag Berlin GmbH, 2013
- [5] Beulshausen, J.: „*Thermomanagement als Maßnahme zur Reibungsreduktion von Verbrennungsmotoren*“, Dissertation, Technische Hochschule Aachen, 2012
- [6] Constantinescu-Simon, L.: „*Handbuch elektrische Energietechnik*“, Springer Fachmedien Wiesbaden, 1996
- [7] Tschöke, H., Mollenhauer, K., Maier, R.: „*Handbuch Dieselmotoren*“, Springer Vieweg, 4. Auflage, 2018
- [8] Klein, P.: „*Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung für Verbrennungsmotoren*“, Dissertation, Universität Siegen, 2009
- [9] Bargende, M.: „*Berechnung und Analyse innermotorischer Vorgänge*“, Vorlesungsskript, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2005
- [10] Held, N.: „*Zylinderdruckbasierte Regelkonzepte für Sonderbrennverfahren bei Pkw-Dieselmotoren*“, Springer Vieweg, 2017
- [11] Sailer, T.: „*Experimentelle und numerische Analyse des Instationärverhaltens eines Abgasturboladers als Fahrzeugkomponente*“, Dissertation, München, 2016
- [12] Resch, A.: „*Instationäre Ladungswechselsimulation am Pkw-Dieselmotor*“, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2013
- [13] Pucher, H., Zinner, K.: „*Aufladung von Verbrennungsmotoren*“, Springer Vieweg, 4. Auflage, 2012

- [14] Schreiner, K.: *„Basiswissen Verbrennungsmotor“*, Springer Vieweg, 2. Auflage, 2014
- [15] Emmrich, T.: *„Beitrag zur Ermittlung der Wärmeübergänge in Brennräumen von Verbrennungsmotoren mit homogener und teilhomogener Energieumsetzung“*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2010
- [16] Unterguggenberger, Peter.: *„Bewertung von Wärmemanagementmaßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im Motorwarmlauf“*, Dissertation, Technische Universität Graz, 2012
- [17] Scharpf, J.: *„Modellbasierte Methodik zur Optimierung der Sensorkonfiguration am Beispiel Dieselmotor“*, Dissertation, Technische Universität München, 2011
- [18] Kiraly, A.: *„Instationäre Ladungswechselsimulation eines Pkw-Dieselmotors unter Berücksichtigung des thermischen Bauteilverhaltens“*, Masterarbeit, Technische Universität Graz, 2016
- [19] Reif, K.: *„Dieselmotor-Management im Überblick“*, Springer Vieweg, 2. Auflage, 2014
- [20] Zahn, S.: *„Arbeitsspielaufgelöste Modellbildung und Hardware-in-the-Loop-Simulation von Pkw-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung“*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2012, URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3165/>
- [21] Fritzsche, M.: *„Identifikation der relevanten Gemischbildungsparameter für Hoch-AGR-Diesel-Brennverfahren mit bestmöglichem Wirkungsgrad“*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2016
- [22] Haupt, C.: *„Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug“*, Dissertation, Technische Universität München, 2013
- [23] Isermann, R.: *„Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe“*, Vieweg+Teubner, 1. Auflage, 2010
- [24] Merker, G., Teichmann, R.: *„Grundlagen Verbrennungsmotoren“*, Springer Vieweg, 8. Auflage, 2017
- [25] van Basshuysen, R., Schäfer, F.: *„Handbuch Verbrennungsmotor“*, Springer Vieweg, 8. Auflage, 2017
- [26] Fick, M.: *„Modellbasierter Entwurf virtueller Sensoren zur Regelung von Pkw-Dieselmotoren“*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2012

- [27] Isermann, R.: „*Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH, 2003
- [28] Eiglmeier, C.: „*Phänomenologische Modellbildung des gaseitigen Wandwärmeeübergangs in Dieselmotoren*“, Dissertation, Universität Hannover, 2000
- [29] Grigoriadis, P.: „*Experimentelle Erfassung und Simulation instationärer Verdichtungsphänomene bei Turboladern von Fahrzeugmotoren*“, Dissertation, Technische Universität Berlin, 2007
- [30] Merker, G., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F.: „*Verbrennungsmotoren Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*“, B.G. Teubner Verlag, 3. Auflage, 2006
- [31] Gerstle, M.: „*Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren*“, Dissertation, Universität Hannover, 1999
- [32] Berndt, R.: „*Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren*“, Dissertation, Technische Universität Berlin, 2009
- [33] Wimmer, A.: „*Thermodynamik des Verbrennungsmotors*“, Skriptum, Technische Universität Graz, 2012