

# **Charakterisierung und Modellierung des dynamischen Betriebs eines Schiffsdieselmotors hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen**

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik  
der Universität Rostock

## **vorgelegt von**

Felix Dahms

geboren am 28.03.1988 in Teterow  
aus Rostock

**Lehrstuhl für Technische Thermodynamik**

Rostock, 2021



## **Gutachter**

Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-hc. Egon Hassel,

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik, Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz, Universität Rostock

Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, Universität Rostock

**Datum der Einreichung:** 05.01.2021

**Datum der Verteidigung:** 30.06.2021



*„Motivation ist im Kern Inspiration, das gemeinsame Ziel zum persönlichen Ziel jedes Einzelnen zu machen.“*

*Ralf „Fußball-Professor“ Rangnick*



## Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock entstanden. An dieser Stelle möchte ich verschiedenen Personen und Institutionen danken, ohne deren Zutun dieses Werk nicht zustande gekommen wäre.

An erster Stelle möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dr.-hc. Egon Hassel und Herrn Dr.-Ing. Jürgen Nocke meine Wertschätzung und meinen Dank für die Möglichkeit, an solch einem komplexen und herausfordernden Thema arbeiten zu dürfen, aussprechen. Ich danke außerdem für die Motivation zum Verfassen dieser Arbeit, die Unterstützung aber auch die Freiheiten zur Bewältigung verschiedenster Frage- und Problemstellungen. Mein Dank und meine Wertschätzung gilt außerdem Herrn Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz für die langjährige Unterstützung und die Übernahme des Koreferats.

Des Weiteren möchte ich mich bei all meinen Rostocker Kollegen bedanken. Nur durch ein solch freundschaftliches, hochmotiviertes und über die arbeitstechnischen Grenzen hinausgehendes kollegiales Miteinander ist die Erstellung einer solchen Arbeit möglich geworden. Ein besonderer Dank gilt allen wissenschaftlichen Wegbegleitern, ehemaligen und aktuellen Raumkollegen. Angefangen bei Dr.-Ing. Martin Reißig bis hinzu Michael Reska möchte ich mich für die tagtäglich angenehme Atmosphäre bedanken. Jede konstruktiv sachliche, aber zur richtigen Zeit auch zuweilen abschweifend abwechslungsreiche und unsachliche Diskussion war mir stets eine große Hilfe.

Ein Dank geht auch an Marko Püschel und Thomas Sadlowski für die begleitende Durchführung und Prüfstandsbetreuung am Prüfstand des „6M20-Schiffsdieselmotors“ der FVTR GmbH im Rahmen des vom BMWi geförderten Verbundprojektes „MEMbran“, in dessen Zuge die Messdaten erarbeitet werden konnten. Gleichzeitig möchte ich daher der gesamten FVTR GmbH für die experimentelle Begleitung und dem BMWi für die Förderung des Projektes danken. Ein nochmaliges Dankeschön möchte ich an meinen Teamkollegen Michael Reska für die Zusammenarbeit und Unterstützung während dieses gemeinsamen Projektes richten.

Des Weiteren möchte ich mich insbesondere bei Dr.-Ing. Dorian Holtz, bei Dr.-Ing. Karl „Ibi“ Najar und ebenso bei Dr.-Ing. Martin Theile für die Unterstützung zur Vollendung dieser Arbeit und die Diskussionsmöglichkeit über die gesamte Bearbeitungszeit bedanken. Ferner danke ich allen Studenten, die durch ihre studentischen Arbeiten ihren Betrag geleistet haben.

Der größte Dank gilt zuletzt jedoch meiner Familie, die mich auch in schwierigen Phasen begleitet und unterstützt hat. Die Motivation und Unterstützung hat bereits während des Studiums die Grundlage zu einer solchen Arbeit überhaupt erst geschaffen. Ganz besonders danke ich meiner Partnerin Laura, die mir zu jeder Zeit in den vergangenen Jahren zur Seite stand und mir durch tatkräftige Unterstützung die finale Fassung erst ermöglichte. Ohne ihr Verständnis und Zutun wäre diese Arbeit in dieser Form nicht entstanden.





## Kurzfassung

Im dynamischen Motorbetrieb treten Betriebszustände auf, die im Vergleich zum stationären Motorbetrieb einen Mehrverbrauch und erhöhte Emissionen nach sich ziehen. Diese Arbeit greift diese Thematik für eine detaillierte, exemplarische Betrachtung eines mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotors auf. Reale Anwendungsbeispiele des adressierten maritimen Sektors sind die hochdynamischen Schiffsmanöver, die sich durch ständig wechselnde Maschinenkommandos und Bewegungszustände des Schiffes auszeichnen. Daraus ergibt sich ein Betriebsprofil mit einem stark fluktuierenden Energiebedarf für die Vortriebs- und Steuerorgane und somit schließlich der Hauptmaschinen zur Energiebereitstellung. Mit den im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Methoden können die Hintergründe für den Verbrauchs- und Emissionsanstieg analysiert, Potentiale identifiziert und Maßnahme zur Optimierung abgeleitet werden. Sowohl für bestehende als auch zukünftige Energiesysteme können mit dieser Hilfe Betriebs- und Nutzungsstrategien zur Brennstoffeinsparung und Emissionsreduktion angepasst, fortwährend optimiert oder potentielle Systemerweiterungen bewertet werden.

Daraus leitet sich das Ziel dieser Arbeit ab, ein valides Simulationswerkzeug zu entwickeln, welches den Betrieb und die Nutzung aktueller und potentiell neuer Schiffsdieselmotoren effizienter, verbrauchssparender sowie sauberer und umweltfreundlicher gestaltet. Dieses Werkzeug hebt sich insofern von den im wissenschaftlichen Kontext bestehenden Modellansätzen ab, den dynamischen Betrieb insbesondere hinsichtlich der Zielgrößen Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen abbilden und vorhersagen zu können. Die dazu angewandte Methodik sieht im ersten Schritt eine Charakterisierung der dynamischen Betriebszustände durch experimentelle Untersuchungen am Motorprüfstand vor, bevor mit diesem Verständnis ein detailliertes, dynamisches Motorprozessmodell umgesetzt wird.

Auf Basis der hochgenau aufgelösten Messdaten für die beiden typischen Modi des Generator- und Propellerbetriebs konnten die charakteristischen Unterschiede zwischen stationärer und transientser Maschinenführung herausgestellt werden. Der dynamische Betrieb kann im Ergebnis zu einem kurzzeitig erhöhten Verbrauch und zu signifikanten Partikelemissionen führen. Diese Effekte sind auf der Propellerkurve deutlicher ausgeprägt. Außerdem werden Messdaten zur Partikelgrößenverteilung im dynamischen Betrieb präsentiert.

Die Umsetzung des detaillierten Prozessmodells bezieht verschiedene für die transiente Betriebsführung relevante Aspekte ein. Dazu ist ein Netzwerk für die thermischen Trägheiten implementiert. Ferner berücksichtigt werden die Massenträgheiten der wichtigsten Motorkomponenten, der Medien im Ladeluft- und Abgaspfad, der Trägheiten des Turboladers sowie die der Reglerarchitektur. Hinzukommen spezielle Modifizierungen für die Brennraten- und Emissionsmodellierung. Eine aufwendige Kalibrierung und Validierung mit Hilfe der Messdatenbasis und fortschrittlicher evolutionärer Optimierungsalgorithmen sichert die Vorhersagefähigkeit ab. Die Leistungsfähigkeit des Prozessmodells wird in verschiedenen Anwendungsrechnungen demonstriert, ein reales Szenario eines Hafenmanövers nachgerechnet. Potentialanalysen zum Einfluss des Nutzerverhaltens und zur thermodynamischen Entkopplung des Turboladers mit elektrischer Leistungsunterstützung quantifizieren den möglichen Verbrauchsvorteil und die Emissionsreduzierung dieser Maßnahmen. Auch vor dem Hintergrund zunehmender Systemkomplexität, die aus steigenden Anforderungen zur Abgasnachbehandlung resultiert oder mit den zusätzlichen Freiheitsgraden von Hybridisierungen oder Systementkopplungen verbunden sind, kann das geschaffene Simulationswerkzeug einen wertvollen Beitrag leisten.



## Abstract

During transient engine operation, operating conditions occur that result in increased fuel consumption and emissions compared to steady-state engine operation. This thesis deals with this issue for a detailed, exemplified investigation of a medium-speed marine diesel engine. Real application examples of the addressed maritime sector are the highly dynamic ship maneuvers, which are characterized by many varying engine commands and states of motion of the vessel. For the propulsion and control systems and thus finally for the energy supplying main engines, this results in an operating profile with a highly fluctuating energy demand. With the presented methods, the background for increasing fuel consumption and emissions can be analyzed, potentials can be identified and measures for optimization can be derived. For both existing and prospective energy systems, operating and utilization strategies can be adapted, continuously optimized or potential system expansions can be evaluated to save fuel and reduce emissions with this help.

The scope of this work is to develop a valid simulation tool that enables the operation and use of current and potentially new marine diesel engines to be made more efficient, cleaner and more environmentally friendly. In contrast to existing model approaches in the scientific context, this tool is particularly able to represent and predict dynamic operation with regard to the variables of fuel consumption and pollutant emissions. The methodology used for this purpose involves the characterizing of dynamic operating conditions by means of experimental investigations on an engine test bed. By using this understanding based on measurement data, a detailed, dynamic engine process model is implemented.

Based on the highly resolved measurement data for the typical generator and propeller mode, the characteristic differences between steady-state and transient machine operation can be highlighted. As a result, dynamic operation can lead to briefly increased fuel consumption and significant higher particulate matter. These effects are more pronounced on the propeller curve. In addition, measurement data on particle size distribution in dynamic operation are presented.

The implementation of the detailed process model considers various aspects relevant for transient operation. For this purpose, the inertias of the most important mechanical components, the media in the charge air and exhaust gas paths, the turbocharger and the governor architecture are taken into account. Also, a thermal network approach connects the temperatures behavior of most components. In addition, special modifications are made for combustion rate and emission modeling. Using the measurement database extensive calibration and validation in combination with advanced evolutionary optimization algorithms ensure a good predictive capability. The performance of the model is demonstrated in various calculations with practical background, e. g. a recalculation of a port maneuver as real scenario. Potential analyses on the influence of user behavior and on the thermodynamic decoupling of the turbocharger with electrical power assistance quantify the possible fuel consumption advantage and emission reduction of these measures. The simulation tool created can also make a valuable contribution against the background of increasing system complexity which is caused by increasing requirements for exhaust gas aftertreatment or associated with the additional degrees of freedom of hybridization or system decouplings.



## Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	IX
<b>Abstract</b> .....	XI
Nomenklatur .....	XVI
Abbildungsverzeichnis .....	XXII
Tabellenverzeichnis .....	XXIX
1 Einleitung .....	1
1.1 Hintergrund .....	1
1.2 Dynamischer Motorbetrieb .....	3
1.3 Inhalt, Ziele, Methodik und Abgrenzung der Arbeit .....	4
2 Stand der Technik .....	6
2.1 Motorbetriebsbereiche .....	6
2.2 Dynamischer Motorbetrieb .....	7
2.2.1 Transiente Testzyklen als Basis experimenteller Untersuchungen .....	8
2.2.2 Prozessmodelle zur Beschreibung des dynamischen Motorbetriebs .....	9
2.3 Dieselmotorischer Arbeitsprozess .....	12
2.3.1 Kraftstoffeinspritzung und Gemischbildung .....	12
2.3.2 Zündung und Zündverzug .....	13
2.3.3 Verbrennung .....	14
2.3.4 Emissionen .....	17
2.4 Abgasturboaufladung .....	21
2.5 Ausgewählte Kapitel der Modellierung .....	25
2.5.1 Thermodynamische Modellierung .....	25
2.5.2 Modellbildungsarten .....	26
2.5.3 Brennratenmodelle als Form der Verbrennungsmodellierung .....	27
2.5.4 Emissionsmodellierung .....	30
2.6 Zusammenfassung .....	40

---

3	Experimentelle Untersuchungen .....	42
3.1	Versuchsträger und Messtechnik .....	42
3.2	Angepasste Auswerte-Werkzeuge für den transienten Motorbetrieb .....	46
3.3	Planung und Versuchsdurchführung zu Prüfstandsmessungen an einem mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotor .....	48
3.4	Auswertung und Bewertung ermittelter Motor-Messdaten .....	51
3.4.1	Vergleich Ergebnisse stationärer Generator- und Propellerbetrieb .....	51
3.4.2	Turboladerbezogene Messdaten des stationären Motorbetriebs .....	54
3.4.3	Vergleich stationärer und transienter Betrieb .....	57
3.4.4	Reproduzierbarkeit transienter Betriebsführung .....	60
3.4.5	Ergebnisse der Partikelgrößenverteilung .....	61
3.5	Zusammenfassung und Fazit der experimentellen Ergebnisse .....	63
4	Beschreibung des Prozessmodells .....	65
4.1	Modellarchitektur .....	66
4.2	Modellierung der Medienpfade: Ladeluft- und Abgaspfad .....	68
4.3	Modellierung des Abgasturboladers .....	71
4.4	Modelle der Motormechanik .....	75
4.5	Innenprozessmodells des Brennraums.....	77
4.5.1	Verbrennungsmodell.....	80
4.5.2	Rohemissions- und Schadstoffmodellierung.....	89
4.6	Reglerarchitektur des Motorprozessmodells.....	95
4.7	Thermisches Netzwerk .....	97
4.8	Zusammenfassung .....	99
5	Kalibrierung und Validierung des Simulationsmodells.....	100
5.1	Methode: Kalibrierung und Validierung zur Modelloptimierung.....	100
5.2	Kalibrierung und Validierungsergebnisse .....	102
5.2.1	Kalibrierung und Validierung des Ladeluft- und Abgaspfades .....	103
5.2.2	Kalibrierung und Validierung des Turboladermodells .....	104
5.2.3	Validierung des Verbrennungsmodells als Teil des Innenprozessmodells .....	106
5.2.4	Rohemissionsberechnung für den stationären Betrieb .....	108
5.3	Validierung von transienter Simulation mit transienter Messung .....	108
5.4	Zusammenfassung und Diskussion zur Validierung .....	111

---

6	Anwendung des dynamischen Motorprozessmodells.....	112
6.1	Potentialanalysen .....	112
6.1.1	Potentialanalyse: Variationsrechnung des Lastgradienten .....	112
6.1.2	Potentialanalyse: elektrisch unterstützte Aufladung.....	114
6.1.3	Potentialanalysen: Kumulierter Verbrauch und Emissionen .....	115
6.2	Manöverfahrt .....	116
6.3	Zusammenfassung und Diskussion .....	119
7	Zusammenfassung.....	120
7.1	Zusammenfassung der Ergebnisse .....	120
7.2	Ausblick .....	121
	Literaturverzeichnis .....	123
	Anhang .....	134
	Selbstständigkeitserklärung .....	137
	Wissenschaftlicher Lebenslauf .....	138
	Liste der Veröffentlichungen .....	139

## Nomenklatur

### Abkürzungsverzeichnis

Abk.	Bedeutung
AIS	Automatisches Identifikationssystem
AÖ	Auslass öffnet
ASP	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader
Azipull	Antriebsstrahlruder mit Zugpropeller
B1 bis B6	charakteristische Punkte des Ersatzbrennverlaufes
BB	Bestromungsbeginn
BD	Brenndauer
BV	Brennverlauf
BE	Bestromungsende
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
CPP	Controlable Pitch Propeller (Verstellpropeller)
DIN	Deutsches Institut für Normung
DNV-GL	Det Norske Veritas und Germanischem Loyd
DV	Druckverlauf
DVA	Druckverlaufsanalyse
E1 bis E4	charakteristische Punkte des Ersatzeinspritzverlaufes
EBV	Ersatzbrennverlauf
ECA	Emission Controle Areas
EESV	Ersatzeinspritzverlauf
EN	Europäische Norm
EPA	Environmental Protection Agency
ES	Einlass schließt
EU	Europäische Union
EV	Einspritzverlauf
FSN	Filter Smoke Number
H <sub>2</sub> O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe
HCN	Cyanwasserstoff
HD	Hochdruckphase
IMO	International Maritime Organization
ISO	International Organization for Standardization
KW	Kurbelwinkel
KWvZOT	Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt der Zündung
LL	Ladeluft



Lkw	Lastkraftwagen
MP	Messpunkt
MPI	Message Passing Interface
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NASA	National Aeronautics and Space Administration
Nkw	Nutzkraftwagen
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NRSC	Non-road Stationary Cycle
NRTC	Non-road Transient Cycle
NV	Nachverbrennung
OT	Oberer Totpunkt
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
PAK	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
Pkw	Personenkraftwagen
PH-EBV	Polygonhyperbel-Ersatzbrennverlauf
PM	Partikelemissionen
RDE	Real Driving Emissions
SB	Spritzbeginn
SBV	Summenbrennverlauf
SD	Spritzdauer
SE	Spritzende/Einspritzende
SO <sub>x</sub>	Schwefeloxide
SV	Spritzverzug
US	United States
UT	Unterer Totpunkt
VB	Verbrennungsbeginn
VD	Verbrennungsdauer
VE	Verbrennungsende
ViViHyp	Vibe-Vibe(integral)-Hyperbel
WHSC	World Harmonized Stationary Cycle
WHTC	World Harmonized Transient Cycle
ZOT	Zünd-OT
ZV	Zündverzug

## Formelverzeichnis

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_x$	°KW	Umsatzpunkt von x % der Kraftstoffmasse
$\Delta\varphi$	°KW	Kurbelwinkeldifferenz
$\Delta h$	J/kg	spezifische Enthalpie

$\Delta t$	s	Zeitdifferenz
$\lambda$	-	Luftverhältnis
$\lambda_F$	-	Thermische Leitfähigkeit
$\lambda_l$	-	Liefergrad
$\lambda_R$	-	Rohrleitungszahl
$\Pi$	-	Druckverhältnis
$\kappa$	-	Isentropenexponent
$\zeta$	-	Dimensionslose Verlustziffer
$\xi_B$	J/°KW	Brennrate
$\psi$	-	Durchflussfunktion
$\psi_i$	-	Molanteil des Stoffes i in der Mischung
$\varphi$	°KW	Kurbelwellenwinkelangabe
$\eta$	-	dynamische Viskosität
$\eta_e$	-	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_i$	-	indizierter Wirkungsgrad
$\eta_m$	-	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_u$	-	Umsetzungsgrad
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\tau$	s	Zeit
$\omega$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\Phi_i$		Simulationsergebnis (während Kalibrierung / Validierung)
$\Theta$		Modellparameter (während Kalibrierung / Validierung)
$a$	-	Ersatzbrennverlaufs faktor für den Umsetzungsgrad
$b$	-	Hyperbelparameter
$c_m$	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
$c_p$	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität (isobar)
$c_v$	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität (isochor)
$d$	m	Durchmesser
$d_i$	m	innerer Ventildurchmesser
$d_{Düse}$	m	Düsendurchmesser
$d_{Tr,0}$	m	Anfangstropfendurchmesser
$g$	m/s	Erdbeschleunigung
$h$	J/kg	spezifische Enthalpie
$h_{Hyp}$	-	Hyperbelparameter (des Hyperbel-Ersatzbrennverlaufs)
$h_v$	-	maximaler Ventillift
$k$	m <sup>3</sup> /(kmol s)	Geschwindigkeitskonstante
$l$	m	Länge / Rohrlänge
$m$	kg	Masse
$m_{Vibe}$	-	Formfaktor (bei der Vibe-Funktion)
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$n_M$	min <sup>-1</sup>	Motordrehzahl
$p$	Pa	Druck
$p_{m,e}$	bar	effektiver Mitteldruck
$p_{m,i}$	bar	indizierter Mitteldruck
$p_{Rail}$	bar	Einspritzdruck

$r$	m	Radius
$s_T$	m/s	turbulente Brenngeschwindigkeit
$t$	s	Zeit
$u$	J/kg	spezifische innere Energie
$u$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
$u_{\text{Tropfen},0}$	m/s	mittlere Tropfengeschwindigkeit
$w$	kg/kg	Massenbruch
$w_{\text{gas}}$	m/s	Gasgeschwindigkeit
$w_k$		Wichtungsfaktor (während Kalibrierung / Validierung)
$x$	-	Anteil
$z$	-	Zylinderzahl
$z$	m	Höhendifferenz / Höhenniveau
$A$	m <sup>2</sup>	Fläche
$A$	-	Kalibrierungsfaktor des Zweizonenmodells
$A_{\text{NO}}$	-	Kalibrierungsfaktor des Stickoxidmodells
$A_{\text{Ruß,Bildung}}$	-	Kalibrierungsfaktor des Rußmodells
$B$	-	empirische Funktion des Zweizonenmodells
$B_q$	-	Transferzahl nach Spalding
$C$	-	Modellkonstante
$C_\lambda$	-	Rußfaktor für transiente Betriebszustände (Rauchgrenze)
$C_{d\lambda}$	-	Rußfaktor für transiente Betriebszustände (Gradient)
$C_d$	-	Strömungsbeiwert
$E_a$	J	äußere Energie
$E_A$	J	Aktivierungsenergie
$f_i$	N/m <sup>3</sup>	Kraftdichte
$H$	J	Enthalpie
$\dot{H}$	W	Enthalpiestrom
$\Delta H_R$	J	Reaktionsenthalpie
$H_u$	J/kg	unterer Heizwert
$K$	-	Normierungsfaktor
$K_{ZV,Vd}$	m <sup>2</sup> /s	Verdampfungskonstante
$L$		Luftverhältnisparameter des Zweizonenmodells
$L_{\text{min}}$	kg <sub>Luft</sub> /kg <sub>Kr</sub>	Mindestluftbedarf
$M$	kg/kmol	Molmasse
$Nu$	-	Nußeltzahl
$P$	W	Leistung
$Pr$	-	Prandlzahl
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
$\dot{Q}_B$	J/°KW	Brennrate
$Q_B$	J	freigesetzte Energie (bei der Verbrennung)
$r$		Abweichung (während Kalibrierung / Validierung)
$R$	J/(kg K)	Individuelle Gaskonstante
$\dot{R}$	g/(cm <sup>2</sup> s)	Reaktionsrate
$Re$	-	Reynoldszahl

T	K	Temperatur
U	J	innere Energie
V	m <sup>3</sup>	Volumen
V <sub>c</sub>	m <sup>3</sup>	Schadvolumen
V <sub>h</sub>	m <sup>3</sup>	Hubvolumen
W	J	technische Arbeit
Z	-	Kompressibilitätsfaktor
z		Messdatenwert (während Kalibrierung / Validierung)

## Indizes

Index	Bedeutung
a	abgeführt
aus	austretend, ausströmend
bb	Blow-by
chem	chemisch
diff	diffusionsgesteuert
ein	eintretend, einströmend
e	effektiv
fl	flüssig
gl, global	global
ges	gesamt
geo	geometrisch
is	isentrop
kor	korrigiert
krit	kritisch
l, lokal	lokal
min	minimal
max	maximal
mix	Mischung
opt	optimal
phy	physikalisch
pre, prem	premixed (vorgemischt)
ref	Referenzwert
red	reduziert
rück	rückwärts
u	unterer
unv	unverbrannt
ver	verbrannt
vorw.	vorwärts

---

A	Aktivierung
ATL	Abgasturbolader
BB	Brennbeginn
Diss	Dissipation
DV	Druckverhältnis
EV	Expansionsverhältnis
Hyp	Hyperbel
Kr	Kraftstoff
L	Ladeluft
Mot	Motor
RG	Restgas
SB	Spritzbeginn
T	Turbolader
V	Verdichter
VB	Verbrennungsbeginn
VD	Verbrennungsdauer
W	Wand
Z	Zone
ZV	Zündverzug
Zyl	Zylinder

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Anteil der Schifffahrt an der mittleren jährlichen Stickoxidbelastung für das Jahr 2012 der Hafenstädte Rostock, Riga und Danzig als lokale Immissionsbelastung nach [8] .....	1
Abbildung 1-2: Vergleich der je nach Schiffstyp und Betriebsmodus anteiligen Treibhausgasemissionen nach [12].....	2
Abbildung 1-3: Resultat des dynamischen Motorbetriebs als sichtbare schwarze Abgasfahne (links) und exemplarischer Anstieg der gemessenen Partikelmassenkonzentration im Rohabgas eines typischen, dynamischen Motorbetriebs mit starkem Lastgradienten während eines Beschleunigungskommandos im Vergleich mit den Rußemissionen des stationären Motorbetriebs (rechts) .....	3
Abbildung 2-1: Motorbetriebsbereiche verschiedener Anwendungsbereiche des Onroad- bzw. Industriesektors entsprechend ihrer Testzyklen eingezeichnet im Drehzahl-Drehmomenten-Kennfeld (links) und dazu im Vergleich die Betriebsmodi von Schiffdieselmotoren inklusive der für die IMO-Testzyklen gemäß ISO 8178-4 [13] relevanten Betriebspunkte auf der Generator- bzw. Propellerkurve (rechts), die im Vergleich zu den Onroad- und Industriemotoren einen kleineren Betriebsbereich umfassen.....	6
Abbildung 2-2: Chronologische als Zeitstrahl dargestellte Übersicht einiger Motorprozessmodelle zum dynamischen Motorbetrieb .....	10
Abbildung 2-3: Repräsentative Ereigniskette der Kraftstoffeinspritzung mit Bestromungssignal des Kraftstoffinjektors und der Einspritzrate basierend auf Messdaten eines Einspritzverlaufsindikators.....	13
Abbildung 2-4: Zeitskala der unterschiedlichen an der Verbrennung beteiligten Prozesse nach [44] .....	15
Abbildung 2-5: Typischer Brennverlauf der dieselmotorischen Verbrennung schematisch dargestellt mit der Einteilung in dessen Verbrennungsphasen: vorgemischte Verbrennung, diffusionsgesteuerte Verbrennung und Ausbrandphase sowie der Kennzeichnung der Ereigniskette .....	15
Abbildung 2-6: Zusammensetzung der Rohabgasemissionen der dieselmotorischen Verbrennung für einen typischen Betriebspunkt in Anlehnung an [40] .....	17
Abbildung 2-7: Einteilung der Partikel basierend auf ihrer Typologie inklusive der Eigenschaften und aufgrund ihrer Größenskala sowie die Unterteilung bezüglich Messgröße, Messmethode und Definition der Mittelwertbestimmung der Partikelemissionen nach [51] .....	18
Abbildung 2-8: Zuordnung der Partikelgrößen zum Bildungsmodus bei einer repräsentativen Partikelgrößenverteilung nach [91] .....	19

Abbildung 2-9: Schadstoffkonzentration im Dieselaabgas in Abhängigkeit des Luftverhältnisses in Anlehnung an [40] .....	19
Abbildung 2-10: Vorgabe der Reduzierung der nenndrehzahlbezogenen Stickoxidemissionen und des Schwefelgehaltes im Kraftstoff durch die International Marine Organisation (IMO) auf globaler Ebene oder für die Emission Control Area (ECA) mit der Grenzwertverschärfung der letzten Jahre nach [54] .....	20
Abbildung 2-11: Vergleich der Stickoxid-Grenzwerte für den Straßenverkehr in Europa auf Basis schwerer Nkw im Vergleich zu den IMO-Grenzwerten für den internationalen Seeverkehr (links) und Entwicklung der PM Emissionsgrenzwerte für schwere Straßenfahrzeug (Nkw) in Europa im Vergleich zu Schiffsdieselmotoren nach [53] anhand diesem deutlich wird, dass die Schadstoffreglementierung im Nkw-Bereich bedeutend schärfer ist als im maritimen Sektor.....	21
Abbildung 2-12: Typische Kennfelder des Verdichters und der Turbine abgasturboaufgeladener Motoren nach [157]: Druckverhältnis über Massenstrom inklusive Wirkungsgrad-Isolinien für einen Radialverdichter (links) und für eine Radialturbine: Reduzierter Massenstrom über Druckverhältnis (rechts oben) und Wirkungsgrad über Druckverhältnis (rechts unten).....	24
Abbildung 2-13: Vergleich des per Druckverlaufsanalyse (DVA) bestimmten Brennverlaufes der Messwerte mit den modellierten Ersatzbrennverläufen auf Basis einer Doppel-Vibefunktion (links) und eines Polygonhyperbel-Ersatzbrennverlaufs (PH-EBV, rechts) in Anlehnung an Barba [67].....	29
Abbildung 2-14: Hauptregionen der Stickoxid- und Rußbildung abhängig von den lokalen Luft-Kraftstoffbedingungen und den lokalen Temperaturen (links) inklusive der Veranschaulichung dieser Bedingungen in einem brennenden Kraftstoffspraykegel und der für die Schadstoffentstehung relevantesten Regionen in Anlehnung an [69] und [70] berechnet durch [71] für eine stationäre n-HeptanFlamme bei 60 bar; die gestrichelt eingezeichnete Zone entspricht den Bedingungen der hauptsächlichen Rußentstehung nach [72] .....	31
Abbildung 2-15: Veranschaulichung der Temperaturabhängigkeit der thermischen Stickoxidbildung und des Einflusses der Zeitkomponente durch eine Simulation der Stickoxidbildung von Sabathil [18] .....	32
Abbildung 2-16: Simulation der Stickoxidbildung in einem durchmischten Reaktor zur Veranschaulichung der Bildungsanteile von thermischem und promptem Stickoxid in Abhängigkeit des Luftverhältnisses von Warnatz [75].....	33
Abbildung 2-17: Pfad der molekularen Zone und der Partikelzone, welche letztlich an der Rußentstehung beteiligt sind gemäß [90], [91].....	37

Abbildung 2-18: Planares Wachstum der polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe (PAK) mit HACA-Reaktionsmechanismus (links) und Polymerisationsprozess (rechts) nach Bockhorn et al. [90].....	37
Abbildung 2-19: Schema der phänomenologischen Rußmodellierung per 8-Schritt-Mechanismen [99] (links) oder per erweitertem 9-Schritt-Mechanismus [102] (rechts).....	40
Abbildung 3-1: Versuchsträger der Motorprüfstandsversuche: mittelschnelllaufender 4-Takt-Schiffsdieselmotor auf Basis eines Caterpillar MaK Typ 6M20 ausgerüstet als Forschungsmotor abweichend von der Serienkonfiguration .....	42
Abbildung 3-2: Blockschaltbild des verwendeten Versuchsträgers „Caterpillar Mak 6M20 CR“ mit Kennzeichnung der wichtigsten Messstellen im Luftpfad (blau) und Abgaspfad (rot) hinsichtlich Druck und Temperatur sowie der verwendeten Abgasmesstechnik.....	43
Abbildung 3-3: Prinzipskizze zur Messmethode des Sensors „ <i>Pegasor Mi3</i> “ in Anlehnung an [104] (links) und Funktionsprinzip des Partikelsizers „ <i>TSI EEPS 3090</i> “ angelehnt an [105] (rechts).....	45
Abbildung 3-4: Schema des Ablaufes bei der instationären Druckverlaufsanalyse (iDVA) des weiterentwickelten Auswertewerkzeuges, welches für den Fall des transienten Motorbetriebes angepasst wurde.....	47
Abbildung 3-5: Vergleich zwischen stationärem Generatorbetrieb (links) und Propellerbetrieb (rechts) von Kraftstoffverbrauch pro Zyklus und Zylinder, Stickoxidausstoß und Rußmasse über Last.....	52
Abbildung 3-6: Je Zylinder und Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmasse (links) und globales Luftverhältnis (rechts) lastabhängig für die stationären Betriebsmodi des Generator- und Propellerbetriebs .....	52
Abbildung 3-7: Gemessene Filter Smoke Number (FSN) für den stationären Generator- und Propellerbetrieb mit Kennzeichnung der Sichtbarkeitsgrenze ab einem Wert von 0,5 und somit dem Nachweis der nicht sichtbaren Rußfahne .....	54
Abbildung 3-8: Übersicht der turboladerbezogenen Messdaten veranschaulicht am Motorprüfstandsschema mit lastabhängiger Turboladerdrehzahl für den stationären Generator- und Propellerbetrieb .....	55
Abbildung 3-9: Lastabhängiger Ladedruck nach Verdichter (links) und lastabhängige Temperaturbedingungen der Ladeluft vor Verdichter, nach Verdichter und nach Zwischenkühler für den stationären Generator- und Propellerbetrieb (rechts).....	55
Abbildung 3-10: Abgasdruck vor Turbine (links) und Temperaturbedingungen des Abgases vor und nach Turbine (rechts) für den stationären Generator- und Propellerbetrieb in Abhängigkeit der Motorlast.....	56
Abbildung 3-11: Transiente Betriebsführung (durchgezogener Verlauf) im Generatorbetrieb für einen exemplarischen Lastabwurf von 20 % Last auf	



5 % mit anschließender Lastaufschaltung zurück auf 20 % Last mit einem Vergleich zu Messdaten des stationären Motorbetriebs (Kreismarker) .....	58
Abbildung 3-12: Vergleich stationärer und transienter Messungen auf der Propellerkurve für einen exemplarischen Lastsprung von 25 % auf 50 % Last .....	59
Abbildung 3-13: Gemessene Partikelgrößenverteilung bei verschiedenen Lasten für den Stationärbetrieb als relativer Anteil an der Gesamtpartikelanzahl (oben) und der absoluten Partikelanzahl (unten); links: Generatorkurve für den Zyklus D2, rechts: Propellerkurve für den Zyklus E3 (nach ISO 8178-4) .....	61
Abbildung 3-14: Mittlere Partikelgröße für den stationären Generator- und Propellerbetrieb in Abhängigkeit des Luftverhältnisses .....	62
Abbildung 3-15: Partikelgrößenverteilung eingeteilt in 3 Größenbereiche bezogen auf die Anfangsgrößenverteilung des stationären Motorbetriebs (rechts) für einen exemplarischen transienten Motorhochlauf auf der Propellerkurve (links), bereits bekannt aus der vorherigen Messdatenauswertung .....	63
Abbildung 4-1: Schema zum hierarchischen Aufbau des Gesamtmodells „Gesamtsystem Motor“ angefangen auf der Hauptebene mit dem Gesamtsystem Motor und den Schnittstellen zur Reglerarchitektur, der darauffolgenden Unterebene Stufe 1 mit den eigentlichen Motorprozessmodellen (Ladeluft-, Abgaspfad-, Turboladermodell, mechanische Komponenten, Motorinnenprozessmodell) und deren weitere Untermodelle (Stufe 1 + n) .....	66
Abbildung 4-2: Schema zum Aufbau des Modells Gesamtsystem Motor mit der Unterteilung in die Untermodelle des Luftpfades, des Abgaspfades, des Turboladers, der Motormechanik, des thermischen Netzwerkes und des Innenprozesses mit weiteren Teilmodellen .....	67
Abbildung 4-3: Schematische Skizzierung der Komponenten des Ladeluftpfades, die bis zur definierten Systemgrenze des Brennraum reichen, welches die Einlassventile darstellen, und des Abgaspfades beginnend ab der Systemgrenze der Auslassventile im Auslasskanal .....	68
Abbildung 4-4: Kurbelwinkelabhängige Ventilhubkurven für Ein- und Auslassventil (links) und Durchflussbeiwert der Drosselstelle in Abhängigkeit des jeweiligen Ventilhubes (rechts) .....	71
Abbildung 4-5: Veranschaulichung der extrapolierten Bereiche (grau hervorgehoben) im üblichen Zusammenhang von Druckverhältnis und korrigiertem Massenstrom verschiedener Turboladerdrehzahlen für die Verdichter- und Turbinenkennfelddaten als Vergleich von Kennfelddaten des Turboladerherstellers und der Betriebsbereiche des Turboladers im stationären Motorbetrieb der Betriebspunkte auf der Generator- und Propellerkurve .....	73

Abbildung 4-6: Extrapolierte Kennfelder mit Druckverhältnis und Massenstrom unterschiedlicher Isolinien der Turboladerdrehzahlen für Verdichter (links) und reduzierter Drehzahl für die Turbine (rechts) als Aufbereitung für das Prozessmodell, jeweils mit Messdaten und extrapolierte Kurve (gestrichelt) inklusive gekennzeichneten und im Modell hinterlegter Pumpgrenze im Verdichterkennfeld .....	74
Abbildung 4-7: Effektiver Wirkungsgrad des Verdichters als Kennfelddarstellung (links) und Turbinenwirkungsgrad als extrapolierte Kennlinien auf Basis der Herstellerkenndatenpunkte (rechts) abhängig von Turboladerdrehzahl (reduzierte auf nominelle Werte zurückgerechnet) und Druckverhältnis und einem exemplarisch eingezeichneten fluktuierenden Wirkungsgrad bei Ungleichbeaufschlagung .....	75
Abbildung 4-8: Reibleistung im Generator- und Propellerbetrieb mit Zuordnung zu den Nebenaggregaten (Schmierölpumpe, Kühlwasserpumpe, kraftstoffseitige Hochdruckpumpe) basierend auf Messdaten des Forschungsprojekts eta-up [120] .....	76
Abbildung 4-9: Gesamtes Motorprozessmodell (links) mit hervorgehobenem Teilmodell des Innenprozesses für das zu bilanzierende System Brennraum und dessen Prozess- und Zustandsgrößen (rechts) .....	77
Abbildung 4-10: Kopplung der Ereigniskette der Kraftstoffeinspritzung mit der Ereigniskette der implementierten Ersatzbrennverlaufsmodellierung der dieselmotorischen Verbrennung mit der Einteilung in dessen Verbrennungsphasen .....	80
Abbildung 4-11: Messdaten des Speicherinjektors am Einspritzverlaufsindikator für die Einspritzmenge des Injektors (links) und für die Spritzverzugszeit beim Öffnen des Injektors bzw. den Schließverzug (rechts) jeweils in Abhängigkeit von Raildruck und Bestromungsdauer .....	81
Abbildung 4-12: Vergleich verschiedener Ersatzbrennverlaufsmodelle (EBV) mit Brennverläufen per Druckverlaufsanalyse (DVA) thermodynamisch ausgewerteter Messdaten für den stationären Motorbetrieb unterschiedlicher Betriebspunkte bei unterer, mittlerer Teil- sowie Volllast .....	85
Abbildung 4-13: Reglerarchitektur mit Motorsteuergerät, Prüfstandsteuerung, Lastregelung bzw. Dynamometer schnittstellenverbunden mit dem Modell des Gesamtsystems Motor .....	96
Abbildung 4-14: Vereinfachtes Schema der Lastregelung im Motorsteuergerät .....	96
Abbildung 4-15: Instationäres Wandtemperaturmodell mit mittlerer Komponententemperatur .....	97
Abbildung 4-16: Thermisches Netzwerk implementiert im Prozessmodell mit den beiden Sub-Netzen des Zylinderkopfes und dem Bereich des unteren Motorblockes inklusive der jeweiligen Bauteilkomponenten, welche gekoppelt sind an die Brennraumtemperatur des Innenprozessmodells, die	

verschiedenen Medienpfade von Ladeluft und Abgasstrecke und die Medienkreisläufe von Schmieröl und Kühlwasser .....	98
Abbildung 5-1: Schema der grundlegenden Verfahrensweise der Modelloptimierung unter Verwendung eines Optimierungsalgorithmus basierend auf [34], jedoch mit Weiterentwicklung des Ansatzes .....	100
Abbildung 5-2: Druckschwankungen im Abgaspfad nach Zylinder und vor Turbine kurbelwinkelgenau per Niederdruckindizierung aufgezeichnet; (ZOT des abgasseitig niederdruckindizierten Zylinders ist bei 360°KW, AÖ bei ca. 540°KW, überlagert durch Druckwellen der anderen beiden Zylinder der gleichen Flut).....	103
Abbildung 5-3: Druckschwankungen im Abgaspfad im Vergleich von Messdaten und Simulation für verschiedene Lastbereiche über ein mindestens vollständiges Arbeitsspiel (ASP) dargestellt.....	103
Abbildung 5-4: Veranschaulichte Vorgehensweise bei der Umwandlung der Herstellerkennfelder in Exponentialfunktionen zur Nutzung im Modell für die Verdichterdaten (oben) und die Turbinendaten (unten) über die Schritte der aus dem Herstellerkennfeld extrahierten Datenpunkte und dem Motorbetriebsbereich bis hin zu den extrapolierten Turboladerkennfeldern ....	104
Abbildung 5-5: Validierung Turbolader-relevanter Simulationsergebnisse (Sim.) mit Stationärmessdaten (Mes.) über den gesamte Lastbereich im Generator- (GM) und Propellermodus (PM): Turboladerdrehzahl, Ladedruck, Abgastemperatur und Abgasdruck vor Turbine .....	105
Abbildung 5-6: Validierung des Zündverzugsmodells als Vergleich mit per Druckverlaufsanalyse ausgewerteten Messdaten anhand der Ereigniskette von Bestromungsbeginn über Spritzverzug, Einspritzbeginn, Zündverzug und schließlich Brennbeginn: Generator- (links) und Propellerbetrieb (rechts).....	106
Abbildung 5-7: Validierung der modellierten Ersatzbrennverläufe mit den Brennverläufen der thermodynamischen Messdatenauswertung der Druckverlaufsanalyse für den stationären Generatorbetrieb .....	107
Abbildung 5-8: Validierung der modellierten Ersatzbrennverläufe mit den Brennverläufen der thermodynamischen Messdatenauswertung der Druckverlaufsanalyse für den stationären Propellerbetrieb .....	107
Abbildung 5-9: Validierung der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Messdaten des stationären Generator- und Propellerbetriebs der Stickoxidemissionen (links) und Rußemissionen (rechts) .....	108
Abbildung 5-10: Exemplarisch validierter Lastsprung auf der Propellerkurve im transienten Motorbetrieb mit den Vergleichsgrößen: Motorleistung, Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen zeitlich aufgetragen über die Simulationszeit des Motorprozessmodells .....	109
Abbildung 6-1: Exemplarische Variationsrechnung für den Lastgradienten eines transienten Motorbetriebsverlaufes mit den Ergebnisgrößen:	

Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen zeitlich aufgetragen über die Simulationszeit des Motorprozessmodells .....	113
Abbildung 6-2: Exemplarische Variationsrechnung eines transienten Motorbetriebsverlaufes mit elektrischer Leistungsunterstützung am Turbolader mit den Auswirkungen auf die Motorleistung, -drehzahl, Turboladerdrehzahl, Ladedruck und den Ergebnisgrößen: Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen zeitlich aufgetragen über die Simulationszeit des Motorprozessmodells .....	114
Abbildung 6-3: Kumulierte Werte des Kraftstoffverbrauches, der Stickoxid- und Rußemissionen für die zuvor präsentierten Potentialanalysen des Lastgradienten und der Leistungsunterstützung des Turboladers im dynamischen Betrieb bezogen auf einen validierten Referenzverlauf .....	115
Abbildung 6-4: Lastprofil einer Hybrid-Fähre verkehrend zwischen Rostock und Gedser aufgenommen bei einer Messfahrt: Batterienutzung, Vortriebs- und Steuerorgane .....	116
Abbildung 6-5: Lastprofil der zwischen Rostock und Gedser verkehrenden Hybrid-Fähre (links) als vergrößerte Darstellung des Manöveranteils für den Bereich der Hafeneinfahrt nach Warnemünde (Mitte) und das abgeschätzte Lastprofils einer der Hauptmaschinen im Generatorbetrieb (rechts) .....	117
Abbildung 6-6: Simulationsrechnung auf Basis des validierten Motorprozessmodells unter Vorgabe eines Lastprofils, welches aus dem realen Onboard-Betrieb einer Passagierfähre im dynamischen Schiffsmanöverbetriebs berechnet wurde; dazu die Motor-, Turboladerdrehzahl, Ladedruck und die Ergebnisgrößen: Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen.....	118
Abbildung 0-1: Kennfelder des Turboladerherstellers: Verdichter (links), Turbine (rechts) .....	136

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Daten zum Forschungsmotor basierend auf einem Caterpillar Mak 6M20 CR.....	43
Tabelle 3-2: Überblick über das je nach Abgaskomponente angewandte Messprinzip der unterschiedlichen Analysatoren in der Messanlage für gasförmige Abgasbestandteile ABB Advance Optima 2000 .....	44
Tabelle 3-3: Bereich der Randbedingungen der Motorprüfstandsversuche für die beiden Modi Generator- bzw. Propellerbetrieb.....	49
Tabelle 3-4: Kennfeldpunkte und Wichtung für den Zyklus D2 nach ISO 8178-4 des Generatorbetriebs mit der Drehzahl bezogen auf die Nenndrehzahl und der Last bezogen auf die Nennleistung.....	49
Tabelle 3-5: Kennfeldpunkte und Wichtung für den Zyklus E3 nach ISO 8178-4 für den Propellerbetrieb mit der Drehzahl bezogen auf die Nenndrehzahl und der Last bezogen auf die Nennleistung.....	50
Tabelle 3-6: Randbedingungen der detaillierter ausgewerteten Motorprüfstandsversuche, welche in diesem Kapitel thematisiert werden .....	51
Tabelle 4-1: Zündreihenfolge der Zylinder mit relativem Zündwinkel bezogen auf den ersten Zylinder .....	76
Tabelle 4-2: Übersicht über die je nach Verbrennungsphase angewandten Ersatzbrennverlaufsteilmodelle und den zugrunde liegenden Gleichungen .....	84
Tabelle 4-3: Übersicht der Parameter zur Beschreibung des Ersatzbrennverlaufes in der Gegenüberstellung des Doppelvibe- und des Vibe-Vibe-Hyperbel-Modells.....	86
Tabelle 4-4: Überblick über die Elementarreaktionen der thermischen Stickoxidbildung des erweiterten Zeldovich-Mechanismus inklusive Geschwindigkeitskonstanten für Hin- und Rückreaktionen [158] .....	92
Tabelle A-1: Chronologische Übersicht einiger Motorprozessmodelle zum dynamischen Motorbetrieb.....	134
Tabelle A-2: Übersicht der durchgeführten Versuche im Generatorbetrieb .....	135
Tabelle A-3: Übersicht der durchgeführten Versuche auf der Propellerkennlinie .....	135



# 1 Einleitung

## 1.1 Hintergrund

Laut Aussage des Bundesministeriums für Verkehr und digitale Infrastruktur werden über 95 % des gesamten interkontinentalen Warenaustausches über die Seeschifffahrt abgewickelt, was die Bedeutung des maritimen Verkehrssektors in unserer heutigen, globalisierten Wirtschaft verdeutlicht. [1] Der maritime Sektor ist gemessen an seiner Transportleistung unverzichtbar und im Vergleich zu seinen Pendants auf der Straße, Schiene und in der Luft zugleich sehr energieeffizient. [2] Dennoch ist für eine nachhaltigere Gestaltung eine ausdrückliche Stärkung des Klima- und Umweltschutzes erforderlich, wie sie auch vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie in der „Maritimen Agenda 2025“ festgehalten wurde. Im Zusammenspiel mit der Erhaltung des maritimen Wirtschaftsstandortes Deutschland ist im Programm „maritime green“ neben dem Ziel des sparsameren Ressourceneinsatzes und der Senkung von Treibhausgas- und Schadstoffemissionen der langfristige Plan der Emissionssenkung in Richtung „Null Emissionen“ und „vollständiger Klimaneutralität“ definiert. [3]

Trotz der Effizienz trägt auch dieser Verkehrsträger aktuell noch einen nicht unwesentlichen Anteil an Emissionen bei. Dem Seeverkehr werden ca. 2,6 % des weltweiten Treibhausgasausstoßes zugeordnet, der insgesamt mit weitreichenden globalen Auswirkungen verbunden ist. [4], [5] Aber nicht nur das Weltklima und die Weltmeere als wichtige Ökosysteme, Energiespeicher und Klimafaktoren sind betroffen, sondern in besonderem Maße die angrenzenden Küstenregionen. Einige aktuelle Studien schätzen ein, dass über 70 % der gesamten Emissionen der Schifffahrt einem landseitigen Umkreis von 400 km zugerechnet werden können und sich die Schadstoffemissionen somit direkt auf die küstennahe Luftqualität, Umwelt und die Immissionsbelastung in Hafenstädten auswirken. [6], [7] In der Studie von Ramacher et al. [8] wird der Anteil der Schifffahrt an der mittleren jährlichen Stickoxidbelastung von 2012 für drei exemplarische Hafenstädte im Ostseeraum - darunter Rostock - quantifiziert (siehe Abb. 1-1).

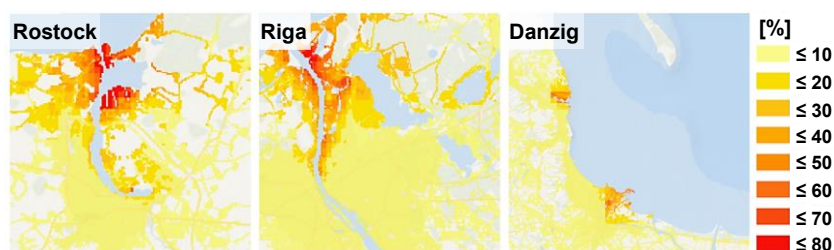


Abbildung 1-1: Anteil der Schifffahrt an der mittleren jährlichen Stickoxidbelastung für das Jahr 2012 der Hafenstädte Rostock, Riga und Danzig als lokale Immissionsbelastung nach [8]

Aus diesem generischen Ansatz wird insbesondere für Rostock und Riga der Einfluss auf die küsten- und hafennahen Bereiche deutlich. Unter Annahme des weiteren Wachstums dieses Sektors, wie in [9] prognostiziert, ist ohne Maßnahmen ein sich fortsetzender Emissionsanstieg zu erwarten. Folglich erfordert dies, die entsprechenden Umweltauswirkungen bedeutend zu verringern. Die zunehmend strengerer Grenzwerte der *International Maritime Organisation*, kurz IMO, im *MARPOL*-Übereinkommen zur Verhütung der Meeresverschmutzung durch Schiffe, die die Stickoxid- und Schwefeloxidentmissionen weltweit und innerhalb der ausgewiesenen Emissionskontrollgebiete limitieren, bilden hierzu eine gesetzliche Grundlage. [10]

Dennoch müssen die Anstrengungen zur Emissionsminderung deutlich erhöht und alle Potentiale ausgeschöpft werden. Verbesserte bzw. neue Antriebskonzepte, Brennverfahren und alternative Kraftstoffe stellen ebenso eine Option dar, den steigenden Anforderungen zu begegnen, wie eine optimierte Ausnutzung sowohl umgerüsteter als auch bestehender Systeme. Eine Studie des *DNV-GL*, einem Zusammenschluss der Klassifikationsgesellschaften *Det Norske Veritas* und *Germanischer Lloyd*, geht davon aus, dass bis 2030 noch fast 80 % der Energiebereitstellung für den Seeschiffahrtsbereich aus konventionellen Quellen stammt, während dieser Anteil bis 2050 lediglich auf bis ein Drittel sinken könnte [11]. Mit diesem Ausblick und dem Hintergrund der langen Lebenszyklen von Schiffen scheint die ressourceneffizientere Ausnutzung bestehender Systeme umso wichtiger. Darüber hinaus werden die Systeme zur bedarfsgerechten Energiebereitstellung, -nutzung und -speicherung an Bord von Schiffen immer komplexer und kommen insbesondere bei größeren Passagierschiffen bezüglich ihrer Komplexität der Infrastruktur einer Kleinstadt nahe. Dies bringt einen steigenden Bedarf an Nutzungs- und Betriebsoptimierung seitens der energetischen Systeme mit sich.

Für eine Systemanalyse und -optimierung sind jedoch genaue Kenntnisse und analytische Methoden zum Verständnis der ablaufenden Prozesse notwendig. Im Fall des Schiffsdieselmotors stellt ein solches Werkzeug die sogenannte Motorprozessrechnung dar. Mit Hilfe der rechnergestützten Simulation des Motorprozesses können heutzutage viele Fragestellungen nicht nur in der Entwicklungsphase, sondern auch in anschließenden Systemoptimierungen beantwortet werden, indem Tendenzen bezüglich Leistung, Verbrauch, Bauteilbelastung und Emissionen aufgezeigt werden. Die Messung am real existierenden Motor wird zwar weiterhin benötigt, um die Prozessmodelle zu kalibrieren und validieren, kostenaufwendige Prüfstandsversuche können aber reduziert werden. Vielmehr ergänzen sich Versuch und Simulation in der modernen wissenschaftlichen Methodik der Motorenentwicklung. Während die experimentelle Durchführung messbare Motordaten liefert, erleichtert die Simulation das Verständnis der Prozesse und trägt dazu bei, auch Zusammenhänge zwischen realen Messdaten und messtechnisch unzugänglichem Geschehen im Motor zu erkennen.

Eine solche Vorgehensweise zur Optimierung hat sich für den stationären Motorbetrieb etabliert, wird für den dynamischen Betrieb allerdings nicht in allen Anwendungsbereichen angewandt. Für den Bereich der Personen- und Nutzkraftfahrzeuge ist eine Optimierung des dynamischen Betriebs allein schon deswegen notwendig, da die Emissionen stärker vom Gesetzgeber reglementiert sind. Dazu existieren entsprechend transiente Testzyklen, während die Motoren dieses Sektors allerdings auch in einem viel breiteren Kennfeldbereich betrieben werden als im Vergleich dazu die Schiffsmotoren. In der maritimen Branche ist der Schadstoffausstoß vergleichsweise unterreglementiert und lediglich für Testzyklen des stationären Motorbetriebs vorgeschrieben. Zwar zeigen die Nutzungsprofile von Schiffsdieselmotoren für gewöhnlich eine verhältnismäßig geringere Dauer an transients Betriebscharakteristik, dennoch macht der hochdynamische Manöverbetrieb bei einigen Schiffstypen einen nicht vernachlässigbaren Anteil am Schiffsbetrieb aus. Dies zeigt sich nach Seithe et al. [12] auch in den je nach Betriebsmodus klassifizierten Treibhausgasemissionen (siehe Abbildung 1-2).

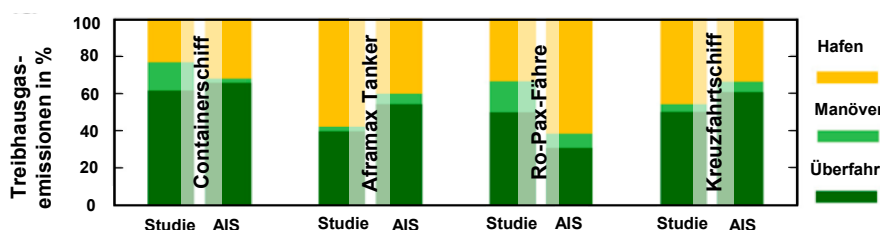


Abbildung 1-2: Vergleich der je nach Schiffstyp und Betriebsmodus anteiligen Treibhausgasemissionen nach [12]



Darin sind für Containerschiffe, Tanker, Fracht- und Passagierfähren und Kreuzfahrtschiffe in den Modi Überfahrt, Manövrieren und Anker die prozentualen Anteile an Treibhausgasemissionen aufgetragen, wobei von Seithe et al. [12] A/S-Daten, einem automatischen Identifikationssystem zum Austausch von Navigations- und Schiffsdaten, mit zusammengefassten Daten mehrerer Fallstudien verglichen wurden. Der Zahlenwert von bis zu 20 % am Manöveranteil im Fall der Fähren beweist die nicht zu unterschätzende Rolle des dynamischen Motorbetriebs auch für die auf Schiffen eingesetzten Aggregate. Daraus resultiert auch für diesen transienten Betriebszeitraum ein entsprechendes Optimierungspotential. Denn insbesondere während der dynamischen Betriebsführung gewinnen das unterschiedliche Nutzerverhalten und die Abstimmung aller Maschinensysteme an entscheidender Bedeutung. Entsprechend thematisiert diese Arbeit den dynamischen Motorbetrieb maritimer Motorenanwendungen.

## 1.2 Dynamischer Motorbetrieb

Der dynamische Motorbetrieb im Allgemeinen ist gekennzeichnet durch Lastwechsel, welche sich durch eine Änderung der Motorleistung und je nach Betriebsweise auch der Motordrehzahl zeigen. Außerdem können sich dabei einige weitere motorische Randbedingungen ändern, wie im Verlauf dieser Arbeit noch erläutert wird. Für den speziellen Anwendungsfall der Schiffsdieselmotoren kann in zwei grundlegende Szenarien unterschieden werden, die den motorischen Betrieb durch das dynamische Systemverhalten kennzeichnen.

Während die Dynamik von Verbrauch und Emissionen der Hauptmaschinen bei konstanter Geschwindigkeit auf hoher See vergleichsweise gering ausfällt, sind die Betriebszustände beim Manövrieren in Küstenzonen und insbesondere in Hafengebieten stark instationär. Schnell wechselnde Maschinen- und Ruderkommandos zum aktiven Beschleunigen, Bremsen oder Wenden des Schiffes beim Manövrieren resultieren in fluktuierenden Lastanforderungen, wodurch ein erhöhter Verbrauch und Emissionen folgen. So kann ein starkes Beschleunigungskommando zu kurzzeitig deutlich erhöhten Rußemissionen mit einer sichtbaren Rauchfahne führen, wie es die nachfolgende Darstellung veranschaulicht.

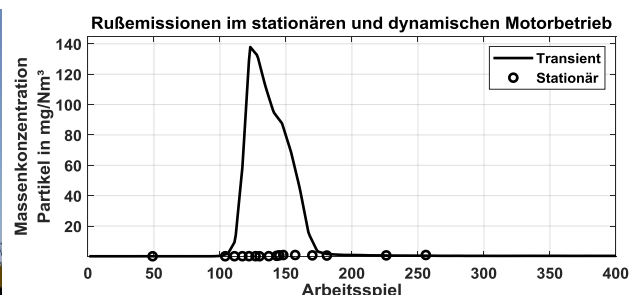
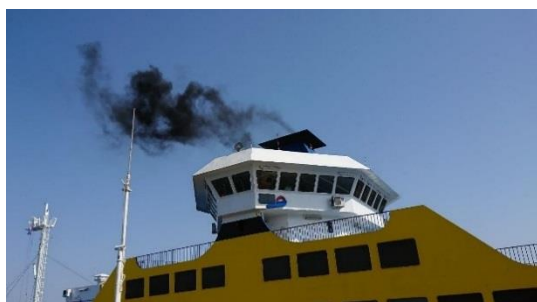


Abbildung 1-3: Resultat des dynamischen Motorbetriebs als sichtbare schwarze Abgasfahne (links) und exemplarischer Anstieg der gemessenen Partikelmassenkonzentration im Rohabgas eines typischen, dynamischen Motorbetriebs mit starkem Lastgradienten während eines Beschleunigungskommandos im Vergleich mit den Rußemissionen des stationären Motorbetriebs (rechts)

Auch wenn die links dargestellte sichtbare Abgasfahne die Thematik sehr plakativ transportiert und nicht allgemein, sondern nur für wenige Betriebsregime gilt, so steht diese doch exemplarisch für die im dynamischen Betrieb je nach Randbedingungen kurzzeitig erhöhten Schadstoffemissionen. Dies beweisen auch die rechts abgebildeten exemplarischen Messergebnisse, welche einen Vergleich von stationären und transienten Rußemissionen zeigen.

### 1.3 Inhalt, Ziele, Methodik und Abgrenzung der Arbeit

Aus diesen in Kurzform erläuterten Hintergründen resultiert die Motivation zum besseren Verständnis bezüglich des dynamischen Maschinenbetriebs speziell für den Anwendungsbereich der Schiffsdieselmotoren, mit dessen Hilfe Optimierungspotential identifiziert werden kann. Daraus leitet sich für den Anteil der experimentellen Untersuchungen das Ziel dieser Arbeit ab, eine Charakterisierung des stationären und transienten Maschinenbetriebs vorzunehmen und aus diesem Vergleich Unterschiede und deren Ursachen herauszuarbeiten.

Für die Potentialanalyse und erste Dimensionierung, aber auch für eine Optimierung der Systemnutzung kann die Prozessrechnung als Simulationswerkzeug einen wesentlichen Beitrag liefern. Bevor allerdings Analysen durchgeführt und Optimierungspotentiale aufgezeigt werden können, muss ein Simulationswerkzeug bereitstehen, welches den dynamischen Maschinenbetrieb und deren Charakteristika abbilden kann. Die Erstellung und Validierung eines solchen Motorprozessmodells sei das wesentliche Ziel dieser Arbeit.

Dazu wird folgende Methodik angewandt. Im experimentellen Teil dieser Arbeit werden Motorprüfstandsversuche durchgeführt und die so gewonnenen Messdaten mit einem speziell dafür geschaffenen Prozessanalysewerkzeug ausgewertet. Dies dient zum einen der Charakterisierung und dem Verständnisgewinn des dynamischen Motorbetriebs und schafft außerdem eine Datenbasis für die Kalibrierung und Validierung der Motorprozessmodelle.

Der Neuigkeitswert besteht darin, dass die präsentierten experimentellen Untersuchungen Messdaten des dynamischen Motorbetriebs beinhalten, die in dieser zeitlich hochaufgelösten Form für diese Motorenklasse nur wenig verfügbar sind. Außerdem umfasst dies transiente Messungen der Partikelemissionen und der Partikelgrößenverteilung. Für die thermodynamische Auswertung wird das Prozessanalysewerkzeug der Druckverlaufsanalyse speziell auf die Anforderungen dieser instationären Messreihen angepasst.

Im Simulationsteil dieser Arbeit werden im Rahmen der Erstellung des dynamischen Prozessmodells des Gesamtsystems Motor eigene Teilmodell implementiert. Dazu zählen das Ersatzbrennverlaufsmodell zur Prädiktion des Verbrennungsverlaufes und die Emissionsmodellierung, welche für den Transientbetrieb angepasst wurde. Über ein detailliertes thermisches Netzwerk der verschiedenen Motorkomponenten können deren thermische Trägheiten berücksichtigt werden. Insgesamt lag der Fokus der Modellierung auf der motorthermodynamischen Modellbildung. Die Reglerarchitektur im Prozessmodell hat nicht den Anspruch das Reglerverhalten in voller Detailtiefe abzubilden, sondern soll zielführend die Charakteristik der Regelgröße liefern.

Die konkreten Fragestellungen, die sich ergeben und beantwortet werden sollen, sind, bezogen auf die experimentellen Untersuchungen, ob signifikante Unterschiede zwischen dem Stationär- und Transientbetrieb im großmotorischen Kontext bestehen und wenn ja, welche dies sind. Die Vermutung ist, dass eine Erhöhung der Motorlast mit einem kurzzeitigen Mehrverbrauch und höheren Emissionen, wie es die Abbildung 1-3 plakativ zeigt, verbunden ist.

Daran schließt sich die Frage an, welche Ursachen zum Emittieren von Schadstoffen verantwortlich für die hafennahen, hohen Immissionswerte, welche die Abbildung 1.1 für das Beispiel Rostock veranschaulicht, sein können. Für die Thematik dieser Arbeit bedeutet dies, welchen Einfluss der dynamische Motorbetrieb gegenüber den Stationäremissionen mutmaßlich einnimmt. Die Hypothese sei an dieser Stelle, dass dem dynamischen Betrieb an den hohen

Stickoxidemissionen kein bedeutender Anteil zuzuordnen ist, da diese nicht signifikant höher als im transienten Betrieb ausfallen. Anders zu beurteilen sind die Partikelemissionen. Wie es die Abbildung 1-3 erwarten lässt, ist der dynamische Betrieb ein signifikanter Einflussfaktor, den diese Arbeit möglicherweise bestätigen kann. Ein potentiell weiterer Faktor erhöhter Emissionen ist die Kraftstoffqualität, für die hier jedoch kein detaillierter Zusammenhang untersucht wird.

Daraus ergibt sich die abschließende Herausforderung, wie diese Merkmale reduziert oder gar vermieden werden können und welche Maßnahmen dazu ergriffen werden müssen. An dieser Stelle setzt das neuartige Simulationswerkzeug zur Beschreibung des transienten Betriebes an, welches erste Anwendungen hinsichtlich Potentialanalysen und Optimierungsansätzen liefern kann. Gleichzeitig wird in möglichen Anwendungsbereichen die hohe Leistungsfähigkeit des neuen Motorprozessmodells demonstriert, mit dem erstmalig im wissenschaftlichen Kontext die Charakteristiken des dynamischen Motorbetriebs hinsichtlich Kraftstoffverbrauches und der Schadstoffemissionen abgebildet werden können.

Somit kann der Einfluss des Nutzerverhaltens oder der Eingriff in die Steuergeräte bzw. Leitetchnik getestet werden, die eine Begrenzung des Lastgradienten vorsehen könnte. Eine solche Variation der Lastvorgabe wird im Kapitel 6.1 im Rahmen von Potentialanalysen präsentiert.

Eine weitere Option stellen Zusatzaggregate zur weiteren Entkopplung von Energieerzeugung und antriebsseitigem Verbrauch bzw. Energiebedarf dar. Zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens einzelner motorischer Komponenten sei auf eine Variationsrechnung im Kapitel 6.1 für eine Leistungsunterstützung des Turboladers verwiesen.

Für die genannten Variationsrechnungen werden kumulierte Verbräuche und Schadstoffemissionen gegenübergestellt, um den Einfluss möglicher Maßnahmen und das Optimierungspotential abschätzen zu können.

Als Abschluss ist es das erklärte finale Ziel dieser Arbeit mit Hilfe des dynamischen Prozessmodells eine tendenzielle Abschätzung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen für bestimmte konkrete Anwendungen und Szenarien des dynamischen Schiffsmaschinenbetriebs durchführen zu können, wie es beispielsweise bei hochdynamischen Manöverfahrten auftritt. Ein solches Beispiel wird in Kapitel 6.2 auf Basis realer Schiffsbetriebsdaten behandelt.

Weitere potentiell denkbare Maßnahmen können auf die Entkopplung der antriebsseitigen Energieerzeuger- und Verbraucherseite abzielen, wie es bei Hybridisierungsanwendungen vorgesehen wird. So kann der dieselelektrische Betrieb beispielsweise durch elektrochemische Energiespeicher unterstützt werden. Umsetzungsbeispiele hierfür gibt es bereits, wie es die Maschinenkonfiguration der hier im Anwendungskapitel betrachteten Personenfähre bereits umfasst. Um jedoch für solche komplexen Energiesysteme Optimierungen vornehmen zu können, ist das in dieser Arbeit entwickelte Motorprozessmodell - gesetzt der Annahme der weiteren Verwendung von Verbrennungsmotoren im maritimen Sektor - zwar ein wichtiger Bestandteil, reicht jedoch nicht aus. Hierfür wird es weiterer Modellentwicklungen und Untersuchungen zur Berücksichtigung relevanter Energieerzeuger, Energieverbraucher und Energiespeichersysteme - kurzum aller energiewandelnder Systeme - bedürfen.

## 2 Stand der Technik

In diesem Grundlagenkapitel wird zunächst auf die verschiedenen Betriebsbereiche eingegangen, in denen größere Verbrennungsmotoren typischerweise betrieben werden können. Dazu wird unter anderem erläutert, inwiefern die Kennfeldbereiche, in denen Schiffsdieselmotoren betrieben werden, sich von anderen großmotorischen Anwendungen unterscheiden.

Es folgt ein Überblick über die dynamische Betriebsweise und welche anderen Arbeiten es diesbezüglich insbesondere im Kontext maritimer Großmotoren gibt. Dies gilt für die Randbedingungen zur Durchführung experimenteller Versuche und bezieht sich außerdem auf die Seite der Arbeitsprozessmodellierung und Simulation.

Im Rahmen dieser Arbeit werden insbesondere mittelschnelllaufende Schiffsdieselmotoren betrachtet, sodass außerdem ein Abriss über den dieselmotorischen Arbeitsprozess gegeben wird, bevor die Grundzüge zur Prozessmodellierung beschrieben werden. Es folgt eine kurze Zusammenfassung allgemeiner Berechnungsgrundlagen zur Systemdefinition und thermodynamischen Prozessanalyse.

### 2.1 Motorbetriebsbereiche

Mittelschnelllaufende Großdieselmotoren werden vor allem in Lokomotiven, Schiffen und auch als Notstromaggregate eingesetzt, wobei die verwendeten Prüfzyklen für Schiffsdieselmotoren nur stationäre Betriebspunkte enthalten. Für die Veranschaulichung der Betriebsbereiche, in denen größere Verbrennungsmotoren verschiedener auch anderer Anwendungen typischerweise betrieben werden, sind Testzyklen dieser Anwendungsbereiche eingezeichnet in ein Drehzahl-Drehmomenten-Kennfeld (vgl. Abbildung 2-1).

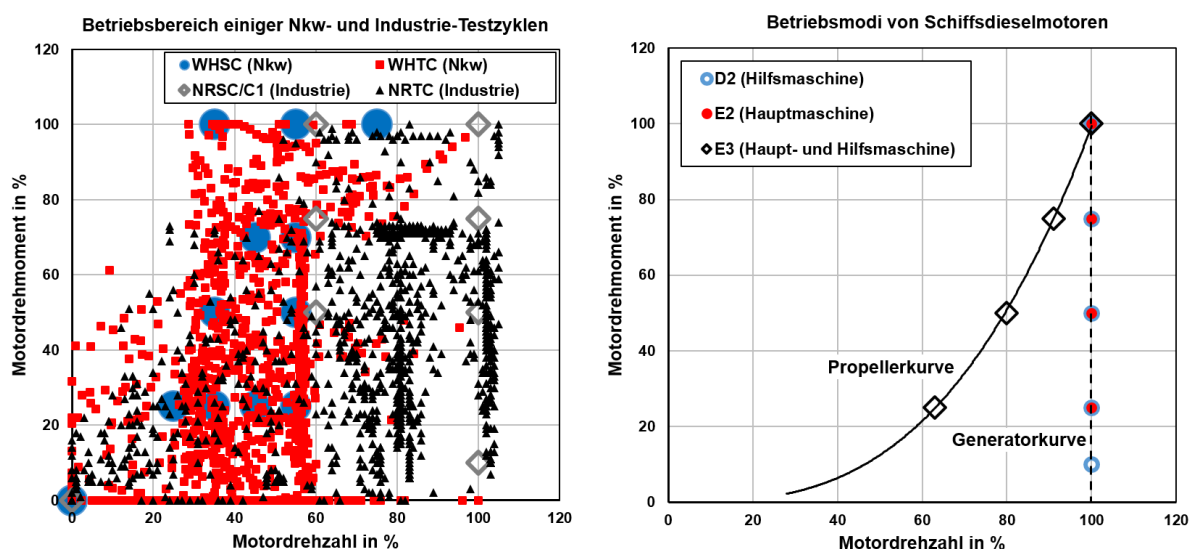


Abbildung 2-1: Motorbetriebsbereiche verschiedener Anwendungsbereiche des Onroad- bzw. Industriegesektors entsprechend ihrer Testzyklen eingezeichnet im Drehzahl-Drehmomenten-Kennfeld (links) und dazu im Vergleich die Betriebsmodi von Schiffsdieselmotoren inklusive der für die IMO-Testzyklen gemäß ISO 8178-4 [13] relevanten Betriebspunkte auf der Generator- bzw. Propellerkurve (rechts), die im Vergleich zu den Onroad- und Industriemotoren einen kleineren Betriebsbereich umfassen

Aus dem Bereich der Straßenfahrzeuge schwerer Nutzfahrzeuge sind diese Testzyklen der stationäre Zyklus World Harmonized Stationary Cycle (WHSC) bzw. der transiente Zyklus World Harmonized Transient Cycle (WHTC) und aus dem Bereich der Industriemotoren der stationäre Zyklus Non-road Stationary Cycle (NRSC) bzw. der transiente Zyklus Non-road Transient Cycle (NRTC), welche im linken Abschnitt von Abbildung 2-1 dargestellt sind. Dem gegenübergestellt sind die beiden typischen Betriebsmodi von Schiffsdieselmotoren, welche der Generator- bzw. Propellerkurve entsprechen (Vgl. Abbildung 2-1 rechts). Die üblichen stationären Testzyklen der International Maritime Organisation, kurz IMO, sind in der ISO 8178-4 [13] verankert. Der Zyklus gemäß ISO 8178-4-D2 gilt für Hilfsmaschinen, E2 für Hauptmaschinen betrieben im Generatormodus. Der Abschnitt E3 wird sowohl für Marinemotoren als Haupt- oder Hilfsmaschine im Propellermodus zu Rate gezogen. Der Zusatz C1 entspricht dem NRSC für mobile Industriemotoren.

Für die Interpretation dieser Betriebsbereiche sei erwähnt, dass eine Drehzahl von 100 % der Nenndrehzahl und analog dazu ein Motordrehmoment von 100 % dem Nenndrehmoment entsprechen. Die Testzyklen sollen repräsentativ für den Einsatzbereich der entsprechenden Motoren sein. Das bedeutet, dass diese Motoren zu großen Teilen in den eingezeichneten Bereichen betrieben werden. Es fällt auf, dass insbesondere bei den Industriemotoren ein breiter Kennfeldbereich abgedeckt ist. Die Motoren des Onroad-Sektors werden im Vergleich dazu weniger in den höheren Drehzahlbereichen betrieben. Die Nutzung in schweren Nutzkraftwagen und Industriemotoren ist sehr viel breiter angelegt als im Vergleich dazu der stationäre Bereich der Großmotoren, welche in der Seeschifffahrt zum Einsatz kommen. Die beiden Modi, in denen mittelschnelllaufende Schiffsdieselmotoren insbesondere betrieben werden, konzentrieren sich auf den Generator- und den Propellerbetrieb. Während beim Generatorbetrieb die Motordrehzahl über den gesamten Leistungsbereich konstant auf Nenndrehzahl verbleibt, ist im Propellerbetrieb die Drehzahl an die Motorleistung bzw. Lastanforderung des Motors gekoppelt und erhöht sich dementsprechend mit steigender Last. Dabei gilt in guter Näherung, dass sich das Drehmoment proportional zum Quadrat der Drehzahl verhält. Der oft auch als dieselektrisch bezeichnete Generatorbetrieb kommt namensgebend beispielsweise beim Antrieb elektrischer Generatoren zum Einsatz, während der diesel-mechanische Propellerbetrieb eine mechanische Kopplung mit dem Schiffspropeller beinhaltet. Der spezielle Fall des Kombinatorbetriebs und Abweichungen vom Propellerbetrieb durch spezielle verstellbare Pitch-Propeller seien an dieser Stelle vernachlässigt.

## 2.2 Dynamischer Motorbetrieb

Der dynamische Motorbetrieb bedeutet im Gegensatz zum stationären Motorbetrieb eine zeitliche Veränderung motorischer Kenngrößen, welches insbesondere das Motordrehmoment und die Motordrehzahl betrifft. Im Kontext maritimer Motoren sind dabei außerdem Abweichungen vom zuvor beschriebenen wichtigen Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehzahl auf der Generator- bzw. Propellerkennlinie möglich. Neben Drehmoment und Drehzahl kann dieses dynamische Verhalten jedoch auch zeitlich veränderliche motorische Randbedingungen betreffen, die für den Motorprozess relevant sind. Diese können insbesondere den Ladedruck, die Ladelufttemperatur und folglich die Zylinderfüllung betreffen sowie die Abgas-temperatur und die Turboladerdrehzahl, welche auf Trägheiten der Turboaufladung zurückzuführen sind. Daneben sind noch die thermischen Trägheiten zu nennen, die auf den Einfluss

der Wandtemperaturen oder allgemein den Wärmetransport zwischen den Motorkomponenten und den Medien und Medienkreisläufen zurückzuführen sind.

Das einleitend definierte Ziel dieser Arbeit besteht in der Charakterisierung und Modellierung des dynamischen Maschinenbetriebs von Schiffsdieselmotoren, welches experimentelle Untersuchungen und einen Simulationsteil umfasst. Aus diesem Grund wird nachfolgend der Stand der Technik auf diese beiden Teilgebiete hinsichtlich der Untersuchung und Berücksichtigung des dynamischen Motorbetriebs im großmotorischen Kontext beleuchtet.

### **2.2.1 Transiente Testzyklen als Basis experimenteller Untersuchungen**

Für die Durchführung von experimentellen Versuchen stellen offizielle Testzyklen eine hilfreiche Referenz dar. Definierte Testzyklen können die Randbedingungen liefern, um entweder reale Bedingungen anzunähern, eine Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Aggregaten sicherzustellen oder einen Vergleich mit anderen veröffentlichten, experimentellen Daten zu ermöglichen. Im Zusammenhang der Vergleichbarkeit ist auch die Anwendung der Emissionsregularien auf Basis definierter Emissionsgrenzwerte zu nennen.

Es existiert eine Vielzahl von Testzyklen, bei denen verschiedene Gültigkeitskriterien zum Tragen kommen. Einerseits kann grundlegend in Anwendungsbereiche wie der Motorenklassifizierung, des Einsatzfeldes, der Region etc. unterschieden werden, aber auch zwischen der Motorbetriebsart. Sowohl im Onroad- als auch im Industriebereich sind bereits seit langem neben den stationären Testzyklen ebenfalls solche etabliert, welche den dynamischen Motorbetrieb beinhalten. Einige repräsentative, welche auch wichtig im Kontext von größeren Motoren sind, wurden bereits im Kapitel 2.1 genannt.

Die aktuell wichtigsten Testzyklen für den großmotorischen Anwendungsbereich für schwere Nutzfahrzeuge und Busse sind der WHSC und WHTC, der sogenannte „World Harmonized Stationary Cycle“ bzw. „World Harmonized Transient Cycle“. Mit deren Einführung wurden Emissionsregularien unter Berücksichtigung der realen Nutzung schwerer Nutzfahrzeuge, welches auf typischen Fahrbedingungen in der EU, den USA, Japan und Australien basiert, geschaffen. Die Berücksichtigung des realen, dynamischen Betriebsverhaltens in einem transienten Testzyklus wird außerdem dadurch verbessert, dass neben dem Warmstart auch der Kaltstart beinhaltet ist. Weitere Verbesserungen zur Abbildung der Emissionen im praktischen Fahrbetrieb wurden zusätzlich durch die Einführung von Prüfverfahren im Sinne der „Real Driving Emissions“ - kurz RDE - erreicht, wie sie im Bereich der Nutzfahrzeuge bereits seit mehreren Jahren vorgeschrieben sind. [14]

Für den Offroad-Bereich gilt der Nonroad Stationary Cycle –kurz NRSC – bzw. der Nonroad Transient Cycle - kurz NRTC und wird international für die Emissionszertifizierung von Industriemotoren gefordert, darunter die EU-Vorschrift ab Stufe III/IV, die US-EPA-Regel ab Tier 4 und die japanischen Vorschriften ab 2011/13. Das bedeutet zusammengefasst, dass es für diese Sektoren klare Vorgaben und Richtlinien zur Durchführung von Motorversuchen gibt. Im großmotorischen Kontext der Schifffahrt ist zwar der stationäre Motorbetrieb in der ISO 8178-4 reglementiert, dagegen nimmt der dynamische Motorbetrieb bisher nur eine untergeordnete Bedeutung ein. Vergleichbare transiente Testzyklen wie der WHTC im Nutzfahrzeugbereich oder der NRTC der Industriemotoren existieren hinsichtlich einer entsprechenden Reglementierung im maritimen Bereich nicht. Es besteht lediglich die Forderung an die maritimen Anlagenhersteller, dass auf eine Lastanforderung bzw. auf bestimmte Belastungsprofile

eine entsprechend eingeregelter Reaktion innerhalb definierter zeitlicher Grenzen und hinsichtlich des Einschwingverhaltens und der auftretenden Überschwinger erfolgt. Das heißt, die Wiederherstellung des stationären Zustands sollte innerhalb dieser Grenzen erfolgen. Überprüft wird die Erfüllung dieser Anforderungen von Seiten der Klassifikationsgesellschaften.

## 2.2.2 Prozessmodelle zur Beschreibung des dynamischen Motorbetriebs

Da die Anforderungen an Verbrennungsmotoren stetig steigen, ist eine immer präzisere Abbildung der motorischen Prozesse per Modell sinnvoll. Die Ansätze für ein Motorprozessmodell zur Beschreibung grundlegender Betriebsbedingungen, der thermischen Zustände und wichtiger Ergebnisgrößen wie insbesondere Wirkungsgrade und Emissionen sind sehr vielfältig, was unterschiedliche Klassifizierungen nach sich zieht. Die dabei wichtigste Unterscheidung kann zwischen Modellkomplexität und Rechenzeit vorgenommen werden, die in einem Zielkonflikt zueinander stehen. Hinzu kommen manchmal Kriterien wie die Echtzeitanforderung, welche die möglichen Modellierungsansätze bereits vordefinieren. Ein solches Kriterium hinsichtlich der Rechenzeit ist beispielsweise bei Modellen, die für die Integration in einem Steuergerät vorgesehen sind, gegeben. Ein weiterer Anwendungsfall sind Maschinenmodelle, die in Echtzeitsimulatoren für Ausbildungs- oder Trainingszwecke zum Einsatz kommen.

In der Anwendung im Pkw- und Nutzkraftfahrzeugbereich werden bereits seit mehreren Jahrzehnten Prozessmodelle in die Motorelektronik integriert, um die Optimierung des Motorbetriebs bezüglich Wirkungsgrad und Schadstoffemissionen zu ermöglichen. Dabei werden allerdings weitestgehend stationäre Kennfelder hinterlegt, welche dann gegebenenfalls durch Interpolationsmethoden ergänzt werden, um die instationären Prozesse anzunähern und außerdem sowohl Alterungs- als auch variierende Umwelteinflüsse und unterschiedliche Kraftstoffqualitäten im Betrieb zu erkennen und für den fortlaufenden Betrieb zu berücksichtigen, beispielsweise als datenliefernde Unterstützung zur Steuerung der Abgasnachbehandlungssysteme. Wie Velmurugan [15] ausführt, sind neben den weit verbreiteten Kennfeldmethoden inklusive Interpolation außerdem Methoden der künstlichen Intelligenz wie neuronale Netze im Einsatz, um transiente Emissionen vorherzusagen. Auch wenn eine solche Modellanwendung im laufenden Motorbetrieb im Onroad-Sektor bisher breiter etabliert ist, sind ähnliche Entwicklungstendenzen in den letzten Jahren auch im großmotorischen Bereich erkennbar. Ein Beispiel dafür aus dem Bereich der Komponentenhersteller sind intelligente Injektoren. [16] Eine Echtzeitvoraussage von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen ist für den stationären Motorbetrieb auf empirischer Basis möglich, erscheint allerdings für den dynamischen Motorbetrieb auch aktuell noch problematisch, da die notwendige Genauigkeit zur Abbildung der komplexen physikalisch-chemischen Prozesse und die dafür benötigten Rechenressourcen nach wie vor eine Herausforderung darstellen.

Aus Sicht des Kriteriums der Genauigkeit sind Modelle unter Nutzung von thermodynamisch, strömungsmechanisch und reaktionskinetisch basierten Ansätzen besser geeignet. Diese sind als Prozesssimulation für den Einsatzzweck der Auslegung und Optimierung des Maschinenbetriebs konzipiert, können mittlerweile oftmals als vollwertiger virtueller Prototyp oder digitaler Zwilling fungieren und müssen kein Echtzeitkriterium erfüllen. Für eine Echtzeitprädiktion ist zurzeit eine wirklichkeitsnahe Abbildung des dynamischen Betriebs schwierig und wenn dann nur mit größeren Genauigkeitsabstrichen realisierbar.

Gleichwohl finden sich in der Literatur nur wenige wissenschaftliche Arbeiten, welche den dynamischen Motorbetrieb zum einen im Kontext von Kraftstoffverbrauch und transienten Emissionen betrachten und dabei zum anderen außerdem für die Anwendung im großmotorischen Bereich entwickelt wurden. Nichtsdestotrotz werden nachfolgend eine Reihe ausgewählter wissenschaftlicher Arbeiten vorgestellt, welche sich thematisch ähnlich zum Thema dieser Dissertation der Beschreibung des dynamischen Motorbetriebs per Prozessmodells gewidmet haben. Dazu wird sich in dieser Literaturübersicht auf die Komplexität von null- bzw. ein-dimensionalen Modellen der Motorkomponenten konzentriert, welche unter dem Stichwort dynamisches oder transientes Motormodell veröffentlicht wurden oder damit in Verbindung gebracht werden konnten.

Auch wenn detaillierte Motorprozessmodelle im Pkw- und Nutzkraftfahrzeugbereich weiter verbreitet sind als im großmotorischen Bereich, so sind diese im Wesentlichen für den stationären Motorbetrieb konzipiert und nur unzureichend für eine gesamtheitliche Betrachtung des dynamischen Betriebes aufbereitet. Dies lässt sich gerade in dem Kontext feststellen, dass mit Hilfe dieser Simulationswerkzeuge die Charakteristiken hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen verlässlich vorhersagbar sind. Allerdings finden sich für den Fokus auf einzelne Teilbereiche viele zielgerichtete und detaillierte Modellansätze, welche explizit auch die Aspekte des dynamischen Betriebs adressieren. Auf Seiten der transienten Emissionen sind dazu [17], [18] Beispiele für die Stickoxidbildung, für dynamische Rußemissionen [19] und [20].

Diese Fokussierung auf einzelne Teilbereiche ist auch deswegen denkbar und nachvollziehbar, da eine vollumfängliche Modellierung des Gesamtsystems Motor mit hohem Detailgrad bestehend aus vielen Untermodellen für alle Subkomponenten, Regelungssysteme und inklusive einer Innenprozessrechnung mit Verbrennungs- und Schadstoffmodellierung sehr umfangreich ausfällt. Daher, solange kein Gesamtmodell komplett neu aufgebaut werden muss, ist es oft sinnvoll und effizient, den Fokus auf die Verbesserung eines Teilbereiches zu legen. Nichtsdestotrotz gibt es auch einige Arbeiten, die dieses Ziel der Gesamtmodellierung angegangen sind und dabei auch den dynamischen Betrieb thematisieren.

Eine Übersicht einiger früherer Arbeiten allgemein zum Thema der Modellierung des dynamischen Motorbetriebes chronologisch nach Veröffentlichungsjahr geordnet liefert die nachfolgende Abbildung, wozu im Anhang weitere Daten tabelliert angeführt werden.

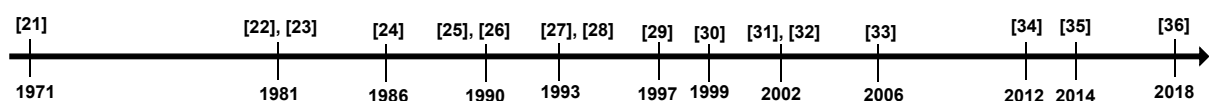


Abbildung 2-2: Chronologische als Zeitstrahl dargestellte Übersicht einiger Motorprozessmodelle zum dynamischen Motorbetrieb

Anhand von Abbildung 2-2 wird deutlich, dass bereits seit 1971 Prozessrechnungsmodelle zur Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren entwickelt wurden. [21] bis [36] Auf einige Ausgewählte soll im Folgenden näher eingegangen werden, um ein detaillierteres Bild aktueller Modelle zu skizzieren.

So beinhaltet die Arbeit von Gerstle [30] als „Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zwei-Takt-Dieselmotoren“ die Betrachtung einer Schiffsantriebsanlage mit Fokus auf die Modellierung der Großdieselmotoren inklusive Auflade- und Regelungssystem. Darin werden allerdings lediglich stationäre Kennfeldmodelle insofern erweitert, als dass diese für den instationären Betrieb interpoliert werden. Zwar wird die Modellgültigkeit für eine größere Bandbreite von Motoren aufgezeigt. Das Betriebsverhalten im dynamischen



Betrieb wird jedoch nur für die Ergebnisgrößen des Turboladers validiert und keine Aussage zum Kraftstoffverbrauch oder den Emissionen im dynamischen Betrieb getroffen.

Auch Huß [37] verfolgt mit der Verwendung von skalierten Kennfeldern weiterhin eine ähnliche Methode zum Vergleich des Kraftstoffverbrauches verschiedener Motorenkonfigurationen in typischen Fahrzyklen, die auch den dynamischen Betrieb beinhaltet. Allerdings erfolgt keine Validierung der Modelle mit transienten Verbrauchsdaten, sodass eine Einordnung der Modellgüte zumindest schwierig ist.

In der Serie von Veröffentlichungen von Benajes werden zunächst experimentelle Untersuchungen mit hochaufgelösten Messdaten zur Charakterisierung von schnelllaufenden, aufgeladenen Dieselmotoren im transienten Betrieb präsentiert [31]. Als elementare Auswirkungen auf das dynamische Verhalten wird darin die Rolle des Turboladers und der thermischen Trägheiten beschrieben, die das Verhalten von Motorleistung respektive Kraftstoffverbrauch und Emissionen beeinflussen. Beim anschließend vorgestellten Prozessmodell [32] kann der transiente Kraftstoffverbrauch des validierten Lastsprungs für eine konstante Motordrehzahl adäquat nachgebildet werden. Dynamische Emissionen werden in diesem Stadium des Prozessmodells nicht behandelt.

Eine Vielzahl von Untersuchungen führt auch Rakopoulos durch, der als eine seiner vielen Veröffentlichungen 2006 sehr umfangreiche Parameterstudien zum transienten Motorbetrieb präsentierte [33]. Resümierend ist das dynamische Verhalten für viele Komponentenmodelle, darunter das Turboladermodell und die Einspritzkomponenten, präzise abbildbar. Eine zum damaligen Zeitpunkt besondere Herausforderung wird allerdings in einer zeitlich hochaufgelösten Innenprozessmodellierung inklusive adäquatem Verbrennungsmodell gesehen, welches vor dem Hintergrund zuverlässiger Prädiktion von transienten Emissionen notwendig ist. In einer der vielen weiteren Veröffentlichungen zur Thematik fasst Rakopoulos mit seiner Forschungsgruppe unter anderem in einem Fachbuch den transienten Dieselmotorenbetrieb zusammen. [38]

Viele Arbeiten konzentrieren sich bei der Modellierung des dynamischen Motorbetriebs weniger auf die thermodynamische Betrachtung des Motorinnenprozesses als viel mehr auf die Modellierung der Steuer- und Regelungstechnik. So auch Mancini [35], der in seiner Dissertation den transienten Betrieb von Pkw-Motoren per Prozessmodell abbildet.

Außerdem gibt es verschiedene Spezialfälle des transienten Motorbetriebs, bei denen sich nicht zwangsläufig die Größen Motordrehmoment und -drehzahl ändern, sondern die thermischen Randbedingungen. Dies gilt insbesondere für den Kaltstart. Das Kaltstartverhalten wurde beispielsweise per Motorprozessmodell von Reißig [34] untersucht.

Als Beispiel einer aktuellen Arbeit erstellte Giakoumis [36] ein detailliertes thermodynamisches Prozessmodell für einen Lkw-Dieselmotor, welches für den dynamischen Motorbetrieb plausible Verläufe des Kraftstoffverbrauches und der Schadstoffemissionen berechnet. Da der Fokus auf der Untersuchung der qualitativen Auswirkungen verschiedener Turbinengeometrien lag, fehlen leider experimentelle Vergleichsdaten, sodass eine Validierung dieser Ergebnisse und schließlich die Einordnung der Genauigkeitsgüte nicht möglich sind.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass es zwar einige wissenschaftliche Vorarbeiten zum Thema des transienten Motorbetriebs im Bereich der Arbeitsprozessrechnung gibt. Allerdings wird oft nur das Betriebsverhalten der einzelnen Komponenten wie dem Turbolader vorhergesagt. Nur wenige Arbeiten in diesem Kontext sind als komplexes Prozessmodell des Gesamtsystems Motor ausgeführt und bestehen aus verschiedenen detaillierten Teilmodellen wie den Medienpfaden, dem Turbolader, der Motormechanik, der Regelungstechnik und einer

hochaufgelösten Innenprozessrechnung. Die Prädiktion des Kraftstoffverbrauches respektive des Wirkungsgrades und der Schadstoffemissionen werden in den bisherigen wissenschaftlichen Prozessmodellen nur unzureichend berücksichtigt. Ebenso werden thermodynamische Modellansätze zur Reduktion des Kraftstoffverbrauches und der Emissionen im dynamischen Schiffsmaschinenbetrieb bisher nur sehr wenig eingesetzt.

## **2.3 Dieselmotorischer Arbeitsprozess**

Die Aufgabe von Energiemaschinen besteht darin, verschiedene Energieformen in oder aus mechanischer Arbeit umzuwandeln. In einem Kolbenverbrennungsmotor findet die Energieumwandlung in einem Brennraum mit beweglichem Kolben statt. Das sich im Brennraum befindende Kraftstoff-Luft-Gemisch entzündet sich im Gegensatz zum fremdgezündeten Ottomotor für den Fall eines dieselmotorischen Brennverfahrens selbst und verbrennt. Diese Energiefreisetzung der im Kraftstoff chemisch gebundenen Energie führt zu einer starken Temperatur- und Druckerhöhung. Die Gasmasse im Zylinder dehnt sich aus, sodass die resultierenden Gaskräfte auf den Kolben wirken und diesen bewegen. Aus dem Verbrennungsprozess resultiert die mechanische Nutzarbeit dieser Kraftmaschine.

Das Wesen des dieselmotorischen Arbeitsprozesses besteht in der inneren, heterogenen Gemischbildung verbunden mit einer hohen Verdichtung sowie dem Lastregelverfahren der Qualitätsregelung und bildet die Grundlage für einen hohen Gesamtwirkungsgrad des Dieselmotors. [40] Zunächst wird lediglich die Ladeluft komprimiert. Der Kraftstoffeintrag in den Brennraum erfolgt erst gegen Ende der Verdichtung, für gewöhnlich im Bereich des oberen Totpunktes (meist erst kurz vor dem OT). Unter hohem Einspritzdruck bildet sich ein Kraftstoffstrahl aus, der im Verlauf seiner Ausbreitung innerhalb des Brennraumes zerfällt. Das Kraftstoffstoffspray vermischt sich mit der in Folge der Verdichtung heißen Luft. Beeinflusst durch die Ladungsbewegung im Zylinder bildet sich ein zündfähiges Gemisch, das sich schließlich ohne einen weiteren Zündenergieeintrag entzündet. Unter dem fortwährenden Einfluss vorangehend genannter Prozesse findet nun die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches statt. Dabei beeinflussen sich Einspritzung, Strahlausbreitung, Strahlzerfall, Gemischbildung, Ladungsbewegung, Zündung und Verbrennung gegenseitig. Im darauffolgenden Ladungswechsel wird das Abgas nach erfolgter Verbrennung ausgeschoben, durch anschließend zu komprimierende Frischladung ausgetauscht und somit der Kreisprozess komplettiert. In nachfolgenden Unterkapiteln werden die erstgenannten Prozesse in Kurzform näher behandelt, die der Zündung und Verbrennung ausführlicher. Beim realen Verbrennungsprozess entstehen außerdem Schadstoffe, auf die einschließlich ihrer Ursachen ebenfalls eingegangen wird.

### **2.3.1 Kraftstoffeinspritzung und Gemischbildung**

Die Lastregelung des Dieselmotors wird maßgeblich durch die Mengendosierung des eingespritzten Kraftstoffes umgesetzt. Mit der direkten und zeitlich gesteuerten Einspritzung des Kraftstoffes unmittelbar in den Hauptbrennraum lässt sich die Energieumsetzung der Verbrennung durch die Einspritzereignisse und die Einspritzrate beeinflussen. Dabei ist die aus dem Einspritzverlauf mit Einspritzbeginn, Einspritzdauer, Einspritzende und der Anzahl der Einspritzungen resultierende Einspritzstrategie entscheidend für den Wirkungsgrad und die Schad-

stoffbildung des Verbrennungsprozesses. Eine repräsentative Ereigniskette der Kraftstoffeinspritzung ist in Abbildung 2-3 zusammen mit dem Bestromungssignal des kraftstoffeinspritzenden Injektors dargestellt.

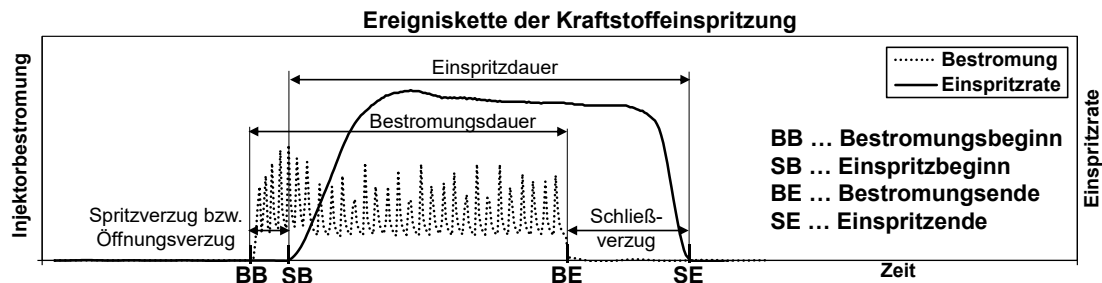


Abbildung 2-3: Repräsentative Ereigniskette der Kraftstoffeinspritzung mit Bestromungssignal des Kraftstoffinjektors und der Einspritzrate basierend auf Messdaten eines Einspritzverlaufsindikators

Der Einspritzverlauf legt fest, zu welcher Zeit welche Kraftstoffmenge in den Zylinder eingespritzt wird und lässt sich als zeitlicher Verlauf über die Kenngrößen des Beginns, der Dauer und dem Ende der Einspritzung und der jeweiligen Amplitude darstellen. Dabei ist oftmals nicht der genaue Einspritzbeginn bekannt, sondern nur der Bestromungsbeginn des Injektors. Zwischen dem Zeitpunkt der Bestromung und der eigentlichen Einspritzung der Kraftstoffmasse in den Brennraum vergeht eine Ansteuerzeit bzw. ein Öffnungsverzug, der auch Spritzverzug genannt wird. Systembedingt müssen nach Bestromungsbeginn zunächst Nadel und Ventil des Injektors öffnen.

Beim Aufbau des Einspritzdruckes stehen verschiedene Einspritzsysteme zur Verfügung. Als gebräuchlichste Vertreter sind an dieser Stelle dienockengetriebenen Pumpe-Düse-Einspritzsysteme und die Common-Rail-Systeme zu nennen. Das Common-Rail-System besitzt deutlich mehr Freiheitsgrade, da es im Gegensatz zumnockengetriebenen System nicht mechanisch gekoppelt ist.

Die Schnittstelle beim Eintrag des Kraftstoffes in den Brennraum ist die unterschiedlich ausführbare Einspritzdüse mit ihrer Anzahl an Spritzlöchern. Mit der Verteilung und Zerstäubung des Kraftstoffes beginnt die Aufbereitung des Kraftstoff-Luftgemisches. Durch die Einspritzrate und die Geschwindigkeit bei der Gemischbildung wird im Wesentlichen die Energieumsetzung innerhalb des Dieselmotors bestimmt. Bei der Gemischbildung finden die Prozesse der Einspritzung, der Einspritzstrahlausbreitung, des Strahlerfalls und der Zerstäubung des Kraftstoffes mit den Vorgängen der Tropfenkollision und -koaleszenz und der Tropfenverdampfung statt. Als weitere, beeinflussende Faktoren sind die Ladungsbewegung und Brennraumturbulenz zu nennen. Die Verdampfung des Kraftstoffes, Vermischung mit der Ladeluft, anschließende Zündung und Verbrennung laufen dabei parallel ab.

### 2.3.2 Zündung und Zündverzug

Als Zündung wird die thermische Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemisches bezeichnet. Dies ist bedingt durch einen äußeren Energieeintrag oder kennzeichnend für den Dieselmotor durch Selbstzündung möglich. Zu einer Selbstzündung kommt es, sobald, bezogen auf das lokale Luftverhältnis, ein zündfähiges Gemisch existiert und die Zündtemperatur erreicht wird. Da die

Gebiete der Selbstzündung meist im leicht unterstöchiometrischen Bereich liegen, kommt es aufgrund des Luftmangels zu einer rußbildenden Verbrennung. [41]

Obwohl Dieselmotorkraftstoffe typischerweise eine hohe Zündwilligkeit aufweisen, beginnt die Verbrennung nicht unmittelbar mit der Einspritzung des Kraftstoffes. Vielmehr laufen ab dem Zeitpunkt der Einspritzung verschiedene Prozesse physikalischer und chemischer Natur ab, die den sogenannten Zündverzug kennzeichnen. Der Zündverzug ist der Zeitraum von Beginn der Einspritzung bis zu einem merklich über den Kompressionsdruck hinausgehenden Druckanstieg, der durch die Energiefreisetzung des Kraftstoffes hervorgeht.

Der physikalische Zündverzug wird bedingt durch die Strahlausbreitung, Verdampfung und Vermischung des Kraftstoffes mit der Ladeluft. Wie schon erwähnt, können die Vorgänge der Gemischbildung, Zündung und Verbrennung nicht voneinander getrennt betrachtet werden. Wesentlich beeinflusst werden kann der physikalische Zündverzug durch die Gastemperatur und den Gasdruck bei Einspritzbeginn, durch eine hohe Zerstäubungsgüte des Kraftstoffes sowie durch eine hohe Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Luft. [42]

Sobald damit die Voraussetzungen eines zündfähigen Gemisches gegeben sind, ist des Weiteren die chemische Zündverzugszeit entscheidend. Diese hängt im Wesentlichen von der Aufspaltung der Kraftstoffmoleküle und der Radikalenbildung ab. Begünstigt durch hohe Temperaturen im Brennraum leiten reaktionsfreudige Radikale die Zündung ein. [40] Neben der Temperaturabhängigkeit ist in jedem Fall ein Einfluss des Druckes und geringfügig auch der der Kraftstofftemperatur festzuhalten. [42]

Ein weiteres Kriterium beim Zündverzug ist die Zündwilligkeit des Kraftstoffes ausgedrückt über die Cetanzahl, die das Verhältnis von zündwilligen zu zündträgen Anteilen im Kraftstoff beschreibt. Je mehr unverzweigte Kohlenwasserstoffe in einem Kraftstoff enthalten sind, desto größer ist die die Zündwilligkeit charakterisierende Cetanzahl. Das bedeutet, mit steigender Cetanzahl entzündet sich ein Kraftstoff leichter und der Zündverzug nimmt ab. Hinzukommen das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffes und die Geschwindigkeit bei der Radikalenbildung, die dabei auch über die Zusammensetzung und Struktur der Kraftstoffeskomponenten beeinflusst werden können. [43]

Der Zündverzug wirkt sich insbesondere auf die Phase der vorgemischten Verbrennung aus. Lange Zündverzüge treten speziell im Teillastbereich oder bei Einspritzzeitpunkten auf, bei denen der Beginn weit vor oder nach dem oberen Totpunkt liegt. Ausschlaggebend sind hierbei die niedrigere Temperatur, aber auch weitere Einflussfaktoren, wie [39] zeigt: Die Zündverzugszeit sinkt jeweils bei einem Anstieg des Sauerstoffgehaltes der Ladeluft, der Luftdichte, der Lufttemperatur, der Verdichtung, der Wandtemperatur, der Motordrehzahl, der Kraftstofftemperatur und der Cetanzahl. Bei steigendem Restgasgehalt bzw. Abgasrückführung und höherem Luftverhältnis ab einem Minimum von etwa 0,8 nimmt der Zündverzug zu. Innerhalb dieser Zeit kann sich viel Kraftstoff mit der Ladeluft vermischen. Je mehr Gemisch während des Zündverzuges aufbereitet wird, desto größer ist der vorgemischte Anteil am gesamten Verbrennungsablauf und desto größer ist der Druckgradient dieser Phase, der sich hinsichtlich der Bauteilbelastung, der Wandwärmeverluste und dem thermischen Wirkungsgrad auswirkt.

### **2.3.3 Verbrennung**

Mit der Zündung folgt ab Brennbeginn der Verbrennungsprozess, an dem viele verschiedene Teilprozesse beteiligt sind. Dazu zählen die chemischen Reaktionen, der molekulare Transport

inklusive Diffusion, Dissipation und Wärmetransport sowie die turbulente Strömung, die dabei unterschiedliche Bereiche auf einer Zeitskala (siehe Abbildung 2-4) überdecken.

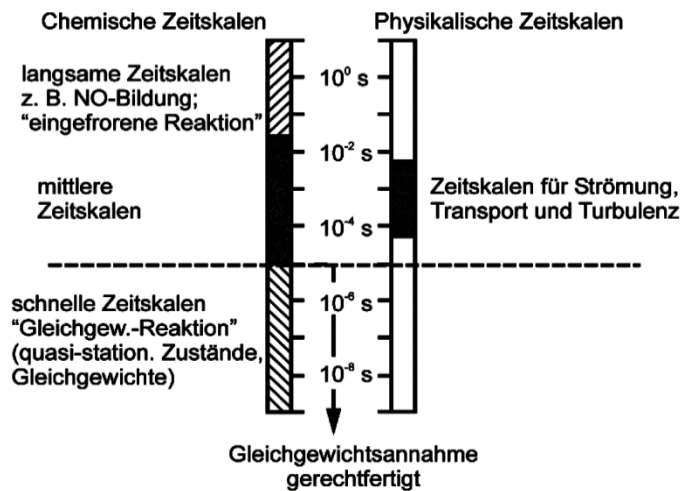


Abbildung 2-4: Zeitskala der unterschiedlichen an der Verbrennung beteiligten Prozesse nach [44]

Bestimmend für den Verbrennungsablauf sind die jeweils langsamsten dieser gekoppelt stattfindenden Vorgänge. Werden also die Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen und der turbulenten Strömungstransport auf einer Zeitskala verglichen, so wird erstere bei niedrigeren Temperaturen entscheidend sein, während bei relativ hohen Temperaturen die Physik der Gemischbildung kennzeichnend und für den Ablauf des Verbrennungsprozesses geschwindigkeitskontrollierend ist. [44]

So verhält es sich ebenso mit der heterogenen Verbrennung des Dieselmotors, die sowohl vorgemischt - in Folge des Zündverzuges, hauptsächlich aber

mischungskontrolliert stattfindet. In den einzelnen Phasen der Verbrennung sind unterschiedliche Phänomene geschwindigkeitsbestimmend, die neben der Abhängigkeit vom Einspritzverlauf die Umsatzrate des Kraftstoffes wesentlich beeinflussen.

Ausgehend von einer einzelnen Haupteinspritzung lässt sich die dieselmotorische Verbrennung in drei grundlegende Phasen einteilen. Diese beginnt als vorgemischte Verbrennung mit einer charakteristisch ausgeprägten schlagartigen Energiefreisetzung und setzt sich als Mischungskontrollierte Hauptphase der Verbrennung fort. Diese geht über in eine sowohl diffusions- als auch reaktionskinetisch gesteuerte Nachverbrennungsphase gekennzeichnet durch einen langsamer werdenden, verschleppten Kraftstoffumsatz. (vgl. Abbildung 2-5).

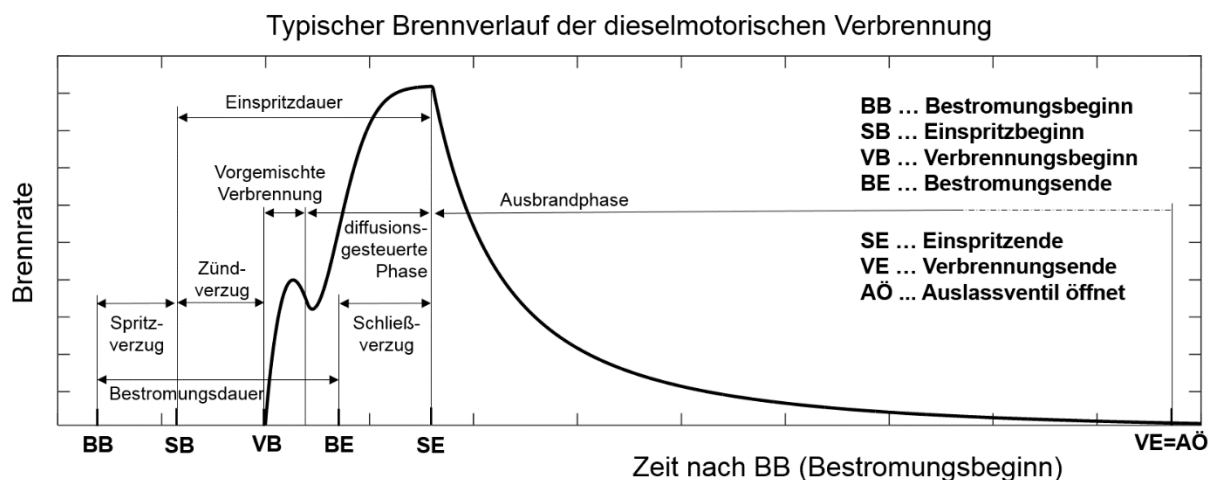


Abbildung 2-5: Typischer Brennverlauf der dieselmotorischen Verbrennung schematisch dargestellt mit der Einteilung in dessen Verbrennungsphasen: vorgemischte Verbrennung, diffusionsgesteuerte Verbrennung und Ausbrandphase sowie der Kennzeichnung der Ereigniskette

### **Vorgemischte Phase**

Die vorgemischte Phase der Verbrennung startet ab Einspritzbeginn nach dem Zündverzug. In dieser Zeit, die verschiedenen physikalisch und chemisch basierten Vorgängen geschuldet ist, vermischt sich ein erster Anteil des bis dahin eingespritzten Kraftstoffes mit der Ladeluft innerhalb des Brennraumes. Die Verdichtung bestimmt bis hierhin im Wesentlichen den Druck- und Temperaturverlauf [39]. Aufgrund relativ niedriger Temperaturen vor Verbrennungsbeginn laufen die chemischen Prozesse noch eher langsam ab und sind prägend für den Zündverzug. Die Verbrennung beginnt, sobald es, unter Voraussetzung entsprechend lokaler Temperaturen und lokalem Sauerstoffs, zur Selbstzündung einer lokalen Gemischzone kommt. Das bis zu diesem Ereignis aufbereitete Gemisch findet nun eine Zündquelle vor, verbrennt schlagartig und führt zu einem steilen Druckanstieg. Dieser Druckgradient ist auch für die Akustik des als „Dieselnageln“ bekannten Phänomens verantwortlich. Abhilfe schafft hier eine Voreinspritzung einer Kleinmenge an Kraftstoff, die zu einer Verringerung des Zündverzuges führt.

### **Hauptphase der Verbrennung**

In der Hauptphase der Verbrennung findet die für die konventionelle dieselmotorische Verbrennung typische diffusionsgesteuerte bzw. mischungskontrollierte Phase statt. Lokal existierende Flammen von bereits aufbereitetem Gemisch sind als Zündquelle für den weiter eingespritzten Kraftstoff vorhanden. Druck und Temperatur nehmen rasch zu, was zu weiteren zahlreichen Zündkeimen führt, die sich nun nahezu gleichzeitig entzünden [39]. Die Dynamik der Reaktionskinetik hat durch den starken Temperaturanstieg in den Zündherden der ersten Phase der Verbrennung erheblich zugenommen. Geschwindigkeitsbestimmend für die Brennrates des Kraftstoffes ist nun ganz wesentlich die Vermischung von Kraftstoffspray und Luft, da die Ladungszusammensetzung von starker Inhomogenität geprägt ist. Das bedeutet, dass Gemischbildung und Umsetzung des Kraftstoffes eng miteinander verknüpft sind. Mit Abfall und Ende der Einspritzrate ändern sich die Randbedingungen ein weiteres Mal und der Übergang von der mischungskontrollierten Hauptphase der Verbrennung zur Nachverbrennung folgt.

### **Nachverbrennung**

Die letzte Phase der Verbrennung ist durch eine zunächst sehr stark, dann aber immer langsamer abfallende Umsatzgeschwindigkeit gekennzeichnet. Sinkende Gastemperaturen infolge abnehmenden Druckes bei fortschreitender Expansion verlangsamen entscheidend die Reaktionskinetik. Dies wird zusätzlich begünstigt durch die insgesamt im Brennraum vorherrschende Sauerstoffkonzentration, die sich ebenfalls ihrem Minimum nähert. Das bedeutet, dass der Luftüberschuss abnimmt und sich die Wahrscheinlichkeit lokalen Sauerstoffmangels erhöht. Durch den Wegfall der Turbulenz des Einspritzstrahls nach Einspritzende wird zudem die Gemischbildung sehr viel langsamer. Als weitere treibende Kraft der Vermischung von Luft und Kraftstoff schwächt sich die durch den Einlassvorgang initiierte Ladungsbewegung ab. Die Folge ist eine thermodynamisch ungünstige Verschleppung der Verbrennung.

Dabei ist der Übergang von der Hauptverbrennungsphase zur Phase der Nachverbrennung nicht eindeutig definiert und es lassen sich in der Literatur teils unterschiedliche Auslegungen finden. So gab [45] den Übergang zur Nachverbrennung mit Erreichen der Maximaltemperatur an. Der Ausbrand des sich noch im Brennraum befindlichen Kraftstoffes wird dann infolge absinkender Brennraumtemperaturen zunehmend durch die Reaktionskinetik gesteuert. Ab bestimmten Temperaturen sind die chemischen Prozesse auf der Zeitskala der Verbrennung

wieder langsamer, somit mitentscheidend [44] und das Ende der rein mischungskontrollierten Verbrennungsphase, der Hauptverbrennung, ist erreicht.

Darüber hinaus existiert die Variante, bei der die Hauptphase der Verbrennung an den Einspritzverlauf gekoppelt wird. Für diesen Fall korreliert der Beginn der Nachverbrennung in etwa mit dem Einspritzende [46], [47]. Diese Korrelation von Spritzende und dem Übergang von Hauptverbrennungsphase zur Nachverbrennung soll auch für den Rahmen dieser Arbeit zur Verbrennungsmodellierung auf Basis der Einspritzereigniskette verwendet werden.

### 2.3.4 Emissionen

Die beim dieselmotorischen Arbeitsprozess grundlegenden Emissionen als Verbrennungsprodukte können unterschieden werden in unschädliche Abgaskomponenten und die Schadstoffemissionen. Die Zusammensetzung des dieselmotorischen Rohabgas ist bei dem inhomogenen Brennverfahren mit Luftüberschuss und innerer Gemischbildung stark von den motorischen Randbedingungen, also vom Betriebspunkt, abhängig. Eine typische Abgaszusammensetzung ist in nachfolgender Abbildung mit der Angabe der Massenanteile der jeweiligen Abgaskomponenten skizziert.

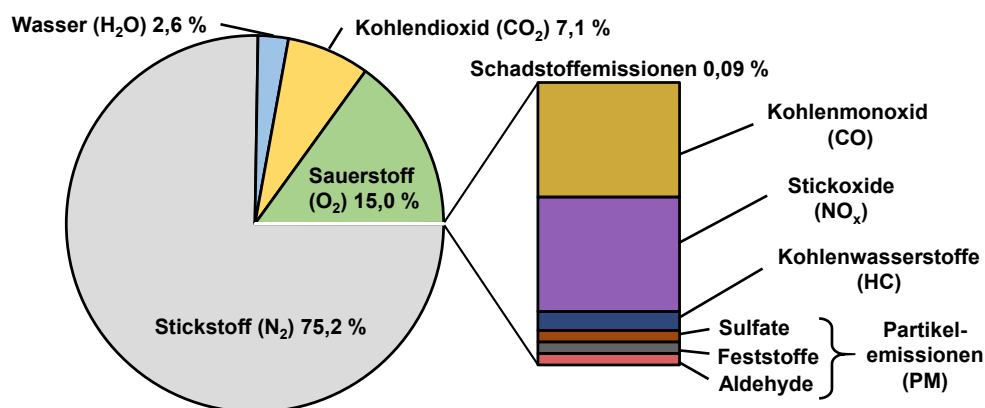


Abbildung 2-6: Zusammensetzung der Rohabgasemissionen der dieselmotorischen Verbrennung für einen typischen Betriebspunkt in Anlehnung an [40]

Für eine ideale, vollständige und stöchiometrische Verbrennung entstehen nur Wasser und Kohlenstoffdioxid als Produkte, wobei außerdem Stickstoff als inerte Komponente der Ladeluft mitgeführt wird. Bei der realen Verbrennung entsteht allerdings außerdem ein kleiner Anteil Schadstoffemissionen, welcher vornehmlich Stickoxide ( $NO_x$ ), Partikelemmissionen ( $PM$ ) und die insbesondere bei einer unvollständigen Verbrennung auftretenden Kohlenstoffmonoxid und Kohlenwasserstoffe ( $HC$ ) enthält. Die Schadstoffentstehung liegt darin begründet, dass abweichend von der idealen die reale Verbrennung nur unvollkommen unter den inhomogenen Randbedingungen möglich ist. Die hohe Wärmeabfuhr in Brennraumwandnähe oder eine gehemmten Chemie aufgrund der Heterogenität des Brennverfahrens können lokal zu Bereichen der Flammenauslöschung führen. Außerdem steht bei der motorischen Verbrennung nur sehr wenig Zeit zur Verfügung und die Annahme einer Gleichgewichtschemie ist nicht zutreffend, da das Gleichgewicht in dieser kurzen Zeit nicht erreicht werden kann. Überdies können Rück-

reaktionen teilweise einfrieren, da aus zunehmender Expansion im Verlauf sinkende Prozess-temperaturen resultieren. Hinzu kommt außerdem der Einfluss des Schmieröleintrags, der bei den großmotorischen Konzepten der Verbraucherschmierung aufgrund der enthaltenen Additive zu höheren Partikelemissionen führen kann.

Zu den beiden auch in der Modellierung berücksichtigen Schadstoffemissionen,  $\text{NO}_x$ - und Partikelemissionen, werden nachfolgend noch einige Hintergrundinformationen gegeben und auf die betriebspunktabhängige Entstehung bezüglich des globalen Luftverhältnisses eingegangen. Die beim Verbrennungsprozess entstehenden Stickoxide fassen Stickstoffmonoxid ( $\text{NO}$ ), welches mit etwa 60% bis 90% den größten Anteil ausmacht und Stickstoffdioxid ( $\text{NO}_2$ ) zusammen [40]. Spätestens in der Umgebungsluft wird auch das Stickstoffmonoxid weiter zu dem in höheren Konzentrationen die Schleimhäute reizenden Gas Stickstoffdioxid umgewandelt, da das chemische Gleichgewicht beider nitroser Gase bei Umgebungsbedingungen auf Seiten des Stickstoffdioxids mit einer relativ kurzen Halbwertszeit von 30 min liegt. [48], [49] In Verbindung mit der Luftfeuchte kann es außerdem zu Salpetersäure reagieren, was zu saurem Regen führen kann. [50] Auf Grundlage ihrer Entstehung können die Stickoxidemissionen unterteilt werden in thermisches, promptes und kraftstoffseitiges Stickoxid, wovon das letztgenannte durch im Kraftstoff gebundenen Stickstoff bedingt ist.

Auf Seiten der Partikelemissionen gibt es nach [51] verschiedene Möglichkeiten der Einteilung. Einen kurzen Überblick dazu verschafft Abbildung 2-7:

Typologie	Sulfate (inkl. Wasseranteil)	Asche und mineralische Partikel	Elementarer Kohlenstoff (EC): Kohlenstoffbasierte Partikel stabil über 350 °C	Black Carbon (BC): Anteil von EC, welche Licht im sichtbaren Bereich absorbieren kann	Organischer Anteile (OM): Kondensierter Dampf, der über 350 °C verdampft
Größen-skalen	Ultrafeine Partikel $d < 100\text{nm}$ (Nanopartikel $d < 50\text{nm}$ )		Feine Partikel $d < 1000\text{nm}$ (manchmal auch bis $d < 2500\text{nm}$ , $\text{PM}_{2,5}$ )		Grob-Partikel $d > 1000\text{nm}$
Mess-größen	Gesamte abgeschiedene Partikel (TSP), $\text{mg}/\text{Nm}^3$		$\text{PM}_{2,5}$ : Massenkonzentration entspr. einer Filtergröße x bspw. $\text{PM}_{10}$ , $\text{PM}_{2,5}$ , $\text{PM}_1$		Anzahlkonzentration $\#/\text{Nm}^3$
Mess-methode	Mikroskopie SEM/TEM ( $d=1\text{nm} - 5\text{µm}$ ) Optisch: $d>1000\text{nm}$ Formfaktoren bestimmbar		Laserbasierte Methoden	Dynamische Lichtstreuung	Siebklassifizierung (Porendurchmesser)
Mittlerer Durchmesser	Massebasiert: jede Fraktion wird mit der dritten Potenz des Partikeldurchmessers gewichtet (grobe Partikel stärker wichtend)		Anzahlbasiert: repräsentativer für die tatsächliche Partikelanzahl		
			Partikel-oberfläche $\text{m}^2/\text{Nm}^3$		Zusammen-setzungs-spezifische Metriken
			Aerodynamischer Durchmesser		Ursprungs-spezifische Metriken
			Klassifikation des elektrischen Mobilitäts-durchmessers		

Abbildung 2-7: Einteilung der Partikel basierend auf ihrer Typologie inklusive der Eigenschaften und aufgrund ihrer Größenskala sowie die Unterteilung bezüglich Messgröße, Messmethode und Definition der Mittelwertbestimmung der Partikelemissionen nach [51]

Basierend auf ihrer Typologie können Partikelemissionen in organische Partikel, welche Ruß und unverbrannte Kohlenwasserstoffe beinhalten, und in anorganische Partikel wie mineralische Aschen, keramische Fasern und Sulfate unterteilt werden. Sulfate resultieren je nach Kraftstoffzusammensetzung aus im Kraftstoff gebundenem Schwefel, welches sich außerdem mit dem unter anderem als Verbrennungsprodukt im Abgas vorliegenden Wasser verbinden kann. Den überwiegenden Anteil der Partikelemissionen nehmen die kohlenstoffhaltigen Verbindungen ein. Die als elementarer Kohlenstoff bezeichnete Gruppe besteht aus hochporösen, meist langkettigen Molekülstrukturen, die kaum Wasserstoff enthalten und auch ab höheren Temperaturen über  $350^\circ\text{C}$  thermisch stabil bleibend nicht verdampfen. Zu dieser Fraktion zählt



auch der Anteil an „Black Carbon“, der als weiteres Kriterium Licht über den gesamten sichtbaren Wellenlängenbereich absorbieren kann. Des Weiteren werden in dieser Unterteilung diejenigen Bestandteile als organischen Substanzen klassifiziert, deren kondensierte Dämpfe oberhalb von 350°C verdampfen. [51]

Eine weitere Unterteilung kann auf Basis der Partikelgröße erfolgen, wozu die Abbildung 2-8 eine exemplarische Größenverteilung liefert. Dazu sind den Größenspektren mit dem Nukleations-, Aitken- und dem Akkumulationsmodus außerdem einige Bildungsmodi zugeordnet.

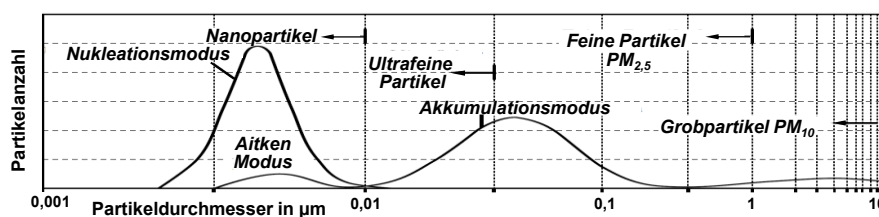


Abbildung 2-8: Zuordnung der Partikelgrößen zum Bildungsmodus bei einer repräsentativen Partikelgrößenverteilung nach [91]

Ab Größenskalen kleiner als 1000 nm wird von Feinstpartikeln - auch Feinstaub - gesprochen, ab Größen kleiner als 100 nm von ultrafeinen Partikeln bzw. kleiner als 50 nm von Nanopartikeln. [51], [52] Diese Größeneinteilung ist jedoch nicht bindend, sondern kann je nach Quelle variieren. Bei der Quantifizierung der Messgröße sind verschiedene Formen wie die der Partikelkonzentration oder auch die der Massenkonzentration möglich. Diese kann sich außerdem auf unterschiedliche Größenspektren beziehen, zusammensetzungs- oder entstehungsspezifisch sein. Darüber hinaus sind diverse Messmethode zur Bestimmung des Partikeldurchmessers und Verfahren der Mittelung nach [51] möglich.

Bezüglich der gesundheitlichen Wirkung werden die Partikelemissionen der dieselmotorischen Verbrennung unabhängig von der Partikelgröße von der Weltgesundheitsorganisation seit 2012 als krebserregend eingestuft. Kleinere Partikel werden dabei als potentiell gefährlicher eingestuft, da ihr Eindringverhalten in Atmungsorgane und die Aufnahmefähigkeit über die Haut stärker ausgeprägt sind. Der Anteil an Black Carbon trägt außerdem zum anthropogenen Klimawandel bei, wenn dieser die solare Strahlung im sichtbaren Wellenlängenbereich absorbiert. [51]

Die Bildung von Schadstoffemissionen ist stark vom Betriebspunkt abhängig. Unter welchen motorischen Betriebsbedingungen, welche Schadstoffe zu erwarten sind, zeigt die nachfolgende Abbildung nach [40] in Abhängigkeit des globalen Luftverhältnisses.

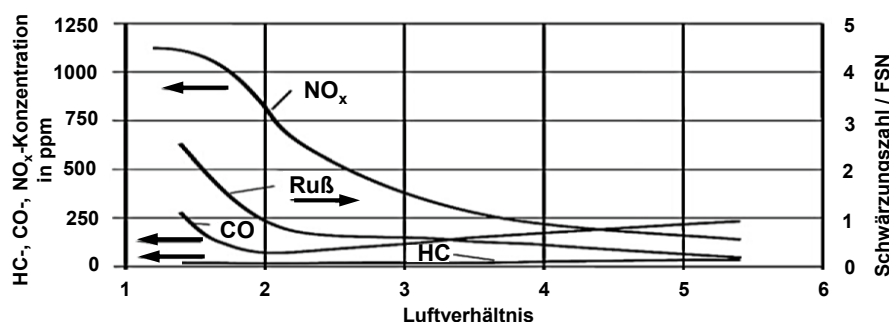


Abbildung 2-9: Schadstoffkonzentration im Dieselaabgas in Abhängigkeit des Luftverhältnisses in Anlehnung an [40]

Darin abgebildet sind die Konzentrationen der Stickoxide, der Restkohlenwasserstoffe, von Kohlenstoffmonoxid und die Schwärzungszahl als Ausdruck der Rußkonzentration im Rohabgas eines typischen dieselmotorischen Brennverfahrens. Für die Stickoxidkonzentration liegt

das Maximum bei einem Luftverhältnis von etwa 1,1 bis 1,2, wobei mit zunehmender Annäherung an stöchiometrische Bedingungen ein Anstieg der Stickoxide verbunden ist. Dies folgt aus steigenden Prozesstemperaturen, belegbar unter anderen durch höhere Abgastemperaturen, mit denen eine Zunahme der Bildung thermischen Stickstoffmonoxids einhergeht. Ab einem gewissen, zu geringen Luftverhältnis limitiert trotz weiter steigender Prozesstemperaturen allerdings der nicht mehr ausreichend zur Verfügung stehende freie Sauerstoff. Eine weitere Zunahme der Stickoxiddbildung und der Gradient als Funktion des Luftverhältnisses schwächen sich ab. Daraus resultiert das erwähnte lokale Maximum. [40]

Unverbrannte oder nur unvollständig oxidierte Anteile von Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid entstehen dann, wenn örtlich nicht ausreichend Sauerstoff zur Verfügung steht oder zu geringe Prozesstemperaturen vorherrschen. Ersteres ist insbesondere bei unzureichender Durchmischung oder lokalem Luftmangel möglich, der umso wahrscheinlicher ist, je niedriger auch das globale Luftverhältnis ist. Dies kann neben einer unvollständigen außerdem zu einer rußenden Verbrennung führen, wobei lokaler Luftmangel zusätzlich die Oxidation des gebildeten Rußes verhindert. Dagegen kann es bei zu hohem Luftüberschuss, wie beispielsweise im Teillastbereich, zu Gebieten der Flammenauslöschung kommen, was ebenfalls in einer unvollständigen Verbrennung mit erhöhten Anteilen von Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen resultiert. Mehr zu den in dieser Arbeit modellierten Schadstoffen  $\text{NO}_x$  und Ruß finden sich in den Modellierungskapiteln 2.5.4 und 4.5.2.

Die beiden insbesondere in der maritimen Anwendung auf internationaler Ebene reglementierten Schadstoffemissionen sind Stick- und Schwefeloxide. Hierbei werden entsprechende Regularien der Internationalen Maritime Organisation (IMO) angewandt, welche sich über die letzten Jahre verschärft haben (Vgl. Abbildung 2-10), wenn auch teilweise nicht global, sondern in der letzten Stufe IMO Tier 3 nur für bestimmte Emission Control Areas (ECA).

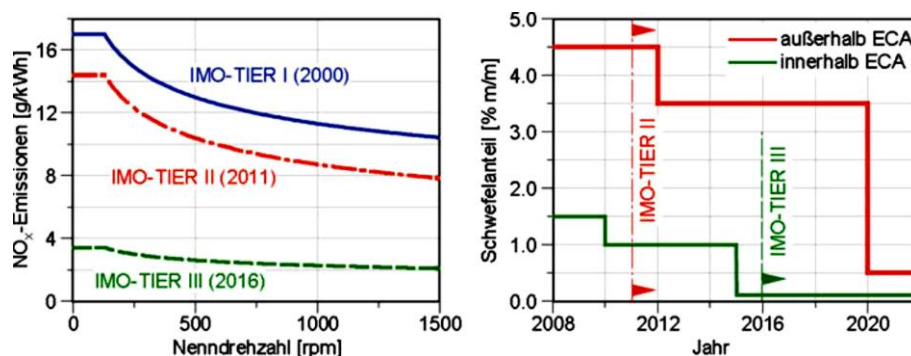


Abbildung 2-10: Vorgabe der Reduzierung der nenndrehzahlbezogenen Stickoxidemissionen und des Schwefelgehaltes im Kraftstoff durch die International Marine Organisation (IMO) auf globaler Ebene oder für die Emission Control Area (ECA) mit der Grenzwertverschärfung der letzten Jahre nach [54]

Der Schadstoff der Schwefeloxide ( $\text{SO}_x$ ) als Bestandteil des Abgases wurde in diesem Kapitel bisher noch nicht thematisiert, da dieser maßgeblich über die Kraftstoffzusammensetzung beeinflusst ist. Das bedeutet, eine Begrenzung kann hierbei über die Kraftstoffqualität realisiert werden. Alternativ kann eine entsprechende Abgasnachbehandlung, bspw. durch Schwefelwäscher, vorgenommen werden, sodass eine vergleichbare Abgaszusammensetzung emittiert wird, als würde eine geforderte Kraftstoffqualität gebunkert worden sein. Entsprechende Qualitäten sind nur im maritimen Sektor vertreten. Im Onroad-Sektor ist die Kraftstoffzusammensetzung hinsichtlich Schwefel laut DIN EN 590 auf 0,001 % (10  $\text{mg/kg}$ ) begrenzt, sodass

SO<sub>x</sub> im Prinzip vernachlässigbar ist. Im Rahmen dieser Arbeit wurden nur Motorversuche mit einem hochwertigen, schwefelfreien Destillatkraftstoff durchgeführt, sodass SO<sub>x</sub> als Schadstoff nicht näher behandelt wird.

Die über die letzten Jahre verschärfte Reglementierung der Stickoxidemissionen in der internationalen Schifffahrt seitens der IMO ist in nachfolgender Abbildung in der linken Darstellung nochmals am Beispiel eines mittelschnelllaufenden Motors mit einer Nenndrehzahl von 1000 min<sup>-1</sup> ersichtlich, wobei als Vergleich die zeitliche Grenzwertentwicklung aus dem Nutzkraftfahrzeugbereich eingezeichnet ist.

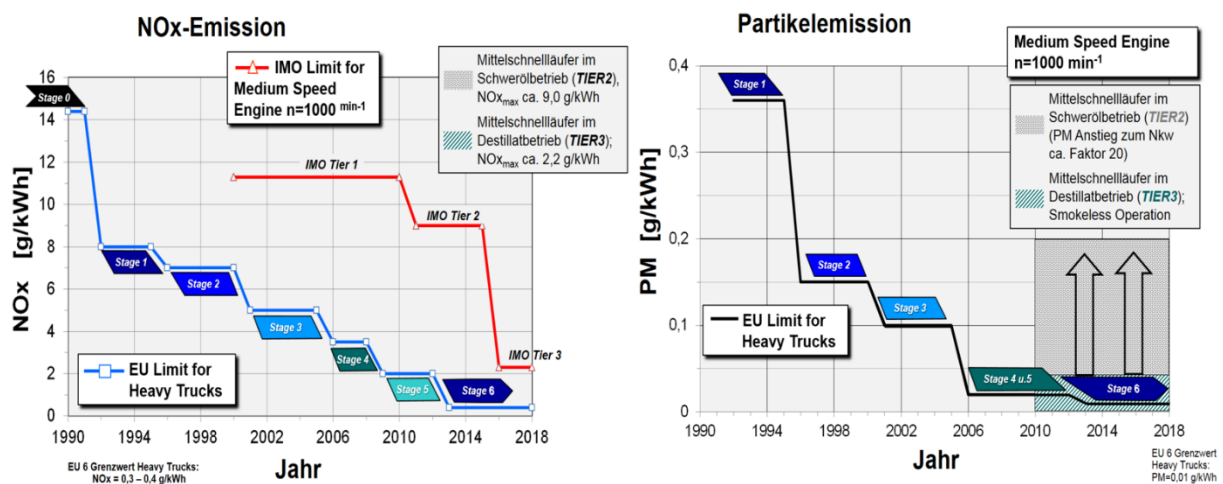


Abbildung 2-11: Vergleich der Stickoxid-Grenzwerte für den Straßenverkehr in Europa auf Basis schwerer Nkw im Vergleich zu den IMO-Grenzwerten für den internationalen Seeverkehr (links) und Entwicklung der PM Emissionsgrenzwerte für schwere Straßenfahrzeug (Nkw) in Europa im Vergleich zu Schiffsdieselmotoren nach [53] anhand diesem deutlich wird, dass die Schadstoffreglementierung im Nkw-Bereich bedeutend schärfer ist als im maritimen Sektor

Über die letzten Jahre hat sich der entsprechende von der Nenndrehzahl abhängige Grenzwert verschärft, sodass der aktuell für die Emission Control Areas gültige internationale Grenzwert für Motoren einer Nenndrehzahl von 1000 min<sup>-1</sup> bei etwa 2,2 g/kWh liegt. Im Vergleich zur internationalen Seeschifffahrt sind die Grenzwerte der schweren Nutzkraftfahrzeuge im europäischen Raum allerdings deutlich niedriger. Eine Begrenzung der Partikelemissionen existiert hingegen im maritimen Bereich auf globaler Ebene nicht. Die Abbildung 2-11 im rechten Abbildungsbereich zeigt daher typische Partikelemissionswerte im stationären Motorbetrieb für einen mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotor für zwei unterschiedliche Kraftstoffe, die mit den verschärften Grenzwerten für die Nkw-Sparte verglichen werden.

## 2.4 Abgasturboaufladung

Da das Turboladermodell ein elementarer Bestandteil des Motorprozessmodells ist und dessen Ergebnisse wesentliche Randbedingungen für den Innenprozess liefert, sollen nachfolgend die wichtigsten formeltechnischen Zusammenhänge dargestellt werden. Außerdem werden die ebenso für die spätere Modellbildung wichtige Kennfelddarstellung und deren spezielle Kennfeldgrößen skizziert.

Im Rahmen der Abgasturboaufladung wird die nach dem Arbeitstakt des Innenprozesses zur Verfügung stehende Abgasenthalpie teilweise weiter genutzt, um die Leistungsdichte des Motors zu erhöhen. Aus dieser Verbesserung folgt potentiell ein höherer Gesamtwirkungsgrad und niedrigere Emissionen, weswegen heutige Großmotoren kaum mehr ohne Turbolader ausgeführt sind. Diese Vorteile resultieren aus thermodynamischer Sicht in erster Linie aus der Erhöhung des Ladedrucks, womit eine Dichtersteigerung des dem Brennraum zugeführten Arbeitsmediums einhergeht. Folglich kann nach Gleichung 2.1 eine Leistungssteigerung erzielt werden, da die effektive Leistung  $P_e$  von der Motordrehzahl  $n_M$ , dem Hubvolumen je Zylinder  $V_h$  und dem effektiven Mitteldruck  $p_{m,e}$  abhängt, welcher wiederum von der Dichte der Ladeluft abhängt. Für einen 4-Takt-Motor gilt  $i=2$ , wobei  $z$  die Anzahl der Zylinder darstellt.

$$P_e = \frac{n_M \cdot p_{m,e} \cdot V_h \cdot z}{i} \quad \text{mit} \quad p_{m,e} = \rho_L \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \lambda_1 \cdot \frac{H_u}{L_{st}} \cdot \frac{1}{\lambda} \quad (2.1)$$

Die weiteren Parameter des Mitteldruckes sind der Innenwirkungsgrad  $\eta_i$ , der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_m$ , der Liefergrad  $\lambda_1$ , der untere Heizwert  $H_u$  und das stöchiometrische Luftverhältnis  $L_{st}$  abhängig vom Kraftstoff und das globale Luftverhältnis  $\lambda$ , für die die Freiheitsgrade stärker eingeschränkt sind als die Erhöhung der Luftdichte. Aus diesem Grund ist die Aufladung die effizienteste Methode den Mitteldruck und somit die Leistung des Motors zu erhöhen.

Aus der mechanischen Kopplung von Turbine und Verdichter ergibt sich für den statischen Fall der Leistungsbilanz idealisiert mit Vernachlässigung der mechanischen Verluste der vereinfachte Zusammenhang, dass die aus dem Abgasenthalpiestrom umgewandelte Turbinenleistung  $P_T$  ladeluftseitig als Verdichterleistung  $P_V$  wieder zur Verfügung gestellt werden kann.

$$P_V = P_T \quad (2.2)$$

Die Leistung der beiden Strömungsmaschinen des Turboladers, Verdichter und Turbine, welche mechanisch miteinander gekoppelt sind, ergibt sich jeweils aus dem Massenstrom  $\dot{m}_i$ , der spezifischen Enthalpiedifferenz  $\Delta h_{i,is}$  und dem Isentropenwirkungsgrad  $\eta_{i,is}$  des jeweiligen Aggregates.

$$P_V = \dot{m}_V \cdot \Delta h_{V,is} \cdot \frac{1}{\eta_{V,is}} \quad \text{und} \quad P_T = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{T,is} \cdot \eta_{T,is} \quad (2.3)$$

Die isentrope Zustandsänderung der spezifischen Enthalpie des Verdichters berechnet sich aus der spezifischen Wärmekapazität  $c_{p,1}$  und der Temperatur  $T_1$  bezogen auf die Zustände am Eintritt des Verdichters und dem Druckverhältnis  $\Pi_V$ , welches über den Austrittsdruck  $p_2$  und den Eintrittsdruck  $p_1$  definiert ist. Hinzu kommt außerdem der Isentropenexponent  $\kappa$ .

$$\Delta h_{V,is} = c_{p,1} \cdot T_1 \cdot \left( \Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad \text{mit} \quad \Pi_V = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.4)$$

Analog dem Verdichter errechnet sich die isentrope Zustandsänderung der spezifischen Enthalpie der Turbine aus der spezifischen Wärmekapazität und der Temperatur bezogen auf den thermodynamischen Zustand am Turbineneintritt - hier mit dem Index 3 – und dem Druckverhältnis, für welches außerdem der Druck am Austritt der Turbine mit dem Index 4 relevant ist.

$$\Delta h_{T,is} = c_{p,3} \cdot T_3 \cdot \left( 1 - \left( \frac{1}{\Pi_T} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right) \quad \text{mit} \quad \Pi_T = \frac{p_3}{p_4} \quad (2.5)$$

Hinzukommen der Isentropenexponent ebenso wie die spezifische Wärmekapazität abhängig von der Temperatur und der Abgaszusammensetzung.

### Stoß- und Stauaufladung

Bei der Abgasturboaufladung kann je nach Ausführung des Abschnitts vom Auslass des Zylinders bis zur Turbine des Turboladers zwischen der Stau- und der Stoßaufladung unterschieden werden.

Bei der Stauaufladung wird das Abgas einem größer ausgeführten Sammelvolumen zwischen Zylinder und Turbine zugeführt. Daraus resultiert der Vorteil, dass die Turbine mit einem relativ konstanten Enthalpiestrom beaufschlagt werden kann, welches in Konsequenz einen Turbinenbetrieb mit gleichbleibend hohen Wirkungsgraden ermöglicht. Der kinetische Energieanteil im Abgas insbesondere beim Ladungswechsel und Ausströmen aus den einzelnen Zylindern wird größtenteils in potentielle Energie umgewandelt, welches allerdings unvollständig und verlustbehaftet ist und mit einem deutlichen Entropieanstieg verbunden ist. Damit geht der Nachteil einher, dass sich die nutzbare Enthalpiedifferenz reduziert. Darüber hinaus erhöht sich durch das groß ausgeführte Volumen vor Turbine die Trägheit des Systems, welches sich nachteilig auf das dynamische Verhalten auswirkt und sich bei Lastwechseln in einem langsameren Ansprechverhalten bemerkbar macht.

Dahingehen ist bei der Stoßaufladung dieses Volumen möglichst gering und für eine strömungsgünstige Anströmung im Abgaskrümmers ausgelegt. So kann außerdem eine Ausnutzung des durch die kleineren Querschnitte höheren kinetischen Energieanteils der Abgasströmung erfolgen, was anhand der Totalenthalpie verdeutlicht werden kann. Die spezifische Totalenthalpie  $h_{total}$  ergibt sich zusätzlich aus dem kinetischen Energieanteil, welcher die Strömungsgeschwindigkeit  $u$  des Mediums berücksichtigt und den geodätischen Anteil, definiert über die Erdbeschleunigung  $g$  und das Höhenniveau  $z$ .

$$h_{total} = h + \frac{u^2}{2} + g \cdot z \quad (2.6)$$

Der letztgenannte Anteil kann allerdings in der Regel vernachlässigt werden, da die Höhendifferenz bei der betrachteten Zustandsänderung in der Turbine gegen null strebt. Wichtig bei dieser stoßaufgeladenen Ausführung ist eine sogenannte Flutentrennung, wodurch eine gegenseitige Störung einzelner Zylinder beim jeweiligen Ladungswechsel durch die auftretenden Druckstöße vermieden wird. Während die Zuführung zur Turbine bei der Stauaufladung stets einflutig erfolgt, ist bei der Stoßaufladung je nach Zylinderzahl mindestens ein zweiflutiger Abgaskanal und Turbinengehäuse erforderlich. Als wesentliche Vorteile werden so eine Verbesserung des dynamischen Systemverhaltens und eine Erhöhung des Drehmomentes bei niedrigeren Motordrehzahlen erzielt. Dies überkompensiert für gewöhnlich auch den Nachteil des verschlechterten Turbinenwirkungsgrades, der durch die gepulste Beaufschlagung der Turbine zustande kommt.

### Kennfelddarstellungen und angepasste Kennfeldgrößen

Zur Beschreibung des Betriebsverhaltens von Verdichter und Turbine werden verschiedene Kennfelddarstellungen verwendet, die angepasste Kennfeldgrößen beinhalten. Diese berücksichtigen die Ähnlichkeitsgesetze für Strömungsmaschinen unter Verwendung der Mach'schen Ähnlichkeitstheorie [55] und zielen auf eine Vergleichbarkeit verschiedener Kennfelder bzw. verschiedener Aggregate untereinander ab.

Während für die Verdichterseite sogenannte korrigierte Kennfeldgrößen verwendet werden, da diese auf einen definierten Referenzzustand bezogen werden, sind turbinenseitig reduzierte Kennfeldgrößen üblich, bei denen jedoch nicht referenziert wird. Somit sind die am stationären Heißgasprüfstand bei konstanten Turboladerdrehzahlen aufgenommenen Größen unabhängig vom jeweiligen prüfstandsspezifischen Umgebungszustand. Dies gilt sowohl für den Massen- respektive Volumenstrom als auch für die Drehzahl. Die dimensionslosen Kennfeldgrößen Druckverhältnis und Wirkungsgrad sind nicht Gegenstand dieses Bezuges.

Typische Kennfelddarstellungen für den Verdichter und die Turbine eines Abgasturboladers sind in nachfolgender Abbildung dargestellt. Dies ist zum einen das über den korrigierten Massenstrom aufgetragene Druckverhältnis und zum anderen die Isolinien verschiedener Turboladerdrehzahlen, welche ebenfalls den Zusammenhang von Massenstrom und Druckverhältnis skizzieren. Üblicherweise sind in dieses Kennfeld außerdem die Isolinien des Wirkungsgrades eingetragen, die die charakteristischen Muschelkurven ergeben.

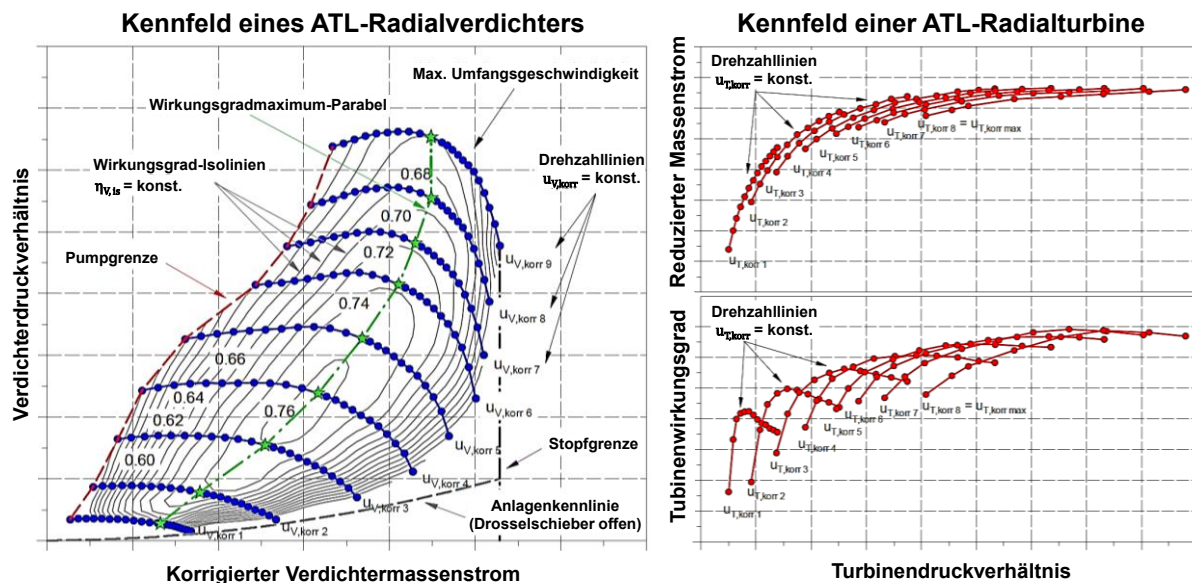


Abbildung 2-12: Typische Kennfelder des Verdichters und der Turbine abgasturboaufgeladener Motoren nach [157]: Druckverhältnis über Massenstrom inklusive Wirkungsgrad-Isolinien für einen Radialverdichter (links) und für eine Radialturbine: Reduzierter Massenstrom über Druckverhältnis (rechts oben) und Wirkungsgrad über Druckverhältnis (rechts unten)

In dem dargestellten Massenstrom-Druckverhältnis-Kennfeld eines exemplarischen Radialverdichters sind außerdem die Pump- und Stopfgrenze und die Grenze der maximalen Umfangsgeschwindigkeit eingezeichnet. Die typischen Kennfelddarstellungen der Turbine sind im Unterschied zur Verdichterdarstellung als reduzierter Massenstrom in Abhängigkeit des Druckverhältnisses aufgetragen und beinhalten die Isolinien reduzierter Turboladerdrehzahlen. Der

abhängig vom Turbinendruckverhältnis abgebildete Turbinenwirkungsgrad ergibt einen parabelförmigen Verlauf. Aus dem Verdichteraustritts- bzw. Turbineneintrittsdurchmesser lässt sich mit Hilfe der Turboladerdrehzahl die korrigierte Verdichterumfangsgeschwindigkeit  $u_{V,korr}$  bzw. Turbinenumfangsgeschwindigkeit  $u_{T,korr}$  bestimmen. Die Zusammenhänge für die korrigierten Kenngrößen des Verdichters beschreiben nachfolgende Gleichungen:

$$n_{korr} = n_{ATL} \cdot \frac{\sqrt{T_{ref}}}{\sqrt{T_1}} \quad \text{und} \quad \dot{m}_{korr} = \dot{m}_V \cdot \frac{\sqrt{T_1} \cdot p_{ref}}{p_1 \cdot \sqrt{T_{ref}}} \quad (2.7)$$

Die korrigierte Turboladerdrehzahl am Verdichter ergibt sich aus der realen Turboladerdrehzahl  $n_{ATL}$ , einer Referenztemperatur bezogen auf die reale Eintrittstemperatur am Verdichter. Für den korrigierten Massenstrom ist neben diesen Temperaturen außerdem ein Referenzdruck bezogen auf den realen Druck am Eintritt und der reale Massenstrom durch den Verdichter relevant. Die reduzierten Turboladerdrehzahlen weichen erheblich von den realen Drehzahlen ab, da die Eintrittstemperatur im Gegensatz zur Vorgehensweise am Verdichter nicht auf eine Referenztemperatur bezogen wird (Vgl. Gleichung 2.7 und Gleichung 2.8).

$$n_{red} = \frac{n_{ATL}}{\sqrt{T_3}} \quad \text{und} \quad \dot{m}_{red} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} \quad (2.8)$$

Ebenso ergibt sich der reduzierte Massenstrom ohne Referenzgrößen.

## 2.5 Ausgewählte Kapitel der Modellierung

Für das Verständnis von physikalischen und chemischen Abläufen sind Modellvorstellungen eine wichtige Hilfe. Erst mit Vereinfachung und Abstraktion der Realität ist das Verhalten eines Systems so erfassbar, dass ein darin zu untersuchender Prozess zielorientiert beschrieben und analysiert werden kann. Diese Aufgabe verfolgt die Modellbildung, die damit die Grundlage für die numerische Simulation bildet.

Das nachfolgende Unterkapitel soll dazu zunächst einen Überblick über die allgemein für die Simulation zur Verfügung stehenden Modellbildungsarten verschaffen. Nachfolgend schließt sich ein Überblick über den aktuellen Stand der Technik derjenigen Modelle an, für die im Rahmen dieser Arbeit eigene Modellansätze, -erweiterungen oder -modifikationen vorgenommen wurden. Dies betrifft zum einen die Ersatzbrennverlaufsmodelle zur Beschreibung der dieselmotorischen Verbrennung und die Emissionsmodellierung. Da im Motorprozessmodell des Gesamtsystems Motor eine Vielzahl von Modellen beteiligt sind, werden an dieser Stelle nur diese zwei Bereiche für die Beschreibung des Literaturüberblicks ausgewählt.

### 2.5.1 Thermodynamische Modellierung

Die thermodynamische Modellierung leistet einen wertvollen Beitrag zur Prozessrechnung und zur Prozessanalyse. Während die Druckverlaufsanalyse als Form der Prozessanalyse zur Auswertung der experimentellen Messdaten des Forschungsprüfstands verwendet wird, stellt



die Arbeitsprozessrechnung das Simulationswerkzeug dar. Die per Prozessanalyse thermodynamisch aufbereiteten Messdaten ermöglichen jedoch gleichzeitig eine Validierung des Prozessmodells. Arbeitsprozessrechnung und Prozessanalyse sind zwei verwandte Begriffe, denen eine klar trennbare Rolle zugeschrieben werden kann, die nachfolgend kurz erläutert wird. Die verwendeten thermodynamischen Berechnungsgrundlagen, auf denen beide Werkzeuge basieren, sind allerdings weitgehend identisch.

### **Arbeitsprozessrechnung**

Die reale Arbeitsprozessrechnung umfasst die Berechnung und numerische Simulation der Abläufe im Motor. Dazu werden die Zustandsänderungen des Arbeitsgases bei den verschiedenen motorinternen Prozessen über unterschiedlich komplexe Modellansätze berechnet. Mit diesem Hilfsmittel können Vorhersagen bezüglich Leistung, Verbrauch, Bauteilbelastung und Emissionen getroffen oder zumindest Tendenzen aufgezeigt werden. So kann aus einem vorliegenden Brennverlauf, der über Ersatzbrennverläufe angenähert oder über ein Verbrennungsmodell ermittelt wird, insbesondere der Druck- und Temperaturverlauf im Zylinder des Motors modelliert werden. Das bedeutet, dass die Arbeitsprozessrechnung aus dem Brennverlauf die Verläufe von Prozessgrößen wie beispielsweise dem Zylinderdruck gewinnt, während die nachfolgend beschriebene Prozessanalyse den umgekehrten Weg geht.

### **Prozessanalyse**

Im Gegensatz zur Arbeitsprozessrechnung handelt es sich bei der Prozessanalyse nicht um die Simulationsberechnung der Verbrennung. Stattdessen bildet die messtechnische Erfassung von Prozessgrößen die Grundlage, um beispielsweise den Verlauf der Energiefreisetzung bei der Verbrennung zu bestimmen. Die Analyse des Druckverlaufes ist neben optischen Verfahren ein mögliches Vorgehen zur Beurteilung des Verbrennungsablaufes. In diesem Zusammenhang spielt die Zylinderdruckindizierung eine wichtige Rolle. Indizieren bedeutet, dass der Druck im Zylinder gemessen und über die Kurbelwellenposition dem Kolbenweg und dem Zylindervolumen zugeordnet wird. Dabei wird der Zylinderdruck kurbelwellenwinkelabhängig aufgenommen und über die Kolbenwegsgleichung das Volumen bestimmt. [39] Aus einer Analyse der Verbrennung unter thermodynamischen Gesichtspunkten kann somit der Brennverlauf und aus diesem dann weitere charakteristische Größen berechnet werden.

## **2.5.2 Modellbildungsarten**

Im Rahmen der Arbeitsprozessrechnung von Verbrennungsmotoren werden unterschiedliche Modellansätze verwendet. Bei der Einordnung der Modelle lassen sich verschiedene Arten hinsichtlich ihres Detailgrades, ihrer Komplexität und dem daraus resultierenden benötigten Rechenaufwand unterscheiden. Einfachste Ansätze basieren auf einer empirischen Grundlage, während komplexere Modelle auf physikalische und chemische Gesetzmäßigkeiten aufbauen, die wiederum unterschiedlich detailliert umgesetzt werden können. Ihre Gesamtmodelle können darüber hinaus in mehrere Teilmodelle unterteilt sein. Angelehnt an die Klassifizierung von Merker et al. [56] sei die Unterteilung in die Modellbildungsarten der thermodynamischen, phänomenologischen und multi-dimensionalen Modelle beschrieben.



Die in ihrem Detailgrad komplexesten Modellen sind dem Bereich der multidimensionalen „Computational Fluid Dynamics“ - kurz CFD - zuzuordnen. Die Berechnung dreidimensionaler, instationärer, turbulenter Strömungsfelder erfasst auch die Einflüsse der Brennraumgeometrie. Hohe örtliche und zeitliche Auflösungen des betrachteten Systems und die detaillierten physikalischen und chemischen Untermodelle bedingen allerdings einen enormen Aufwand hinsichtlich des Aufbaus, der Erstellung, der Handhabung und insbesondere der benötigten Rechenzeiten.

Bei den phänomenologischen Modellen existiert in der Regel keine direkte Ortsauflösung des Systems. Stattdessen bezeichnet der quasi-dimensionale Fall eine Einteilung des Systems in mehrere homogene Zonen. Energie-, Massen- und gegebenenfalls Impulsbilanz bilden zusammen mit den thermischen sowie den kalorischen Zustandsgleichungen die Grundlage für die Lösung gewöhnlicher, zeitabhängiger Differentialgleichungen. Erweitert werden diese mit physikalischen und chemischen Untermodellen, deren Anwendung beispielsweise für den Zündverzug, die Zündprozesse, die Strahlausbreitung, die Gemisch- und die Schadstoffbildung erfolgt. Oft sind die chemischen, strömungsmechanischen und thermodynamischen Vorgänge so komplex und in allen Einzelaspekten nicht genau voneinander trenn- und somit berechenbar, dass ein phänomenologisches Modell auf die Beschreibung dieser Vorgänge in ihrer Gesamtheit abzielt. Dazu sind für gewöhnlich experimentelle Beiwerte nötig. Der relativ einfache Aufbau und die Handhabung sind oft ein guter Kompromiss aus Aufwand und Genauigkeit.

Einfach gehaltene thermodynamische Ansätze, bei denen die Ortsabhängigkeit vernachlässigt wird, werden als null-dimensionale Modelle bezeichnet. Analog zu den phänomenologischen Modellen erfolgt die Lösung der Erhaltungssätze von Energie, Masse und, falls benötigt, des Impulses über gewöhnliche, zeitabhängige Differentialgleichungen, wobei die thermische und kalorischen Zustandsgleichungen hinzukommen. Zwar ist die Wiedergabe der Realität mit diesen Modellierungsansätzen nur näherungsweise möglich, es werden aber meist richtige Trendaussagen getroffen. Für den Rahmen umfangreicher Parameterstudien in kurzer Zeit bietet sich eine Anwendung an und begründet so den Stellenwert als weiterhin wichtiges Werkzeug in der Arbeitsprozessrechnung. [39], [56]

Einfachen Modellen werden in der Regel Ersatzbrennverläufe anstelle eines Verbrennungsmodells zu Grunde gelegt. [39] Die Ermittlung solch eines Ersatzbrennverlaufes erfolgt für gewöhnlich auf empirischer Basis mit mathematischen Herleitungen. Eine Übersicht findet sich im nachfolgenden Unterkapitel 2.5.2. Es sei aber an dieser Stelle noch darauf hingewiesen, dass das in dieser Arbeit thematisierte Ersatzbrennverlaufsmodell nicht nur auf mathematischen Beziehungen und Empirie beruht, sondern mit der zusätzlichen Verwendung physikalischer und chemischer Untermodelle und den Einspritzereignissen als Basis eher als ein Hybrid mit phänomenologischen Ansätzen zu bezeichnen ist.

### 2.5.3 Brennratenmodelle als Form der Verbrennungsmodellierung

Als elementarer Bestandteil der Modellierung des Motorinnenprozesses als Teil der Arbeitsprozessrechnung ist das Verbrennungsmodell zu bezeichnen, da sich aus dem Verlauf der Verbrennung eine wesentliche Druckerhöhung im Druckverlauf ergibt. Diese zeitlich aufgelöste Brennrate, für gewöhnlich als Brennverlauf bezeichnet, kennzeichnet den zeitlichen Verlauf der als Reaktionsenthalpie bei der Verbrennungsreaktion freigesetzten zuvor im Kraftstoff

gebundenen, chemischen Energie. Zur Prädiktion des Verlaufs der Brennrate können verschiedene phänomenologische Methoden oder auch sogenannte Ersatzbrennverlaufsmodelle genutzt werden.

Ein Beispiel für die phänomenologischen Verbrennungsmodelle ist das Brennratenmodell von Chmela [57], [58]. Dabei wird die Brennrate über Terme definiert, welche die Mischungsrate und die Reaktionsrate beschreiben. Für die dieselmotorische Verbrennung ist es im ursprünglichen Modell vorgesehen, eine rein mischungskontrollierte Formulierung zu verwenden, da diesem Modellstand die Annahme zu Grunde lag, dass der hauptsächlich diffusionsgesteuerte dieselmotorische Verbrennungsprozess von der Geschwindigkeit der Mischung von verfügbarer Kraftstoffmasse mit der Luft abhängt. Diese Gemischbildung ist wiederum wesentlich durch die turbulente kinetische Energiedichte gesteuert. Der Vorteil dieser Modelle ist, dass sie auch im nulldimensionalen Kontext eine gute Übertragbarkeit auf andere Motoren versprechen. Eine Herausforderung stellt allerdings der Teillastbereich dar, bei dem die vorgemischte Verbrennung einen großen Anteil einnimmt. Die vorgemischte Phase und auch die Nachverbrennung sind eher durch die Reaktionskinetik dominiert, welches in einer späteren Fassung mit einer Reaktionsrate auf Basis eines Arrhenius-Ansatzes berücksichtigt wird. [59] Weitere Verbesserungsvorschläge hinsichtlich des Zündverzugsmodells, der vorgemischten Verbrennungsphase und Erweiterungen für die Berücksichtigung von Voreinspritzung und Spray-Wandinteraktion präsentiert Dowall [60].

Die Kategorie der Mehrzonenmodelle sei hier nur kurz als weitere Form der Brennratenmodelle erwähnt, da diese zwar eine sehr hohe Genauigkeit hinsichtlich der Vorhersage des Verbrennungsprozesses versprechen, ihre Komplexität in Verbindung mit dem notwendigen Rechenaufwand allerdings nicht geeignet für den hier beabsichtigten Rahmen der dynamischen Motorprozessrechnung erscheinen. Als Beispiel dieser Kategorie ist das bereits in den 80er Jahren von Hiroyasu entwickelte Strahlpaketmodell zu nennen, für das insgesamt 250 Spraypakete eine Diskretisierung entlang der Sprayachse in jeweils 10 radiale und 25 axiale Pakete darstellen. Eine der vielen aktuellen Weiterentwicklungen dieses Ansatzes ist das Mehrzonen-Paketmodell nach Pötsch [61].

Eine Form der null-dimensionalen Brennratemodelle sind die meist empirisch oder semi-empirisch basierten Ersatzbrennverlaufsmodelle. Als Ersatzbrennverläufe werden mathematische Funktionen bezeichnet, die das Ziel verfolgen, den realen Brennverlauf in möglichst guter Näherung abzubilden. In ersten Versuchen verfolgte List [62] die Darstellung der Verbrennung über Dreiecksfunktionen. Die Dreiecksgrundseite stellte dabei die Verbrennungsdauer und Verbrennungslage, die Dreieckshöhe die maximale Energieumsetzungsrate dar. Mit diesem Hilfsmittel waren zwar grundlegende Untersuchungen zum Einfluss dieser Parameter auf motorische Kenngrößen möglich, der reale Verlauf der Verbrennung wird jedoch erst deutlich, wenn detailliertere Funktionen verwendet werden.

Ein weit verbreiteter Ansatz dazu ist der einfach gehaltene Vibe-Ersatzbrennverlauf [63], der die Brennrate über eine Exponentialfunktion mit der nachfolgenden Gleichung beschreibt:

$$\frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = 1 - \exp \left[ C \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\varphi_{VD}} \right)^{m_{Vibe}+1} \right] \quad (2.9)$$

Als Parameter werden Verbrennungsdauer  $\varphi_{VD}$ , Verbrennungsbeginn  $\varphi_{VB}$ , der Formfaktor  $m_{Vibe}$  und die insgesamt bei der Verbrennung freigesetzte Energie  $Q_{B,ges}$  der gesamten während der

Verbrennung zugeführten Kraftstoffmasse genutzt. Daraus kann dann der Brennverlauf als Ableitung dieser Reaktionsenthalpie nach dem Kurbelwinkel errechnet werden. Vibe betont aber ausdrücklich, dass dieser Ansatz nicht rein mathematischer Natur ist, sondern die Auswahl dieser Brennfunktion in Anlehnung an die erwartete Brennrate mit dem dazugehörigen reaktionskinetischen Hintergrund erfolgte.

Die dieselmotorische Verbrennung mit den unterschiedlichen Phasen der vorgemischten und der diffusionsgesteuerten Verbrennung kann mittels des einfachen Vibe-Ersatzbrennverlaufes allerdings nur schlecht angenähert werden. Dies ist insbesondere der Fall, wenn der Premixed-Anteil deutlich ausgeprägt ist. Eine verbesserte Modellierungsmöglichkeit besteht darin, für die Darstellung des charakteristischen Peaks des vorgemischten Verbrennungsanteils eine zweite Vibe-Funktion heranzuziehen. Dieser sogenannte Doppel-Vibe-Ersatzbrennverlauf nach Oberg [64] umfasst dazu zusätzliche Parameter. Die einfache Handhabung des Vibe-Ansatzes fällt mit diesem Schritt indes komplexer aus.

Ein weiterer Nachteil bleibt bei der Doppel-Vibe-Funktion die ungenaue Abbildung der Nachverbrennungsphase. Die fast bis zum Öffnen der Auslassventile verschleppend stattfindende Verbrennungsphase ist verbunden mit je nach Lastpunkt vergleichsweise hohen Brennraten. Dies kann auch mit dem Doppel-Vibe-Ansatz und seinem schnell asymptotischen Verhalten aufgrund des Exponentialterms nur unzureichend beschrieben werden. Das Hinzuziehen einer weiteren Vibe-Funktion wäre eine Option. Die zusätzliche Anzahl an Parametern ist bei einer solchen Dreifach-Vibe-Funktion aber oft nicht mehr vertretbar. Stattdessen schlägt Schreiner den Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf [65], [66] vor. Ein Vergleich des etablierten Doppel-Vibe-Ersatzbrennverlaufes mit dem Polygonhyperbel-Ersatzbrennverlauf ist in nachfolgender Abbildung ersichtlich.

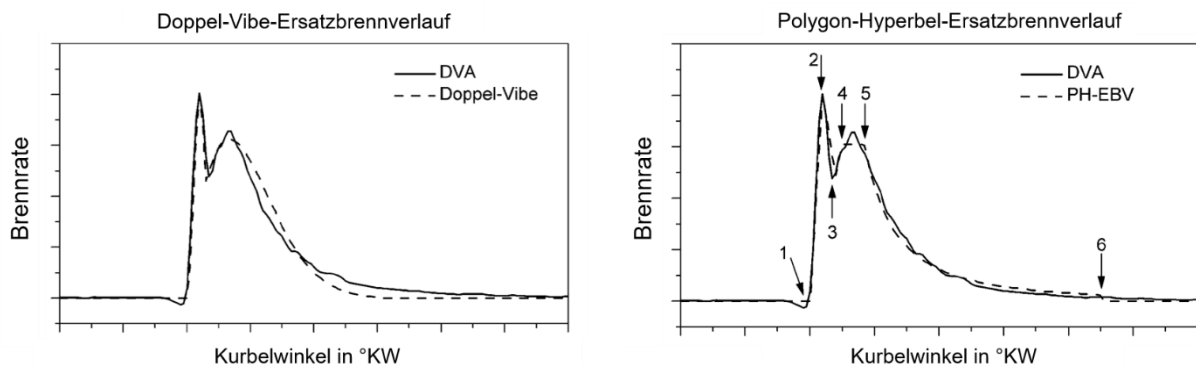


Abbildung 2-13: Vergleich des per Druckverlaufsanalyse (DVA) bestimmten Brennverlaufes der Messwerte mit den modellierten Ersatzbrennverläufen auf Basis einer Doppel-Vibefunktion (links) und eines Polygonhyperbel-Ersatzbrennverlaufs (PH-EBV, rechts) in Anlehnung an Barba [67]

Zusätzlich ist dazu ein exemplarischer, typischer Brennverlauf zur Einordnung eingezeichnet, welcher per Druckverlaufsanalyse von Messwerten bestimmt wurde. Der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf (siehe Abbildung 2-13, rechts) ist ganz gezielt zur Beschreibung der Verbrennung direkteinspritzender Hochleistungsdieselmotoren entwickelt worden. In Form eines Dreiecks wird der Premixed-Peak (1-2-3) angenähert. Ein Polygonzug beschreibt den diffusionsgesteuerten Teil der Verbrennung (1-4-5), der zunächst noch vom Dreieck der vorgemischten Phase überlagert wird, ehe das Maximum der Energieumsetzungsrate als ein Plateau (4-5) abgebildet wird. Die Phase der Nachverbrennung wird als hyperbelähnlicher Verlauf (5-6)

approximiert, wobei es sich hierbei - genau genommen - nicht um eine Hyperbel im streng mathematischen Sinne handelt.

$$Q_{B,Hyperbel}(\varphi) = h_{hyp,3} + h_{hyp,1} \cdot (\varphi - \varphi_{BB})^{h_{hyp,2}} \quad (2.10)$$

Die Hyperbel der Ausbrandphase berechnet sich mit Hilfe der aufgeführten Gleichung 2.10, welche die drei Hyperbelparameter  $h_{hyp,1}$  bis  $h_{hyp,3}$  umfasst. Diese ergeben sich aus der Randbedingung, dass die Hyperbel durch die Punkte 5 und 6 geht und das Gesamtintegral dieser Brennfunktion den Wert eins ergeben muss [65]. Wenig später schlug Schreiner [66] Verbesserungen bei der Ermittlung des Ersatzbrennverlaufes vor, die bereits den Einspritzverlauf als Basis beinhalten. So kann beispielsweise der Punkt 5 (Vgl. Abbildung 2-13), der den Beginn der Nachverbrennungsphase kennzeichnet, über das Einspritzende definiert werden.

Soll des Weiteren die Vorverbrennung einer Voreinspritzung im Brennverlauf abgebildet werden, existiert dazu beispielsweise der von Barba [67] vorgestellte Vibe-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf. Die Vorverbrennung wird über eine weitere Vibe-Funktion mit festem Formfaktor dargestellt, während die anschließende Haupt- und Nachverbrennung eine Vibe-Funktion und Hyperbel kombiniert.

Weitere Modellansätze zu Ersatzbrennverläufen finden sich bei Schoetcke [68], der diesen mit den Daten des Einspritzverlaufes koppelt oder bei Gerstle [30], der Interpolationsmöglichkeiten für die Nutzung des Modells für den dynamischen Motorbetrieb erarbeitete.

Die Umsetzung eines eigenen Ersatzbrennverlaufes zur Vorhersage der dieselmotorischen Verbrennung inspiriert durch die zuvor beschriebenen Modelle wird in einem eigenen Kapitel zur Modellbeschreibung (siehe 4.5.1) illustriert und diskutiert. Darin wird ein Ersatzbrennverlaufsmodell kombiniert mit einfachen thermodynamischen Modellen, um Prozesse wie Zündung, Gemischbildung und Verbrennung zu beschreiben. Ebenfalls findet die Ereigniskette des Einspritzverlaufes eine elementare Berücksichtigung.

## 2.5.4 Emissionsmodellierung

Der Fokus der Schadstoffemissionsmodellierung dieser Arbeit liegt auf den Stickoxidemissionen und den Partikelemissionen, die die dominierenden Schadstoffe der dieselmotorischen Verbrennung darstellen. Dabei ist ein dieselmotorisches, heterogenes Brennverfahren gekennzeichnet durch ein lokal stark schwankendes Luft-Kraftstoff-Verhältnis und Temperaturen, wobei beide dieser Bedingungen einen elementaren Einfluss auf die Mechanismen der Schadstoffentstehung besitzen. Eine Modellvorstellung zu diesen je nach Region der Flamme typischen Randbedingungen ist in nachfolgender Abbildung 2-14 präsentiert, welche die Hintergründe grundlegend veranschaulichen soll. Diese typischen Regionen sind unterscheidbar in die lokale Gastemperatur und das lokale Äquivalenzverhältnis - das Reziproke des Luftverhältnisses. Es besteht ein Luftmangel innerhalb des bereits verdampften und sich ausbreitenden Kraftstoffsprays nahe der Injektordüse und der sich injektornah entzündenden Flamme. In diesen Luftmangelregionen fetten Gemisches wird ein Großteil des Rußes gebildet. Die Bildung von thermischen Stickoxiden, welche den dominierenden Stickoxidanteil ausmachen, findet hauptsächlich direkt hinter der lokal extrem heißen Flammenfront statt. [70]

Nicht dargestellt sind die Gebiete deutlichen Luftüberschusses, welche beispielsweise zwischen den einzelnen Einspritzspraykeulen und in Brennraumwandnähe auftreten.

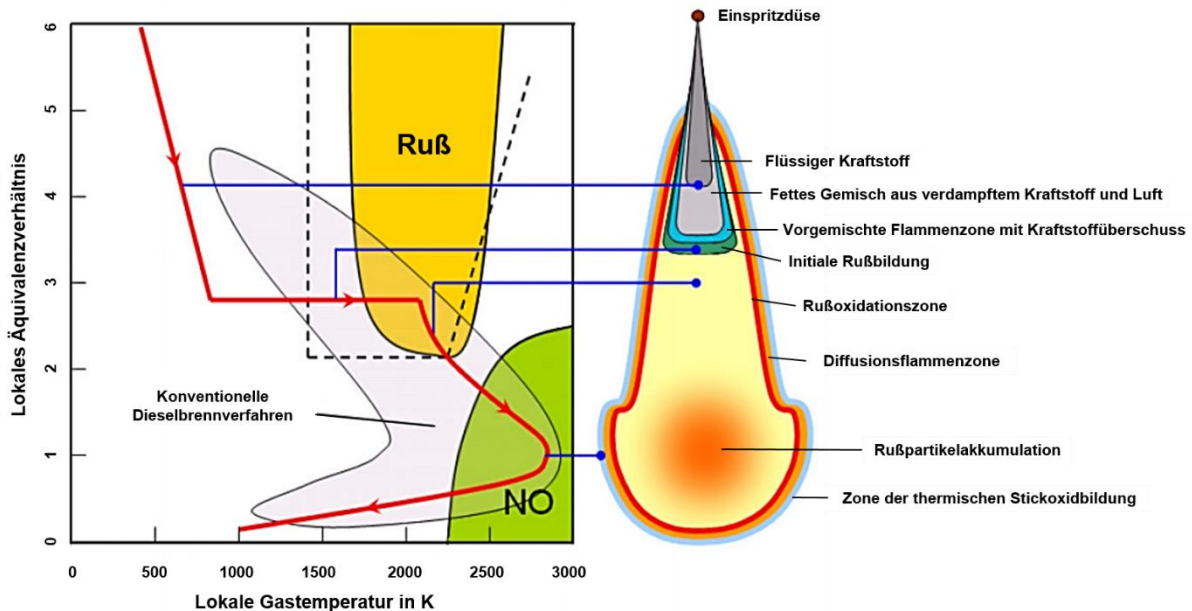


Abbildung 2-14: Hauptregionen der Stickoxid- und Rußbildung abhängig von den lokalen Luft-Kraftstoffbedingungen und den lokalen Temperaturen (links) inklusive der Veranschaulichung dieser Bedingungen in einem brennenden Kraftstoffspraykegel und der für die Schadstoffentstehung relevantesten Regionen in Anlehnung an [69] und [70] berechnet durch [71] für eine stationäre n-Heptan-Flamme bei 60 bar; die gestrichelt eingezeichnete Zone entspricht den Bedingungen der hauptsächlichen Rußentstehung nach [72]

Über den gesamten Brennraum betrachtet, lässt sich ein globales Luftverhältnis und eine volumengemittelte Temperatur konstatieren, welche allerdings stark von den angesprochenen lokalen Bedingungen abweichen. Diese stark inhomogene Verteilung, die direkt mit der dieselmotorischen Verbrennung und somit schließlich mit der Produktion der beiden Hauptschadstoffe verbunden ist, ist jedoch in einem gewissen Maße durch das Brennverfahren und die Konfiguration der Motorkomponenten beeinflussbar.

#### 2.5.4.1 Stickoxidemissionen

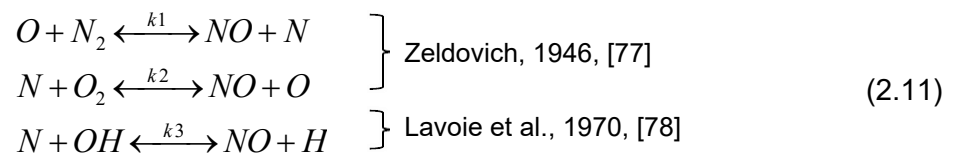
Als eine der schädlichsten gasförmigen Emission von Dieselmotoren sind die Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) anzusehen, welche als eine Zusammensetzung aus zu großen Teilen Stickstoffmonoxid ( $\text{NO}$ ) und zu geringeren Anteilen Stickstoffdioxid ( $\text{NO}_2$ ) unterteilt wird. Distickstoffoxid ( $\text{N}_2\text{O}$ ), auch Lachgas genannt, wird allenfalls in Kleinstmengen emittiert und ist zwar ein starkes Treibhausgas, jedoch kein Schadstoff. Auf Grundlage ihrer Entstehung können Stickoxide differenziert werden in thermisches und promptes  $\text{NO}_x$ , an dessen Bildung während des Verbrennungsprozesses hauptsächlich der mit der Ladeluft mitgeführte Stickstoff beteiligt ist. Hinzu kommen durch im Kraftstoff gebundenen Stickstoff die kraftstoffseitigen Stickoxide.

##### Thermisches NO

Namensgebend für das thermische Stickstoffmonoxid ist die erst bei höheren Temperaturen signifikant auftretende  $\text{NO}$ -Bildung. Für die Grenztemperatur der nennenswert beginnenden

Bildung werden laut Literatur Temperaturen in einem Bereich von bereits über 1700 K [73] bzw. erst ab 2300 K [74] angegeben. Ihre Bildungsgeschwindigkeit nimmt dabei mit höheren Temperaturen rasch zu. [75] Diese hohen Temperaturen werden bei den dieselmotorischen inhomogenen Brennverfahren lokal oft erreicht, sodass das thermische NO eine der dominierenden Schadstoffe ist. Der Ort, an dem entsprechend besonders hohe Temperaturrandbedingungen vorzufinden sind, ist der Bereich der bereits verbrannten Komponenten im Anschluss an die Flammenfront. Neben dem Einfluss der lokalen Temperatur auf die Reaktionsraten, sind nach [76] außerdem die Konzentrationen der Moleküle bzw. Radikale  $N_2$ ,  $N$ ,  $O_2$ ,  $O$ ,  $OH$  und  $H$ , welche wiederum vom lokalen Luftverhältnis und den Temperaturen abhängen, sowie die Verweilzeit der Moleküle in der Reaktionszone ausschlaggebend.

Nach dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus [77], [78] enthält die Bildung von thermischem NO die folgenden Elementarreaktionen:



Für die erste Elementarreaktion ist atomarer Sauerstoff notwendig, welcher zunächst unter der mit dem Verbrennungsprozess einhergehenden hohen Aktivierungsenergie verfügbar wird. Die freien Sauerstoffatome können dann mit Stickstoffmolekülen reagieren. Dies findet in einer relativ langsamen Reaktion statt, da diese wiederum mit einer sehr hohen notwendigen Aktivierungsenergie verbunden ist, um die stabile Dreifachbindung des molekularen Stickstoffs der Luft aufzuspalten. [75] Aus diesem Grund kann die erste Elementarreaktion als ratenbestimmend angesehen werden. Die dabei ebenfalls freiwerdenden Stickstoffatome können wiederum mit Sauerstoff bzw. mit OH-Radikalen reagieren, welches mit einer vergleichsweise schnellen Reaktionsgeschwindigkeit stattfindet. Als Produkte jeder dieser Elementarreaktionen entsteht jeweils unter anderem Stickstoffmonoxid. Die insbesondere aufgrund der ersten Elementarreaktion vorliegende Temperaturabhängigkeit wird in Abbildung 2-15 deutlich.

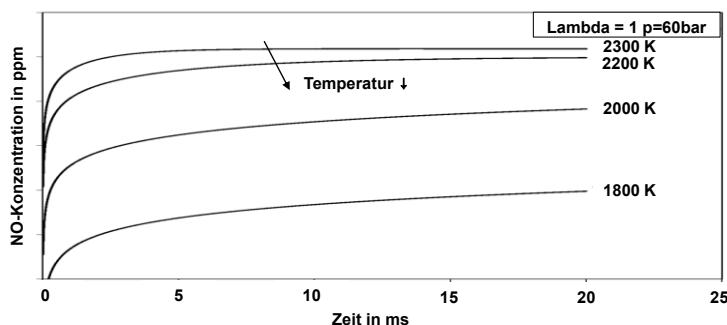
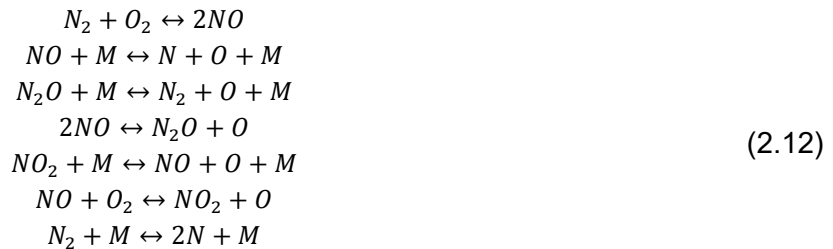


Abbildung 2-15: Veranschaulichung der Temperaturabhängigkeit der thermischen Stickoxidbildung und des Einflusses der Zeitkomponente durch eine Simulation der Stickoxidbildung von Sabathil [18]

Das chemische Gleichgewicht wird allerdings nie erreicht, da bei der motorischen Verbrennung nicht ausreichend Zeit zur Verfügung steht. In Konsequenz führt dies im Vergleich dazu immer zu niedrigeren Konzentrationen im Rohabgas. Allerdings verlangsamen sich unterhalb von 2000 K ebenfalls die Rückreaktionen des beschriebenen Reaktionsmechanismus signifikant, was dies wiederum leicht ausgleicht. [18] Es existieren darüber hinaus verschiedene

Studien zur weiteren Erweiterung des „Extended-Zeldovich-Mechanismus“ wie beispielsweise die nachfolgend dargestellten Elementarreaktionen nach Stiesch, 1999. [79]



Darin wird unter anderem auch Distickstoffmonoxid  $N_2O$  berücksichtigt, welches bei der dieselmotorischen Verbrennung allerdings nur eine untergeordnete Rolle einnimmt. Die bei diesem Prozess beteiligten beliebigen Moleküle  $M$  stellen Stoßpartner dar, die die notwendige Energie zur Überwindung der Aktivierungsenergie einbringen, selbst jedoch nicht konvertiert werden. Stiesch schlussfolgert in seiner Betrachtung, dass der höhere Rechenaufwand die nur geringfügige Verbesserung der Ergebnisgenauigkeit wenig rechtfertigt.

### Promptes NO

Für den Bildungsmechanismus von promptem Stickstoffmonoxid sind verschiedene Kohlenwasserstoffradikale, welche direkt in der Flammenzone als Zwischenprodukt entstehen, maßgebend. Als weiterer NO-Bildungsweg ist dies auch unter dem Fenimore-Mechanismus [80] bekannt. Zusammen mit dem Luftstickstoff reagieren die Radikale unverbrannter Kohlenwasserstoffe zu dem Zwischenprodukt Blausäure/Cyanwasserstoff (HCN), welches schließlich leicht zu Stickstoffmonoxid in der Flammenzone oxidiert werden kann.



Neben dieser für den Prompt-Mechanismus initialen Reaktion laufen in Folge viele weitere mögliche Reaktionen im Zuge der Oxidation von HCN und des atomaren Stickstoffs ab. Die Wahrscheinlichkeit dazu steigt, je fetter die Bedingungen lokal in der Flammenzone sind, da diese Reaktionen sehr viel schneller als die turbulente Vermischung, die freien Sauerstoff einträgt, ablaufen können. Mit den geringen notwendigen Aktivierungstemperaturen unterhalb von 1000 K ist dies außerdem weniger kinetisch kontrolliert. [81]

Die Bedeutung des Bildungsanteils von promptem NO im Vergleich zum thermischen NO wird in nachfolgender Abbildung insbesondere für die fetten Bereiche deutlich.

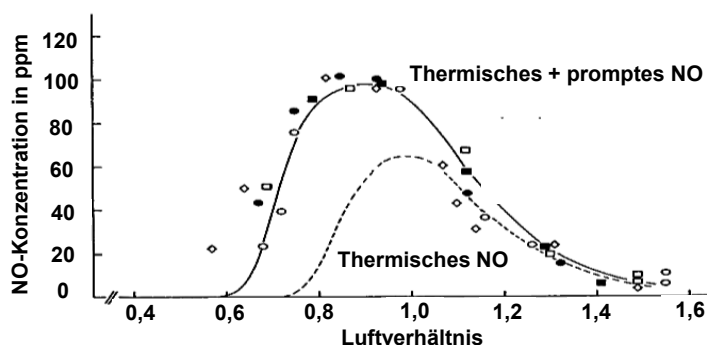


Abbildung 2-16: Simulation der Stickoxidbildung in einem durchmischten Reaktor zur Veranschaulichung der Bildungsanteile von thermischem und promptem Stickoxid in Abhängigkeit des Luftverhältnisses von Warnatz [75]

In seiner Arbeit zum Thema der Modellierung stationärer und transients Stickoxidemissionen am Dieselmotor führt Kaal [82] jedoch umfänglich aus, dass die Modellierung mithilfe des Fenimore-Mechanismus nur sehr eingeschränkt möglich ist und aktuell nicht sinnvoll erscheint. Die Gründe sind vielschichtig. Zum einen sind die beteiligten Prozesse sehr komplex, da ein vollumfänglicher Reaktionsmechanismus mehrere hundert Spezies und mehr als eintausend Reaktionsgleichungen umfassen müsste, um die Vielzahl an möglichen Bildungswegen inklusive konkurrierender Reaktionen und Radikale abbilden zu können. Zum anderen ist das Verständnis zu den Hintergründen dieses Mechanismus unvollständig und neue Untersuchungen, die alternative Reaktionspfade präferieren, werfen weitere Fragen auf. [82] Ein Beispiel für einen optionalen Bildungspfad schließt laut Goos, Sickfeld und Maus [83] die Rolle des NCN-Radikals ein.

### **Brennstoff NO**

Der Ursprung von Kraftstoff-NO sind Stickstoffverbindungen im Kraftstoff, wie sie bei einigen Kraftstoffqualitäten auftreten können. Aus diesem Hintergrund leitet sich diese Bezeichnung ab. Bei Dieselmotoren, welche mit entsprechende Schwerölqualitäten betrieben werden oder bei der Kohlefeuerung wie im Kraftwerksbereich, bei denen im Brennstoff signifikante Stickstoffanteile gebunden sein können, ist dieser NO-Bildungsanteil relevant. Bei den im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Kraftstoffqualitäten hat dieser Anteil allerdings keine Relevanz, so dass dies nicht näher, auch hinsichtlich von Modellierungsmöglichkeiten, betrachtet wird.

#### **2.5.4.2 Mehrzonenmodelle**

In einfachster nulldimensionaler Modellbildung wird das System Brennraum als Einzonenmodell betrachtet, bei dem der Brennraum örtlich homogen bezüglich der Zustandsgrößen Druck, Temperatur und der Spezieskonzentration angenommen wird. Ein solcher volumen- bzw. massengemittelter Ansatz ist für die Vorhersage der Stickoxidemissionen nicht ausreichend. Wie anfangs dargestellt (Vgl. Abbildung 2-14), findet die Bildung thermischer Stickoxide vornehmlich in der Zone hinter der Flammenfront statt, der sogenannten Zone der verbrannten Masse, in der lokal höhere Temperaturen herrschen.

Wie ebenfalls erläutert, ist die Bildung thermischen Stickoxides sehr sensitiv hinsichtlich der Temperaturbedingungen. Aus diesem Grund ist ein Einzonenansatz mit homogener Temperaturverteilung im Brennraum, also einer mittleren Brennraumtemperatur, nicht ausreichend. Stattdessen ist ein Mehrzonen-Ansatz erforderlich. Dabei ist bei den Zweizonenmodellen eine Aufteilung der Brennkammer in die beiden Zonen des Verbrannten und des Unverbrannten üblich. In einigen Dreizonenmodellen kommt ggf. eine weitere Zone für die Flammenfront [84] oder den Quenchspalt [85] hinzu, der allerdings eher für vorgemischte Brennverfahren und diesbezügliche Zonen unverbrannten Kraftstoffes relevant ist.

Hinsichtlich der Bilanzierung sind sich die entsprechenden Modelle oft ähnlich. Die Frage zu den spezifischen Unterschieden der Modelle betrifft häufig, wie die turbulente Mischung oder der Wärmetransport zwischen den Zonen berücksichtigt bzw. modelliert wird. Dazu gibt es empirische oder phänomenologische Ansätze, von denen einige vorgestellt werden.

Das bereits 1983 postulierte Paket-Modell von Hiroyaso [86], [87] sieht neben der Funktion als Verbrennungsmodell auch eine Schadstoffberechnung als direkte Kopplung zur  $\text{NO}_x$ -Berechnung für die insgesamt 250 Spraypakete vor und ist somit ein Mehrzonenmodell. Für die Diskretisierung entlang der Sprayachse in jeweils 10 radiale und 25 axiale Pakete wird für die



Bereiche beginnender Verbrennung eine Temperatur zum Brennbeginn über die Annahme einer adiabaten Flammentemperatur berechnet. Anschließend folgt der Temperaturverlauf der Annahme einer isentropen Zustandsänderung mit Berücksichtigung des aktuellen Drucks im Verhältnis zum Druck bei Brennbeginn. Eine Mischung und Wärmetransport zwischen den einzelnen Paketen ist jedoch ausgeschlossen und innerhalb der Pakete erfolgt keine weitere Unterteilung in eine verbrannte und unverbrannte Zone.

Die Modellvorstellung von Hohlbaum [76] berücksichtigt eine solche Unterteilung in diese beiden Zonen ebenso wie eine turbulente Mischung untereinander. Problematisch ist der empirische Charakter zur Vorgabe einer sogenannten Zumischfunktion, um die Mischung abzubilden. Hinzukommen weitere Modellannahme wie ein Bypass-Luftmassenstrom, der individuell für jeden Lastpunkt kalibriert werden muss, was die Parametrierung insgesamt aufwendig gestaltet.

Eine weitere interessante Herangehensweise ist der Modellansatz von Ishida [88]. In diesem wird je nach Verbrennungsphase das Einbringen von Luft von der unverbrannten in die verbrannte Zone mit einem je nach Phase definierten Luftverhältnis angenommen. Der Wärmetransport zwischen den Zonen wird vernachlässigt, da diese als adiabat angesehen werden. Das spezifische Luftverhältnis startet bei einem geringen Wert, welches mit der vorgemischten Phase bis zum Beginn der diffusionsgesteuerten Verbrennungsphase ansteigt und dann zunächst konstant bleibt. Mit Ende der Diffusionsphase erfolgt ein weiterer Anstieg des spezifischen Luftverhältnisses bis zur vollständigen Mischung von unverbrannter und verbrannter Phase bei Auslass öffnet, was bedeutet, dass schließlich nur noch die verbrannte Zone vorliegt. Die Temperatur der verbrannten Zone wird dabei über die volumengemittelten Werte der Energiebilanz des Einzonenmodells, der Temperatur der unverbrannten Zone, welche per isentroper Zustandsänderung berechnet wird und den jeweiligen Massen in der verbrannten und unverbrannten Zone, welche sich je nach verbrennungsphasenspezifischem Luftverhältnis aus der Massenbilanz ergeben, bestimmt.

Eine mögliche Form eines Zweizonenmodells ist der Ansatz von Heider [74], welcher die Einflüsse verschiedener Betriebsparameter über einen einfachen thermodynamischen Zusammenhang berücksichtigt. Hierbei ist nämlich die Temperaturdifferenz der unverbrannten und verbrannten Zone nur vom Beitrag der Druckerhöhung resultierend aus der Verbrennungsprozess gegenüber dem Schleppdruckverlauf und der Masse in der verbrannten Zone abhängig. Diese Druckdifferenz ist gleichzeitig ein Ersatz der Turbulenzbeschreibung. Außerdem geht je nach Motorkonfiguration der Einlassdrall als jedoch betriebspunktunabhängiger Parameter in die Berechnung ein. Eine explizite Berücksichtigung anderer Turbulenzeinflüsse wie die der Einspritzung fehlt allerdings. Der Vorteil dieses etablierten und immer noch weit verbreiteten Ansatzes ist die kurze Rechenzeit und die einfache Modellkalibrierung durch die motorspezifischen Parameter, die auf der Basis von Messdaten - wie unter anderem gemessene Stickoxidemissionen - erfolgen sollte.

Die späteren Arbeiten von Gärtner (2001) [89] und Sabathil (2010) [18] basieren ebenfalls auf dem Modell von Heider, modifizieren diesen allerdings bezüglich der Nutzung der adiabaten Flammentemperatur zur Temperaturberechnung der verbrannten Zone zum Verbrennungsbeginn. Sabathil begründet dies durch die zum Brennbeginn sehr klein ausgebildete verbrannte Zone, welche anfänglich weitestgehend der ohnehin sehr dünnen als masselos angenommenen Flammenfront entspricht. Durch diese Vorgehensweise kann der Einfluss der Gaszusammensetzung und des Drucks zum Entflammungszeitpunkt berücksichtigt werden, während dies im ursprünglichen Ansatz lediglich ein motorspezifischer Parameter war.

Eine weitere Variante ist der kombinierte Zweizonen-Ansatzes von Kožuch [73], mit dem sich sowohl die Randbedingungen für die Modelle der Stickoxidemissionen wie auch Rußemissionen kalibrieren lassen. Die Modellvorstellung basiert auf der Kombination einer fetten und stöchiometrischen Verbrennung, für welche jeweils ein modellierter Berechnungspfad vorgesehen ist. Der zunächst unter unterstöchiometrischen Bedingungen verbrennende Kraftstoff, wird noch innerhalb der Flammenfront nachoxidiert, sodass sich im Resultat eine stöchiometrische Verbrennung ergibt. Im Anschluss an die stöchiometrische Verbrennung erfolgt durch Lufteintrag in die verbrannte Zone eine Mischung von verbrannter und unverbrannter Zone, welches über eine sogenannte Zumischfunktion beschrieben wird. Die anfangs unter Luftmangel ablaufende Verbrennung definiert die sogenannte Fettfunktion. Über die Zumischfunktion ist schließlich die Temperatur der verbrannten Zone und somit die Stickoxidbildung kalibrierbar, über die Fettfunktion die Rußbildung einfacherer Rußbildungspfade wie dem von Hiroyasu [86], welches modifiziert auch vom Autor dieses Zweizonenmodells verwendet wurde. Die Vorteile dieses Zweizonenansatzes, dass Turbulenzeinflüsse von beispielsweise Drall und Einspritzung umfänglicher berücksichtigt werden können, gehen allerdings gleichzeitig mit dem Nachteil des höheren Modellierungsaufwandes einher. Hierfür müssen wiederum entsprechende Turbulenzmodelle implementiert werden. Insgesamt ist der Implementierungsaufwand dieses Zweizonenansatzes als bedeutend komplexer im Vergleich zu den vorher genannten einzustufen. Eine Weiterentwicklung des Modellansatzes von Kožuch liefert Kaal [82], der insbesondere den Wandtemperatureinfluss detailliert einarbeitet.

Zusammenfassend dienen die zuvor beschriebenen Mehrzonenmodelle dazu, die Temperatur der verbrannten Zone zu berechnen, die der Reaktionszonentemperatur für den thermischen NO-Mechanismus entspricht. Näheres zum in dieser Arbeit verwendeten Zweizonenmodell erfolgt später im Kapitel 4.5.2 zur Modellbeschreibung des Motorprozessmodells. Was die hohe Temperatur im Verbrennungsprozess mit hoher Kompression und Selbstzündung betrifft, so konnte dargelegt werden, dass das thermisch bedingte Stickstoffmonoxid dominant ist und somit auch im Mittelpunkt der Modellierung dieser Arbeit steht. Promptes NO wird aufgrund der Komplexität und Brennstoff-NO aufgrund der zugrunde gelegten Kraftstoffqualität vernachlässigt. Als Schlussfolgerung muss bei Vernachlässigung des prompten Anteils nur klar werden, dass dies zur Unterschätzung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führen kann. Dies gilt insbesondere im transienten Betrieb für bestimmte Bedingungen, die eine kurzzeitig fettere Verbrennung nach sich ziehen, beispielsweise bei positiven Lastsprüngen, bei denen kurzzeitig viel Kraftstoff eingespritzt wird.

### **2.5.4.3 Rußmodellierung als Teil der Partikelemissionen**

Bei der Modellierung der Partikelemissionen wird der Fokus dieser Arbeit auf den Anteil der Rußpartikel gelegt, da diese denjenigen Anteil ausmachen, der durch die Bedingungen des Motorprozesses beeinflussbar ist. Dazu wird nachfolgend auf die Phänomenologie der zugrundeliegenden Entstehungsmechanismen näher eingegangen, bevor anschließend verschiedene Modellierungsansätze vorgestellt und diskutiert werden. Grundlegend kann zunächst in die Phase der Rußbildung und die der Rußoxidation unterschieden werden, wobei ein Großteil des während der Verbrennung gebildeten Rußes schon oxidiert wird.

Die Gesamtheit der an der Rußentstehung beteiligten Prozesse ist jedoch sehr komplex und ist lediglich teilweise verstanden, wohingegen die Detailprozesse bisher nicht abschließend

geklärt sind. Eine weit verbreitete Hypothese teilt die Entstehungsprozesse in die beiden Zonen der Molekular- und der Partikelzone gemäß [90], [91] ein. Grundsätzlich lassen sich dabei fünf überlappende Mechanismen verschiedener physikalischer und chemischer Prozesse klassifizieren. Die Pyrolyse sowie das planare Wachstum werden hinsichtlich der Entstehungschronologie der molekularen Zone zugeordnet, die Nukleation, Koagulation und Agglomeration der Partikelzone.

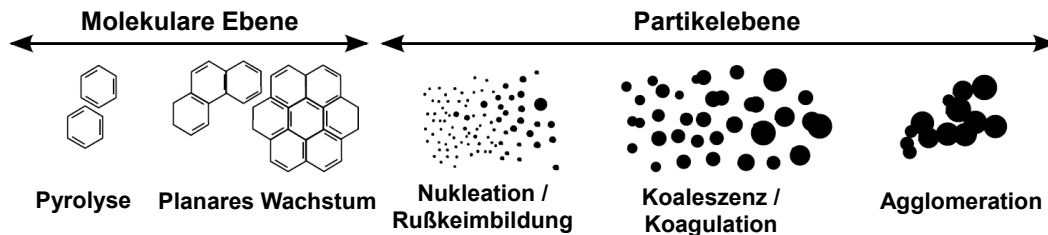


Abbildung 2-17: Pfad der molekularen Zone und der Partikelzone, welche letztlich an der Rußentstehung beteiligt sind gemäß [90], [91]

Auf molekularer Ebene erfolgt die Bildung polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffe, kurz PAK, durch Pyrolyse mit anschließendem planarem Wachstum. Die Pyrolyse ist eine chemische Zersetzung organischen Materials, bei der unter sauerstoffarmen Bedingungen und unter Energiezufuhr Wasserstoff aus den Brennstoffmolekülen abgespalten und diese zu kurzkettigeren Kohlenwasserstoffen reduziert werden. Die Brennstoffpyrolyse führt zur Bildung von Spezies, die Vorläufer oder Bausteine der späteren Rußpartikel sind. Die Bildung polyzyklischer aromatischer Kohlenwasserstoffe erfolgt insbesondere über Acetylen bzw. Ethin ( $C_2H_2$ ) und andere ungesättigte Kohlenwasserstoffe, die auf molekularer Ebene zu ersten Benzolringen und zu komplexeren Verbindungen wachsen (Vgl. Abbildung 2-18).

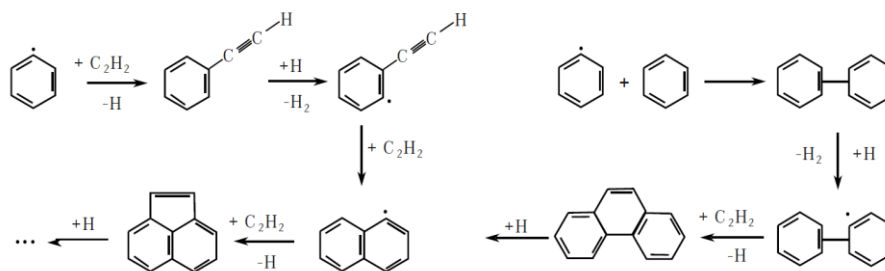


Abbildung 2-18: Planares Wachstum der polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe (PAK) mit HACA-Reaktionsmechanismus (links) und Polymerisationsprozess (rechts) nach Bockhorn et al. [90]

Der Bildungsmechanismus des ersten Benzolringes und das Wachstum der PAK erfolgt durch einen sequenziellen Prozess, bei dem die Abspaltung von Wasserstoff (H) und die Addition von  $C_2H_2$  (HACA-Reaktion) zur Polymerisation des Benzolringes ( $C_6H_6$ ) führen. Die hohe Energiefreisetzung begünstigt weiteres PAK-Wachstum. [90], [91]

Das Partikelniveau in der Partikelzone beginnt mit einem weiteren Wachstum der planaren PAK zu kugelförmigen Strukturen, die als Nuklei oder Primärpartikel bezeichnet werden. Dies geschieht durch Anlagerung oder das Aufeinandertreffen von mindestens zwei PAK-Molekülen, die durch van-der-Waals-Kräfte aneinanderhaften. Die Primärpartikel weisen ein HC-Verhältnis von etwa eins zu acht auf und lassen sich durch ihre näherungsweise sphärische Form charakterisieren. [91], [159], [160] Dieser Prozess wird als Nukleation bezeichnet und fungiert somit als eine Art Übergang von der grundlegenden Chemie der Gasphasenverbrennung zur

Rußpartikeldynamik. Diese Prozessphase bestimmt wesentlich die Anzahl der in der Flamme entstehenden Rußpartikel, in dem die Masse von der molekularen in die Partikelstrukturen umgewandelt wird. Ihr Massenanteil an der Gesamtemission ist in dieser Phase zwar gering, da die Partikelkerne nahezu masselos sind, aber für die weitere Rußbildung von großer Bedeutung, da diese Orte für ein anschließendes Oberflächenwachstum und somit eine Zunahme der Rußmasse bieten.

Die ersten dieser Primärpartikel besitzen einen Durchmesser von etwa 1,5 bis 2 nm. [91], [159], [160] Im weiteren Verlauf wachsen die Rußkerne allerdings weiter, was verschiedene Ursachen haben kann. Eine Hypothese dabei ist, dass sich Moleküle aus der Gasphase anreichern. Zudem können PAKs an der Oberfläche kondensieren. Auch die Zugabe von Sulfaten kann das Wachstum antreiben.

Der größte Teil der Rußmasse wird durch das Oberflächenwachstum hinzugefügt, weswegen die Verweilzeit des Oberflächenwachstums einen großen Einfluss auf die Gesamtmasse des gebildeten Rußes hat. Dabei sind die Oberflächenwachstumsraten kleinerer Partikel höher, da ihre Oberfläche verhältnismäßig reaktiver ist. Hinzukommt, dass kleinere Partikel bei der Kollision miteinander zu einem größeren Partikel verschmelzen können. Dies nennt man Koagulation zu sogenannten Ruß-Primärpartikeln mit einer Größe von 20 bis 30 nm. Diese können im weiteren Verlauf agglomerieren, was bedeutet, dass die Partikel im Falle einer Kollision ihre Form behalten und aneinanderhaften. Auf diese Weise können die Partikel zu einer langen kettenartigen Struktur zusammenwachsen. Sowohl Koagulation als auch Agglomeration sind Prozesse, durch die sich Partikel miteinander vereinigen, was zur Folge hat, dass, im Gegensatz zum Oberflächenwachstum, die Anzahl der Partikel abnimmt, während die Gesamtrußmasse konstant bleibt.

Während der Prozesse der Partikelbildung und des Partikelwachstums findet je nach lokalen Randbedingungen außerdem eine Oxidation der Partikel statt, sodass infolgedessen nur ein geringer Anteil von 0,1 bis 1 % der gebildeten Partikel den Brennraum verlässt. Die Masse von Ruß und PAK wird somit durch die Bildung von CO und CO<sub>2</sub> verringert. Dabei können entweder molekularer Sauerstoff oder OH-Radikale die treibende Rolle spielen. Nach Svensson [92] dominieren die OH-Radikale unter brennstoffreichen und stöchiometrischen Bedingungen die Oxidation, während es bei brennstoffarmen Bedingungen gleichermaßen Sauerstoff und OH sind. Die Partikel-Lebensdauer nimmt mit abnehmender Temperatur exponentiell zu, da die Rußpartikeloxidation laut Glassman [93] nur bei Temperaturen über 1300 K ablaufen kann. Das bedeutet, dass der Einfluss von Sauerstoff auf die Partikel-Lebensdauer ab bestimmten Temperaturen vernachlässigbar ist und die Oxidation nahezu einfriert.

Die typische Dieselverbrennung führt nach Bockhorn et al. [90] zu vier Phasen mit unterschiedlichen Randbedingungen für Rußbildung und Oxidation:

Phase 1: Rußbildung in den fetten Zonen der inhomogenen vorgemischten Verbrennung

Phase 2: Rußbildung durch fortwährende Kraftstoffeinspritzung direkt in die Flamme

Phase 3: Rußbildung durch Einspritzung in die Zone des verbrannten (Abgases)

Phase 4: Oxidation des gebildeten Rußes durch Vorhandensein von entweder Sauerstoff oder OH-Radikalen

Hinsichtlich der Modellierung der Rußemissionen bieten sich insbesondere zwei geeignete Modellbildungsarten in Verbindung mit einem null- oder ein-dimensionalen Modellierungsansatz der Arbeitsprozessrechnung an. Dies sind zum einen die einfachen empirischen und semi-empirischen Mittelwertmodelle aber auch detaillierte Modelle, welche außerdem die Abläufe auf Molekularebene sowie die Phänomenologie auf Partikelebenen einschließen.

Einen wertvollen Überblick über die verschiedenen Modellansätze speziell auch bezogen auf die beiden genannten Modellbildungsarten liefert Omidvarborna [94] im Rahmen seiner Studie von Rußmodellen, welche auf die dieselmotorische Verbrennung zugeschnitten sind. Ein weit verbreiteter Vertreter der empirischen Modellierung ist der Zwei-Schritt-Ansatz von Hiroyasu [95], auf dessen Unterscheidung in einen Bildungspfad und einen Oxidationspfad auch viele weitere Modelle basieren.

$$\text{Änderung der Netto – Rußmasse:} \quad \frac{dm_{\text{Ruß}}}{dt} = \frac{dm_{\text{Ruß,Bildung}}}{dt} - \frac{dm_{\text{Ruß,Oxidation}}}{dt} \quad (2.14)$$

$$\text{Rußbildung:} \quad \frac{dm_{\text{Ruß,Bildung}}}{dt} = A_{\text{Bildung}} \cdot m_{\text{Kraftstoff}} \cdot p^{0,5} \cdot e^{-\frac{E_{A,\text{Bildung}}}{R \cdot T}} \quad (2.15)$$

$$\text{Rußoxidation:} \quad \frac{dm_{\text{Ruß,Oxidation}}}{dt} = A_{\text{Oxidation}} \cdot x_{\text{O}_2} \cdot p^{1,8} \cdot e^{-\frac{E_{A,\text{Oxidation}}}{R \cdot T}} \quad (2.16)$$

Die Differenz aus Rußbildung und -oxidation ergibt die Nettorußmasse - siehe Gleichung (2.14), die somit die Masse des Rußes im Rohabgas darstellt. Neben der Brennraumtemperatur und dem Zylinderdruck sind für die Bildung nur Informationen über den in der Gasphase vorliegenden Brennstoff und für die Oxidation der Sauerstoffanteil notwendig. Dieser einfache Modellansatz wurde ursprünglich für ein Mehrzonenmodell entwickelt, welches aus vielen diskreten Spray-Paketen besteht, wurde jedoch wegen des geringen Aufwandes zur Implementierung, Handhabung und Kalibrierung oft auch als nulldimensionales Mittelwertmodell des Brennraums eingesetzt.

In ähnlicher Weise nutzen auch Schubinger und Boulouchos diesen 2-Pfad-Ansatz für ihr Rußmodell [96], welches sich im Wesentlichen durch die Berücksichtigung einer charakteristischen Mischungszeit im Oxidationspfad von der ursprünglichen Form unterscheidet.

Ebenso einen modifizierten Oxidationspfad liefern die Untersuchungen von Nagle und Strickland-Constable, welcher unter der Kurzform NSC-Oxidation bekannt wurde [97]. Darin wird der Oxidationspfad nochmals unterteilt in eine sehr viel reaktivere und eine weniger reaktive Seite. Der weit verbreitete NSC-Oxidationspfad findet Anwendung in vielen Rußmodellen wie beispielsweise [99] bis [102] und [140].

Eine Weiterentwicklung des Modells von Schubinger und Boulouchos [96] präsentiert Kirchen [98] für den Einsatz zur Prädiktion von transienten Rußemissionen. Neben der zusätzlichen Berücksichtigung der charakteristischen Mischungszeit werden weitere im dynamischen Betrieb abweichende Randbedingungen skaliert, die den thermischen Zustand im Brennraum zum Anfang der Hochdruckphase und während der Verbrennung genauer abschätzen können.

Beispiele für die detaillierteren Modelle, in denen phänomenologische Ansätze verarbeitet sind, sind das Acht-Schritt-Modell aus der Zusammenarbeit von Foster mit Fusco [99] bzw. mit

Kazakov [100] oder das spätere Neun-Schritt-Modell von Foster, Reitz und Tao [101], [102], welche in nachfolgender Abbildung skizziert sind.

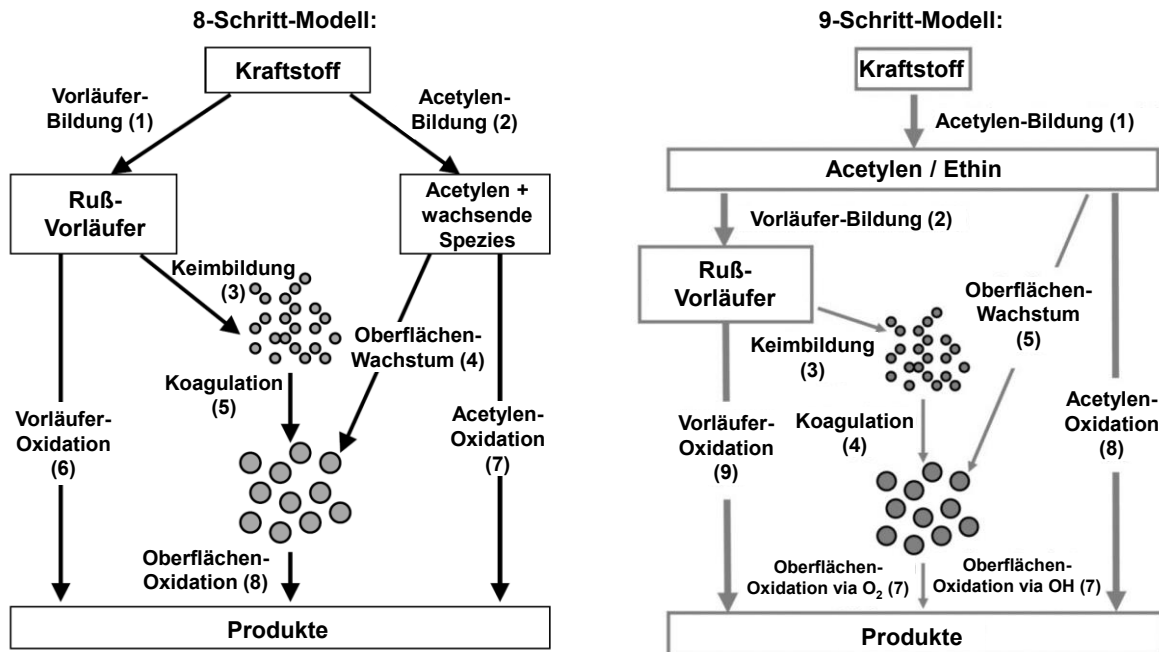


Abbildung 2-19: Schema der phänomenologischen Rußmodellierung per 8-Schritt-Mechanismen [99] (links) oder per erweitertem 9-Schritt-Mechanismus [102] (rechts)

Diese acht globalen Reaktionsschritte beinhalten nach der molekularen Ebene außerdem auf der Partikelebene die Keimbildung, Koagulation, das Oberflächenwachstum bzw. die -oxidation. Das Modell von Tao berücksichtigt neben der Speziesbildung und -oxidation von Acetylen und den Rußvorläufern außerdem eine Unterteilung der Partikeloberflächenoxidation per Sauerstoff und darüber hinaus auch per OH-Radikal. Diesen 9-Schritt-Mechanismus implementieren später Rao und Honnery [103] mit guten Validierungsergebnissen in ihrem thermodynamischen Brennraummodell, welches das Zylindervolumen in die zwei Zone der unverbrannten und der verbrannten Masse unterteilt. Die verbrannte Zone wird jedoch per Spraypakete-Ansatz weiter diskretisiert.

## 2.6 Zusammenfassung

Als abschließendes Fazit dieses Kapitels kann festgehalten werden, dass mittelschnelllaufende Schiffsdieselmotoren im Gegensatz zu anderen Anwendungsbereichen des Onroad- oder Industriemotorensektors typischerweise in einem enger gefassten Kennfeldsegment betrieben werden. Dies sind der Generator- und der Propellerbetrieb, für die zwar Testzyklen für den stationären, nicht aber den dynamischen Motorbetrieb existieren. Lediglich für das Ansprechverhalten auf einen Lastsprung gibt es Vorgaben. Die gesetzlichen Regularien hinsichtlich der Schadstoffemissionen sind weniger streng als in anderen Sektoren. Neben den höheren Grenzwerten bei Stickoxid- und Schwefelemissionen sowie aktuell noch fehlender globaler Grenzwerte für die Partikelemission gibt es außerdem keine definierten transienten Testzyklen.

Somit liegen für die eigenen experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit am Motorprüfstand, die im nachfolgenden Kapitel thematisiert werden, lediglich für die Durchführung des Stationärbetriebs vordefinierte Bedingungen als Anhaltspunkte vor. Für den dynamischen Betrieb müssen hingegen eigene Randbedingungen vorgegeben werden und ein Vergleich mit anderen wissenschaftlichen Arbeiten sowie die Einordnung der eigenen Ergebnisse stellen sich als schwieriger dar.

Auf Seiten der Motorprozessmodelle, die das dynamische Betriebsverhalten simulieren, konnte festgestellt werden, dass auf diesem Gebiet bereits seit vielen Jahrzehnten gearbeitet wird. Der Fokus dieser Arbeiten lag jedoch bisher nicht oder nur wenig auf der Darstellung der transienten Charakteristiken des Kraftstoffverbrauches und der Schadstoffemissionen im gleichzeitigen Kontext eines Prozessmodells für das Gesamtsystem Motor.

Um an dieser unzureichend wissenschaftlich veröffentlichten Lücke im Rahmen dieser Arbeit anzusetzen, wurde ein kurzer Überblick über den dieselmotorischen Arbeitsprozess und ausführlicher insbesondere hinsichtlich des Verbrennungsprozesses und der Emissionen gegeben. Außerdem wurde die besondere Bedeutung der Abgasturboaufladung für den Arbeitsprozess und die motorischen Randbedingungen, aus denen die Verbrennung und schließlich die Schadstoffemissionen resultieren, dargelegt. Für die Modellierung wurden einige ausgewählte Bereiche vorgestellt, die null-dimensionale Ansätze zur Verbrennungsmodellierung und der Prädiktion der Schadstoffemissionen umfassen. Auf diese Kenntnisse wird im selbst erstellten dynamischen Prozessmodell zurückgegriffen, für das außerdem eigene Modellansätze entwickelt oder bestehende weiterentwickelt werden. Dieses Gebiet der Modellumsetzung schließt sich im hierauf folgenden Kapitel 4 zur „Beschreibung des Prozessmodells“ an. Eine für die Schadstoffmodellierung wichtige Erkenntnis der Literaturrecherche ist, dass zwar der Anteil an sogenanntem Prompt-NO insbesondere im dynamischen Betrieb relevant sein kann, dies jedoch einen zu hohen Modellierungsaufwand bedeuten würde. Aus diesem Grund kann dieser Anteil in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden.

### 3 Experimentelle Untersuchungen

Im vorangegangenen Kapitel wurde thematisiert, in welchen Betriebsbereichen ein Schiffdieselmotor typischerweise betrieben wird. Dazu sind der Generator- und der Propellerbetrieb zu nennen, die diese Bereiche allerdings nur ausgehend von den Betriebspunkten der stationären Testzyklen beschreiben. Vordefinierte Transienttestzyklen fehlen.

In diesem Kapitel zur experimentellen Untersuchung des Schiffsmaschinenbetriebs ist es das Ziel, den transienten Motorbetrieb zu charakterisieren. Dazu soll ein Vergleich von stationärem und transientem Betrieb vorgenommen werden und diesbezüglich die Unterschiede hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches und der Emissionen aufzeigen. Eine weitere Intention der durchgeführten Untersuchungen besteht darin, eine Messdatenbasis zu schaffen, welche zur Kalibrierung und Validierung von Motorprozessmodellen verwendet wird. Diese Prozessmodelle sind Thema in einem späteren Kapitel dieser Arbeit.

Neben der Durchführung von Motorprüfstandsmessungen ist es Teil der angewandten Methode, entsprechende Auswertewerkzeuge zur Verarbeitung der transienten Betriebsdaten zu nutzen. Diese mussten zunächst noch geschaffen bzw. eine vorhandene Basis modifiziert werden. Die Beschreibung dieses angepassten Werkzeuges ist ebenfalls Bestandteil dieses Kapitels. Im Anschluss an die Skizzierung der Versuchsdurchführung werden exemplarische Ergebnisse zum transienten Motorbetrieb präsentiert, welche die Unterschiede zum Stationärbetrieb herausstellen. Solche Messdaten des transienten Motorbetriebs finden sich in dieser Genauigkeit für diese Klasse der mittelschnelllaufenden Großdieselmotoren bisher wenig. Zusätzlich dazu wurde eine Messreihe zur Partikelgrößenverteilungen in stationärem und transientem Motorbetrieb aufgenommen und ausgewertet, welches für den transienten Betrieb ebenfalls ein Novum darstellt und nicht nur das Verständnis zu Partikelemissionen entscheidend unterstützt, sondern ebenso deren Modellierung im Prozessmodell.

#### 3.1 Versuchsträger und Messtechnik

Das folgende Kapitel dient zur Vorstellung des für die Motorprüfstandsversuche verwendeten Versuchsträgers, welcher in nachfolgender Abbildung dargestellt ist. Ebenso wird die dazugehörige Messtechnik beschrieben.



Abbildung 3-1: Versuchsträger der Motorprüfstandsversuche: mittelschnelllaufender 4-Takt-Schiffdieselmotor auf Basis eines Caterpillar MaK Typ 6M20 ausgerüstet als Forschungsmotor abweichend von der Serienkonfiguration

Dabei handelt es sich um einen mittelschnelllaufenden 4-Takt-Schiffdieselmotor auf Basis eines „Caterpillar MaK Typ 6M20“, der allerdings nicht in Serienkonfiguration am Prüfstand



betrieben wird, sondern als Forschungsmotor - von der Serie abweichend - ausgestattet ist. Die Motordaten sind in der nachfolgenden Tabelle aufgelistet.

Tabelle 3-1: Daten zum Forschungsmotor basierend auf einem Caterpillar Mak 6M20 CR

Bezeichnung	Caterpillar Mak 6M20 CR (Forschungsmotor)				
Typ	Mittelschnellaufender 4-Takt Schiffsdieselmotor				
Bauform	6 Zylinder in Reihe				
Einspritzsystem	Common-Rail mit Speichereinjektor				
Parameter	Wert	Einheit	Parameter	Wert	Einheit
Bohrung	200	mm	Nennleistung	1020 (170)	kW (kW/Zyl.)
Hub	300	mm	Nenn Drehzahl	1.000	min <sup>-1</sup>
Hubvolumen	56,4 (9,4)	l (l/Zyl.)	Eff. Mitteldruck	21,7	bar
Verdichtungsverhältnis	14,8	l	Max. Raildruck	1.500	bar

In der für diesen Versuchsrahmen genutzten Konfiguration ist der Forschungsprüfstand mit einem Common-Rail-System und einem Speichereinjektor zur Kraftstoffeinspritzung ausgerüstet, welches am Serienmotor aktuell nicht zur Anwendung kommt. In Verbindung mit einem offenen Steuergerät zur Regelung des Kraftstoffsystems ermöglichen die vielen Freiheitsgrade hinsichtlich beispielsweise der Vorgabe von Einspritzdruck und Einspritzzeitpunkt eine flexible Versuchsgestaltung. Der Prüfstand ist mit einer umfangreichen Messtechnik einer Vielzahl von Messstellen ausgestattet, welches als Blockschaltbild mit den wichtigsten Positionen im Luft- und Abgaspfad in nachfolgender Abbildung dargestellt ist. In diesem Schema sind der blau

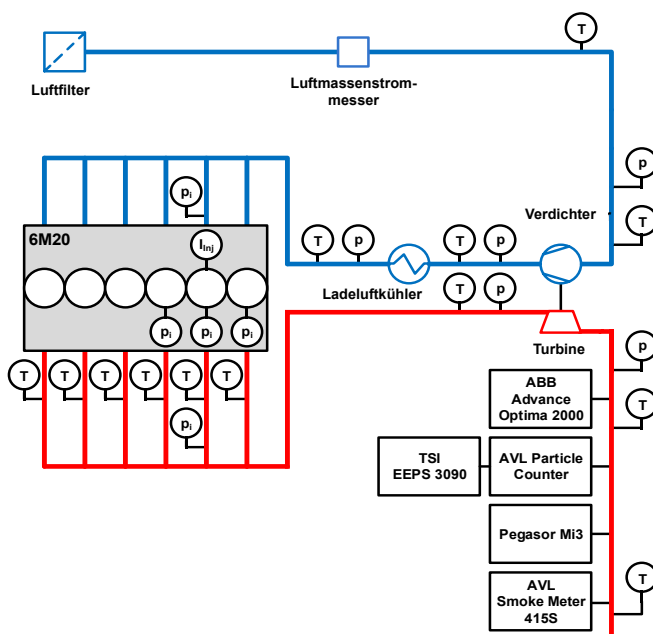


Abbildung 3-2: Blockschaltbild des verwendeten Versuchsträgers „Caterpillar Mak 6M20 CR“ mit Kennzeichnung der wichtigsten Messstellen im Luftpfad (blau) und Abgaspfad (rot) hinsichtlich Druck und Temperatur sowie der verwendeten Abgasmesstechnik

eingezeichnete Luftpfad, der rote Abgaspfad, die wichtigsten Temperatur- und Druckmessstellen sowie die Einbindung der Abgasmesstechnik zur Bestimmung der Abgasrohemission gekennzeichnet.

Die erarbeiteten Messdaten sollen außerdem eine hochgenaue und umfangreiche Datenbasis zur Kalibrierung und Validierung der Prozessmodelle der Motorsimulation, welche in späteren Kapiteln thematisiert werden, liefern. Aus diesem Grund werden möglichst viele Messgrößen indiziert, was bedeutet, dass diese bezogen auf den Kurbelwellenwinkel aufgenommen werden. Dazu ist am Prüfstand eine Messgenauigkeit von 0,1 °KW möglich und wird ladeluftseitig für den Einlassdruck vor Zylinder und abgasseitig für den Auslassdruck nach Zylinder für einen Zylinder sowie der Zylinderdruck von drei Zylindern des 6-Zylinder-Motors

aufgenommen. Im Blockschaltbild sind diese zeitlich hochaufgelösten Messgrößen mit dem Index  $i$  gekennzeichnet. Darüber hinaus werden die Signale zur Injektorbestromung, zum Raildruck und zum Motordrehmoment hochgenau aufgezeichnet. Alle weiteren Parameter zu den Randbedingungen des Motorbetriebs werden zur weiteren Verarbeitung mit einer Abtastrate von 1 Hz erfasst.

### Abgasmesstechnik

Für die Bestimmung der Rohabgasemissionen kommen, wie in Abbildung 3-2 ersichtlich, verschiedene Messgeräte zum Einsatz. Der Fokus der Abgasmessung liegt auf den für diese Arbeit relevantesten Schadstoffemissionen der Stickoxide und der Partikelemissionen.

Die Zusammensetzung des Rohabgases hinsichtlich seiner gasförmigen Abgasbestandteile wird mit einer Messanlage des Herstellers *ABB* vom Typ *Advance Optima 2000* analysiert. Dies beinhaltet die Komponenten Sauerstoff, Kohlenstoffdioxid, Kohlenmonoxid, Stickoxide und Schwefeldioxid mit einer Abtastrate von 1 Hz, für welche jeweils unterschiedliche Messprinzipien im Gasanalysator angewendet werden (Vgl. Tabelle 3-2).

Tabelle 3-2: Überblick über das je nach Abgaskomponente angewandte Messprinzip der unterschiedlichen Analysatoren in der Messanlage für gasförmige Abgasbestandteile ABB Advance Optima 2000

Abgaskomponente		Messprinzip	Analysator
Sauerstoff	O <sub>2</sub>	Paramagnetismus	ABB Magnos206
Stickstoffmonoxid	NO	UV-Absorption	ABB Limast11 UV
Stickstoffdioxid	NO <sub>2</sub>	UV-Absorption	ABB Limast11 UV
Schwefeldioxid	SO <sub>2</sub>	UV-Absorption	ABB Limast11 UV
Kohlenstoffmonoxid	CO	Nichtdispersiver Infrarotsensor	ABB Uras26
Kohlenstoffdioxid	CO <sub>2</sub>	Nichtdispersiver Infrarotsensor	ABB Uras26

Die unterschiedlichen Analysatoren setzen für die Abgaskomponente Sauerstoff auf ein auf Paramagnetismus, für die Stickoxide auf UV-Absorption basierendes Messprinzip, während die Konzentration von Kohlenstoffmonoxid und -dioxid ein nichtdispersiver Infrarotsensor detektiert.

Für eine möglichst genaue Betrachtung der Partikelemissionen werden unterschiedliche Messgeräte eingesetzt. Zum einen wird die Filter Smoke Number (FSN) mit einem Smoke Meter der Firma *AVL* gemessen, welches verfahrensbedingt zwar nur für den stationären Betrieb geeignet ist, allerdings aufgrund der etablierten Anwendung und weiten Verbreitung als gute Vergleichsreferenz dienen soll. Dieses kann außerdem zur Beweisführung eingesetzt werden, dass alle stationären Betriebspunkte eine nicht-sichtbare Abgasfahne aufweisen.

Zur Messung der Partikelemissionen im dynamischen Motorbetrieb eignet sich das Rußmessgerät des Typs *Pegasor Mi3*, welches die Partikelanzahl mit einer hohen Abtastrate bestimmen kann und darauf basierend die Partikelmassenkonzentration berechnet wird. Außerdem wird bei einigen Betriebszuständen im stationären und transienten Betrieb die Partikelgrößenverteilung gemessen, wofür ein Partikelsizer vom Typ *TSI EEPS 3090* zur Verfügung steht. Diese beiden Messmethoden zur Messung der Rußemissionen im transienten Betrieb werden nachfolgend kurz erläutert. Das dynamische Rußmessgerät *Pegasor Mi3* bietet geringe Reaktionszeiten und eine hohe effektive Abtastrate von 10 Hz bei einer Samplerate der Gasprobe von 100 Hz.

Die dazugehörige Messmethode, die solche Messungen ermöglicht, ist in Abbildung 3-3 (links) schematisch skizziert.

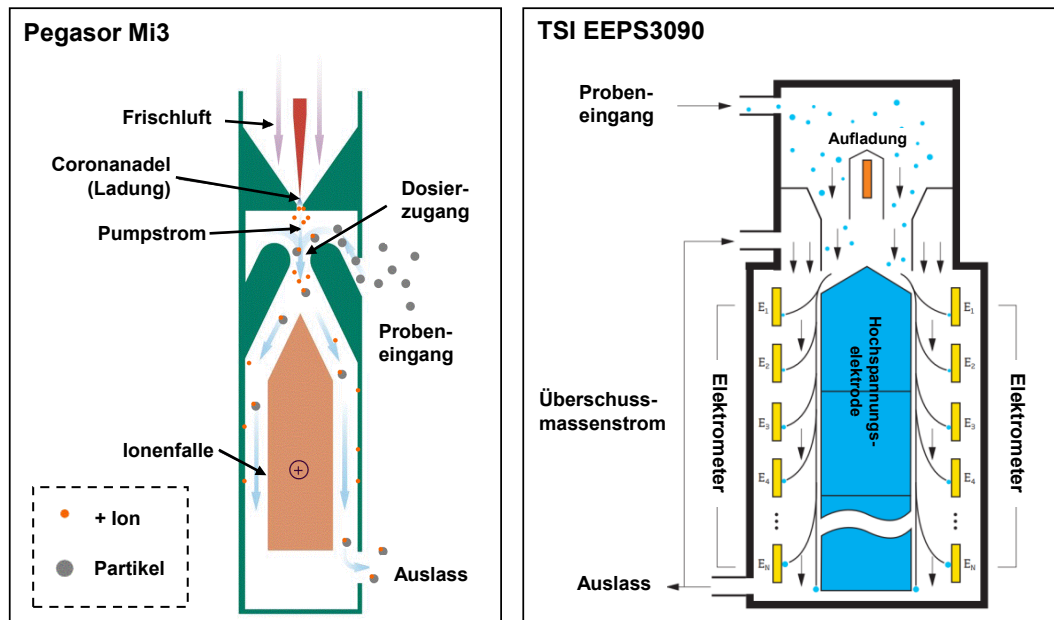


Abbildung 3-3: Prinzipskizze zur Messmethode des Sensors „Pegasor Mi3“ in Anlehnung an [104] (links) und Funktionsprinzip des Partikelsizers „TSI EEPS 3090“ angelehnt an [105] (rechts)

Nach dem Eintritt der Abgasprobe wird diese an einer Coronanadel vorbeigeführt und aufgeladen. Das Aerosol durchläuft den Sensor und überschüssige Ionen sowie geladene/ionisierte Partikeln von zu geringer Partikelgröße, welche als Kriterium voreinstellbar ist, werden abgeführt. Je nach Softwaresetup können minimale Partikelgrößen von bis zu 10 nm erfasst werden, wobei das Gerät typischerweise auf den im Pkw-Bereich reglementierten Erkennungsbe-reich von 23 nm bis 2,5  $\mu\text{m}$  voreingestellt ist. Beim Austritt der verbliebenen Probe wird die Ladung gemessen und damit auf die Partikelanzahl geschlossen. Anschließend kann über Korrelationsfunktionen die Partikelmassenkonzentration im Abgas berechnet werden. Für dieses Verfahren wird eine mittlere Partikelgröße und Partikelmasse vorgegeben.

Dazu kann die später gewonnene und detaillierter beschriebene Erkenntnis vorweggenommen werden, dass als Ergebnis der Messungen zur Partikelgrößenverteilung die Annahme einer über den gesamten Betriebsbereich des Motors konstanten Partikelgrößenverteilung und Partikelmasse nicht zutreffend ist. Eine solche Abschätzung zur Bestimmung der Partikelgrößenverteilung ermöglicht ein Partikelsizer. Vom Aufbau und Messprinzip ähnlich dem des *Pegasor Mi3* ist der *Partikelsizer TSI EEPS 3090* ein Spektrometer und bestimmt die Größe von Partikeln auf der Grundlage ihrer Reaktion auf eine elektrische Ladung. Das Messgerät kann eine Partikelgrößenverteilung in einem Bereich zwischen 5,6 nm und 560 nm erfassen und ist aufgrund der hohen Abtastung ebenso für die Messdurchführung im transienten Motorbetrieb geeignet. Das Funktionsprinzip ist ebenfalls in der Abbildung 3-3 (rechts) dargestellt. Nachdem das Aerosol in das Messgerät eingetreten ist, werden die Partikel aufgeladen und treffen anschließend auf eine Hochspannungselektrode. Da die Partikel geladen sind, bewegen sich diese radial zur Außenwand in Richtung der elektrisch isolierten Elektroden, an denen der elektrische Strom gemessen wird. So kann die Anzahl der Partikel in der jeweiligen Dekade

bestimmt werden, wobei für diese Einteilung in die unterschiedlichen Größen die jeweilige elektrische Mobilität der Partikel genutzt wird. Mit Kenntnis des gesamten Größenspektrums und der jeweiligen Partikelanzahl kann dann eine Größenverteilung berechnet werden, wie sie in Kapitel 3.4.5 präsentiert wird.

### **3.2 Angepasste Auswerte-Werkzeuge für den transienten Motorbetrieb**

Für die Auswertung der Messdaten wird ein bereits vorhandenes Werkzeug genutzt und für die speziellen Anforderungen dieser Thematik weiterentwickelt. Dabei handelt es sich um ein sogenanntes Druckverlaufsanalyse-Tool - kurz DVA-Tool, welches dem Zweck der Prozessanalyse des Motorbetriebes dient. Da das vorhandene Werkzeug allerdings nur zur Auswertung von Betriebspunkten des stationären Motorbetriebs konzipiert wurde und geeignet ist, wird im Rahmen dieses Unterkapitels insbesondere auf die Anpassung zur Auswertemöglichkeit des transienten Betriebes eingegangen.

Bei der Druckverlaufsanalyse wird ein indizierter - also auf die Winkelstellung der Kurbelwelle bezogener - gemessener Zylinderdruckverlauf zunächst aufgearbeitet und anschließend thermodynamisch ausgewertet. Die Indizierung des Brennraumdruckes ist an aktuellen Motorprüfständen Stand der Technik. Auf dieser Basis kann der gemessene Druck dem ebenfalls kurbelwinkelabhängigen Zylindervolumen zugeordnet werden. Darüber hinaus sind moderne Forschungsprüfstände soweit ausgerüstet, dass idealerweise weitere kurbelwinkelabhängige Signale wie der Druck im Einlasskanal, im Abgassystem, der Kraftstoffeinspritzung sowie Ansteuerersignale des Kraftstoffinjektors indiziert werden können. Schlussendlich ist es das Ziel dieser Prozessanalyse, Informationen über die Qualität des Ladungswechsels, den Verbrennungsablauf des Kraftstoff-Luft-Gemisches, den Wirkungsgrad und die Schadstoffentstehung beim Verbrennungsprozess im Motorbrennraum zu erhalten.

Die Abfolge bei der konventionellen Druckverlaufsanalyse für stationäre Betriebspunkte ist in folgende Schritte aufgebaut: Die Aufbereitung des gemessenen Zylinderdruckverlaufes sieht vor, dass dieser über verschiedene Verfahren geglättet und anschließend über alle aufgenommenen Arbeitsspiele gemittelt wird. Diese Mittelung ist notwendig und sinnvoll, da der Prozess eines Hubkolbenmotors ein zyklischer Ablauf ist und sich im Falle des Stationärbetriebes unter annähernd gleichbleibenden Randbedingungen je Arbeitsspiel als stetige zeitliche Abfolge wiederholt. Zum weiteren Pre-Processing vor der thermodynamischen Analyse kommen messverfahrensbedingt die Nulllinienfindung, welche beispielsweise über thermodynamische Annahmen oder einem Abgleich mit dem Ladeluftdruck möglich ist, sowie die Bestimmung des oberen Totpunktes der Kolbenbewegung (OT) inklusive der OT-Korrektur hinzu. Aus dem auf diese Weise aufbereiteten Zylinderdruckverlauf können anschließend motorische Kenngrößen ermittelt werden. Ebenso kann eine thermodynamische Analyse der Verbrennung erfolgen. Aus der Bestimmung des Verlaufes der Verbrennung in Form eines Heiz- oder Brennverlaufes, lassen sich schließlich weitere Kenngrößen des Wirkungsgrades bzw. des Kraftstoffverbrauches berechnen.

Das beschriebene, vorhandene Werkzeug wurde nun hinsichtlich der Anforderungen für eine Auswertung des transienten Motorbetriebs angepasst. Der elementare Unterschied dabei ist,

dass im Gegensatz zur Analyse stationärer Betriebspunkte alle Messdaten inklusive der Indizierdaten bei den sich ändernden Randbedingungen der einzelnen Arbeitsspiele nicht zu mitteln sind. Aus diesem Grund wurde ein Verfahren zur verketteten Einzelauswertung jedes Arbeitsspieles entwickelt, welche anschließend miteinander verknüpft werden. Den neuen Verfahrensablauf zeigt das nachfolgend in Abbildung 3-4 dargestellte Schema.

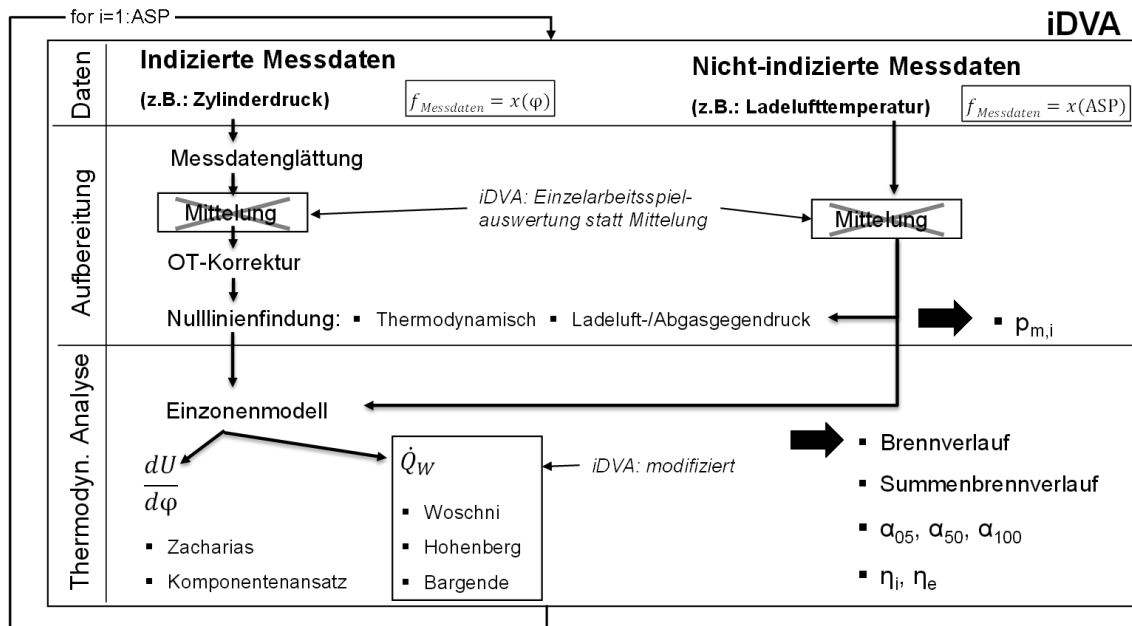


Abbildung 3-4: Schema des Ablaufes bei der instationären Druckverlaufsanalyse (iDVA) des weiterentwickelten Auswertewerkzeuges, welches für den Fall des transienten Motorbetriebes angepasst wurde

Folgende Änderungen ergeben sich mit den entsprechend vorgenommenen Anpassungen: Die Aufbereitung des gemessenen Zylinderdruckverlaufes sieht für die Analyse stationärer Betriebspunkte vor, dass über alle aufgenommenen Arbeitsspiele gemittelt wird. Im Gegensatz dazu ist das Hauptmerkmal bei der (instationären) Druckverlaufsanalyse des transienten Motorbetriebes statt der Mittelung die Einzelarbeitsspielauswertung der Indizierdaten. Erst im Anschluss daran kann mit einem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Verfahren zur verketteten Einzelauswertung jedes Arbeitsspieles miteinander verknüpft und somit ein Messdatenverlauf erzeugt werden.

Diese Vorgehensweise, statt des Mittels aller Arbeitsspiele jedes Arbeitsspiel einzeln zu betrachten, bedingt, dass neben den typischerweise indizierten, das heißt, über die Winkelstellung der Kurbelwelle messtechnisch genau aufgelöste Daten wie der Zylinderdruck weitere Motorrandbedingungen ebenfalls höher aufgelöst benötigt werden. Dazu zählen insbesondere der Ladedruck, der Abgasgegendruck, der Raildruck und das Bestromungssignal des kraftstoffeinspritzenden Injektors. Weitere Messdaten, die nicht kurbelwinkelgenau vorliegen müssen, sind beispielsweise die Temperatur der Ladeluft- oder die Abgastemperatur. Aufgrund der Trägheit dieser Messgrößen ist eine arbeitsspielgenaue Auflösung bzw. eine Abtastrate von 1 Hz ausreichend. Diese Voraussetzungen sind bei der Versuchsdurchführung gegeben. Beibehalten werden die weiteren zum Messdatenaufbereitung zugehörigen Verfahrensschritte,

welche die verschiedenen Glättungsverfahren sowie die messverfahrensbedingte Nullliniendefinition und die Bestimmung des oberen Totpunktes der Kolbenbewegung (OT) bzw. die OT-Korrektur beinhalten.

Das übergeordnete Ziel der Indizierung, Informationen über die Qualität des Ladungswechsels, den Verbrennungsablauf des Kraftstoff-Luft-Gemisches, gilt auch für die Einzelarbeitspielauswertung. So können aus dem aufbereiteten Zylinderdruckverlauf für jedes Arbeitsspiel Kenngrößen der thermodynamischen Analyse wie der Wirkungsgrad bzw. Kraftstoffverbrauch ermittelt werden.

Darüber hinaus wurde geprüft, ob weitere Teile des Einzonen-Brennraummodells der thermodynamischen Analyse angepasst werden sollten. Dazu zu nennen wäre das Wandwärmeeübergangsmodell für die Berechnung des Wärmestroms über die Brennraumwände. Dieses kann optional angepasst werden, wenn eine genaue Bestimmung des Wandwärmestroms notwendig ist, was jedoch auch in der transienten Prozessanalyse, bei gegebenen Druckverläufen, die Ausnahme darstellt. Diesbezügliche Änderungen sind dadurch bedingt, dass beispielsweise beim Motorhochlauf oder bei sehr niedrigeren Drehzahlen der durch die Kolbenbewegung induzierte Anteil der turbulenten Innenströmung geringer ausfällt, sodass der Anteil des Wärmeübergangs der erzwungenen Konvektion etwas abnimmt. Zusätzlich sind dazu die Dynamik der Wandtemperatur im transienten Motorbetrieb und ihr Einfluss auf den Wandwärmestrom zu prüfen. [106], [107] Ein weiteres Beispiel stellt die Untersuchung des Kaltstartverhaltens dar. Die Sensitivität der Ergebnisgrößen der Druckverlaufsanalyse hinsichtlich der Wandtemperatur allgemein und so auch als instationäre Randbedingung ist gegenüber anderen Unsicherheiten eines Einzonenmodells eher gering, sodass der hohe Aufwand zur Berücksichtigung einer instationären Wandtemperatur bei der Prozessanalyse nicht gerechtfertigt werden kann. Anders zu bewerten ist dies jedoch bei der Prozessrechnung beispielsweise mit Blick auf die Berechnung der Abgastemperatur, da dort kein messtechnisch bestimmter Druckverlauf vorliegt, der die anderen Einflussgrößen und Terme der Energiebilanz überwiegt.

### **3.3 Planung und Versuchsdurchführung zu Prüfstandsmessungen an einem mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotor**

Als eines der Hauptinhalte dieser Arbeit ist es das Ziel, den Brennstoffverbrauch und die Emissionen im dynamischen Motorbetrieb von Großmotoren, wie es beispielsweise beim Manövrieren von Schiffen typisch ist, zu charakterisieren. Hierfür ist es vorgesehen, einen Vergleich zu ziehen zwischen dem stationären Betrieb, bei dem die motorischen Randbedingungen über die Zeit konstant bleiben und dem transienten Motorbetrieb, bei dem es eine zeitliche Änderungen der Randbedingungen gibt. Um die Unterschiede zwischen beiden Betriebsmodi zu identifizieren und zu quantifizieren, wurden Motorversuchen an einem geeigneten Motorprüfstand geplant und durchgeführt, was im Nachfolgenden erläutert wird. Bei der Planung wurde außerdem berücksichtigt, dass im weiteren Arbeitsverlauf die gewonnen Messdaten zur Verwendung für die Kalibrierung und Validierung der Motorprozessmodelle dienen soll.

Vor dem Hintergrund der Anwendung als Schiffsdieselmotor wurden die Messungen in den beiden dafür typischen Betriebsmodi durchgeführt, also sowohl im Generator- als auch im Propellerbetrieb. Der Vergleich zwischen den am Prüfstand eingestellten Randbedingungen beider Modi ist in der folgenden Tabelle 3-3 gegenübergestellt.

Tabelle 3-3: Bereich der Randbedingungen der Motorprüfstandsversuche für die beiden Modi Generator- bzw. Propellerbetrieb

Parameter	Generatorbetrieb	Propellerbetrieb
Drehzahl	konstant	variabel
Raildruck	1000 – 1500 bar	1000 bar
Bestromungszeitpunkt	0 - 10 °KWvZOT	2,5 °KWvZOT
Stickoxidemissionen	IMO-Tier-II-konform	IMO-Tier-II-konform

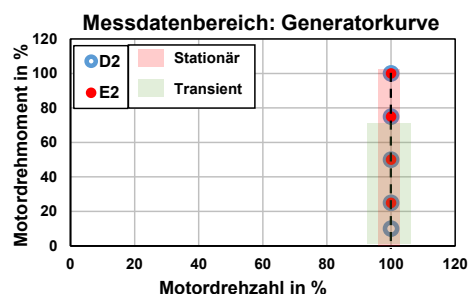
Die Präferenz für beide Modi ist die Einhaltung der Stickoxidemissionsgrenze IMO Tier II. Da der Prüfstandsmotor mit einem offenen Steuergerät ausgestattet ist, können die Einspritzparameter zur Kraftstoffeinspritzung wie der Raildruck und der Bestromungsbeginn frei angepasst werden. Als Kraftstoff kam Diesel nach EN 590 zum Einsatz.

### Versuchsplanung und Durchführung: Generatorkennlinie

Als Emissionsgrundlage für den Motorbetrieb wurden, wie bereits erwähnt, die IMO Tier II-Grenzwerte ausgewählt. Das bedeutet, dass der Gesamtwert des Stickoxidausstoßes über den Zyklus nach ISO 8178-4, in der folgenden Tabelle für den Betrieb auf der Generatorkennlinie aufgezeigt, nicht überschritten werden sollte. Die prozentuale Drehzahl bezieht sich auf die Nenndrehzahl, das Motordrehmoment und die resultierende Last auf die Nennleistung.

Tabelle 3-4: Kennfeldpunkte und Wichtung für den Zyklus D2 nach ISO 8178-4 des Generatorbetriebs mit der Drehzahl bezogen auf die Nenndrehzahl und der Last bezogen auf die Nennleistung

Messpunkt	Drehzahl in %	Last in %	Wichtung
1	100	100	0,05
2	100	75	0,25
3	100	50	0,3
4	100	25	0,3
5	100	10	0,1



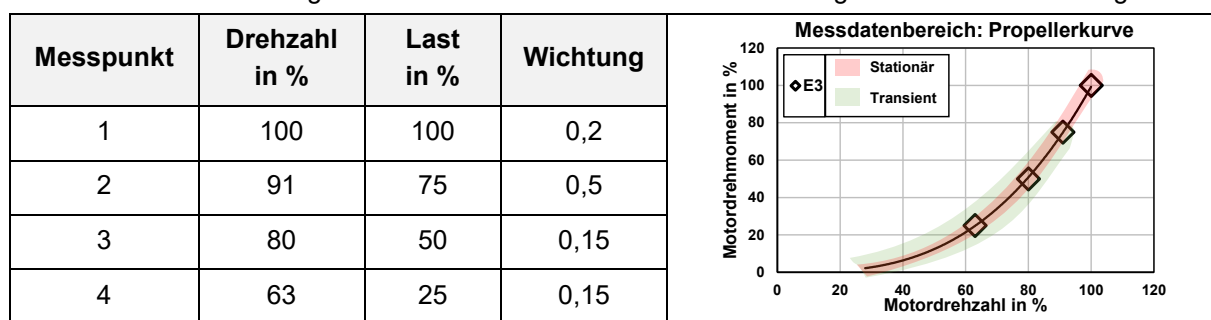
Bei der Durchführung der Prüfstandsversuche wurden insgesamt 182 Messungen auf der Generatorkennlinie aufgenommen. Die in Tabelle 3-4 integrierte Darstellung beinhaltet die Generatorkennlinie für den Caterpillar Mak 6M20, worin zusätzlich die für die jeweilige je nach Betriebsart - stationär und transient - abgedeckten Kennfeldbereiche markiert wurden. Im Anhang in Tabelle A-2 findet sich das gesamte durchgeführte Messprogramm für den Stationär- und Transientbetrieb der Generatorkurve, für das nachfolgend die Vorgehensweise beschrieben wird: Um die Einhaltung der Grenzen bezüglich der Emissionsvorgaben im Motorbetrieb bestimmen zu können, wurden im ersten Schritt stationäre Betriebspunkte herangezogen, die in

Messreihen mit Variationen des Bestromungszeitpunktes und des Raildruckes ermittelt wurden. Die Last wurde zunächst mit einer relativ großen Schrittweite variiert. Dabei stellte sich heraus, dass, um für den Zyklus einen IMO II - konformen Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff bei einem Raildruck von 1000 bar im Generatorbetrieb zu realisieren, der Zeitpunkt der Injektorbestromung bei  $7,5^\circ$  Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt des Verbrennungstaktes ( $^\circ\text{KWvZOT}$ ) eingestellt werden muss, soll über den gesamten Messzyklus der Parameter des Bestromungsbeginns konstant sein. Im nächsten Schritt wurde mit den festgelegten, emissionskonformen Parametern für den Bestromungszeitpunkt und den Raildruck eine feiner aufgelöste Lastvariation durchgeführt. Insbesondere im unteren Lastbereich wurden kleinere Lastschritten gewählt, da sich die Abgasemissionen zum Teil deutlich änderten. Anschließend erfolgte die Messung im transienten Betrieb, um die Unterschiede zwischen dem stationären und transienten Betrieb gegenüberzustellen. Mit den zuvor im Stationärbetrieb ermittelten emissionskonformen Randbedingungen wurden abschließend die transienten Messungen mit Lastaufschaltungen und Lastabfällen bis maximal 70 % der Nennleistung durchgeführt. Zur Genauigkeitserhöhung und für eine Bewertungsgrundlage der Reproduzierbarkeit wurden diese jeweils fünfmal wiederholt.

### Versuchsplanung und Durchführung Propellerkennlinie

Der stationäre Propellerbetrieb wurde nach dem Zyklus E3 nach ISO 8178-4 durchgeführt. Das Kennfeld wird durch vier Punkte charakterisiert, welche in der folgenden Tabelle zusammen mit ihren Wichtungsfaktoren entsprechend des Testzyklus aufgeführt sind. Der Gesamtwert der emittierten Stickoxidemissionen muss unterhalb des Grenzwertes für IMO Tier II bezogen auf die Nenndrehzahl des Motors liegen.

Tabelle 3-5: Kennfeldpunkte und Wichtung für den Zyklus E3 nach ISO 8178-4 für den Propellerbetrieb mit der Drehzahl bezogen auf die Nenndrehzahl und der Last bezogen auf die Nennleistung



Analog der Vorgehensweise auf der Generatorkennlinie wurden auch für die Versuche auf der Propellerkennlinie, in der folgenden Abbildung dargestellt für die Nenndrehzahl des Versuchsmotors von  $1000 \text{ min}^{-1}$ , zunächst die emissionskonformen Betriebsbereiche gemäß IMO II identifiziert. Für die Identifizierung dieser Einstellparameter wurde allerdings lediglich der Bestromungsbeginn variiert, bevor nach Erarbeitung dieser Datenbasis die transienten Messungen durchgeführt wurden. Der Raildruck wurde dabei konstant bei 1000 bar eingestellt. Der Umfang der Messungen für die stationären und instationären Versuche auf der Propellerkennlinie von insgesamt 109 Messpunkten ist im Anhang in Tabelle A-3 aufgeführt.

Um den Stickoxidgrenzwert einzuhalten hat sich, abweichend vom Generatorbetrieb, ein Bestromungszeitpunkt von  $2,5^\circ\text{KWvZOT}$  als sinnvoll ergeben. Sowohl Bestromungsbeginn



als auch Raildruck wurden ebenso für die transienten Versuche als konstant eingestellt. Die transienten Versuche im Propellerbetrieb wurden, wie im Generatorbetrieb praktiziert, jeweils fünfmal wiederholt.

### 3.4 Auswertung und Bewertung ermittelter Motor-Messdaten

Insgesamt wurden für 122 stationäre Betriebspunkte und für 169 transiente Betriebsverläufe Messdaten am Motorprüfstand im Generator- und Propellerbetrieb generiert. Das Ziel dieses Unterkapitels im experimentellen Kontext besteht darin, den Brennstoffverbrauch und die Emissionen im dynamischen Motorbetrieb zu charakterisieren. Basierend auf den Ergebnissen des Motorprüfstands werden Rückschlüsse auf das reale dynamische Betriebsverhalten eines Schiffsdieselmotors, wie es beispielsweise beim hochdynamischen Manövrieren von Schiffen auftritt, gezogen.

Aufgrund der Anzahl der Messungen werden in diesem Kapitel, welches die Auswertung und Bewertung der ermittelten Motormessdaten behandelt, lediglich aussagekräftige, exemplarische Beispielmessungen angeführt. Der Vergleich zwischen den am Prüfstand eingestellten Randbedingungen beider Modi, die in diesem Kapitel behandelt werden, ist in der folgenden Tabelle 3-6 gegenübergestellt.

Tabelle 3-6: Randbedingungen der detaillierter ausgewerteten Motorprüfstandsversuche, welche in diesem Kapitel thematisiert werden

Parameter	Generatorbetrieb	Propellerbetrieb
Drehzahl	konstant	variabel
Raildruck	1000 bar	1000 bar
Bestromungszeitpunkt	7,5 °KW v ZOT	2,5 °KW v ZOT
Stickoxidemissionen	IMO-Tier-II-konform	IMO-Tier-II-konform

Der Raildruck wurde für beide Varianten konstant auf 1000 bar geregelt und somit nicht der maximal mögliche Einspritzdruck gewählt. Der Hintergrund dieser Randbedingung ist, dass mit niedrigeren Einspritzdrücken signifikantere, für den Untersuchungszweck besser vergleichbare Partikelemissionen erzielt werden konnten. Dieses Verhalten wurde zuvor in der gesamten Versuchsdurchführung, welche im vorherigen Kapitel 3.3 beschrieben wurde, herausgefahren. Einen Unterschied zwischen beiden Modi gibt es im Bestromungszeitpunkt. Aufgrund der über die Last variablen Drehzahl im Propellerbetrieb war es notwendig, den Bestromungsbeginn des Kraftstoffinjektors auf eine spätere Lage in Richtung des oberen Totpunktes zu ändern, um einen über das gesamte Kennfeld IMO-Tier-II-konformen Betrieb zu realisieren.

#### 3.4.1 Vergleich Ergebnisse stationärer Generator- und Propellerbetrieb

Dieses Unterkapitel thematisiert zunächst die Ergebnisse des stationären Motorbetriebs, die in nachfolgenden Kapiteln als Vergleichsreferenz für den transienten Betrieb herangezogen

werden. Der stationäre Betrieb ist durch je Betriebspunkt zeitlich konstante Randbedingungen definiert. Die daraus resultierenden Ergebnisgrößen wie beispielsweise die Abgastemperaturen oder Emissionen sind eingeschwungen und ebenso nahezu konstant. Lastabhängig ist die Motordrehzahl im Generatorbetrieb fest, wohingegen diese im Propellerbetrieb entsprechend der Propellerkennlinie miteinander gekoppelt sind, wie im vorherigen Kapitel ersichtlich. Für beide Modi ist in Abbildung 3-5 ein Vergleich zwischen den Messpunkten des stationären Generatorbetriebs auf der linken Seite und des Propellerbetriebs auf der rechten Seite hinsichtlich der Stickoxidemissionen, des Kraftstoffverbrauchs pro Zyklus und Zylinder und des Rußausstoßes über die Last dargestellt.

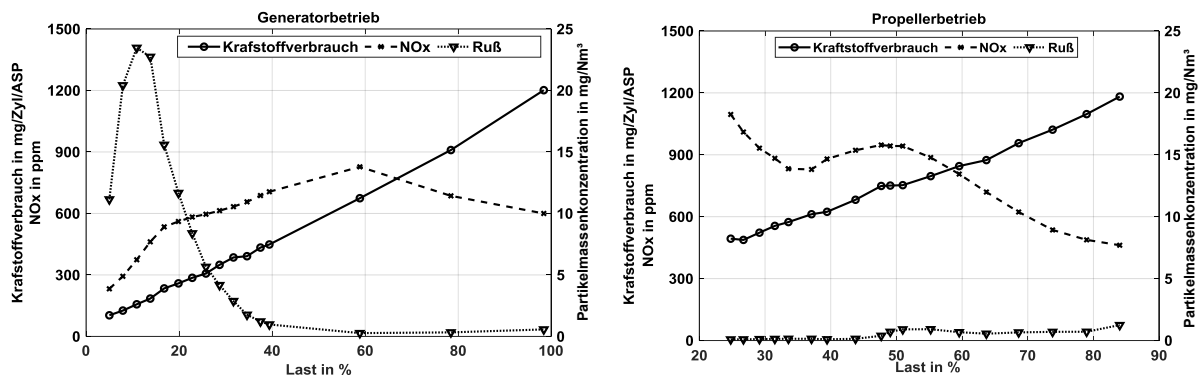


Abbildung 3-5: Vergleich zwischen stationärem Generatorbetrieb (links) und Propellerbetrieb (rechts) von Kraftstoffverbrauch pro Zyklus und Zylinder, Stickoxidausstoß und Rußmasse über Last

Bei der Auswertung des Kraftstoffverbrauches lässt sich ein annähernd lineares Kennlinienverhalten feststellen. Der Verbrauch des Propellerbetriebs liegt etwas höher, da die Verbrennung aufgrund der späteren Einspritzung thermodynamisch etwas ungünstiger gelagert stattfindet. Dies geht aus Abbildung 3-6 (links) mit der Darstellung der lastabhängig eingespritzten Kraftstoffmasse für den stationären Generator- und Propellerbetrieb in einem gemeinsamen Diagramm besser hervor.

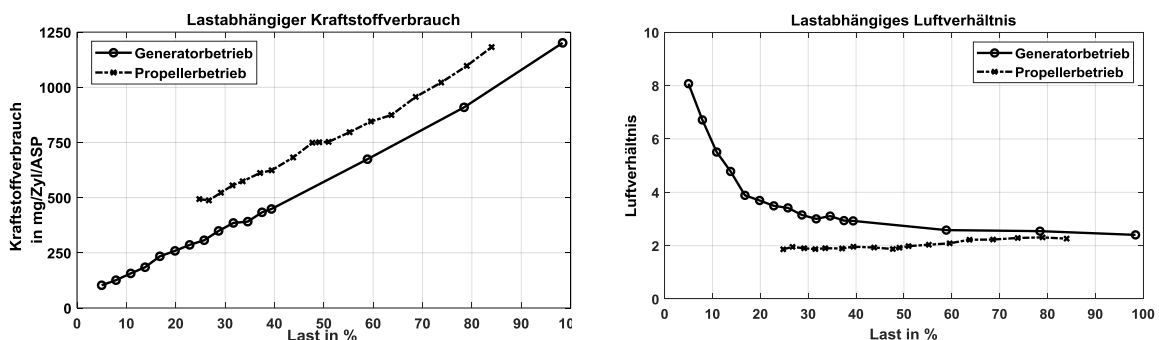


Abbildung 3-6: Je Zylinder und Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmasse (links) und globales Luftverhältnis (rechts) lastabhängig für die stationären Betriebsmodi des Generator- und Propellerbetriebs

Neben der thermodynamisch günstigeren Verbrennungslage im Generatorbetrieb liegt im Propellerbetrieb außerdem bei gleicher angeforderter Motorleistung eine geringere Drehzahl vor,

wodurch ein höheres Motordrehmoment im Vergleich zum Generatorbetrieb bereitgestellt werden muss. Der lastabhängige Anstieg beider Verbrauchskurven ist unter den beschriebenen Randbedingungen beider Modi ähnlich.

Aufgrund der Drehzahlabhängigkeit im Propellerbetrieb und der daraus resultierenden niedrigeren Drehzahl bei Teillast fällt auch der Ladeluftmassenstrom mit sinkender Last zunehmend geringer aus als im Generatorbetrieb. In Kombination mit der mehr eingespritzten Kraftstoffmasse pro Zyklus führt dies zu einem deutlich unterschiedlichen Verhalten der Kennlinien des globalen Luftverhältnisses (Vgl. Abbildung 3-6 rechts). Das Luft-Kraftstoffverhältnis im Generatorbetrieb steigt mit sinkender Last exponentiell an, während dieses im Propellerbetrieb insgesamt geringer ausfällt und in Näherung auf einem fast konstanten Niveau verharret. Diese Unterschiede sind auch für die Interpretation der betriebs- und lastabhängigen Schadstoffverläufe relevant.

Hinsichtlich der Schadstoffemissionen sind in allen Bereichen deutliche Unterschiede zwischen den Ergebnissen der beiden Betriebsarten zu erkennen (Vgl. Abbildung 3-5). Während die Stickoxidemissionen im Generatorbetrieb mit mittlerer Last ein Maximum aufweisen und bei niedrigeren Lasten stark absinken, sind diese im Propellerbetrieb bei niedriger Last vergleichsweise hoch. Für den Generatorbetrieb sei dazu folgender Erklärungsansatz angeführt. Im niedrigen Lastbereich ist ein hoher Luftüberschuss zu verzeichnen, was zu global sehr kalten Brennraumbedingungen führt und somit zu tendenziell geringeren thermischen Stickoxiden. In höheren Lasten nimmt trotz höherer mittlerer Brennraumtemperaturen der Anteil der Diffusionsverbrennung zu. Daraus lässt sich zwar keine Aussage zu den lokalen Temperaturen ableiten, die mit der thermischen Stickoxidbildung in Verbindung steht. Jedoch kann die Abnahme des lokalen Sauerstoffs ebenfalls zu einer tendenziell etwas geringeren Neigung führen. Im Propellerbetrieb ist ebenfalls ab höheren Lasten ein Absinken der Stickoxide zu beobachten. Allerdings geht dies von einem lokalen Maximum bei ca. 50 % Last aus, von dem in Richtung kleinerer Lasten zunächst nur eine geringfügige Abnahme der Stickoxidemissionen, dann jedoch wieder ein Anstieg zu einem Maximalwert bei 25 % Last erfolgt. Für diese Eigenschaft können hypothetisch mehrere Faktoren verantwortlich sein. Die niedrigeren Drehzahlen bei niedrigeren Lasten haben eine längere Verweilzeit des Gasgemisches im Brennraum zur Folge, sodass mehr Zeit unter entsprechend hohen Temperaturen zur Verfügung steht, das chemische Gleichgewicht zu erreichen, was in Konsequenz zu potentiell höheren NO-Konzentrationen führt. Der höhere Premixed-Anteil kann eine Hypothese für höhere Stickoxidemissionen sein. Jedoch besagen aktuelle Untersuchungen von Najar et al. [108], dass vornehmlich die mischungskontrollierte Phase hauptverantwortlich für die Stickoxidbildung ist. Das globale Luftverhältnis ist über den gesamten Lastbereich annähernd gleich, sodass die Sauerstoffkonzentration weniger ein Kriterium ist. Ein starker Luftüberschuss, der wie im Generatorbetrieb zu niedrigeren Temperaturen und einem starken Absinken der Stickoxidemissionen führt, liegt hier nicht vor.

Die über den gesamten Lastbereich ausgeglichenen globalen Luftbedingungen schlagen sich auch in den niedrigen Rußemissionen nieder. Verglichen mit dem stationären Generatorbetrieb sind im Propellerbetrieb die Rußemissionen auf einem insgesamt niedrigeren Niveau, wobei ein leichter Anstieg bei höheren Lasten erkennbar ist. Dafür ist zusätzlich der Faktor ausschlaggebend, dass in einer längeren Abbrandphase aufgrund geringerer Drehzahlen

mehr Zeit und ausreichend hohe Temperaturen zur Oxidation der Partikel zur Verfügung stehen. Dagegen sind die Temperaturen in der Generatorbetriebsteillast wahrscheinlich wegen des sehr starken Luftüberschusses zu gering.

Das bedeutet, dass bei niedrigeren Lasten zwar ein hohes globales Luftverhältnis für ausreichend viel Sauerstoff für die Oxidation der Partikel spricht, durch den hohen Luftüberschuss jedoch offensichtlich die Reaktionstemperaturen zu niedrig sind, was die Oxidation verlangsamt oder ganz einfriert. Bei höheren Lasten, einem höheren Kraftstoffverbrauch und geringerem Luftüberschuss, der auch einhergeht mit längeren Einspritzdauern, längeren Brennzeiten und einem steigenden Anteil der mischungskontrollierten Brennphase werden verglichen mit niedrigeren Lasten höhere Verbrennungstemperaturen verzeichnet. Diese längere Brenn-dauer führt zu einer längeren Oxidationszeit, was in Verbindung mit den hohen Temperaturen die Oxidation der Rußpartikel fördert. Das bedeutet, dass trotz des abnehmenden Luft-Kraftstoff-Verhältnisses lokal ausreichend viel Sauerstoff für die Oxidation zur Verfügung steht, der daher offensichtlich nicht der begrenzende Faktor in diesem Betriebsbereich ist.

Des Weiteren beweist die nachfolgende Abbildung, dass in beiden stationären Betriebsarten für die eingestellten Versuchsrandbedingungen keine sichtbare Rußfahne detektiert wurde.

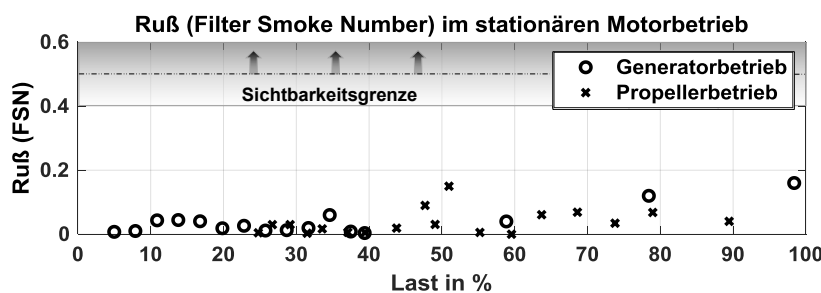


Abbildung 3-7: Gemessene Filter Smoke Number (FSN) für den stationären Generator- und Propellerbetrieb mit Kennzeichnung der Sichtbarkeitsgrenze ab einem Wert von 0,5 und somit dem Nachweis der nicht sichtbaren Rußfahne

Die mit dem Smokemeter gemessene Schwärzungszahl bzw. Filter Smoke Number, kurz FSN, ist deutlich unter der Sichtbarkeitsgrenze von 0,5 als spezifische Motorherstellerangabe. Der stationäre Betriebsbereich kann also als rußarm bezeichnet werden.

### 3.4.2 Turboladerbezogene Messdaten des stationären Motorbetriebs

Eine Gegenüberstellung der ausgewerteten stationären Messdaten für den Generator- und Propellerbetrieb soll im Folgenden für diejenigen Messgrößen erfolgen, die im Zusammenhang mit dem Betrieb des Turboladers relevant sind. Der Turbolader ist eine wichtige Teilkomponente des Motors für die Bereitstellung der Luftmasse und hat einen großen Einfluss auf dessen dynamisches Verhalten. Ebenso sind diese turboladerbezogenen Messdaten für das Verständnis über die Vorgänge bei unterschiedlichen Motorbetriebseinstellungen sowie für die Funktionalität des Motorprozessmodells und dessen Validität mit dem realen Betrieb von entscheidender Bedeutung, weswegen für diese Messdaten dieses spezielle Unterkapitel vorgesehen ist. Das betrifft die in nachfolgendem Schema aufgeführten Messgrößen (siehe Abbildung 3-8): die Turboladerdrehzahl, der Luftdruck vor und Ladedruck nach Kompressor sowie nach Zwischenkühler, der Abgasdruck vor und nach Turbine sowie analog die entsprechend

zugeordneten Temperaturen. Ebenso ist die Charakteristik der Turboladerdrehzahl, aufgetragen über die Motorlast, ersichtlich.

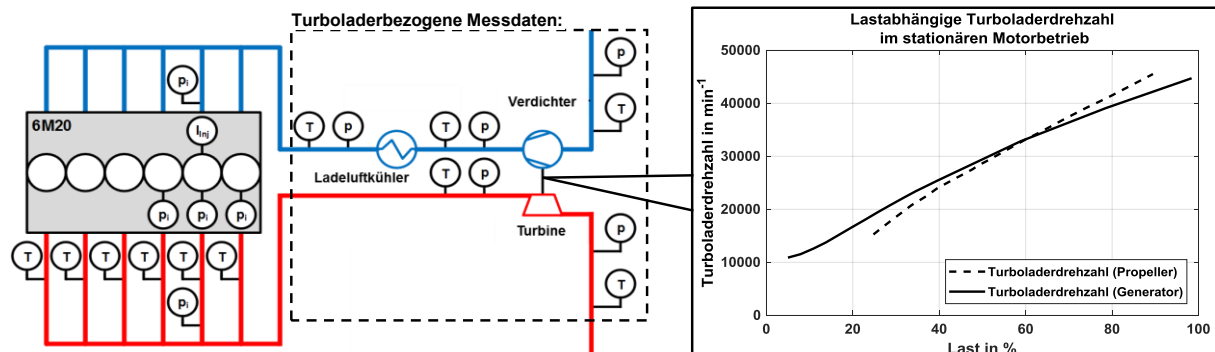


Abbildung 3-8: Übersicht der turboladerbezogenen Messdaten veranschaulicht am Motorprüfstands-schema mit lastabhängiger Turboladerdrehzahl für den stationären Generator- und Propellerbetrieb

Aufgrund der Umwandlung der Abgasenthalpie in kinetische Energie stellt sich eine Rotationsbewegung der Turbine ein. Aus der steigenden Motorlast resultiert ein Anstieg der in der Turbine des Turboladers nutzbaren Abgasenthalpie, was eine zunehmende Turbinenleistung verbunden mit höheren Turboladerdrehzahlen ermöglicht. Dabei ist vom Kennlinienverhalten jeweils ein näherungsweise linearer Anstieg der Turboladerdrehzahl über der Last zu verzeichnen. Die Drehzahl bei tiefen Lasten im Propellerbetrieb ist geringer als im Generatorbetrieb, trotz höherer Abgastemperaturen. Allerdings weist der Propellerbetrieb einen etwas stärkeren Anstieg über Last als der Generatorbetrieb auf, was ab einer Last von 60 % zu höheren Drehzahlen für diesen Betrieb führt.

Durch die mechanische Kopplung von Turbine und Verdichter auf einer Welle, kann die in eine Drehbewegung umgewandelte kinetische Energie am Verdichterlaufrad wiederum in eine Drucksteigerung der Ladeluft gewandelt werden. Die Zustandsbedingungen der Ladeluft in den unterschiedlichen Betriebsstrategien sind in der nachfolgenden Darstellung abgebildet.

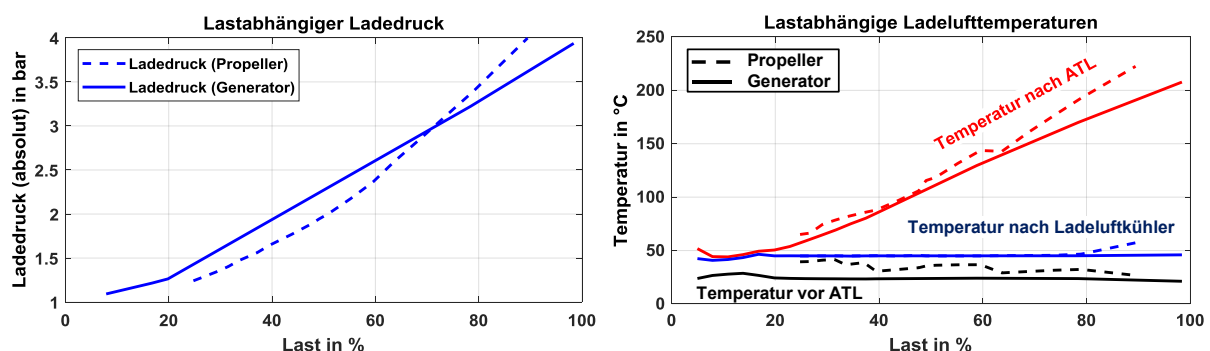


Abbildung 3-9: Lastabhängiger Ladedruck nach Verdichter (links) und lastabhängige Temperaturbedingungen der Ladeluft vor Verdichter, nach Verdichter und nach Zwischenkühler für den stationären Generator- und Propellerbetrieb (rechts)

Die lastabhängigen Ladeluftdruckverläufe sind der linken Seite entnehmbar. Bis zu einer Last von 70 % ist der Ladedruck im Propellerbetrieb geringer als im Generatorbetrieb. Trotz höherer Turboladerdrehzahlen ab 60 % stellt sich im Propellerkennfeld ein geringerer Ladedruck ein. Dies resultiert aus dem - trotz höherer Abgastemperatur - geringeren Enthalpiestrom.

Auf der rechten Seite sind die turboladerrelevanten Temperaturmessdaten für den Generator und Propellerbetrieb über die Last aufgetragen. Die Temperaturmessstellen sind jeweils vor Verdichter, nach Verdichter und nach Ladeluftkühler angeordnet, wobei die letzte Messstelle in Näherung der Ladelufttemperatur vor den Einlassventilen entspricht, wenn das Aufheizen der Ladeluft im Sammelbehälter und dem Einlasskanal vor den Zylindern vernachlässigt wird. Die Unterschiede bei den Verläufen beruhen auf mehreren Einflüssen. Im Verlauf der Temperatur vor Verdichter - schwarz dargestellt, gestrichelt für die Propellerkurve und durchgezogen für die Generatorkurve - ist zu erkennen, dass bei den Propellerbetriebspunkten eine höhere Ausgangstemperatur vorliegt. Aufgrund des Temperaturanstiegs bei der Verdichtung sind die Temperaturen nach Verdichter höher als im Generatorbetrieb. Dieser Effekt ist jedoch durch den geringeren Ladeluftdruck, bedingt durch die geringere Verdichtung als im Generatorbetrieb, und die geringeren Turboladerdrehzahlen weniger stark ausgebildet als im Temperaturverlauf vor Verdichter.

Die geschilderten ladeluftseitigen Größen sind wesentlich an den Randbedingungen beteiligt, die die Luftfüllung im Zylinder beeinflussen und somit luftseitig für die Verbrennung im Brennraum herrschen. Am Verbrennungsprozess sind darüberhinaus neben der Füllung weitere Einflüsse bezüglich der Kraftstoffeinspritzung und Turbulenz im Brennraum beteiligt, welche zusammengekommen wiederum die thermodynamischen Eigenschaften des Abgases und somit die Bedingungen nach Zylinder und vor der Turbine des Turboladers bestimmen. Aufgeteilt nach den Zustandsgrößen des Abgasgegendrucks vor Turbine und der Abgastemperatur sind diese in der nachfolgenden Abbildung lastabhängig für den stationären Generator- und Propellerbetrieb dargestellt.

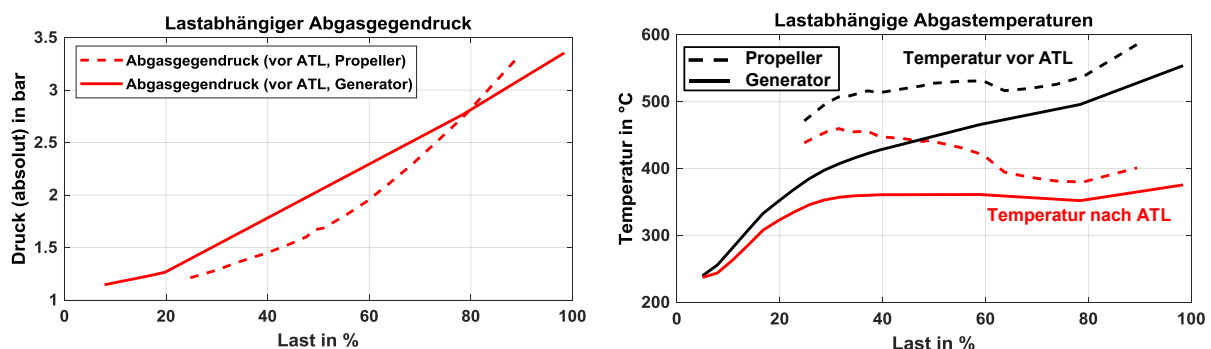


Abbildung 3-10: Abgasdruck vor Turbine (links) und Temperaturbedingungen des Abgases vor und nach Turbine (rechts) für den stationären Generator- und Propellerbetrieb in Abhängigkeit der Motorlast

Durch die Turbine kommt es im Abgasstrang zu einem Aufstauen der Abgase, wodurch sich ein Abgasgegendruck im Kanal vor dem Turbolader aufbaut. Bis etwa 80 % Motorleistung ist dieser im Propellerbetrieb in Teillast deutlich geringer als im Generatorbetrieb. Während der Generatorbetrieb einen über die Motorlast linearen Anstieg aufweist, lässt sich dieser im Propellerbetrieb als exponentiell bezeichnen, welcher der quadratischen Proportionalität von Motorleistung und -drehzahl gleicht. Die höhere Motordrehzahl und das deutlich höhere Luftverhältnis im Generatorbetrieb im Teillastbetrieb resultieren in einem höheren Massenstrom und einem trotz deutlich niedrigerer Abgastemperaturen höheren Abgasdruck.

Ab einer Motorlast von 80 % übersteigt der Druck im Abgaskanal des Propellerbetriebes den des Generatorbetriebs, da sich Motordrehzahlen und Luftverhältnis im Vergleich beider Betriebsmodi annähern und somit höhere Abgasmassenströme ergeben. Zusätzlich ist die eingespritzte Kraftstoffmasse höher, welches zusammen mit der späteren Verbrennungslage in

höheren Abgastemperaturen und schließlich Abgasdrücken vor Turbine münden. Ein mit steigender Last steilerer Kennlinienanstieg des Propellerbetriebs im Vergleich zum Generatorbetrieb war bereits in der Darstellung der Turboladerdrehzahl erkennbar, allerdings mit jeweils annähernd linearem Kennlinienverhalten.

In den lastabhängigen Verläufen der Abgastemperatur vor und nach Turbine (Vgl. Abbildung 3-10, rechts) werden außerdem die Auswirkungen der größeren verbrannten Kraftstoffmasse pro Zyklus und der späteren Brennlage im Propellerbetrieb deutlich. Hinzukommt der geringere Ladedruck in der unteren Teillast, sodass die Abgastemperaturen deutlich höher ausfallen als im Generatorbetrieb. Ebenfalls auffällig ist, dass der Verlauf der Abgastemperatur vor Turbine für den Generatorbetrieb mit der Last ansteigt. Dieser Trend ist bei der Temperatur nach Turbine bis 30 % Last am ausgeprägtesten und ist vermutlich ebenfalls auf die stark überstöchiometrischen Verhältnisse zurückzuführen. Der annähernd konstante lastabhängige Verlauf der Temperatur nach Turbine zwischen 30 % und 80 % Last im Generatorbetrieb und der tendenziell abfallende Verlauf im Propellerbetrieb kann mit einem steigenden Wirkungsgrad der Turbine in Verbindung gebracht werden.

### 3.4.3 Vergleich stationärer und transienter Betrieb

Im Folgenden wird ein Vergleich zwischen dem stationären und dem transienten Motorbetrieb exemplarisch anhand eines Betriebsverlaufes auf der Generatorkurve und auf der Propellerkurve vorgenommen. Bei dieser Unterscheidung sind die Randbedingungen des Motorprozesses gemeint, die über den Betrachtungszeitraum entweder im Stationärfall konstante oder im Transienten veränderliche Bedingungen darstellen. Dies betrifft nicht nur den Betriebspunkt definiert durch die Motorlast und die Motordrehzahl, sondern ebenfalls die motorischen Randbedingungen wie den Ladedruck, die Ladelufttemperatur, den Abgasgegendruck und die Abgastemperatur. Der transiente Betrieb ist also durch eine zeitliche Änderung dieser Betriebsführungsbedingungen gekennzeichnet.

#### Generatorbetrieb

Beim exemplarischen Vergleich zwischen stationärem und transienten Betrieb auf der Generatorkurve, dargestellt in Abbildung 3-11, beträgt die Nenndrehzahl des Motors  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Hierzu wird eine Lastaufschaltung von 5 auf 20 % Motorlast mit konstantem Einspritzzeitpunkt und einem Raildruck von 1000 bar im transienten Betrieb herangezogen. Die stationären Vergleichspunkte wurden in diesem Bereich, wie bereits in vorherigen Kapiteln dargestellt, in einem feinen Raster aufgenommen. Die präsentierten Messergebnisse beinhalten Motordrehmoment und -drehzahl sowie den Ladeluftdruck, das Luft-Kraftstoff-Verhältnis, die Kraftstoffmasse pro Zyklus und Zylinder, die Stickoxid ( $\text{NO}_x$ )- und Rußemissionen. Der transiente Verlauf, in durchgezogener Linie dargestellt, wurde über eine Dauer von 1000 Arbeitsspielen aufgenommen. Die Messergebnisse der stationären Betriebspunkte, als Einzelpunkte dargestellt, sind auf gleichem Drehmoment des transienten Verlaufs ausgerichtet, um einen Vergleich zwischen beiden Betriebsmodi zu ermöglichen. Beim Lastabwurf wurde innerhalb kurzer Zeit und wenig Arbeitszyklen die Last von 20 % auf 5 % reduziert. Nach einer kurzen Betriebszeit auf niedrigerem Leistungsniveau für knapp 500 Arbeitsspiele, welche bei einer Drehzahl von

1000  $\text{min}^{-1}$  etwa 60 s entsprechen, wurde anschließend bei der Lastaufschaltung die Leistung von 5 % innerhalb kürzester Zeit auf 20 % erhöht.

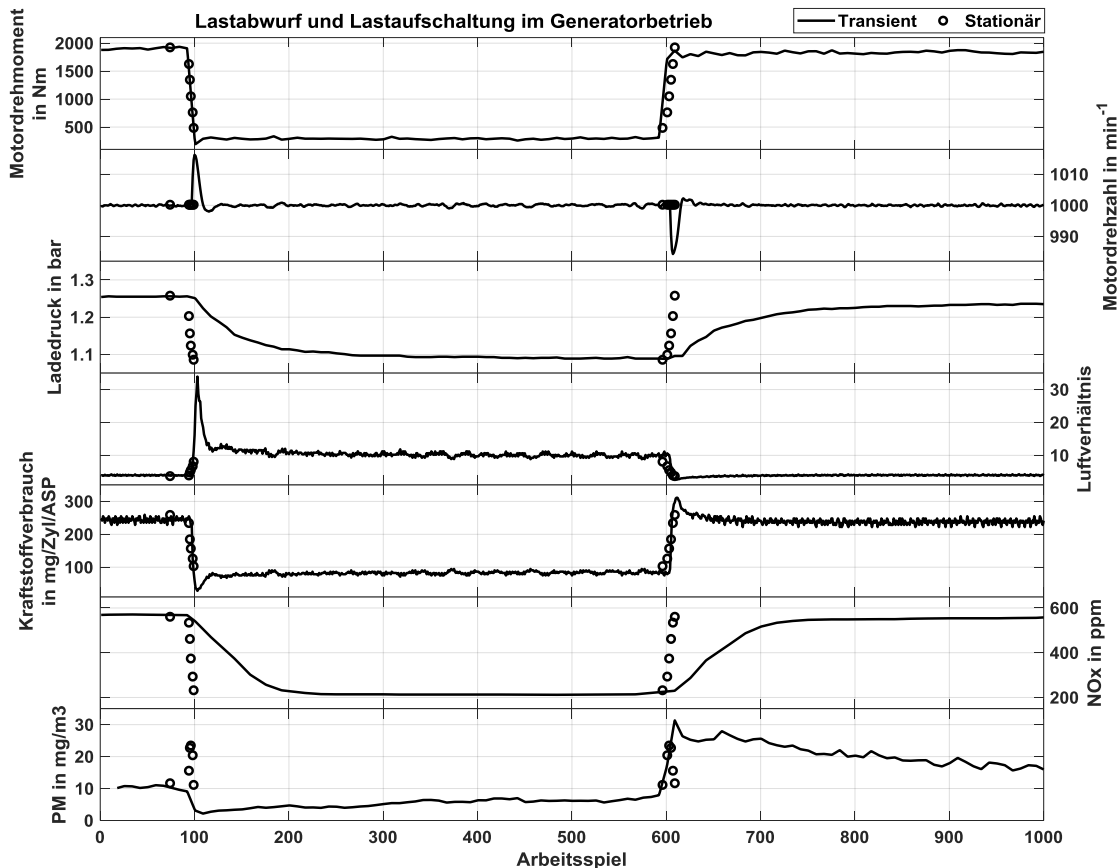


Abbildung 3-11: Transiente Betriebsführung (durchgezogener Verlauf) im Generatorbetrieb für einen exemplarischen Lastabwurf von 20 % Last auf 5 % mit anschließender Lastaufschaltung zurück auf 20 % Last mit einem Vergleich zu Messdaten des stationären Motorbetriebs (Kreismarker)

Infolge der Laständerung steigt bzw. sinkt die Motordrehzahl kurzzeitig, welches vom Steuergerät erkannt und durch die Einspritzung einer kleineren bzw. größeren Kraftstoffmenge entgegengewirkt wird. Sowohl der Überschwinger der Drehzahl beim Lastabwurf als auch der Drehzahleinbruch bei der Lastaufschaltung sind aufgrund des starken Lastgradienten mit einer kurzzeitigen Änderung der Drehzahl von mehr als  $10 \text{ min}^{-1}$  abweichend von der Solldrehzahl deutlich erkennbar.

Bedingt durch die Massenträgheiten des Turboladerlaufzeugs und der Luftmassen im Ladeluftkanal erfolgt die Anpassung des Ladedrucks für beide Laständerungen nur vergleichsweise langsam. Durch diesen Umstand weicht auch das transiente Luftverhältnis von den stationären Werten ab. Der signifikante Ausschlag des Luftverhältnisses beim Lastabwurf ist jedoch in erster Linie darauf zurückzuführen, dass die Kraftstoffeinspritzung kurzzeitig stark heruntergeregelt wird. Der anschließend kurzzeitige Mehrverbrauch bei der Lastaufschaltung fällt in diesem Beispiel nicht sehr ins Gewicht. Die Abweichungen der Stationär- und Transientdaten bei den Stickoxidemissionen können weniger auf geänderte Betriebsbedingungen geschoben werden, als vielmehr auf Trägheiten im Messsystem oder der Mischung in der Abgasstrecke.



Wie in den stationären Messungen zu erkennen ist, sind die niedrigen Teillastpunkte mit deutlich größeren Rußemissionen behaftet. Im Unterschied dazu liegen die transienten Rußemissionen nach dem Lastabwurf unterhalb der stationären Messdaten, da zunächst weniger Kraftstoff eingespritzt wird und noch heißere Brennraumbedingungen als im eingeschwungenen untersten Teillastbetrieb herrschen. Mit zunehmender Verweilzeit bei 5 % Last steigen die Rußemissionen leicht an, bevor durch die Lastaufschaltung ein signifikanter Anstieg des Rußes folgt. Würde ein solcher Lastsprung aus den kälteren Bedingungen eines länger im 5 %-Lastpunkt betriebenen Motors erfolgen, fiel dieser Rußstoß ausgeprägter aus, wie in Versuchsergebnisse, welche hier nicht angeführt werden, ersichtlich wurde.

### Propellerbetrieb

Im Motorbetrieb auf der Propellerkennlinie sind sowohl Motordrehzahl als auch das Motodrehmoment miteinander gekoppelt. Das stationäre Betriebsverhalten ist als Messpunkte gekennzeichnet, das transiente als durchgezogene Linie, welches zusammen über 400 Zyklen in Abbildung 3-12 dargestellt ist.

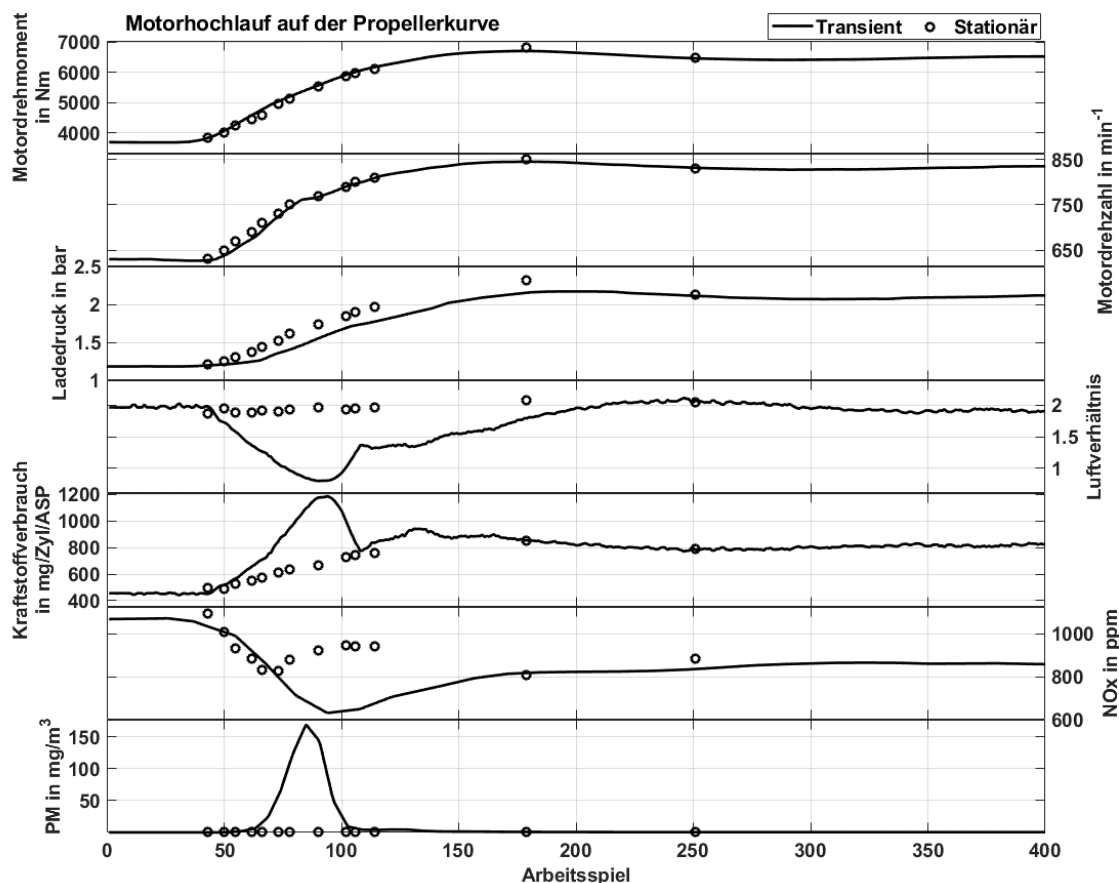


Abbildung 3-12: Vergleich stationärer und transienter Messungen auf der Propellerkurve für einen exemplarischen Lastsprung von 25 % auf 50 % Last

Die stationären Messungen wurden hinsichtlich des Drehmoments dem transienten Verlauf zugewiesen. Vergleichskriterien sind die Drehzahl, der Ladeluftdruck, das Luftverhältnis, die eingespritzte Kraftstoffmasse pro Zylinder und Zyklus sowie die Stickoxid- und Rußemissionen. Bei dieser Lasterhöhung wurde der Betriebspunkt innerhalb von ca. 100 Zyklen von

630 min<sup>-1</sup> bei 25 % Last auf 800 min<sup>-1</sup> bei annähernd 50 % Last geändert. Sowohl der Raildruck als auch der Einspritzzeitpunkt wurden konstant vorgegeben.

Der aus der Lastanforderung dieses Motorhochlaufs resultierende Lastgradient ist relativ gering, sodass es zu keinem merklichen Drehzahleinbruch oder -überschwingen kommt. Der Ladedruck der transienten Betriebsführung erreicht aufgrund der Massenträgheiten des Turboladers mit einem leichten Verzug zu den stationären Referenzpunkten das höhere Druckniveau, welches vom relativen Verlauf dem der stationären Werte entspricht. Dieser Offset fällt aufgrund des geringeren Lastgradienten nicht so signifikant aus, wie beim vorher im Generatorbetrieb betrachteten Vergleich. Die gleichzeitige Drehzahlerhöhung scheint dieser Trägheit entgegenzuwirken, da sich hierdurch zusätzlich der Massendurchsatz im Zylinder erhöht. In Konsequenz limitiert der Verbrennungsmotor als Hubkolbenmaschine und Volumenförderer auch den durch die Turbine geleiteten Enthalpiestrom. Dies und die auf der Propellerkurve höheren Abgastemperaturen entschärfen somit mitunter die Trägheit des Turboladers im dynamischen Betrieb.

Weiterhin ist zu erkennen, dass im Motorhochlauf das globale Luftverhältnis deutlich absinkt. Dies wird, da der Ladedruck mit den stationären Werten mit kurzer zeitlicher Verzögerung übereinstimmt, hauptsächlich durch die größeren Mengen an Kraftstoff pro Zyklus hervorgerufen. Der daraus resultierende Luftmangel und die damit verbundene niedrigere lokale Sauerstoffkonzentration wirkt sich zwar günstig auf die Senkung der Stickoxidemissionen aus, führt aber trotz des lediglich geringen Lastgradienten zu einem starken Anstieg der Rußemissionen.

#### **3.4.4 Reproduzierbarkeit transienter Betriebsführung**

Während der transienten Betriebsführung werden auf der Generatorkurve die Lastsollwerte und auf der Propellerkurve die Sollwerte von Drehzahl und Last dynamisch geändert. Diese Lastvorgabe wird durch die Bremsensteuerung über den Generator realisiert. Dabei ist eine automatische Regelung oder eine manuelle Vorgabe möglich. Die automatische Anpassung ist jedoch belastet mit Trägheiten bedingt durch die Regelparameter des Regelkreises, wodurch nur eine langsamere Laständerung bzw. ein kleinerer Lastgradient als durch die manuelle Vorgabe umsetzbar war. Aus diesem Grund wurde die manuelle Variante präferiert.

Dies birgt jedoch die Risiken, dass der Nutzer einen Einfluss auf die Reproduzierbarkeit hat, welches sich zwar weniger im Anstieg oder Verlauf der Laständerung, jedoch aber auf den Endpunkt des geforderten Drehmoments auswirkt. Der Motor wird durch das Einspritzsteuergerät auf eine Soll-Drehzahl geregelt. Der Drehzahlregler, der die Einspritzdauer vorgibt, nimmt kleinste Änderungen in der Ist-Drehzahl wahr und gleicht diese über die eingespritzte Kraftstoffmasse durch eine Anpassung der Einspritzdauer bzw. Bestromungsdauer des Injektors aus. Dies entspricht ebenfalls der Realität außerhalb des Prüfstands. Im transienten Propellerbetrieb ist im Gegensatz zum Generatorbetrieb nicht nur das Drehmoment, sondern ebenfalls die Drehzahl variabel. Beide Werte hängen, wie zuvor aufgezeigt, voneinander ab. Die Änderung der beiden Randbedingungen ist nicht kennfeldbasiert am Prüfstand integriert und Generator- und Einspritzregelung nicht gekoppelt. Somit sind die Änderungsvorgaben zeitgleich an beiden Steuergeräten auszuführen, woraus sich ein Fehlerpotential bei der Durchführung der transienten Messungen im Vergleich zum Realbetrieb ergibt. Des Weiteren wird mit hoher Wahrscheinlichkeit die eigentliche Propellerkennlinie, wie sie sich auf einem

Versuchsträger auf dem Schiff darstellt, nicht genau abgebildet werden können. Da die Regelparameter nicht verändert werden, ist die Reproduzierbarkeit von Last- und Drehzahländerungen gegeben, jedoch sind leichte Unterschiede für das Lastsprungende hinzunehmen.

### 3.4.5 Ergebnisse der Partikelgrößenverteilung

Neben den bisher beschriebenen Motorversuchen mit dem dynamischen Russmessgerät *Pegasor Mi3* wurde für einige Messreihen außerdem die Partikelgrößenverteilung sowohl im stationären als auch transienten Betrieb aufgenommen. Für diese weiterführenden Untersuchungen wurde der in Kapitel 3.1 beschriebene Partikelsizer *TSI EEPS 3090* genutzt. Insbesondere die Ergebnisse zur transienten Partikelgrößenverteilung haben dabei einen großen Neuigkeitswert und werden als kurzer Abriss präsentiert.

Die Messungen wurden im stationären und transienten Betrieb für die Generator- und Propellerkurve unter bereits zuvor geschilderten Randbedingungen durchgeführt. Der Raildruck und der Bestromungszeitpunkt des kraftstoffeinspritzenden Injektors wurden weiterhin konstant eingestellt. In der Abbildung 3-13 sind die gemessenen Partikelgrößenverteilungen im Stationärbetrieb für die Generatorkurve nach Zyklus D2 (vgl. Tabelle 3-4) und die Propellerkurve nach Zyklus E3 (vgl. Tabelle 3-5) jeweils nach ISO 8178-4 dargestellt.

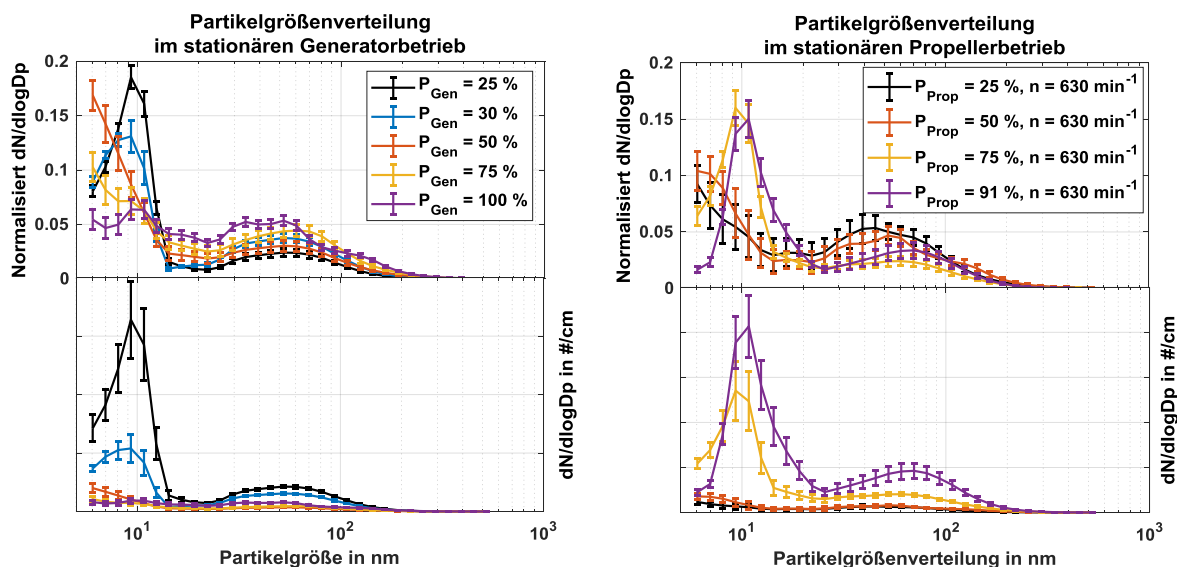


Abbildung 3-13: Gemessene Partikelgrößenverteilung bei verschiedenen Lasten für den Stationärbetrieb als relativer Anteil an der Gesamtpartikelanzahl (oben) und der absoluten Partikelanzahl (unten); links: Generatorkurve für den Zyklus D2, rechts: Propellerkurve für den Zyklus E3 (nach ISO 8178-4)

Die Partikelgrößenverteilungen sind jeweils als Normierung auf die Gesamtanzahl und als absolute Partikelanzahl und inklusive Kennzeichnung des Konfidenzintervalls eingezeichnet. Wie bereits im Kapitel 3.1 beschrieben, kann das Messgerät eine Partikelgrößenverteilung in einem Bereich zwischen 5,6 nm und 560 nm erfassen, sodass die dargestellte Verteilung erst ab diesem Größenbereich beginnt. Das bedeutet im Umkehrschluss, dass es noch weitere, kleinere Partikel geben könnte, die nicht messtechnisch bewertbar sind.

Für die Bedingungen des Motorbetriebs der Generatorkurve gehen mit steigender Last tendenziell eher größere Partikel einher. Außerdem fällt die absolute Partikelanzahl der unteren Lastbereiche im Vergleich zu höheren Lasten wesentlich größer aus. Die im Kapitel 3.4.1 ausgewerteten lastabhängigen Verläufe der Partikelmassenkonzentration können diese Tendenz höherer Partikelemissionen im unteren Lastbereich des Generatorbetriebs bestätigen.

Im Propellerbetrieb dagegen wird mit geringeren Lasten eine etwas höhere Anzahl im Bereich der größeren Partikel verzeichnet. Mit steigender Last kommt es bei den ausgewählten Punkten nicht nur zu einer Verschiebung in Richtung kleinerer Partikel, sondern außerdem zu einer höheren Anzahl an Partikeln.

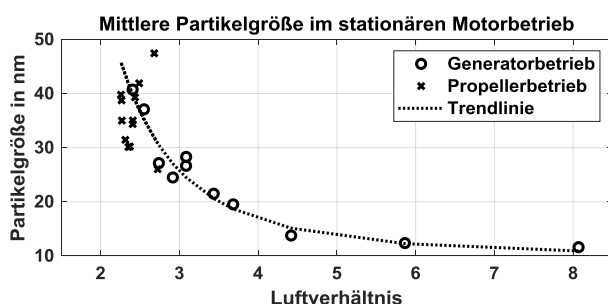


Abbildung 3-14: Mittlere Partikelgröße für den stationären Generator- und Propellerbetrieb in Abhängigkeit des Luftverhältnisses

Dies ist auch in der folgenden Darstellung ersichtlich, in welcher die mittleren Partikelgrößen über das Luftverhältnis für den stationären Generator- und Propellerbetrieb abgebildet sind, welches dem gesamten Lastbereich beider Modi entspricht. Mit sinkendem Luftverhältnis steigt die mittlere Partikelgröße im untersuchten Betriebsbereich laut Trendlinie deutlich mit exponentiellem Verhalten an. Im Generatorbetrieb, der insbesondere in den unteren Lasten mit größerem Luft-

überschuss verbunden ist, ist eine eindeutige Abhängigkeit vom Luftverhältnis erkennbar, die zu sehr kleinen Partikeln im Teillastbetrieb führt. Dies zeigte sich bereits in der zuvor diskutierten Partikelgrößenverteilung. Für den Propellerbetrieb ist jedoch keine richtige Aussage möglich, da in diesem Modus annähernd gleiche Luftbedingungen vorliegen, die mittlere Partikelgröße allerdings stärker im Vergleich der einzelnen Lastpunkte schwankt. Dennoch ließen sich tendenziell größere Partikel als im Generatorbetrieb ableiten. Eine weitere Interpretation der unterschiedlichen Partikelgrößenverteilung soll an dieser Stelle nicht aufgestellt werden, da dies ohnehin aufgrund der Komplexität der Rußmechanismen sehr hypothetisch wäre. Vielmehr sollen diese Ergebnisse einen Hinweis geben, ob die Annahme einer konstanten mittleren Partikelgröße über den gesamten Lastbereich zulässig ist, wie es in einigen Messgeräten als Korrelationsfunktion für die Berechnung der Partikelmasse bzw. der Massenkonzentration hinterlegt ist und in einigen Rußmodellen der Literatur Verwendung findet. Mit den hier gezeigten Ergebnissen muss dies zumindest hinterfragt werden und es kann stattdessen für solche Modelle in den eigenen Modellierungsansätzen eine genauere, betriebspunktabhängige mittlere Größe bzw. Größenverteilung der Partikel vorgegeben werden. In Modellansätzen, die Mechanismen wie das Größen- bzw. Oberflächenwachstum der Partikel einbeziehen, liegen mit der finalen Größenverteilung im Rohabgas dann außerdem genauere Messdaten zum Kalibrieren und Validieren der Modelle vor.

Wie ebenso bereits erwähnt, ist die Messmethode des Partikelsizers aufgrund der hohen Abtastrate für die transiente Betriebsführung geeignet und kam für ausgewählte Betriebszustände und Betriebsverläufe zum Einsatz. Da bei der transienten Betriebsführung mit Lastanforderung, wie bereits dargestellt, ein starker Anstieg in der Partikelmasse zu verzeichnen ist,

ergab sich die Fragestellung, wie sich die Größenverteilung der Partikel im dynamischen Betrieb verhält. Ein exemplarischer Lastsprung auf der Propellerkurve von 25 % auf 50 % der Nennleistung mit einer Drehzahländerung von 630 auf 800  $\text{min}^{-1}$  ist nachfolgend dargestellt.

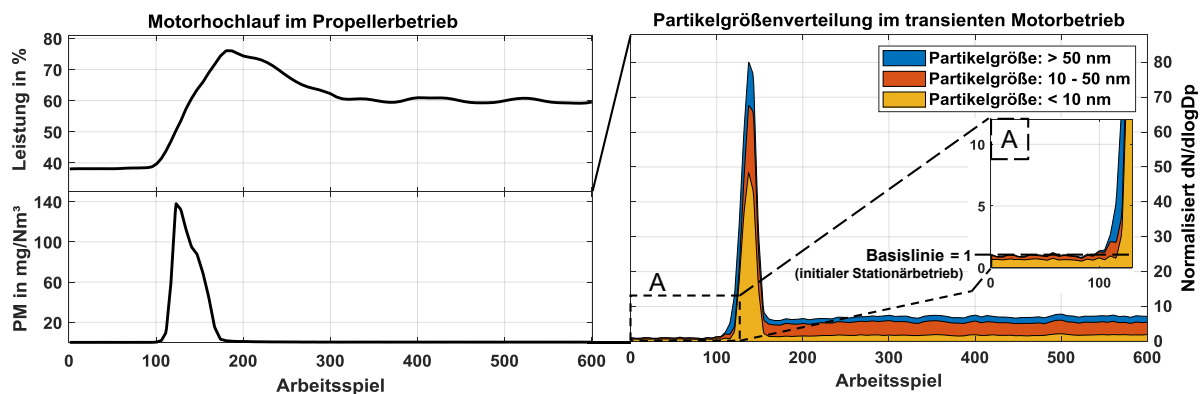


Abbildung 3-15: Partikelgrößenverteilung eingeteilt in 3 Größenbereiche bezogen auf die Anfangsgrößenverteilung des stationären Motorbetriebs (rechts) für einen exemplarischen transienten Motorhochlauf auf der Propellerkurve (links), bereits bekannt aus der vorherigen Messdatenauswertung

Die Werte sind auf die Gesamtanzahl der Partikel im stationären Anfangspunkt normiert. Nach der Lastaufschaltung kommt es zu einem starken Anstieg in der Partikelanzahl. Zu Beginn des Anstiegs, siehe Detail A, ist erkennbar, dass der Anteil der Partikel über 50 nm besonders stark ansteigt. Im weiteren Verlauf erhöht sich die Anzahl von allen drei Partikelgrößengruppen.

### 3.5 Zusammenfassung und Fazit der experimentellen Ergebnisse

Die experimentellen Untersuchungen liefern Messdaten, die in den sich anschließenden Kapiteln der Motorprozessrechnung als wertvolle Validierungsbasis dienen. Hinsichtlich der Charakterisierung des stationären und transienten Motorbetriebs werden die Kernpunkte im Vergleich beider Betriebsarten nachfolgend zusammengefasst.

Der hier vorliegende Motor ist im Generatorbetrieb thermodynamisch günstiger betreibbar als im Propellerbetrieb, um dabei gleichzeitig die Konformität bezüglich der Stickoxidgrenzwerte, definiert durch *IMO-Tier-II*, zu wahren. Dies drückt sich durch den Bestromungsbeginn und die Schwerpunktlage der Verbrennung aus und resultiert in einem niedrigeren Gesamtwirkungsgrad respektive höheren Kraftstoffverbrauch im Propellerbetrieb. Durch den sehr hohen Luftüberschuss im Teillastbetrieb im Generatormodus sind dort höhere Partikelemissionen zu verzeichnen.

Der transiente Betrieb ist generell mit einem kurzzeitig höheren Kraftstoffverbrauch und höheren Schadstoffemissionen verbunden, was jedoch stark vom Lastgradienten abhängt. Lastsprünge aus dem unteren Teillastbetrieb sind mit höheren Rußemissionen verbunden, da sich die Trägheiten des Turboladers dort stärker auswirken. Das heißt, dass das Lastansprechverhalten ungünstiger ist. Der Propellerbetrieb ist bei Lastsprüngen außerdem mit potentiell höheren kurzzeitigen Rußemissionen behaftet. Dies ist bedingt durch die notwendige Beschleunigung der mechanischen Massen bei Motordrehzahländerungen. Eine mechanische Entkopplung der Energiebereitstellung durch den Motor vom Energiebedarf wie es der diesel-

elektrische Generatorbetrieb vorsieht, sorgt bereits für eine Abschwächung der Rußproblematik bei Lastsprüngen.

Im Gegensatz zur Partikelmassenkonzentration im Rohabgas ändern sich im Transientbetrieb die Stickoxidkonzentrationen nicht signifikant. Auf Grundlage dieser Untersuchungen kann demzufolge die Hypothese bestätigt werden, dass der dynamische Betrieb von Schiffsdieselmotoren gegenüber dem Stationärbetrieb nicht zu einer bedeutenden Erhöhung des Stickoxidausstoßes führt. Für die Partikelemissionen ist diese Betriebsweise, wie eingangs vermutet, jedoch ein signifikanter Einflussfaktor.

Ein Vergleich mit der Literatur ist aufgrund der eingeschränkten Datenlage schwierig. So stellt Seebode [153] ebenfalls einen erhöhten Rußausstoß bei entsprechenden Lastgradienten fest. Außerdem zeigen dessen Untersuchungen an einem Nutzfahrzeug-Dieselmotor erhöhte Stickoxidemissionen, die darauf zurückzuführen sind, dass die Abgasrückführung während des Lastsprung abschaltet wird. Bei dem hier untersuchten Schiffsdieselmotor wurde dagegen keine äußere Abgasrückführung zur Stickoxidreduzierung eingesetzt, sodass die Auswirkungen auf die Stickoxidemissionen aufgrund der unterschiedlichen Brennverfahren nicht vergleichbar sind.

Die Daten zur Partikelgrößenverteilung sind als wertvoll einzustufen, da das im nachfolgenden Kapitel 4.5.2.4 zur Modellbildung beschriebene Rußmodell einen mittleren Partikeldurchmesser als Parameter beinhaltet. Wo zuvor von einem über den gesamten Betriebsbereich konstanten Erfahrungswert ausgegangen werden musste, kann nun auf eine genauere Korrelation von globalem Luftverhältnis für die mittlere Partikelgröße insbesondere gültig für diesen Motor und die Betriebsbedingungen zurückgegriffen werden. Dies verspricht eine höhere Genauigkeit der per Modell vorhergesagten Rußemissionen. Insgesamt zeigt sich eine Tendenz zu einer großen Anzahl an kleineren Partikeln. Aktuelle Untersuchungen von Peitz [154] und dessen Abgleich mit der Literatur bestätigen diese Feststellung.

## 4 Beschreibung des Prozessmodells

Neben den zuvor präsentierten experimentellen Untersuchungen zum transienten Betrieb eines mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotors, auf dessen Basis Unterschiede zum Stationärbetrieb herausgestellt werden konnten, besteht das weitere Ziel dieser Arbeit in der Erstellung eines Simulationswerkzeuges zur Modellierung des dynamischen Maschinenbetriebes. Dieses Motorprozessmodell ist Thema dieses Kapitels.

Als Entwicklungsumgebung zur Modellumsetzung kam die objektorientierte Open-Source-Programmiersprache *Modelica*® mit dem kommerziellen Front-End *Dymola*® zum Einsatz, welche für die Modellerstellung vorteilhafterweise mehrere ingenieurstechnische Disziplinen vereint – darunter die Thermodynamik, die Elektrotechnik, die Mechanik, die Chemie und die Regelungstechnik. Ein weiterer Vorteil, insbesondere für die Modellierung von umfangreichen und komplexen, dynamischen Modellen, ist die Möglichkeit zum hierarchischen Aufbau der Modelle in mehrere Modellebenen mit entsprechenden Untermodellen und deren Verknüpfungsmöglichkeit über Schnittstellen. Die jeweiligen Modelle können sowohl über eine algebraische als auch differentielle Gleichungsform sowie über diskrete Strukturen formuliert werden. Zur Prozessrechnung wird das physikalische Modell in ein mathematisches Gleichungssystem übersetzt, um mit Hilfe von Lösungsalgorithmen gelöst zu werden. Dazu stehen verschiedene Differentialgleichungslöser zur Verfügung, wovon hauptsächlich der implizite Lösungsalgorithmus „*DASSL*“ [109] genutzt wird.

In Verbindung mit *Dymola*® sind die Modellbibliotheken *VeSyMA* und *VeSyMA-Engine* von Claytex® nutzbar, welche über eine gewisse Grundlage an vorgefertigten Modellen für die Motorprozessrechnung bzw. für die Systemmodellierung ganzer Fahrzeuge inklusive des Antriebsstrangs verfügen. Das bedeutet, dass eine Reihe von Modellgleichungen für die Motorprozessrechnung bereits grundlegend implementiert war, die allerdings nicht immer den notwendigen Detailgrad besitzen, sodass insbesondere für den Motorprozess im dynamischen Betrieb viele Anpassungen und Erweiterungen vorzunehmen waren. Insbesondere auch dies war Bestandteil dieser Arbeit. So ist die ursprüngliche Motorinnenprozessrechnung hinsichtlich des vorgefertigten Verbrennungsmodells und der Emissionsmodellierung eher rudimentär. Anstelle der auf stationären Kennfeldern tabellenbasierter Modelle wurden eigene detaillierte Modelle implementiert, auf die in diesem Kapitel im Detail eingegangen wird.

Das eigene Verbrennungsmodell als Form eines prädiktiven Ersatzbrennverlaufsmodells inklusive Zündverzugsmodell ist die Voraussetzung für die Berechnung des Kraftstoffverbrauches im dynamischen Motorbetrieb im Zusammenspiel mit vielen weiteren Motormodellen wie dem der Motorsteuergeräte. Auf diese Weise werden die innermotorischen Randbedingungen zeitlich hochaufgelöst berechnet, die zur Prädiktion der Schadstoffemissionen notwendig sind. Zur Berechnung der weiteren transienten Motorrandbedingungen wie der Ladeluft und Zylinderfüllung nimmt das dynamische Abgasturboladermodell eine entscheidende Rolle ein. Weitere Einflüsse und Effekte des dynamischen Betriebs ergeben sich aus Trägheiten der mechanischen Komponenten und aus thermischen Trägheiten der Bauteiltemperaturen, welche in Form eines thermischen Netzwerkes berücksichtigt werden. Ebenfalls neu implementiert ist die komponentenweise Berechnung der Ladeluft- und Abgaszusammensetzung, sodass die Hauptbestandteile des Rohabgases flexibel für jeden Kraftstoff ermittelt werden können. Dies stellt in Summe das komplexe Modell mit allen Voraussetzungen dar, die es diesem Werkzeug ermöglicht, den Verbrauch und die Emissionen im dynamischen Betrieb vorausszusagen. In einem späteren Kapitel wird aufbauend darauf dessen anwendungsnahe Nutzung präsentiert.

## 4.1 Modellarchitektur

Um das Verhalten und die Eigenschaften des dynamischen Motorprozesses per Simulationsmodell abbilden zu können, müssen eine Vielzahl von Komponenten berücksichtigt werden, die einen Einfluss auf das Dynamikverhalten besitzen. Die Charakterisierung des dynamischen Verhaltens wurde in vorherigen Kapiteln bereits behandelt. Im Kontext der Modellierung ergibt sich eingangs die Fragestellung, wie die Berücksichtigung im Prozessmodell erzielbar ist und sich die dynamischen Einflüsse auf die Simulation übertragen lassen.

Das grundlegende Fundament bildet die physikalisch basierte Modellbildung, um die thermodynamischen und mechanischen Prozesse zu abstrahieren. Darüber hinaus werden die verschiedenen Trägheiten der physikalischen Prozesse ebenfalls abgebildet:

- die Massenträgheiten der mechanischen Komponenten,
- die Massenträgheiten der Gasmassen im Ladeluft- und Abgaspfad
- sowie die thermischen Trägheiten,

um beispielsweise die Wandtemperaturen von Brennraumwänden und Rohrleitungssystemen, deren Wandwärmeübergang und Wandwärmeströme berechnen zu können. Außerdem müssen ebenso die Trägheiten der parametrisierten Reglerarchitektur in einem dynamischen Motormodell Berücksichtigung finden.

Um diesen Kriterien gerecht zu werden, wurde folgende Modellarchitektur für das Motorprozessmodell vorgesehen, welche zum einen die verschiedenen Komponenten des Gesamtmotormodells beinhaltet und zum anderen außerdem die wichtigsten Komponenten der Reglerarchitektur enthält. Das Gesamtmodell lässt sich bezüglich seines hierarchischen Aufbaus gemäß Abbildung 4-1 folgendermaßen unterteilen:

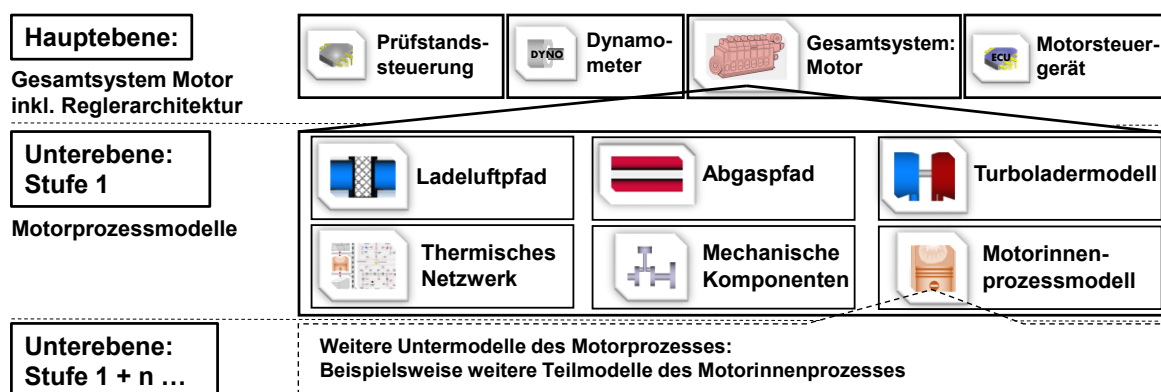


Abbildung 4-1: Schema zum hierarchischen Aufbau des Gesamtmodells „Gesamtsystem Motor“ angefangen auf der Hauptebene mit dem Gesamtsystem Motor und den Schnittstellen zur Reglerarchitektur, der darauffolgenden Unterebene Stufe 1 mit den eigentlichen Motorprozessmodellen (Ladeluft-, Abgaspfad-, Turboladermodell, mechanische Komponenten, Motorinnenprozessmodell) und deren weitere Untermodelle (Stufe 1 + n)

Somit ergibt sich ein detailliertes, dynamisches Motorprozessmodell, welches sich durch die aufgezählten Eigenschaften auszeichnet und sich vom Stand der Technik und herkömmlichen, aktuellen Motormodellen [35], [36], [146-148] abheben kann. Auf der höchsten Ebene, der



Hauptebene, steht das Modell des Gesamtsystems Motor. Auf dieser Ebene ebenfalls integriert sind die Modelle der Reglerarchitektur, welche das Motorsteuergerät, die Prüfstandssteuerung und die Lastregelung bzw. das Dynamometer umfassen. Diese sind jeweils per Schnittstellen an das Modell „Gesamtsystem Motor“ angebunden und werden in entsprechenden Unterkapiteln dieser Arbeit näher erläutert.

Die erste Unterebene, Stufe 1, enthält das eigentliche Modell zum Motorprozess inklusive aller Untermodelle. Das Motorprozessmodell zum Gesamtsystem teilt sich somit wiederum auf in weitere Teilmodelle, welche ebenso in ihren jeweiligen Unterkapiteln ausführlicher erläutert werden. Angefangen bei den Modellen der Ladeluft- und Abgasstrecke folgen das Modell zum Abgasturbolader, die Modellierung der mechanischen Komponenten des Motors und schließlich das Modell des Motorinnenprozesses.

Die Erstellung eines Arbeitsprozessmodells, welches das Gesamtsystem Motor repräsentiert, umfasst, wie bereits eingangs erwähnt (Vgl. Abbildung 4-1: Unterebene Stufe 1), verschiedene Komponenten, für die entsprechende Untermodelle entwickelt wurden. Diese werden schließlich in einem Gesamtsystem miteinander verknüpft, wobei sich die Teilsysteme gemäß Abbildung 4-2 grundlegend unterteilen lassen in den Luftpfad, den Abgaspfad, das Turboladermodell, die mechanischen Komponenten mit Kurbel- und Ventiltrieb sowie der Nebenaggregate, ein thermisches Netzwerk für den Wärmetransport zwischen den Komponenten des Brennraums, des Zylinderkopfes und des Motorblocks mit den Medienkreisläufen des Kühlwassers und des Schmieröls und das detaillierte Innenprozessmodell mit weiteren Untermodellen zur Verbrennungs- und Schadstoffmodellierung.

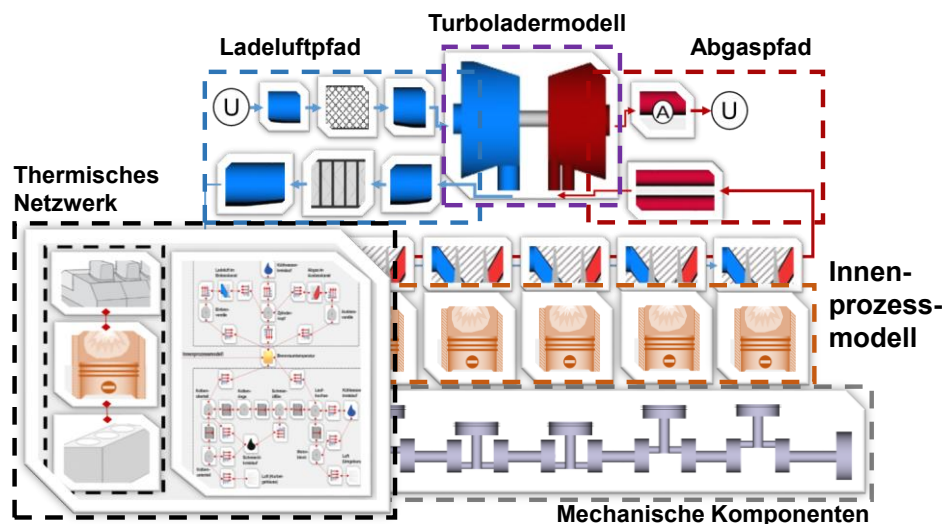


Abbildung 4-2: Schema zum Aufbau des Modells Gesamtsystem Motor mit der Unterteilung in die Untermodelle des Luftpfades, des Abgaspfades, des Turboladers, der Motormechanik, des thermischen Netzwerkes und des Innenprozesses mit weiteren Teilmodellen

Für die Realisierung des Modells des Gesamtsystems Motor kann die angewandte Vorgehensweise folgendermaßen beschrieben werden: Ein detailliertes und eigenständig lauffähiges Motorinnenprozessmodell wurde erstellt, welches anschließend als Basis für das Gesamtmodell genutzt wurde. Ein Modell des Abgasturboladers wurde entwickelt und anschließend grundlegend als Teilmodell validiert, sodass die Implementierung in das Gesamtmotormodell erfolgen konnte. Ebenfalls wurde das Modell zur dynamischen Motormechanik zunächst als

Teilmodell realisiert und anschließend in das Gesamtmodell eingebunden. Dazu zählt ebenso die Berücksichtigung der Reibleistung im Gesamtmotormodell. Bei der Erstellung des Luft- und Abgaspfadmodells wurde die am Versuchsmotor „Caterpillar MaK 6M20“ vorliegende Stoßaufladung inklusive Druckschwankungen und pulsierendem Massenstrom mit einem Kompromiss aus Rechenaufwand und Genauigkeit berücksichtigt. Weitere Modelle wie die Erstellung des thermischen Netzwerkes folgten. Ferner wurden verschiedenste Untermodelle implementiert. Auf die Modellierungsansätze zur Beschreibung der Medienpfade, des Abgasturboladers, der mechanischen Komponenten, des Innenprozessmodells, der Reglerarchitektur und des erstellten thermischen Netzwerkes wird nachfolgend detaillierter eingegangen.

## 4.2 Modellierung der Medienpfade: Ladeluft- und Abgaspfad

Die Modellierung der Medienpfade teilt sich auf in die Ladeluftseite und die Abgasseite (Vgl. Abbildung 4-3). Der Ladeluftpfad beinhaltet zunächst die Ansaugstrecke zum Verdichter des Turboladers mit Berücksichtigung etwaiger Druckverluste und ggf. des Luftfilters. Die Anhebung des Druckniveaus der Ladeluft im Verdichter wird - wie alle Komponenten des Turboladers - in einem separaten Modell behandelt. Im Anschluss an die Druckerhöhung erfolgt eine Rückkühlung der Ladeluft im Ladeluftkühler, für den außerdem der Druckverlust im Wärmeübertrager und auf der Strecke dorthin berücksichtigt wird. Auf diesen folgen ein Sammelbehälter mit einem größeren Volumen und schließlich die weitere Plenumstrecke zu den einzelnen Zylindern inklusive Berücksichtigung des Einlasskanals im Zylinderkopf. Die Einlassventile stellen schließlich den Abschluss der Ladeluftstrecke und die Grenze zum System Brennraum dar. Dieses wird in der Modellierung der Innenprozessrechnung separat behandelt.

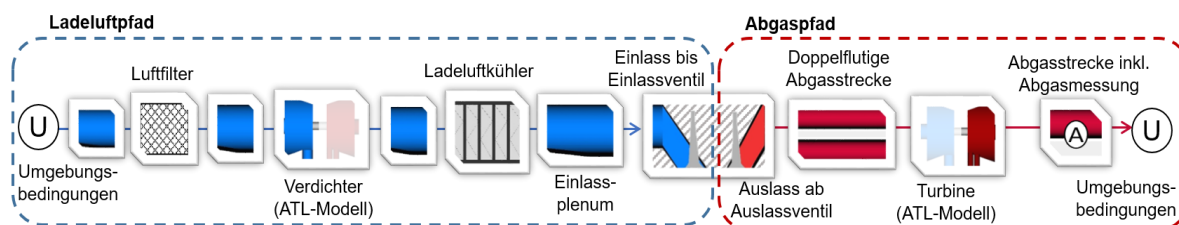


Abbildung 4-3: Schematische Skizzierung der Komponenten des Ladeluftpfades, die bis zur definierten Systemgrenze des Brennraum reichen, welches die Einlassventile darstellen, und des Abgaspfades beginnend ab der Systemgrenze der Auslassventile im Auslasskanal

An das System Brennraum schließen sich analog die Auslassventile als Beginn des Abgaspfades an, der im Auslasskanal des Zylinderkopfes für jeden Zylinder beginnt. Auf der Abgasstrecke erfolgt nun eine Zusammenführung von jeweils drei der insgesamt sechs Zylinder zu einer Flut. Mit dieser Aufteilung als doppelflutiges Rohrleitungssystem wird dem Turbolader der Abgasmassenstrom zugeführt. In der Abgasstrecke nach Turbolader werden die Komponenten des Rohabgases quantifiziert, da die Abgasentnahmestelle im experimentellen Aufbau ebenso dort angeordnet ist. Dieses Volumen ist folglich bei der Emissionsbestimmung von Bedeutung, da die verzögerte Durchmischung und Änderung der Zusammensetzung im dynamischen Betrieb berücksichtigt wird.

Beim Aufbau der beiden Medienpfade von Ladeluft und Abgas wird zur Komponentenmodellierung eine Unterscheidung in größere Volumina wie beispielsweise Sammelbehälter, in Dros-

sellersatzmodelle für Querschnittsverengungen bzw. Ventile und in eindimensional in Strömungsrichtung aufgelöste Rohrleitungssysteme vorgenommen, bei denen gasdynamische Effekte aufgrund ihres dünneren Querschnittes relevant sind.

Für die größeren Volumina, bei denen die gasdynamischen Effekte aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten vernachlässigbar sind, gelten die nachfolgend aufgeführten Massen- und Energiebilanzen in der Betrachtung als offenes, thermodynamisches System.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{\text{ein}} + \dot{m}_{\text{aus}} \quad (4.1)$$

Die Änderung der Masse im Teilsystem ergibt sich aus dem ein- und austretenden Massenstrom. Die Änderung der inneren Energie des betrachteten Systems

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_W + h_{\text{ein}}\dot{m}_{\text{ein}} + h_{\text{aus}}\dot{m}_{\text{aus}} \quad (4.2)$$

ergibt sich aus der Differenz der Enthalpieströme von eintretendem bzw. austretendem Massenstrom, der spezifischen Enthalpie  $h$  und der Wandwärmeströme  $\dot{Q}_W$ .

Im Falle der Rohrleitungssysteme mit einer kleinen Querschnittsfläche reichen diese beiden Bilanzen nicht aus, wenn die höheren Strömungsgeschwindigkeiten und gasdynamischen Effekte berücksichtigt werden sollen. Aus diesem Grund wird ein komplexerer, eindimensionaler Modellansatz angewandt, der insbesondere die Randbedingungen der Stoßaufladung in der doppelflutigen Abgasleitung zwischen Zylinder und Turbolader abbilden soll. Dies wird dadurch erreicht, dass nicht nur die zeitliche Abhängigkeit der Zustandsgrößen, sondern außerdem als zusätzliche Dimension die örtliche Lage entlang der Strömungsrichtung des betrachteten Systems bilanziert wird. Es erfolgt dabei eine Diskretisierung entsprechend der Finite-Volumen-Methode in eine beliebige Anzahl identischer Kontrollvolumina. Jedes diskrete Kontrollvolumen ist dabei definiert durch skalare Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur, Dichte und die spezifische Enthalpie, während zwischen den Kontrollvolumina Vektorgrößen wie Geschwindigkeit und Impuls berechnet werden. Für die Massenbilanz in Form einer in Strömungsrichtung eindimensionalen Kontinuitätsgleichung gilt

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial x} = 0. \quad (4.3)$$

Die Energiebilanz zur Berechnung der Änderung der inneren Energie in Form einer Transportgleichung enthält außerdem einen Diffusionsterm, während die Terme der rechten Seite Energiequellen und -senken darstellen wie der Volumenänderungsarbeit, dem Dissipationsterm und einem Quellterm  $q$  für beispielsweise Reaktions- oder Verdampfungsenthalpien.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u_x)}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_F \frac{\partial T}{\partial x} \right) = - \frac{\partial(p u_x)}{\partial x} + u_x f_i + q \quad (4.4)$$

Die Impulsänderung in Strömungsrichtung ergibt sich aus dem Transports- und Quellterm des Impulses, der Druck-, der Reib- und der Gravitationskräfte.

$$\frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_x^2)}{\partial x} = - \frac{\partial p}{\partial x} - \left( f_i + \rho g \frac{\partial z}{\partial x} \right). \quad (4.5)$$

Wie in den beiden Gleichungen zuvor ist dabei  $t$  die Zeit und  $x$  die unabhängige Ortskoordinate in Strömungsrichtung. Die Kraftdichte  $f_i$  ergibt sich beispielsweise durch die vom Widerstandsbeiwert abhängige Widerstandskraft und der Schwerkraftsterm über die Fallbeschleunigung  $g$  sowie die Höhenkoordinate  $z$ . Das Fluid ist charakterisiert über die Dichte  $\rho$ , die spezifische innere Energie  $u$ , die Temperatur  $T$ , die Strömungsgeschwindigkeit  $u_x$  und die thermische Leitfähigkeit  $\lambda_F$  für den Term der Wärmeleitung.

Mit den ortsabhängigen Bilanzgleichungen in Strömungsrichtung, die bereits in der Standardbibliothek von Modelica® nach der Methode nach Otter [110], [111] implementiert sind, werden in Dymola® die Druck- und Dichteänderungen sowohl zeitlich als auch örtlich aufgelöst in Rohrleitungssystemen berechnet, sodass dies ebenfalls für den Ladeluft- und Abgaspfades berücksichtigt werden konnte. Die Druckverluste in Rohrleitungssystemen können als Druckdifferenz einfließen über

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho u_x |u_x|}{2} \quad \text{mit} \quad \zeta = \lambda_R \frac{l}{d} . \quad (4.6)$$

Dabei geht in Abhängigkeit der jeweiligen Rohrlänge  $l$  des diskreten Kontrollvolumens, des Rohrdurchmessers  $d$  und der Rohrreibungszahl  $\lambda_R$  die dimensionslose Verlustziffer  $\zeta$  ein. Der Wärmetransport über die Systemgrenzen insbesondere im Ein- und Auslasskanal wird mit dem Ansatz zur Bestimmung des Wandwärmestroms gemäß Newton berechnet.

$$\frac{\delta Q_W}{dt} = \sum_i \alpha_i \cdot A_{i,geo} \cdot (T_{Wand,i} - T_{Gas}) \quad (4.7)$$

Der Wandwärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  bezogen auf jede Wandfläche  $A_{i,geo}$  ist prinzipiell abhängig von der Dichte, dem Temperaturunterschied zwischen Wand und Fluid und der Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenz des Fluides. Berechenbar als mittlere Größe für einfache Leitungsvolumina bieten sich empirische Ansätze, wie in [112] aufgeführt, an.

$$\alpha_m = \frac{\lambda_F}{d} \cdot Nu(Re, Pr) \quad \text{mit} \quad Re = \frac{u_x \cdot d \cdot \rho}{\eta} \quad \text{und} \quad Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda_F} \quad (4.8)$$

Der mittlere Wandwärmeübergangskoeffizient  $\alpha_m$  ergibt sich aus der Wärmeleitfähigkeit des Fluides bezogen auf eine charakteristische Länge, welche im Fall einer Rohrströmung den Rohrdurchmesser  $d$  meint und der Nußelt-Zahl  $Nu$ , welche abhängig von Reynoldszahl  $Re$  und Prandtlzahl  $Pr$  ist. Eine empirisch ermittelte Korrelation ist beispielsweise die von Depcik und Assanis [113] für den Einlasskanal und die von Zapf [114] für den Auslasskanal:

$$Nu_{Einlasskanal} = 0,0694 \cdot Re^{0,75} \quad Nu_{Auslasskanal} = 2,58 \cdot Re^{0,5} \cdot \left(1 - 0,797 \frac{h_v}{d_i}\right) \quad (4.9)$$

Darüber hinaus sind neben der Reynoldszahl der maximale Ventillift  $h_v$  und der innere Ventilsitzdurchmesser  $d_i$  als geometrische Größen nötig.

Die bewegte Gasströmung in den Medienpfaden ist insbesondere an Drosselstellen wie Querschnittsverengungen oder Ventilen von viskoser Reibung und Dissipation begleitet, die ausgehend vom Eintrittsdruck  $p_1$  einen charakteristischen Druckabfall zum Druck am Ausgang der Drossel  $p_2$  bewirken. Sowohl für die null- als auch die eindimensionale Modellierung kann die viskose Dissipation und die Unstetigkeiten im Geschwindigkeitsprofil der Strömung an der Drosselstelle im Strömungsbeiwert  $C_d$  zusammengefasst werden. So ergibt sich nach [30] zur Ermittlung des Massenstroms durch eine Drosselstelle mit der Durchflussfunktion  $\psi$ :

$$\dot{m} = C_d \cdot A_{geo} \cdot \sqrt{p_1 \rho_1} \cdot \psi \quad \text{mit} \quad \psi = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{2/\kappa} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\kappa+1/\kappa} \right]} \quad (4.10)$$

Ein höherer Wert des Strömungsbeiwertes stellt eine Annäherung an die ideale Drossel ohne Einschränkung dar, wobei das Maximum der Wert eins ist. Sobald ein kritisches Druckverhältnis erreicht wird, wird der Massenstrom durch die Drosselstelle begrenzt durch das Maximum der Durchflussfunktion gemäß Gleichung 4.11.

$$\text{Bei } \left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{krit} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/\kappa-1}, \quad \text{gilt } \psi_{max} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1/\kappa-1} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (4.11)$$

Für die Einlass- und Auslassventile des Verbrennungsmotors wird der Durchflussbeiwert üblicherweise in Abhängigkeit der Ventilöffnung angegeben. Die Steuerzeiten des modellierten Versuchsträgers inklusive Ventilöffnung bzw. Ventilhub von Einlass- und Auslassventil sind in Abbildung 4-4 aufgetragen über den Kurbelwinkel. Ebenso ist der Durchflussbeiwert der beiden Ventile in Abhängigkeit der Ventilöffnung entnehmbar.

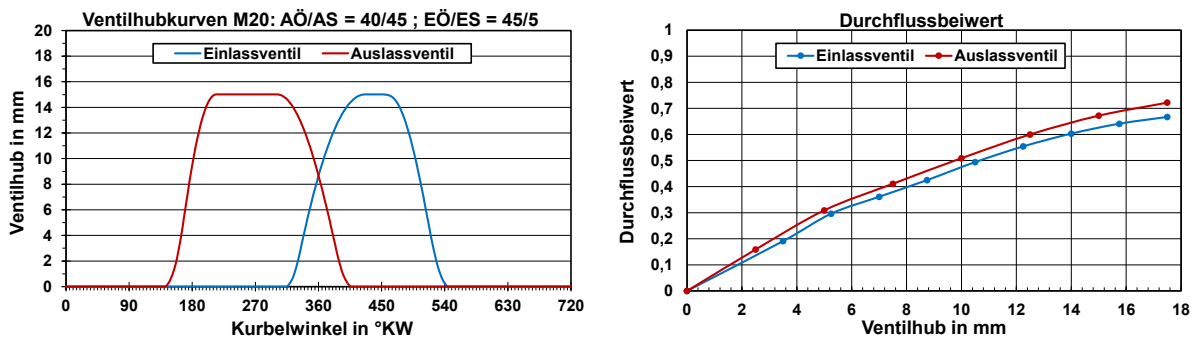


Abbildung 4-4: Kurbelwinkelabhängige Ventilhubkurven für Ein- und Auslassventil (links) und Durchflussbeiwert der Drosselstelle in Abhängigkeit des jeweiligen Ventilhubs (rechts)

Neben der Ventilüberschneidung der linken Abbildung kann aus der rechten Abbildung der mit zunehmender Öffnung der Ventile steigende Durchflussbeiwert geschlussfolgert werden, der im Ergebnis in einem steigenden Massenstrom resultiert.

### 4.3 Modellierung des Abgasturboladers

Das Modell des Abgasturboladers ist hauptverantwortlich für die Bedingungen im Luft- und Abgaspfad, zu denen der Ladedruck, die Ladelufttemperatur und die Luftmasse und damit die

Füllung zählen sowie anlog der Abgasgegendruck und die Abgastemperatur. Diese motorischen Randbedingungen beeinflussen entscheidend die Motorinnenprozessrechnung, aus der der Kraftstoffverbrauch bzw. Motorinnenwirkungsgrad und die Emissionen resultieren. Die beiden Strömungsmaschinen des Turboladers, Verdichter und Turbine, sind mechanisch miteinander gekoppelt. Die jeweilige Leistung des Aggregates ergibt sich aus dem Massenstrom  $\dot{m}_i$ , der spezifischen Enthalpiedifferenz  $\Delta h_{i,is}$  und dem Isentropenwirkungsgrad  $\eta_{i,is}$  (siehe auch Kapitel 2.4).

$$P_V = \dot{m}_V \cdot \Delta h_{V,is} \cdot \frac{1}{\eta_{V,is}} \quad \text{und} \quad P_T = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{T,is} \cdot \eta_{T,is} \quad (4.12)$$

Falls entsprechende Daten vorliegen, können weitere Bestandteile eingehen, wie beispielsweise der volumetrische Wirkungsgrad. Im vorliegenden Fall sind Kennfelddaten des Herstellers in Form des effektiven Wirkungsgrades verfügbar.

In der Leistungsbilanz bezüglich der Kopplung beider Strömungsmaschinen werden die Reib- und Leckagenverluste in Lagern, Wellendichtungen usw. des Turboladerlaufzeuges berücksichtigt. Diese mechanischen Verluste, ausgedrückt über den mechanischen Wirkungsgrad  $\eta_{m,ATL}$  des Turboladers, werden in der Bilanz der Turbine zugeschrieben.

$$P_V = P_T \cdot \eta_{m,ATL} - P_J \quad \text{mit} \quad P_J = J_{ATL} \cdot \omega_{ATL} \cdot \frac{d\omega_{ATL}}{dt} \quad (4.13)$$

Zusätzlich kommt für den dynamischen Betrieb ein dynamischer Trägheitsterm  $P_J$  hinzu, welcher unter anderem das polare Trägheitsmoment des Laufzeuges bzw. der rotierenden Bauteile  $J_{ATL}$  des Turboladers und die Winkelgeschwindigkeit  $\omega_{ATL}$  des Turboladers beinhaltet. Die für den dynamischen Maschinenbetrieb relevante Änderung der Winkelgeschwindigkeit bzw. Drehzahl des Turboladers ergibt sich somit aus der Leistungsdifferenz beider Strömungsmaschinen bezogen auf das Trägheitsmoment und die aktuelle Drehzahl.

$$\frac{d\omega_{ATL}}{dt} = \frac{P_T \eta_{m,ATL} - P_V}{J_{ATL} \cdot \omega_{ATL}} = \frac{M_T \eta_{m,ATL} - M_V}{J_{ATL}} \quad (4.14)$$

Die Dynamik des Turboladers ist demzufolge zum einen von der Differenz des an der Welle anliegenden Momentes der Turbine  $M_T$  und des Verdichters  $M_V$  sowie vom polaren Trägheitsmoment des Laufzeuges abhängig.

Die Bedatung des Turboladermodells erfolgt auf der Grundlage von vorliegenden Kennfeldern des Turboladerherstellers (siehe Anhang). Diese Kennfelddaten basieren allerdings auf Messungen am stationären Durchströmungsprüfstand und die aufgenommenen Kennfelder können in der Regel nicht ohne weitere Anpassungen auf das Prozessmodell des Gesamtmotors übertragen werden, um plausible Ergebnisse zu erzielen. Im Motorbetrieb - und dies auch für den stationären Fall - mit zwischengeschalteter Hubkolbenmaschine ergeben sich in der Regel Änderungen im Kennlinienverhalten im Vergleich zum stationären Heißgasströmungsprüfstand. Der Hintergrund ist zum einen die Kopplung dieser zwei - in erster Näherung - kontinuierlich arbeitenden Strömungsmaschinen mit den zyklisch und stark diskontinuierlich arbeitenden Hubkolbenmaschinen der - in diesem Falle - sechs Zylinder. Im Vergleich zum stationären Strömungsprüfstand ergeben sich Verschiebungen der Kennlinien oder auch insgesamt ein anderes Kennlinienverhalten (Vgl. auch [115]).

Neben dem oftmals im Vergleich zu den Herstellerkennfeldern abweichenden Kennlinienverhalten des Turboladers im Motorbetrieb besteht eine weitere Herausforderung darin, dass die Daten nur für einen begrenzten Kennfeldbereich verfügbar sind. Es wird damit also nicht der gesamte Einsatzbereich des Motorbetriebs abdeckt (Vgl. Abbildung 4-5).

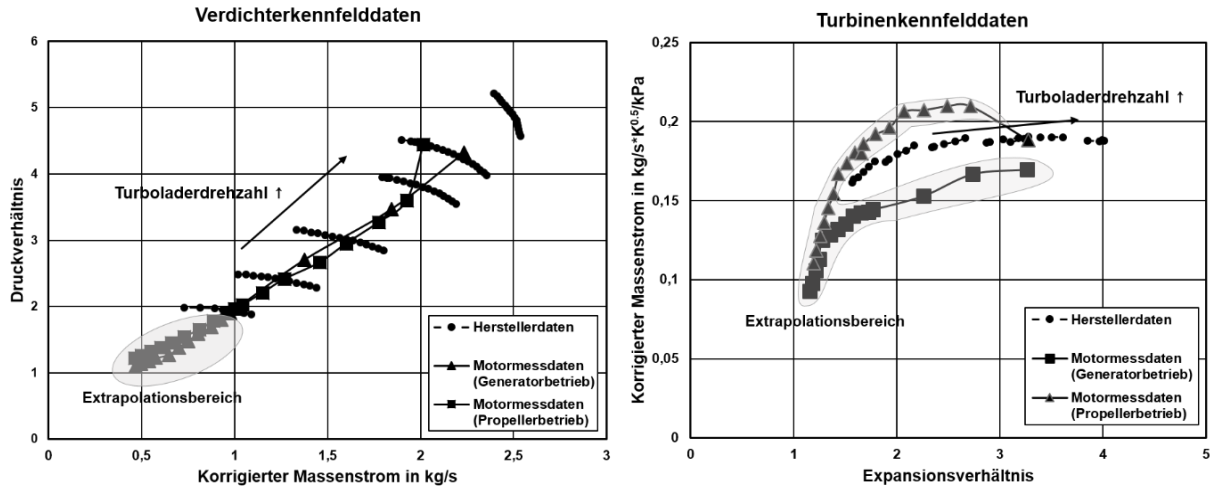


Abbildung 4-5: Veranschaulichung der extrapolierten Bereiche (grau hervorgehoben) im üblichen Zusammenhang von Druckverhältnis und korrigiertem Massenstrom verschiedener Turboladerdrehzahlen für die Verdichter- und Turbinenkennfelddaten als Vergleich von Kennfeldern des Turboladerherstellers und der Betriebsbereiche des Turboladers im stationären Motorbetrieb der Betriebspunkte auf der Generator- und Propellerkurve

Im hier konkreten Fall liegen die Herstellerkennfelddaten lediglich bis zu einer minimalen Turboladerdrehzahl von  $27.400 \text{ min}^{-1}$  vor (Vgl. Abbildung 4-5), während im Teillastbereich des Motors Turboladerdrehzahlen bis mindestens  $10.000 \text{ min}^{-1}$  benötigt werden. Im Turbinenkennfeld wurde der Motor für die hier behandelten stationären Betriebspunkte weitestgehend außerhalb der Bereiche betrieben, für die Kennfelddaten vom Turboladerhersteller bekannt sind. Für diese Gebiete mussten demzufolge Extrapolationsmethoden gemäß [116], [117], [118] eingesetzt werden, um auch diese im Modell abdecken und hinterlegen zu können.

Als Resultat liegt eine Kombination von herstellerseitigen Kennfelddaten und Daten der extrapolierten Bereiche vor, welche durch die entsprechende Extrapolationsmethoden und die verfügbaren Motormessdaten generiert wurden. Anschließend werden diese Daten in eine für Strömungsmaschinen allgemeingültige, linearisierte Gleichungsform übertragen, die den korrigierten Massenstrom  $\dot{m}_{kor.}$  und das Druckverhältnis  $\pi_{DV}$  für den Verdichter und den reduzierten Massenstrom  $\dot{m}_{red.}$  und das Expansionsverhältnis  $\pi_{EV}$  für die Turbine in einen Zusammenhang mit der korrigierten bzw. reduzierten Turboladerdrehzahl  $n_{ATL,kor.}$  bzw.  $n_{ATL,red}$  bringen, da die Koeffizienten  $a$ ,  $b$  und  $z$  in Abhängigkeit von dieser bestimmt werden können.

$$\text{Verdichter: } \dot{m}_{kor.} = a \cdot \left(1 - \frac{\pi_{DV}^z}{b^z}\right)^{1/z} \quad \text{Turbine: } \dot{m}_{red.} = b \cdot \left(1 - \frac{|\pi_{EV} - x_0|^z}{a^z}\right)^{1/z} \quad (4.15)$$

Der Parameter  $x_0$  stellt eine Referenz, üblicherweise das maximale Expansionsverhältnis, dar. Die Umrechnung der korrigierten bzw. reduzierten Größen zum Verdichter- und Turbinenmassenstrom und den Drehzahlen in ihre nominellen Werte erfolgt über die im Grundlagenkapitel dargelegten Zusammenhänge (siehe Gleichungen 2.7 bis 2.8). Die Koeffizienten  $a$ ,  $b$  und  $z$



sind turboladerdrehzahlabhängig, welches tabelliert hinterlegt werden kann und über Polynome berechenbar ist, wie es in nachfolgender Gleichungsform gezeigt wird.

$$\begin{aligned} a(n_{ATL,r}) &= a_0 + a_1 \cdot n_{ATL} + \dots + a_j \cdot n_{ATL}^j \\ b(n_{ATL,r}) &= b_0 + b_1 \cdot n_{ATL} + \dots + b_k \cdot n_{ATL}^k \\ z(n_{ATL,r}) &= z_0 + z_1 \cdot n_{ATL} + \dots + z_l \cdot n_{ATL}^l \end{aligned} \quad (4.16)$$

Für diese Polynome werden die Gleichungsparameter so abgestimmt, dass deren Funktionsverläufe die wenigen vorliegenden Kennfelddaten abbilden (Vgl. Abbildung 4-6). Die Kalibrierung dieser Verläufe für die Validität der stationären Motormessdaten erfolgt anschließend. Durch die linearisierte Gleichungsform kann eine sehr gute Modellrobustheit erzielt werden, womit eine Lauffähigkeit und Gültigkeit des Modells auch in unbekannten, extrapolierten Betriebsbereichen ermöglicht wird.

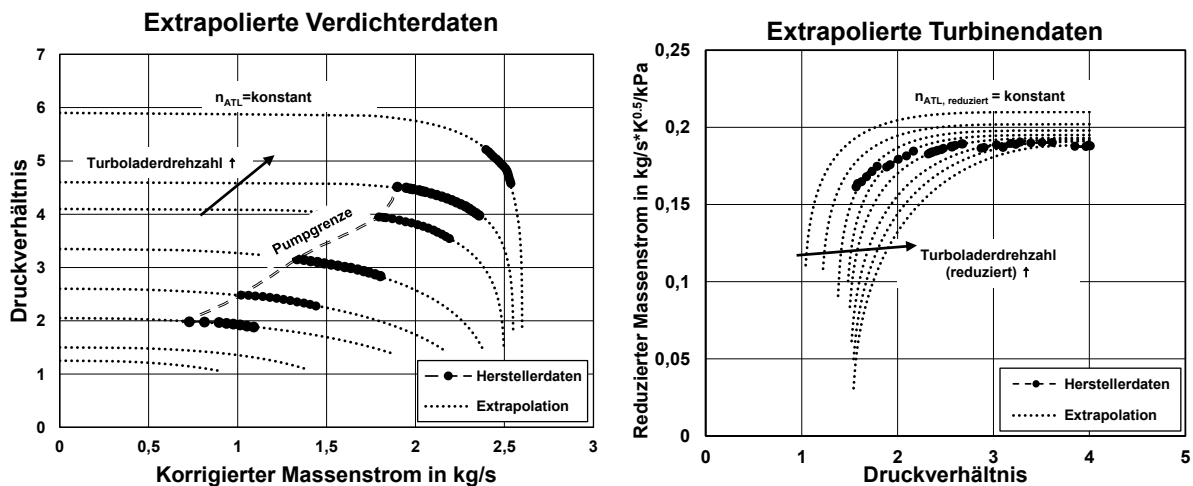


Abbildung 4-6: Extrapolierte Kennfelder mit Druckverhältnis und Massenstrom unterschiedlicher Isolinien der Turboladerdrehzahlen für Verdichter (links) und reduzierter Drehzahl für die Turbine (rechts) als Aufbereitung für das Prozessmodell, jeweils mit Messdaten und extrapolierte Kurve (gestrichelt) inklusive gekennzeichnete und im Modell hinterlegte Pumpgrenze im Verdichterkennfeld

Die extrapolierten Kennlinienverläufe des Verdichters enthalten den funktionellen Zusammenhang von Turboladerdrehzahl, korrigiertem Massenstrom und dem Druckverhältnis. Mit steigenden Drehzahlen ist je nach Massenstrom prinzipiell ein höheres Druckniveau möglich, wobei dieses außerdem durch die eingezeichnete und berücksichtigte Pumpgrenze und die jedoch nicht gekennzeichnete Stopfgrenze begrenzt wird. Die dargestellten Kennlinien der Turbine beinhalten die reduzierte Turboladerdrehzahl und den reduzierten Massenstrom mit Bezug zum Druckverhältnis. Vielfach wird das Turbinenkennfeld im Rahmen der Modellierung als einzelne Kennlinie abstrahiert, was exakt dem Verhalten einer Drossel entspricht. Eine solche Vereinfachung, beschrieben in [119], hat sich im Rahmen der später thematisierten Kalibrierung jedoch als unzureichend herausgestellt. Aus diesem Grund wurden genauere, drehzahlabhängige Massenstrom-Druckverhältnis-Kennlinien implementiert, welche die Druckverluste der angeströmten Turbinenschaufeln bei unterschiedlichen Drehzahlen berücksichtigen. Die Kennfelder des effektiven Wirkungsgrades von Verdichter und Turbine werden, abweichend von der üblichen Kennfelddarstellungsform, in der Modellstruktur in Abhängigkeit von



Drehzahl und Druckverhältnis benötigt. Diese Modellimplementierung als Kennfeld bzw. Kennlinien des effektiven Wirkungsgrades in Abhängigkeit von Turboladerdrehzahl und Druckverhältnis ist in Abbildung 4-7 dargestellt.

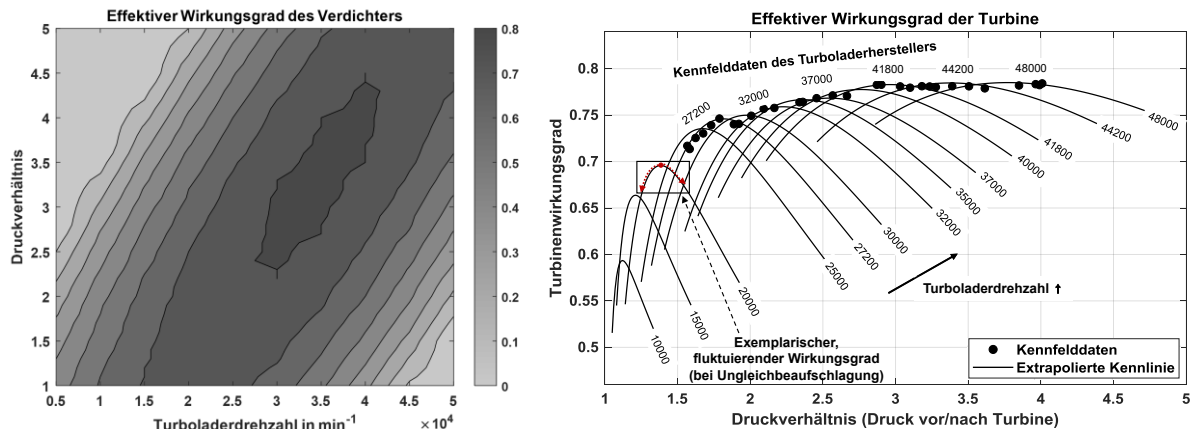


Abbildung 4-7: Effektiver Wirkungsgrad des Verdichters als Kennfelddarstellung (links) und Turbinenwirkungsgrad als extrapolierte Kennlinien auf Basis der Herstellerkenndatenpunkte (rechts) abhängig von Turboladerdrehzahl (reduzierte auf nominelle Werte zurückgerechnet) und Druckverhältnis und einem exemplarisch eingezeichneten fluktuierenden Wirkungsgrad bei Ungleichbeaufschlagung

Die wenigen bekannten Messdatenpunkte des Turbinenwirkungsgrades werfen Fragen bezüglich der Unsicherheit der extrapolierten Kennlinien auf. Die Parabelform und das tendenzielle Kennlinienverhalten, welches sich mit höheren Drehzahlen abflacht, kann durch einen Vergleich mit der Literatur, wie beispielsweise in [55], [115], [157], abgesichert werden. Durch diese ähnlichen, besser bekannten theoretischen und realen Verläufe kann somit die Extrapolation bestätigt werden. Exemplarisch eingezeichnet ist der Bereich des extrapolierten Wirkungsgrades des Turbinenkennfeldes, der für die Ungleichbeaufschlagung der Turbine benötigt wird, die aus der Stoßaufladung resultiert. Die entstehenden Druckschwankungen vor Turbine, die auch den jeweilig relevanten Kennlinienbereich definieren, werden in einem späteren Kapitel 5.2.1 näher veranschaulicht und diskutiert. Zu diesem Thema sind die Ausführungen in [157] hilfreich. Zusammen mit dem gepulsten Massenstrom, bedingt durch die jeweiligen Ladungswechsel der je Flut verbundenen Zylinder und dem fluktuierenden Wirkungsgrad, ergibt sich als Resultat eine um einen Mittelwert schwankende Turbinenleistung.

Zusammenfassend entsteht im Vergleich der einzelnen Komponentenmodelle bei der Einbindung und der Parametrierung des Teilmodells Turbolader ein vergleichsweise großer Aufwand. Für ein plausibel lauffähiges Turboladermodell im Kontext der Modellierung Gesamtsystem Motor fallen die Abstimmung, Kalibrierung und Validierung sehr umfangreich aus. Das umfassende und finale Tuning, insbesondere inklusive der Validierungen mit Hilfe der bereits in Kapitel 3 präsentierten Motormessdaten, wird in Kapitel 5.2.2 „Kalibrierung und Validierung des Turboladermodells“ thematisiert.

## 4.4 Modelle der Motormechanik

In den Modellen der Motormechanik werden die bewegten mechanischen Motorkomponenten, die mechanischen Verluste aufgrund von Reibung und die benötigte Antriebsleistung der zum Motorbetrieb notwendigen Nebenaggregate beschrieben. Die Berücksichtigung der Dynamik

der mechanischen Bauteile ist im transienten Motorbetrieb insbesondere bei Änderungen der Motordrehzahl relevant. Die Massenträgheit der jeweiligen Komponenten kommt hierbei als Dämpfung der Drehzahländerung zum Tragen. Des Weiteren wirken sich die Reibung mechanischer Motorkomponenten und die Antriebsleistung der Nebenaggregate wie der Schmieröl-, Kühlwasser- und der kraftstoffseitigen Hochdruckpumpe auf die effektive Motorleistung und somit den effektiven Gesamtwirkungsgrad bzw. Kraftstoffverbrauch aus. Diesbezüglich sehr aktuelle Messdaten konnten durch das öffentlich geförderte Forschungsprojekt „eta-up“ [120] zur Verfügung gestellt werden, welches im Zeitrahmen dieser Arbeit unter Beteiligung des Lehrstuhls für Technische Thermodynamik der Universität Rostock durchgeführt wurde.

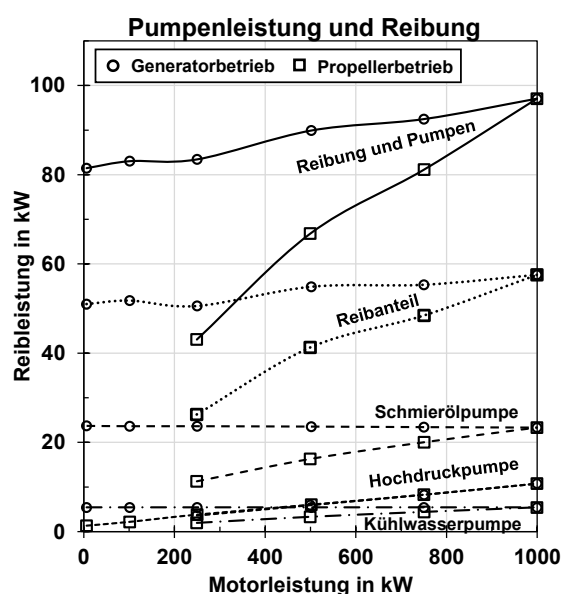


Abbildung 4-8: Reibleistung im Generator- und Propellerbetrieb mit Zuordnung zu den Nebenaggregaten (Schmierölpumpe, Kühlwasserpumpe, kraftstoffseitige Hochdruckpumpe) basierend auf Messdaten des Forschungsprojekts eta-up [120]

Die sogenannte Reibleistung wurde drehzahl- und lastabhängig auf Basis stationärer Messdaten im Modell tabelliert hinterlegt. Die Leistung der Nebenaggregate wird somit ohne expliziten Regelkreis modelliert. Die mechanische Verlustleistung aufgrund von Reibung ist drehzahlgenau berücksichtigt, jedoch ohne weitere Einflüsse wie beispielsweise der Temperatur auf die Viskosität des Schmieröls. Das stationärdatenbasierte Modell wird trotzdem als für diesen Zweck ausreichend genau eingestuft, da die Sensitivität der Reibleistung auf die Charakteristiken des dynamischen Motorbetriebs, also die kurzzeitige Änderung im Verbrauch und den Emissionen, als gering eingeschätzt wird. Die Vernachlässigung der zeitgenauen Leistungsregelung der Pumpen erscheint legitim, da diese von Leerlauf zu Vollast im Generatorbetrieb nur um ca. 10 % bzw. im Propellerbetrieb von Teillast zu Vollast um

ca. 30 % variiert. Die wichtigste Komponente für die Berücksichtigung der Trägheiten bewegter mechanischer Komponenten im Motorprozessmodell ist der Kurbeltrieb des Motors inklusive des Schwungrads, deren Dimensionierung aus technischen Zeichnungen des Motors übernommen wird. Die Kinematik des Kurbeltriebs bestimmt den Kolbenweg und den Verlauf des jeweiligen Zylindervolumens des Motorinnenprozessmodells. Für einen Ausgleich der Massenkräfte und -momente, eine möglichst gleichförmige Kurbelwellenbewegung geringer Drehunförmigkeit und für eine Reduzierung der Massenstromschwankungen am Turbolader existiert eine abgestimmte Zündreihenfolge der einzelnen Zylinder, sodass jeder Zylinder versetzt zündet. Diese Vorgabe (siehe Tabelle 4-1) wird ebenfalls im Modell berücksichtigt.

Tabelle 4-1: Zündreihenfolge der Zylinder mit relativem Zündwinkel bezogen auf den ersten Zylinder

Zylindernummer	1	2	3	4	5	6
Zündwinkel (rel.) in °KW	0	120	-120	240	-240	360

Die berücksichtigten Massenträgheiten der mechanischen Komponenten beeinflussen wesentlich das dynamische Verhalten. Die Charakteristik des ebenfalls für das dynamische

Verhalten relevanten Dynamometers, welches das Bremsmoment als Gegenmoment zum Motordrehmoment realisiert, wird im Modell der Reglerarchitektur definiert. Die Hauptaufgaben des implementierten Kurbeltriebmodells besteht in der Kraftübertragung der auf den Kolben wirkenden Druckkraft, die aus dem Druckverlauf der Motorinnenprozessrechnung resultiert. Mithilfe der mechanischen Verbindung des Pleuels mit dem Kolben wird die translatorische Bewegung des Kolbens in das Motordrehmoment übersetzt, welches an der rotierenden Kurbelwelle genutzt und entsprechend der Motordrehzahl als Motorleistung anliegt. Auf dieser Basis erfolgt somit die Drehmomenten- und Leistungsberechnung, die sowohl für die Wirkungsgradbestimmung benötigt werden als auch mit der Lastregelung gekoppelt sind, die im Kapitel 4.6 beschrieben wird.

## 4.5 Innenprozessmodells des Brennraums

Der Innenprozess im Brennraum des Verbrennungsmotors ist ein elementarer Bestandteil des gesamten Arbeitsprozesses und gliedert sich als Teilmodell in das gesamte Arbeitsprozessmodell des Motors ein (vgl. Abbildung 4-9).

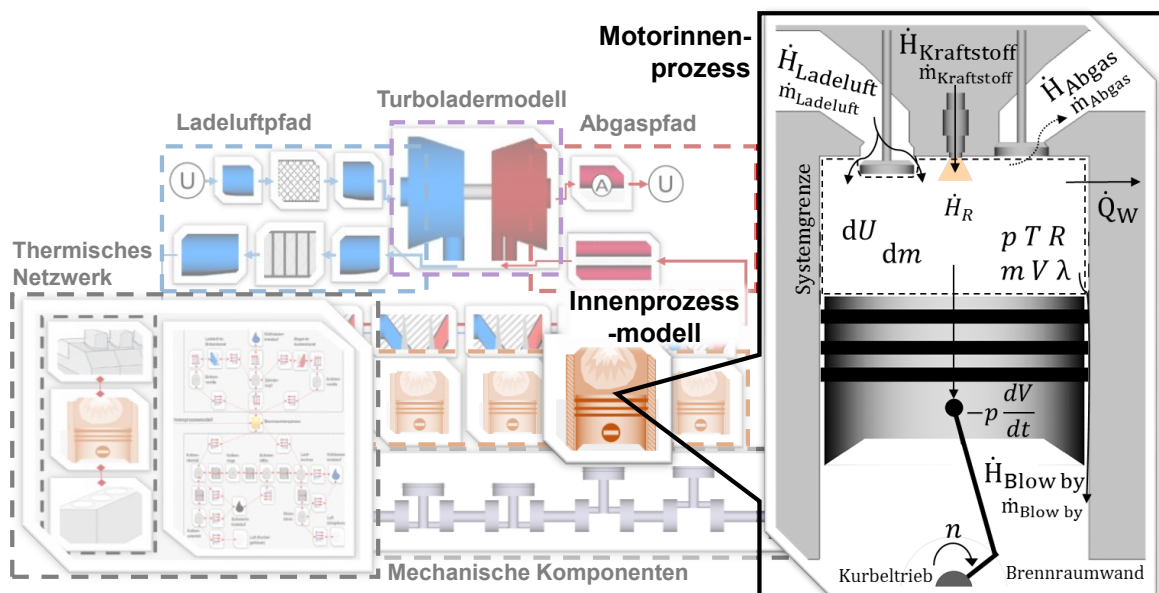


Abbildung 4-9: Gesamtes Motorprozessmodell (links) mit hervorgehobenem Teilmodell des Innenprozesses für das zu bilanzierende System Brennraum und dessen Prozess- und Zustandsgrößen (rechts)

Neben dem zu bilanzierenden System Brennraum umfasst das Innenprozessmodell des Brennraumes außerdem seine unmittelbar angrenzenden Komponenten. Dazu zählen die Einlass- und Auslassventile sowie die brennraumbegrenzenden Wände, welche die Systemgrenze dieses Teilmodells definieren. Die relevanten geometrischen Eigenschaften wie beispielsweise Bohrung, Hub, Anzahl Ladungswechselventile usw., die in das Modell übertragen werden, entsprechen denen des Motortyps Caterpillar MaK M20. Der Motorinnenprozess kann in zwei wesentliche Prozessphasen unterteilt werden: den Ladungswechsel bei geöffneten Ventilen und die Hochdruckphase bei geschlossenen Ventilen mit Kompression sowie Kraftstoffeinspritzung inklusive Gemischbildung, Zündung und Verbrennung.

Der Ladungswechsel kann entweder berechnet oder optional unter Vorgabe von realitätsnahen Randbedingungen unter Berücksichtigung der Strömungswiderstände, bedingt durch die Ventile, welche somit als Drosselstellen betrachtet werden, aufgeprägt werden. Während die Variante der Kopplung mit der Berechnung des Ladungswechsels immer dann erfolgt, wenn das Innenprozessmodell als Teil des Gesamtprozessmodells des Motors ausgeführt wird, bietet sich die Aufprägung von Randbedingungen für den Fall an, dass das Innenprozessmodell unabhängig als Einzelmodell ausgeführt werden soll. Diese Bedingungen betreffen die Zustandsgrößen von Ladeluft- und Abgasseite des Brennraummodells. Dazu zählen der Ladeluftdruck bzw. die -temperatur und der Abgasgegendruck bzw. die -temperatur, die entweder als konstant angenommen oder als realer Verlauf aufgeprägt werden können, falls genaue betriebspunktabhängige Messwerte beispielsweise durch eine Niederdruck-Indizierung vorliegen. Die Strömungswiderstände von Einlass- und Auslassventil ergeben sich entsprechend der Ventilerhebungskurve als Durchflussbeiwert der Drosselstellen, wie es im Unterkapitel des Ladeluft- und Abgaspfades näher beschrieben ist. Die Massenbilanz für das System Brennraum und der Änderung der Masse  $m$  im System lautet

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{Ladeluft} + \dot{m}_{Abgas} + \dot{m}_{Blow\ by} + \dot{m}_{Kraftstoff} \quad \text{mit} \quad m = \sum_{i=1}^n m_i. \quad (4.17)$$

Die Änderung der Masse setzt sich zusammen aus der einströmenden Ladeluft, des ausgeschobenen Abgases, der eingespritzten Kraftstoffmasse und einem Blow-by-Anteil. Die Medien des Arbeits- und des Abgases werden komponentenweise für jede Spezies  $i$  bilanziert. Dazu werden die Stoffwerte der Einzelkomponenten  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO_2$  berücksichtigt. Der Kraftstoff wird als Elementarzusammensetzung seiner Bestandteile C, H, O vorgegeben, aus der sich in der Verbrennungsbilanz zusammen mit dem Verbrennungsluftverhältnis die Abgaszusammensetzung berechnet. Auf diesem Weg erfolgt je nach Verbrennungsfortschritt die Bestimmung der aktuellen Zusammensetzung des Arbeitsgases im Brennraum, welches im nachfolgenden Abschnitt Verbrennungsmodell beschrieben ist. Entsprechend der Energiebilanz wird die Änderung der inneren Energie  $U$  des Systems Brennraum berechnet:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q}_W - p \frac{dV}{dt} + \dot{H}_{Ladeluft} + \dot{H}_{Abgas} + \dot{H}_{Blow\ by} + \dot{H}_{Kraftstoff} + \dot{H}_R \quad (4.18)$$

Die Änderung der inneren Energie ist abhängig vom Wandwärmestrom  $\dot{Q}_W$ , der technischen Leistung resultierend aus der Volumenänderungsarbeit, den Enthalpieströmen der ein- bzw. ausströmenden Medien  $\dot{H}$  und der Reaktionsenthalpie der Verbrennung  $\dot{H}_R$ , welche in der Literatur oft als Brennrates des umgesetzten Kraftstoffes  $\dot{Q}_B$  deklariert wird. Der Wärmeübergang zu den Brennraumwänden wird nach dem Newton'schen Ansatz ermittelt, wobei der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  nach Ansätzen von Bargende, Huber, Hohenberg oder Woschni bestimmt werden kann [121], [122], [123], [124].

$$\dot{Q}_W = \sum_i \alpha_i \cdot A_{i,geo} \cdot (T_{Wand,i} - T_{Gas}) \quad (4.19)$$

Um den thermodynamischen Zustand des jeweiligen Gasgemisches zu beschreiben, werden außerdem die thermische und die kalorischen Zustandsgleichungen benötigt.

Für eine komponentenweise Betrachtung realer Gase gilt

$$p_i \cdot V = Z \cdot m_i \cdot R_i \cdot T, \quad (4.20)$$

wobei der Partialdruck  $p_i$  der jeweiligen Komponente, ihrer Masse  $m_i$  und ihrer stoffdatenabhängigen spezifische Gaskonstante  $R_i$  mit der Temperatur und dem Volumen verknüpft sind. Die Realgaseffekte bedingt durch Dissoziation der Moleküle ab hohen Temperaturen, die van-der-Waals-Kräfte und die Kompressibilität der Gase bei hohen Drücken können über den Kompressibilitätsfaktor  $Z$  Berücksichtigung finden.

Für die kalorischen Zustandsgleichungen wurde bei der Prozessanalyse zur Auswertung der Messdaten ein Polynomansatz von Zacharias [125] verwendet, der den Realgaseinfluss für die Ladeluft und des Abgases für eine bestimmte Kraftstoffzusammensetzung berücksichtigt. Im Motorprozessmodell werden zur Berechnung der spezifischen Wärmekapazität und der Änderung der Enthalpie bezogen auf einen Referenzpunkt dagegen die Daten genutzt, die bereits in den Medienbibliotheken hinterlegt sind. Diese basieren auf einem Idealgasansatz und NASA-Stoffdaten [126] mit einem Gültigkeitsbereich von 200 bis 6000 K. Ein Polynom 4. Ordnung liefert für das Gasgemisch je nach Massenanteil  $w$  die spezifische Wärmekapazität

$$\frac{c_{p,k}^0(T)}{R_k} = a_1 T^{-2} + a_2 T^{-1} + a_3 + a_4 T + a_5 T^{-2} + a_6 T^3 + a_7 T^4 \quad \text{mit} \quad c_{p,mix} = \sum_k w_k \cdot c_{p,k}^0. \quad (4.21)$$

Ebenso kann in Abhängigkeit der Temperatur für die Komponente  $k$  des Gasgemisches die spezifische Enthalpie über

$$\frac{h_k^0(T)}{R_k \cdot T} = -a_1 T^{-2} + \frac{a_2 \ln(T)}{T} + a_3 + \frac{a_4 T}{2} + \frac{a_5 T^{-2}}{3} + \frac{a_6 T^3}{4} + \frac{a_7 T^4}{5} + \frac{b_1}{T} \quad \text{mit} \quad h_{mix} = \sum_k w_k \cdot h_k^0 \quad (4.22)$$

bestimmt werden. Der Referenzpunkt liegt bei einer Temperatur von 298,15 K.

Um in der Hochdruckphase die Bedingungen höherer Brennraumdrücke zumindest von Kompression bis Brennbeginn möglichst genau abzubilden, wird für das System Brennraum in der thermischen Zustandsgleichung die Berücksichtigung von Realgaseffekten vorgesehen. Dazu werden tabellierte Daten für den Kompressibilitätsfaktor von Luft verwendet, was mit vertretbarem Implementierungsaufwand verbunden ist. Ab Brennbeginn und für verschiedene Abgaszusammensetzungen wäre die genaue Bestimmung dieses Faktors schwieriger umsetzbar und die Ungenauigkeiten im Verbrennungsmodell und dem Wandwärmeübergangsmodell überwiegen, sodass aus diesem Grund in der Prozessrechnung auf diesen Mehraufwand verzichtet wird. Dies bestätigt auch Grill [127], [128], nach dessen Aussagen die Vernachlässigung von Dissoziationseffekten und der Druckabhängigkeit eine zwar nicht unerhebliche Vereinfachung darstellt, jedoch bei der null-dimensionalen Modellierung dieser Anwendung weiterhin vernachlässigbar sei. Es seien keine großen Abweichungen im Vergleich zum angenommenen idealen Gasgesetz festzustellen und die Ungenauigkeit bewegt sich im sehr kleinen Rahmen, da andere Annahmen wie die brennraumvolumen-gemittelte Gastemperatur oder die Berechnung des Wärmeübergangs wesentlich größer, noch dazu unbekannt und demzufolge kritischer einzustufen sind.

### 4.5.1 Verbrennungsmodell

Im Grundlagenkapitel zum dieselmotorischen Arbeitsprozess wurde bereits beschrieben, dass sich die konventionelle dieselmotorische Verbrennung in drei grundlegende Phasen unterteilen lässt: die vorgemischte Verbrennung mit einer charakteristisch ausgeprägten schlagartigen Energieumsetzung, die mischungskontrollierte bzw. diffusionsgesteuerte Hauptphase der Verbrennung und die Nachverbrennungsphase. Ebenso sind an diesem Prozess verschiedene Ereignisse der Kraftstoffeinspritzung beteiligt. Wie sich die Verkettung von Ereignissen der Einspritzung und des Verbrennungsprozesses in einem typischen Brennverlauf niederschlagen, kann in Abbildung 2-5 des Grundlagenkapitels nachvollzogen werden. Die Ereigniskette der Einspritzung mit der Kopplung an die Ereignisse und Phasen in einem Ersatzbrennverlauf, stellvertretend für die Verbrennung, wie sie im nachfolgend beschriebenen Modell implementiert wurde, ist in Abbildung 4-10 skizziert.

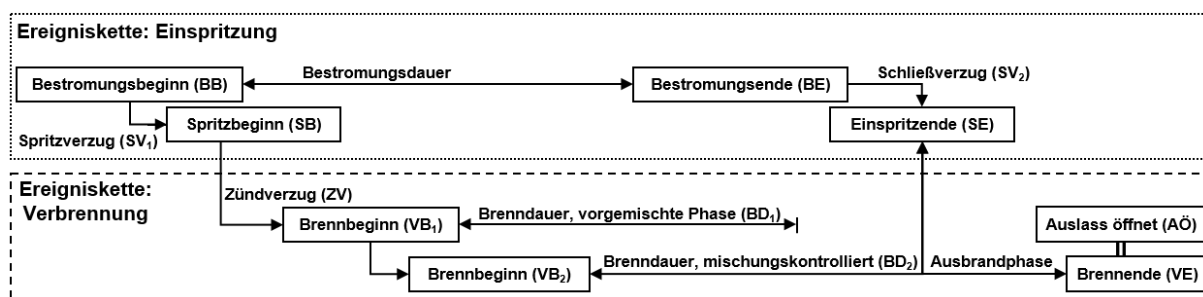


Abbildung 4-10: Kopplung der Ereigniskette der Kraftstoffeinspritzung mit der Ereigniskette der implementierten Ersatzbrennverlaufsmodellierung der dieselmotorischen Verbrennung mit der Einteilung in dessen Verbrennungsphasen

Mit der Bestromung des kraftstoffeinspritzenden Injektors startet nach dem Spritzverzögerung die Einspritzung des Kraftstoffes, wobei die Verbrennung nicht unmittelbar, sondern erst nach dem sogenannten Zündverzögerung beginnt, für den physikalische und chemische Prozesse verantwortlich sind. Während dieser Verzögerungszeit wird die eingespritzte Kraftstoffmasse aufbereitet und verbrennt nach Zündung in der vorgemischten Phase. Der Kraftstoff wird währenddessen weiterhin eingespritzt und die mischungskontrollierte bzw. diffusionsgesteuerte Phase beginnt, bei der die Brennrate hauptsächlich durch Gemischbildung von eingespritztem Kraftstoff und Luft kontrolliert wird. Diese dauert über die Einspritzdauer des kontinuierlich eingespritzten Kraftstoffes an. Ebenso wie beim Bestromungsbeginn des Injektors gibt es nach Bestromungsende eine hydraulisch bedingte Zeitdifferenz bis zum Einspritzende und dem tatsächlichen Schließen des Injektors, welche als Schließverzögerung bezeichnet wird. Sobald die Einspritzung endet, ist die Gemischbildung von untergeordneter Bedeutung. Turbulenz, Sauerstoffkonzentration und Temperatur im Brennraum nehmen ab, sodass stattdessen die Reaktionskinetik geschwindigkeitsbestimmend während dieser Ausbrandphase wirkt.

Das Ziel der Verbrennungsmodellierung sei es, die beschriebene Charakteristik auf der einen Seite möglichst genau bei einem auf der anderen Seite geringen Rechenaufwand darzustellen. Aus diesem Zielkonflikt von Detailgrad und Rechenzeit resultiert ein Kompromiss. Das Modell sollte einerseits so komplex wie nötig sein, um die Realität mit einer entsprechenden Genauigkeit abbilden zu können, andererseits aber so einfach wie möglich, um kurze Rechenzeiten und den sinnvollen Einsatz als Teilmodell in komplexeren Gesamtmodellen zu ermöglichen.

Der Verbrennungsablauf hat einen großen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen. Somit ergibt sich eine besondere Bedeutung des Verbrennungsmodells innerhalb der Innenprozessrechnung und die Genauigkeit der Berechnung der Brennrate ist hauptentscheidend für die Prädiktion dieser Zielgrößen. In der aufgezeigten Ereigniskette zeitlich chronologisch beginnend startet die Routine der Verbrennungsmodellierung mit dem Bestromungsbeginn. Der Einspritzbeginn erfolgt nach der Ermittlung des Spritzverzugs, für den ein datenbasiertes Modell hinterlegt ist. Anschließend kommt das nachfolgend beschriebene Zündverzugsmodell zum Einsatz, welches den Brennbeginn berechnet. Erst dann wird das ebenfalls in einem Unterkapitel beschriebene Ersatzbrennverlaufsmodell zur Berechnung des Verlaufes der Verbrennung gestartet, welches gekoppelt ist an weitere Ereignisse und Daten der Kraftstoffeinspritzung. Einleitend wird diese Kopplung skizziert.

#### 4.5.1.1 Kopplung von Kraftstoffeinspritzung und Verbrennungsmodellierung

Die Parameter der Kraftstoffeinspritzung bestimmen sowohl den Zeitpunkt als auch die Einspritzmenge. Aus der Bestromungsdauer und dem anliegenden Raildruck des Kraftstoffinjektors kann die insgesamt eingespritzte Kraftstoffmasse bestimmt werden, die für die Verbrennung zur Verfügung steht. Die Dauer der Bestromung, aus der sich die Einspritzdauer ergibt, wird vom Motorsteuergerät in Abhängigkeit von angeforderter und aktueller Motorlast geregelt. Für diese Mengenregelung ist innerhalb des Prozessmodells in der Reglerarchitektur ein entsprechendes Teilmodell vorgesehen. Die Parametrierung dieses Modells wurde auf Basis von Messungen am Einspritzverlaufsindikator für verschiedene Raildrücke und Bestromungsdauern vorgenommen, die in nachfolgender Abbildung links dargestellt sind.

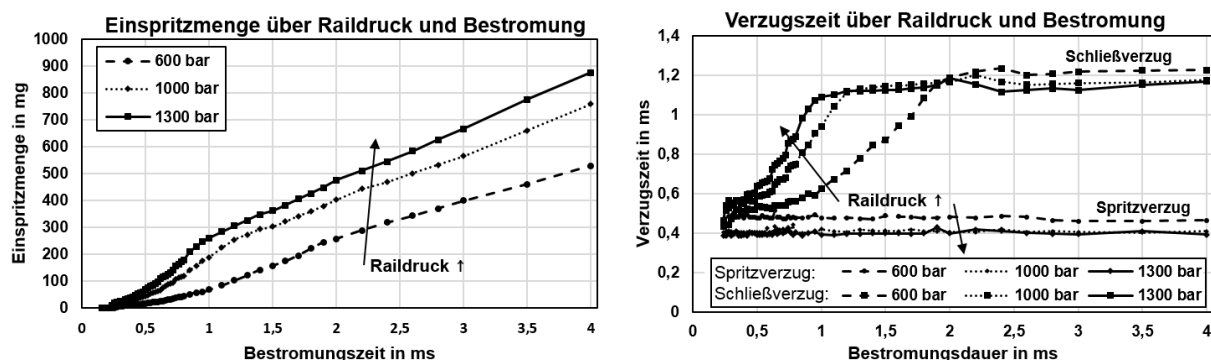


Abbildung 4-11: Messdaten des Speichereinjektors am Einspritzverlaufsindikator für die Einspritzmenge des Injektors (links) und für die Spritzverzugszeit beim Öffnen des Injektors bzw. den Schließverzugs (rechts) jeweils in Abhängigkeit von Raildruck und Bestromungsdauer

Neben der eingespritzten Kraftstoffmasse können ebenso in Abhängigkeit der Bestromungsdauer und des Raildrucks die Spritz- und Schließverzugszeiten des Injektors bestimmt werden, wie die Messungen der Abbildung 4-11 im rechts angeordneten Abschnitt zeigen. Ein Vergleich mit der vorherigen Arbeit von Fink [149] bestätigt die qualitativen Verläufe des Mengenkennfeldes und der Verzugszeiten. Durch die Nutzung dieser Daten kann eine Vielzahl von Ereignissen in der zuvor beschriebenen Ereigniskette durch die Kopplung des Einspritzdatenmodells mit dem Ersatzbrennverlaufsmodell bereits definiert werden. Auf den Bestromungsbeginn folgt auf Grundlage der Einspritzdaten die Bestimmung des Spritzverzugs, wodurch

der Einspritzbeginn bekannt ist. Das im anschließenden Kapitel beschriebene Zündverzugsmodell berechnet den Brennbeginn. Auf Basis der Einspritzdaten wird, da mit der Bestromungsdauer auch das Bestromungsende bekannt ist, anschließend das Einspritzende bestimmt, welches schließlich mit dem Ende der diffusionsgesteuerten Verbrennung korreliert. Somit sind mit diesem Kopplungsansatz bereits drei der für die Ersatzbrennverlaufsmodellierung benötigten Parameter abgedeckt. Alle weiteren folgen im Kapitel 4.5.1.3.

$$Parameter_{i,EBV} = f(\text{Bestromungsdauer}, \text{Bestromungsbeginn}, \text{Raildruck}) \quad (4.23)$$

#### 4.5.1.2 Zündverzugsmodell

Nachdem auf den Bestromungsbeginn folgend mit der Berechnung des Spritzverzuges der Einspritzbeginn bekannt ist, muss weiterhin die Zeitdifferenz zwischen Einspritzbeginn und Verbrennungsbeginn, der Zündverzug, per Modell berechnet werden. Physikalisch und chemisch bedingt muss sich zunächst eine Reaktionszone zündfähigen Gemisches bestehend aus verdampftem Kraftstoff und heißer Ladeluft bilden. Die Anteile der Strahlausbreitung mit Tröpfchenbildung, Verdampfung und Mischung des Kraftstoffes können im physikalischen Zündverzug zusammengefasst werden. Die Aufspaltung der Moleküle und Radikalenbildung charakterisieren die chemische Zündverzugszeit. Zusammengenommen ergibt sich eine Zeitdauer von Einspritzbeginn bis zur thermischen Entflammung des Gemisches, die im Zündverzugsmodell abgebildet wird. Entsprechende Modellierungsansätze beschreiben [129] – [136].

Im Rahmen dieser Arbeit dient ein Modellierungsansatz von Barba [134] als Basis zur Weiterentwicklung, welcher die Aufteilung des Zündverzuges in den physikalischen  $\tau_{ZV,phy}$  und den chemischen Anteil  $\tau_{ZV,chem}$  aufgreift. Die ursprüngliche Berechnung des physikalischen Anteils berücksichtigt mit der Tropfengeschwindigkeit und der Düsenlochgeometrie des Injektors Mechanismen der Einspritzstrahlausbreitung. Da die Tropfengrößenverteilung und -oberfläche unter anderem von dessen Geschwindigkeit und dem Düsenlochdurchmesser abhängen, kann die Kraftstoffverdampfung während der Gemischbildung ebenso implizit berücksichtigt werden. Das in diesem Rahmen vorgestellte Modell wurde allerdings explizit um einen solchen Verdampfungsanteil erweitert, der als vereinfachtes Tropfenverdampfungsmodell in [137] beschrieben ist. Der dominierende und für die Verdampfungszeit geschwindigkeitsbestimmende Faktor dieses Ansatzes ist dabei der Wärmetransport zwischen heißer Brennraumatmosphäre und Kraftstofftropfen.

$$\tau_{ZV} = \tau_{ZV,phy} + \tau_{ZV,chem} \quad \text{mit} \quad \tau_{ZV,phy} = \tau_{ZV,Strahl} + \tau_{ZV,Verdampfung} \quad (4.24)$$

$$\tau_{ZV,Strahl} = C_1 \cdot u_{Tropfen,0}^{-1.68} \cdot d_{Düse}^{0.88} \quad \text{mit} \quad u_{Tropfen,0} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{Kr,fl}} \cdot (p_{Rail} - p_{Zyl})} \quad (4.25)$$

Dabei sind  $d_{Düse}$  der Düsenlochdurchmesser und  $u_{Tropfen,0}$  die Tropfengeschwindigkeit, die mit Hilfe der Kraftstoffdichte  $\rho_{Kr,fl}$ , des Einspritzdruckes  $p_{Rail}$  und des Brennraumdruckes  $p_{Zyl}$  abgeschätzt werden. Für die Ermittlung der druckabhängigen Tropfengeschwindigkeit vernachlässigt [138] zwar den Brennraumdruck, diese Differenz aus Einspritz- und Brennraumdruck soll hier aber berücksichtigt werden (Vgl. Gleichung 4.25). So geht diese letztlich zurück auf die



Bernoulli-Gleichung zur Erhaltung des Impulses bei Anwendung der Stromfadentheorie innerhalb von Kammer- oder Rohrströmungen. Das bedeutet, dass die Summe aus dynamischem, statischem und - hier vernachlässigtem - geodätischem Druckanteil konstant ist. Etwaige Strömungsverluste und kavitierende Strömungen werden im ursprünglichen Ansatz zugunsten eines einfachen Modells vernachlässigt. Abhängig von der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse kann jedoch dessen Strömungsbeiwert in die Modellkonstante  $C_I$  einfließen. Die Verdampfungszeit berechnet sich aus einer mittleren Verdampfungsrate bezogen auf einen Anfangstropfendurchmesser  $d_{Tr,0}$ , bei dem nach Strahlaufbruch die Tropfenverdampfung beginnt.

$$\tau_{ZV, Verdampfung} = \frac{d_{Tr,0}^2}{K_{ZV,Vd}} \quad \text{mit} \quad K_{ZV,Vd} = \frac{8 \lambda_{f,m}}{\rho_{Kr,fl} \cdot c_{p,g}} \cdot \ln(B_q + 1) \quad (4.26)$$

Die mittlere spezifische Wärmekapazität  $c_{p,g}$  und die mittlere Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{f,m}$  der Gasphase definieren zusammen mit der Spaldingnummer  $B_q$  die Wärmeübertragung, um die Verdampfungskonstante  $K_{ZV,Vd}$  zu bestimmen.

Der chemische Zündverzug wird typischerweise über eine Arrhenius-Gleichung ausgedrückt, die die mittlere Temperatur  $T_{Zyl}$  bezogen auf die Aktivierungstemperatur  $T_A$  und den Zylinderdruck berücksichtigt. Bezugsgröße des Druckes  $p_0$  ist ein Wert von 1 bar.

$$\tau_{ZV, chem} = C_2 \cdot \left( \frac{p_{Zyl}}{p_0} \right)^{C_3} \cdot \lambda_{prem}^{C_4} \cdot e^{\left( T_A / T_{Zyl} \right)} \quad (4.27)$$

Des Weiteren ist das in den Zündherden lokal vorherrschende Luftverhältnis  $\lambda_{prem}$  enthalten. Laut Untersuchungen von Scheid et al. [139] tritt Selbstzündung bevorzugt in Bereichen des Einspritzstrahls mit einem lokalen Luftverhältnis von 0,6 bis 0,8 auf. Higgins et. al [152] geben gar 0,25 bis 0,65 an. Um den Druck- und Temperaturänderungen während des Zündverzuges als Zeitraum von Spritzbeginn  $t_{SB}$  bis Brennbeginn  $t_{VB}$  Rechnung zu tragen, ist die Verwendung des Zündintegrals sinnvoll:

$$1 = \int_{t_{SB}}^{t_{VB}} \frac{1}{\tau_{ZV}(t)} dt \quad (4.28)$$

Mit der Annahme, dass der Fortschritt zugrundeliegender Reaktionen kumulativ ist, kann der Zündverzug jeweils diskret berechnet und mittels Zündintegral aufsummiert werden. Der kritische Zeitpunkt, bei dem die Selbstzündung eintritt, ist bei einem Wert von eins erreicht. [138]

#### 4.5.1.3 Ersatzbrennverlaufsmodell

Für die Modellierung der motorischen Verbrennung bzw. für dessen Brennverlauf haben sich Ersatzbrennverlaufsmodelle als pragmatische Methode etabliert, die die aus der Verbrennung resultierende Reaktionsenthalpie und deren zeitlichen Verlauf der Brennrate nachbilden. In diesem Kapitel zum Verbrennungsmodell wird eine eigene, neuartige Form eines Ersatzbrennverlaufsmodells präsentiert, die alle typischen Phasen der dieselmotorischen Verbrennung in sehr guter Genauigkeit abbilden kann. Dazu wird außerdem ein passender Berechnungsansatz für die Parameter von Ersatzbrennverläufen aufgezeigt, der über den stationären Motorbetrieb hinaus auch für den transienten Betrieb geeignet ist.

Die aus dem Verbrennungsprozess resultierende Reaktionsenthalpie  $\Delta_R H$ , welche in der Literatur oft als während der Verbrennung umgesetzte Energie  $Q_B$  bezeichnet wird, entspricht unter Annahme einer vollständigen Verbrennung der chemisch gebundenen Energie des eingebrachten Kraftstoffes  $m_B$  mit dem unteren Heizwert  $H_u$ . Aus Konventionsgründen mit der Literatur werden beide Bezeichnungen in dieser Arbeit verwendet. Für eine bessere Schreibweise soll die aktuelle Brennrate der Verbrennungsphase  $i$  zum kurbelwinkelabhängigen Zeitpunkt  $\varphi$  im Folgenden als  $\xi_{B,i}$  bezeichnet werden, wobei eine Verbrennungsphase außerdem über den Brennbeginn  $VB_i$  und die Brenndauer  $BD_i$  definiert ist.

$$Q_B = m_{Kr} \cdot H_u = \Delta_R H \quad \text{mit} \quad \frac{\delta Q_{B,i}}{d\varphi} = \xi_{B,i}(\varphi) \quad \text{und} \quad Q_{B,i} = \int_{VB,i}^{VB,i+BD,i} \xi_{B,i}(\varphi) d\varphi \quad (4.29)$$

Um die drei charakteristischen Phasen der dieselmotorischen Verbrennung - die vorgemischte Phase, die diffusionsgesteuerte bzw. mischungskontrollierte Phase als Hauptverbrennungsphase und die Ausbrandphase - genauer als über die zuvor im Stand der Technik beschriebenen Ersatzbrennverlaufsmodelle darzustellen, wurde eine erweiterte Einteilung vorgenommen. Für jede dieser Teilphasen wurde dabei jeweils ein unterschiedlicher Ansatz gewählt.

Tabelle 4-2: Übersicht über die je nach Verbrennungsphase angewandten Ersatzbrennverlaufsteilmodelle und den zugrunde liegenden Gleichungen

Phase	Teilmodell	Gleichung
Vorge-mischt	Vibe-Funktion	$\xi_{B,1}(\varphi) = \frac{Q_{B,1}}{\varphi_{BD,1}} a(m_{V,1} + 1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB,1}}{\varphi_{BD,1}} \right)^{m_{V,1}} e^{-a \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB,1}}{\varphi_{BD,1}} \right)^{m_{V,1}+1}} \quad (4.30)$
Diffusions-gesteuert	Integrale Vibe-Funktion	$\xi_{B,2}(\varphi) = \xi_{B,2,max} \cdot \left( 1 - e^{-a \left( \frac{\varphi - \varphi_{VB,2}}{\varphi_{BD,2}} \right)^{m_{V,2}+1}} \right) \quad (4.31)$
Ausbrand	Exponentialfunktion bzw. Teilhyperbel	$\xi_{B,Hyperbel}(\varphi) = h_{hyp,3} + h_{hyp,1} \cdot (\varphi - \varphi_{VB,3})^{h_{hyp,2}} \quad (4.32)$

Weitere Parameter sind  $a$ , welcher abhängig von der Vollständigkeit der Verbrennung definiert ist und der Formparameter  $m_V$ . Entgegen bereits vorhandener Ansätze wird die diffusionsgesteuerte Phase über eine integrale Vibe-Funktion dargestellt. Das bedeutet, die kurbelwinkelabhängige aktuelle Brennrate entspricht der Brennfunktion einer herkömmlichen Vibe-Funktion - auch als Summenbrennverlauf bekannt, wobei im Unterschied dazu das Maximum der maximalen Brennrate der diffusionsgesteuerten Phase entspricht. Dieses kann insbesondere in der Teillast mit dem Ende der Einspritzung zusammenfallen oder für höhere Lasten das Erreichen der sogenannten Plateauphase sein.

Anschließend folgt als elementarer Bestandteil des erweiterten Modells die Modellierung der Ausbrandphase der Verbrennung mittels eines speziellen Ansatzes, wie ihn Schreiner [65], [66] ursprünglich vorgestellt hat, wobei der Ausbrand mittels eines hyperbelähnlichen Verlaufes angenähert wird. Von den Hyperbelparametern  $h_{1-3}$  ist  $h_1$  als Brennrate beim Übergang der diffusionsgesteuerten auf die Ausbrandphase bereits bekannt sowie  $h_3$  üblicherweise null gesetzt, sodass nur noch  $h_2$  berechnet werden muss. Nähere Informationen zu diesen und weiteren Annahmen werden im späteren Verlauf dieses Kapitels gegeben.

Das Ergebnis, welches dieser erweiterte Ansatz liefert, wird nachfolgend als Ersatzbrennverlauf zusammen mit einem per Druckverlaufsanalyse, kurz DVA, bestimmten Brennverlauf und mit dem etablierten Doppelvibe-Ansatz verglichen. Dabei sind die beiden Varianten des Doppelvibe- und des neuartigen Vibe-Vibe-Hyperbel-Ersatzbrennverlaufes beispielhaft für drei Lastpunkte des stationären Motorbetriebes gegenübergestellt (Vgl. Abbildung 4-12). Diese Betriebspunkte entsprechen der unteren Teillast, der mittleren Last und der Volllast.

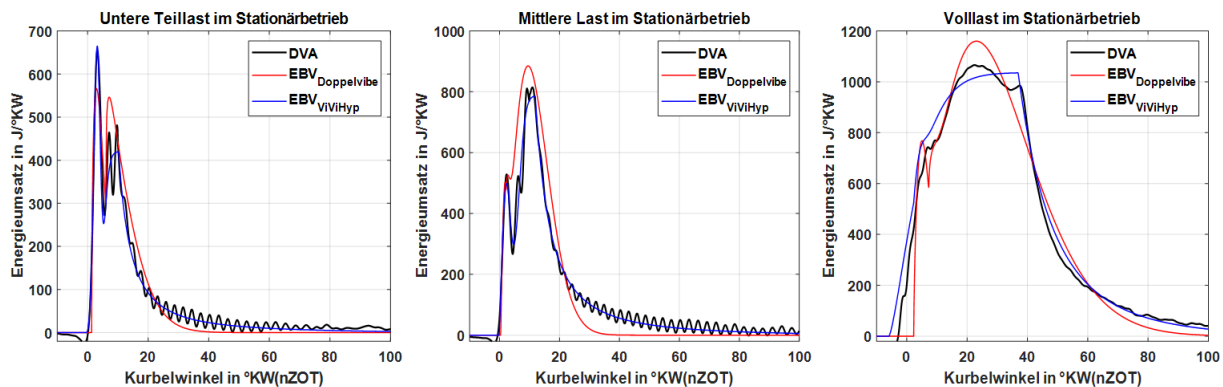


Abbildung 4-12: Vergleich verschiedener Ersatzbrennverlaufsmodelle (EBV) mit Brennverläufen per Druckverlaufsanalyse (DVA) thermodynamisch ausgewerteter Messdaten für den stationären Motorbetrieb unterschiedlicher Betriebspunkte bei unterer, mittlerer Teil- sowie Volllast

Es zeigt sich insgesamt die beste Übereinstimmung mit dem Brennverlauf der Druckverlaufsanalyse der Messdaten durch den Vibe-Vibe-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf, welcher im Innenprozessmodell implementiert ist. Dies trifft für den Bereich der Ausbrandphase zu, welcher mit dem herkömmlichen Doppel-Vibe-Modell nur unzureichend, mit der exponentiellen Form aber besser dargestellt werden kann. In dieser Kombination kann auch die neuartig modellierte diffusionsgesteuerte Phase genauer wiedergegeben werden. Durch dessen integrale Form ist sowohl für kurze Brenndauern, bei denen lediglich ein Anstieg der Brennrate ohne Plateau vorliegt, in hoher Genauigkeit darstellbar als auch für längere Brenndauern mit einer sich anschließenden Plateauphase, die sich in diesem Abschnitt dann durch eine annähernd konstant bleibende Brennrate auszeichnet.

Ersatz-Brennverlaufsmodelle benötigen die bereits erwähnten Parameter für deren Verlaufs-berechnung. Abhängig von der Anzahl der unterteilten Phasen können dies der Brennbeginn, die Brenndauer, die Kraftstoffmasse und der Umsetzungsgrad des Kraftstoffes sein. Mit jeder zusätzlichen Berücksichtigung einzelner Verbrennungsphasen nimmt die Vorhersagegüte von Kraftstoffverbrauch respektive Wirkungsgrad und der Schadstoffemissionsberechnung zu, wobei letztgenannte Ansätze zwar ebenfalls Ergebnisgrößen des Verbrennungsverlaufes nutzen, jedoch noch weitere Modelle benötigen. Der Nachteil eines höheren Detailgrades besteht darin, dass sich mit steigender Komplexität der Modelle meist auch der Aufwand bezüglich Parametrierung und Kalibrierung erhöht.

Gegenüber der konventionellen Doppelvibe-Funktion werden nunmehr weitere in Tabelle 4-3 aufgelistete Parameter benötigt, um den Ersatzbrennverlauf zu beschreiben. Die Anzahl an freien Modellparametern, die tatsächlich mit der neuen Ersatzbrennverlaufsmethode bestimmt werden müssen, nimmt allerdings nicht zu, wenn die nachfolgend beschriebene Vorgehens-

weise angewandt wird. Dazu bietet sich bei Verwendung des Vibe-Vibe-Hyperbel-Ersatzbrennverlaufes mit dessen eindeutiger Abgrenzung aller drei dieselmotorischen Phasen die Kopplung mit einem Einspritzverlauf, der Ereigniskette der Einspritzung oder dem Bestromungssignal des Injektors, an. Dies ist insbesondere für schnell- und mittelschnelllaufende Motoren mit Common-Rail-Einspritzsystem möglich.

Tabelle 4-3: Übersicht der Parameter zur Beschreibung des Ersatzbrennverlaufes in der Gegenüberstellung des Doppelvibe- und des Vibe-Vibe-Hyperbel-Modells

Beschreibung	DoppelVibe	Vibe-Vibe-Hyperbel
Faktor für den Umsetzungsgrad der Verbrennung	$a$	$a$
Verbrennungsbeginn der vorgemischten Phase	$VB_1$	$VB_1$
Formparameter der vorgemischten Phase	$m_1$	$m_1$
Brenndauer der vorgemischten Phase	$BD_1$	$BD_1$
Reaktionsenthalpieanteil der vorgemischte Phase	$Q_{B,1}$	$QB_1$
Verbrennungsbeginn der Diffusionsphase	$VB_2$	$VB_2$
Formparameter der Diffusionsphase	$m_2$	$m_2$
Brenndauer der Diffusionsphase	$BD_2$	$BD_2$
Brennrate zum Ende der Diffusionsphase	-	$\xi_{B,2,max}$
Hyperbelparameter/Exponent der Ausbrandphase	-	$h_{hyp,2}$

Aus einem Einspritzverlauf, der bei Bedarf modelliert werden kann oder der Ereigniskette der Kraftstoffeinspritzung bzw. der Injektorbestromung, dazu konkret Beginn und Ende der Bestromung, ist es im hier beschriebenen Modell vorgesehen, dass diese Einspritzdatenmodelle bereits einige Parameter des Ersatzbrennverlaufs definieren. So kann aus dem Bestromungsbeginn des Injektors mit bekanntem Spritzverzug der Einspritzbeginn und mit diesem und einem berechneten Zündverzug, die beide als erweiterter Modellansatz bereits zuvor präsentiert wurden, der Brennbeginn bestimmt werden. Aus dem Bestromungsende und bekanntem Schließverzug des Injektors kann das Einspritzende abgeschätzt werden. Sowohl Spritzverzug und Schließverzug des Injektors können am Komponentenprüfstand wie dem Einspritzverlaufsinikator [149] oder durch ein hydraulisches Injektormodell [150] ermittelt werden.

Mit dem Abschluss der Einspritzung geht zumeist das Ende der abgrenzbaren diffusionsgesteuerten Phase einher. Für höhere Lasten endet die Plateauphase, bei der die Brennrate in Näherung auf einem konstanten Niveau verharrt, da sich ein stationärer Einspritzstrahl ausgebildet hat. Dagegen ist im Teillastbetrieb im Anschluss an das Einspritzende keine weitere Erhöhung der Brennrate zu verzeichnen, sodass damit für beide Lastfälle bei üblichen Einspritztimings das Maximum der Brennrate erreicht und vordefiniert ist.

Als weitere Annahme kann der Beginn der diffusionsgesteuerten Phase an den Beginn der Premixed-Phase gekoppelt werden. Denkbar ist dazu, dass dieser entweder gleichgesetzt oder einem Drittel der Premixed-Brenndauer entspricht bzw. der Zündverzug als Offset vorgesehen wird. Somit sind mit dem Brennbeginn der vorgemischten und der diffusionsgesteuerten Phase, sowie dem Brennende und der Energieumsatzrate zum Ende der Diffusionsphase bereits vier gesuchte Parameter bekannt.

Der Hyperbelparameter  $h_2$  muss ebenso nicht empirisch bestimmt werden. Dieser ergibt sich aus der Annahme, dass zum Öffnen der Auslassventile die Brennrate auf das Nullniveau abgesunken ist, dem Ende der diffusionsgesteuerten Phase und gleichzeitigem Beginn der Ausbrandphase und der für diesen Zeitraum im Integral verbliebenen Reaktionsenthalpie. Diese wiederum ist die Differenz der durch die chemische Energie des insgesamt eingespritzten Kraftstoffes und der Anteile, die zuvor in der vorgemischten und diffusionsgesteuerten Phase

bereits umgesetzt wurden unter Berücksichtigung der Vollständigkeit der Verbrennung und des Umsetzungsgrades des eingespritzten Kraftstoffes.

Die Vollständigkeit der Verbrennung kann über einen den Umsetzungsgrad kennzeichnende Faktor  $\alpha$  in der Modellierung des Ersatzbrennverlaufs berücksichtigt werden, der für eine nahezu vollständige Verbrennung üblicherweise auf den Wert 6,908 gesetzt wird. Für je nach Luftverhältnis unterstöchiometrische Bedingungen können laut Grill [128] für die Verbrennung von Dieseldieselkraftstoff folgende Beziehungen verwendet werden:

$$\alpha = \ln\left(\frac{1}{1 - \eta_u}\right) \quad \text{mit} \quad \eta_u = \frac{1}{H_u} \cdot (3366 \cdot L_{min} + 8107) \cdot (1 - \lambda_{global}) \quad \text{für } \lambda_{global} \leq 1 \quad (4.33)$$

Dies ist insbesondere für den transienten Betrieb relevant, falls mit starken positiven Lastgradienten annähernd stöchiometrische sowie unterstöchiometrische Betriebsbedingungen auftreten. In die Berechnung des Umsetzungsgrades  $\eta_u$  gehen folglich kraftstoffabhängig der untere Heizwert  $H_u$ , der Mindestluftbedarf  $L_{min}$  und das globale Luftverhältnis ein.

Die Bestimmung der Modellparameter, die nicht aus den Ereignissen der Einspritzung abgeleitet werden können und den Ersatzbrennverlauf beschreiben, kann über betriebspunktabhängige Zusammenhänge realisiert werden - ähnlich wie in Gerstle [30] beschrieben. Wie eine solche halbempirische, das heißt, Messdaten-bezogene Bestimmung umgesetzt ist, wird am Beispiel der Berechnung des Formfaktors der diffusionsgesteuerten Phase  $m_2$  nachfolgend gezeigt:

$$m_2 = m_{2,ref} \cdot \left(\frac{\rho_{Zyl,SB}}{\rho_{Zyl,SB,ref}}\right)^A \cdot \left(\frac{p_{rail}}{p_{rail,ref}}\right)^B \cdot \left(\frac{\lambda}{\lambda_{ref}}\right)^C \cdot \left(\frac{n}{n_{ref}}\right)^D \quad (4.34)$$

Darin wird dieser Parameter in Abhängigkeit der Gasdichte im Brennraum zum Einspritzbeginn, des Einspritzdruckes, des Luftverhältnisses und der Drehzahl jeweils bezogen auf Referenzwerte und einem zu kalibrierenden Exponenten berechnet. Als Referenz können einzelne stationäre Betriebspunkte, ein ausgewählter Betriebsbereich oder der gesamte stationäre Betriebsbereich genutzt werden. Gerstle [30] schlägt die Verwendung eines einzelnen bekannten Arbeitspunktes als Referenz für eine Umrechnung auf beliebige andere Betriebspunkte vor, für die andere Betriebsbedingungen als im bekannten Arbeitspunkt gelten. Geeigneter als ein einzelner Referenzwert ist eine Mittelung von Arbeitspunkten des gesamten stationären Betriebsbereiches. Empfohlen wird stattdessen allerdings vorzugsweise eine Motorlast-abhängige Referenzwertbestimmung, die ebenfalls möglich ist, sobald der gesamte stationäre Betriebsbereich bekannt ist. Mit dieser halb-empirischen Form können alle Parameter eines Ersatzbrennverlaufs-Modells berechnet werden. Das bedeutet, eine solche Parametrierung kann sowohl für alle noch fehlenden bzw. nicht anderweitig bestimmbaren Parameter der neuartigen Vibe-Vibe-Hyperbel-Ersatzbrennverläufe als auch für alle Parameter des konventionellen Doppelvibe-Modells angewandt werden.

Als zielführender Ansatz für die gesuchten Ersatzbrennverlaufparameter auch hinsichtlich der Prädiktion des transienten Betriebs hat sich die Kopplung an die Einspritzparameter herausgestellt. Bereits im Einspritzdatenmodell werden auf Basis von Bestromungsbeginn, -dauer und Raildruck die eingespritzte Kraftstoffmasse, der Spritzverzug und somit Brennbeginn sowie der Schließverzug und schließlich der Beginn der Ausbrandphase bestimmt. Die noch fehlenden Parameter der Ersatzbrennverlaufsmodellierung können, wie erwähnt, ebenfalls mit

der vom Steuergerät geregelten Bestromungsdauer verknüpft werden, sodass diese einer definierbaren funktionalen Abhängigkeit folgen:

$$Parameter_{i,EBV} = f(\text{Bestromungsdauer}, \text{Bestromungsbeginn}, \text{Raildruck}, \text{Drehzahl}) \quad (4.35)$$

Für den Propellerbetrieb muss dazu außerdem die Motordrehzahl berücksichtigt werden, sodass damit die Berechnung der Parameter, die den Ersatzbrennverlauf beschreiben, komplettiert werden kann.

Zusammengefasst zum Ersatzbrennverlauf kann mit der beschriebenen Vorgehensweise bzw. Methode eine Vorhersagefähigkeit des Modells erreicht werden, bei der der Brennverlauf für Betriebsbereiche des Motors berechnet werden kann, die nicht aus Messdaten des stationären Betriebs bekannt sind. Insbesondere auch für den transienten Motorbetrieb, bei dem die motorischen Randbedingungen von denen im stationären Motorbetrieb abweichen, können die jeweiligen Ersatzbrennverläufe aller einzelnen Arbeitsspiele in guter Näherung extrapoliert werden. Trotz einiger empirischer Restbestandteile, bei denen Messdaten zur Parametrierung notwendig sind, konnten bei diesem Modellierungsansatz physikalische Zusammenhänge insbesondere auch durch die Kopplung an die Ereigniskette der Kraftstoffeinspritzung und der Bestromungsdauer des kraftstoffeinspritzenden Injektors eingearbeitet werden.

#### 4.5.1.4 Diskussion zum verwendeten Verbrennungsmodell

Das Verbrennungsmodell ist hauptentscheidend für die Genauigkeit zur Prädiktion von Kraftstoffverbrauch respektive Wirkungsgrad und Emissionen. Somit ergibt sich eine besondere Bedeutung dieses Teilmodells innerhalb der Innenprozessrechnung. Das Modell sollte einerseits so komplex wie nötig sein, um die Realität mit einer entsprechenden Genauigkeit abbilden zu können, andererseits aber so einfach wie möglich, um kurze Rechenzeiten zu ermöglichen. Daraus folgt ein Zielkonflikt, bei dem Kompromisse eingegangen werden müssen.

Der Hintergrund einer möglichst exakten Abschätzung aller Phasen der Verbrennung mittels Ersatzbrennverlaufsmodell ist, dass der gesamte Brennverlauf möglichst realitätsnah für eine entsprechend ebenso genaue Berechnung des Zylinderinnendruckes, somit des indizierten Wirkungsgrades und schließlich des Kraftstoffverbrauches berechnet werden sollte. Ebenso folgen aus einer möglichst genauen Abbildung der Ausbrandphase Vorteile bei der Prädiktion der Abgastemperatur und Abgasenthalpie, die im Kontext eines Gesamtmotormodells wiederum einen großen Einfluss auf die Berechnungsgrößen des Turboladers haben. Dieser liefert die motorischen Randbedingungen beim Ladungswechsel für den Innenprozess, wodurch sich eine Rückkoppelung ergibt, die insbesondere auch wichtig für die dynamischen Randbedingungen im transienten Betrieb sind. Darüber hinaus ist der Ausbrandphase eine ebenso wichtige Rolle für die Berechnung der Rußemissionen zuzuschreiben. Während die Energieumsetzung gegen Ende der Verbrennung abfällt, finden selbst bei sinkenden Gastemperaturen und verlangsamter Reaktionskinetik weiterhin Oxidationsprozesse des gebildeten Rußes statt. Die konventionellen Vibe-Verläufe suggerieren oftmals einen zu frühzeitigen Abfall der Energieumsatzrate auf das Nullniveau, welches infolgedessen zu einer Unterschätzung der Rußoxidation und somit zur Überschätzung der Netto-Rußemission führt. Somit sind alle der drei verschiedenen Teilphasen der Verbrennung von Bedeutung für eine adäquate Prädiktion der motorischen Randbedingungen, des Kraftstoffverbrauches und der Schadstoffemissionen.

## 4.5.2 Rohemissions- und Schadstoffmodellierung

In diesem Kapitel zur Modellierung der Rohabgasbestandteile wird die Bestimmung der Zusammensetzung der Hauptkomponenten des Abgases und der Schadstoffe thematisiert. Bei der Prädiktion der Schadstoffemissionen liegt der Fokus auf der Stickoxid- und Rußberechnung. Schwefeloxide werden nicht berücksichtigt. Insbesondere für die Prädiktion der Stickoxide werden weitere Untermodelle benötigt, die die volumengemittelte Temperatur des homogenen Einzonenmodells des Systems Brennraum erweitern. Diese ebenfalls beschriebenen so genannten Mehrzonenmodelle diskretisieren den Brennraum in mindestens zwei Gebiete unterschiedlicher Randbedingungen.

### 4.5.2.1 Hauptkomponenten der Rohabgaszusammensetzung

Um die komponentenweise Zusammensetzung des emittierten und im Abgaspfad befindlichen Rohabgases für deren Hauptbestandteile Stickstoff, Sauerstoff, Wasser und Kohlenstoffdioxid zu bestimmen, wird eine chemische Bruttoreaktionsgleichung verwendet.

$$C_xH_yO_z + \lambda \cdot a \left( O_2 + \frac{\psi_{N_2}}{\psi_{O_2}} N_2 \right) \Rightarrow xCO_2 + \frac{y}{2}H_2O + (\lambda - 1)aO_2 + \lambda \cdot a \frac{\psi_{N_2}}{\psi_{O_2}} N_2 \quad \text{mit } a = x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \quad (4.36)$$

Diese beinhaltet auf Seiten der Edukte die Kraftstoffzusammensetzung  $C_xH_yO_z$  auf Basis einer Elementaranalyse für die Anteile an atomarem Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff sowie die Zusammensetzung der Ladeluft in Abhängigkeit des Luftverhältnisses und der Molanteile der Ladeluft  $\psi_i$ . Die Reaktionsprodukte sind Kohlenstoffdioxid und Wasser, zu denen der Restsauerstoff und Stickstoff hinzukommen. Die letztgenannte Komponente wird inert ebenso mitgeführt wie Restabgas aus rückgeführtem Abgas oder aus einem unvollständigen Ladungswechsel, wobei der Restgasanteil in der angeführten Gleichung nicht berücksichtigt ist.

In der ursprünglichen Standardbibliothek der verwendeten Simulationsumgebung, wird das Medium Abgas als Einkomponentenstoff betrachtet und die Stoffdaten von Luft herangezogen. Dies stellt eine sehr starke und ungenaue Vereinfachung dar, da die dieselmotorische Verbrennung und die Zusammensetzung des Abgases stark vom Luftkraftstoffverhältnis abhängen. Mit der Implementierung der Berechnung der genauen, komponentenweisen Abgaszusammensetzung wurde die herkömmliche Modellbibliothek überarbeitet und das Prozessmodell somit grundlegend verbessert. Die Abgaszusammensetzung ist neben der Bedeutung für den Ausstoß an Abgasrohmissionen wichtig zur Berechnung der Gaskalorik des Abgases und schließlich der Abgastemperatur, die wiederum in den abgasführenden Komponentenmodellen wie dem Turboladermodell von großer Relevanz sind.

### 4.5.2.2 Mehrzonenmodell für die Schadstoffberechnung

Im Innenprozessmodell ist ein Zweizonenmodell auf empirischer Basis implementiert, welches das System Brennraum in eine unverbrannte und eine verbrannte Zone des Kraftstoff-Luft-Gemisches unterteilt. Dieses basiert im Wesentlichen auf den Ansätzen von Heider [74], wurde jedoch durch einige Modifikationen angepasst. Alternative Ansätze zur Unterteilung des

Brennraumes in mehrere Zonen sind beispielsweise [76], [88], [73] und wurden im Grundlagenkapitel beschrieben. Die Anpassungen im Vergleich zum ursprünglichen Modell im Rahmen dieser Arbeit umfassen die Einbeziehung des Luftverhältnisses und eine differenzierte Berücksichtigung der unterschiedlichen Phasen der Verbrennung, was durch das verwendete, zuvor beschriebene Ersatzbrennverlaufsmodell, bei dem ebenfalls eine Unterteilung in die charakteristischen Verbrennungsphasen vorliegt, sehr gut möglich ist.

Der ursprüngliche Ansatz von Heider [74] basiert für die Modellierung der zwei Zonen auf den nachfolgend ausgeführten Annahmen. Die Massenbilanz ebenso wie das entsprechend eingenommene Volumen im Brennraum entspricht den Gleichungen

$$m_{Zyl}(\varphi) = m_{Z,ver.}(\varphi) + m_{Z,unv.}(\varphi) \quad \text{und} \quad V_{Zyl}(\varphi) = V_{Z,ver.}(\varphi) + V_{Z,unv.}(\varphi), \quad (4.37)$$

welche die kurbelwinkelabhängige Gesamtmasse im Zylinder  $m_{Zyl}$  in die Massenanteile der verbrannten Zone  $m_{Z,ver.}$  und die unverbrannte Zone  $m_{Z,unv.}$  bzw. analog das Volumen unterteilen. Die Masse der verbrannten Zone ergibt sich ab Brennbeginn über die verbrannte Kraftstoffmasse  $m_{Kraftstoff}$ , welche beispielsweise über die Brennrate des Ersatzbrennverlaufsmodells bekannt ist und dem dazugehörigen Luftanteil. Hinzukommt ggf. die Restgasmasse  $m_{RG}$ .

$$m_{Z,ver.}(\varphi) = m_{Kraftstoff}(\varphi) \cdot (1 + \lambda_0 \cdot L_{min}) + m_{RG} \quad \text{mit} \quad m_B(\varphi) = \frac{1}{H_u} \int_{VB}^{VB+BD} \frac{\delta Q_{B,i}}{d\varphi} d\varphi \quad (4.38)$$

Der Massen- und Wärmetransport zwischen den beiden Zonen wird nicht explizit modelliert. Der Zylinderdruck im gesamten Brennraum ist homogen. Der Temperaturunterschied zwischen den beiden Zonen wird mit Hilfe einer empirischen Funktion  $B$  beschrieben.

$$T_{Z,ver.}(\varphi) - T_{Z,unv.}(\varphi) = B(\varphi) \cdot A \cdot L(\lambda_{gl}) \quad \text{mit} \quad L(\lambda_{gl}) = \frac{1,2 + (\lambda_{gl} - 1,2)^{C_{gl}}}{2,2 \lambda_0} \quad (4.39)$$

Der Parameter  $A$  ist ein Kalibrierungsfaktor, der mit Hilfe von Messdaten angepasst werden sollte. Diese Daten können beispielsweise Stickoxidemissionen sein. Der Faktor  $L$  ist abhängig vom globalen Luftverhältnis und dem Parameter  $C_{gl}$ , der je nach Motorbauart definiert ist. Die empirische Funktion  $B$  wird kurbelwinkelabhängig beschrieben über

$$B(\varphi) = \frac{K - \int_{VB}^{\varphi} (p(\varphi) - p_0(\varphi)) \cdot m_{Z,ver.}(\varphi) d\varphi}{K} \quad \text{mit} \quad K = \int_{VB}^{A\ddot{O}} (p(\varphi) - p_0(\varphi)) \cdot m_{Z,ver.}(\varphi) d\varphi, \quad (4.40)$$

wobei der Wert  $K$  das Integral vollständig vom Brennbeginn bis zum Öffnen der Auslassventile löst. Das über diese Funktion abgebildete Verhalten soll den Fortschritt der turbulenten Vermischung beider Zonen modellieren, der durch das Verhältnis der Druckkurve während des geschleppten und des befeuerten Motorbetriebs dargestellt wird. Die Temperaturdifferenz beider Zonen ist somit zu Beginn der Verbrennung maximal und sinkt auf null, bis sich die Auslassventile öffnen. Mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung kann zunächst die Temperatur der unverbrannten Zone auf Basis der volumengemittelten Temperatur und anschließend die Temperatur der verbrannten Zone über Gleichung 4.39 berechnet werden.



Gegenüber diesem ursprünglichen Modellansatz wurden einige Modifikationen vorgenommen, die beinhalten, dass für die vorgemischte Phase der Verbrennung und für die diffusionsgesteuerte Phase unterschiedliche Werte für den Kalibrierungsparameter  $A$  verwendet werden. Somit ist es möglich, unterschiedliche Startbedingungen für beide Brennphasen vorzugeben, aus denen im Zweizonenmodell die Temperatur der verbrannten Zone resultiert. Die Temperatur dieser Reaktionszone wirkt sich maßgeblich auf die Bildung thermischer Stickoxide aus.

Die Premixed-Phase umfasst nach neueren Erkenntnissen eine geringere Bildungsrate von Stickoxiden als die diffusionsgesteuerte Phase. Das bestätigen Najar et al. [108], die die mischungskontrollierte Brennphase in 3D-CFD-Simulationen als dominierend bei der thermischen NO-Bildung identifiziert haben. Entscheidend ist dafür neben der lokalen Temperatur in der Reaktionszone die ebenso für die Stickoxidbildung wichtige lokale Konzentration an freiem Sauerstoff.

Die Hypothese ist, dass sich diese Bedingungen je nach Brennphase unterscheiden. So werden zwar auch in der vorgemischten Phase ebenso wie in der diffusionsgesteuerten Phase lokal hohe Temperaturen in der Reaktionszone nach der Flammenfront erreicht, allerdings ist die lokal verfügbare Konzentration an Sauerstoff geringer. Während der vorgemischten Phase ist die Flammenfront kleiner ausgebildet, meist vom Einspritzstrahl eingeschlossen und die Luftefassung ist stark limitiert. Anders stellt sich dies bei der mischungskontrollierten Phase dar, bei der fortwährend in eine größere Flammenfrontfläche eingespritzt wird und die Luftefassung an den Randzonen besser funktioniert. An diesen Randzonen hinter der Flammenfront ist das Potential der Stickoxidbildung somit am größten, da neben der hohen Temperatur auch die notwendigen Sauerstoff- und Stickstoffkonzentrationen vorliegen. Die lokalen Spezieskonzentrationen können jedoch in diesem Mehrzonenansatz nicht berücksichtigt werden. Als Ersatz zur Berücksichtigung aller genannten Randbedingungen, die das Potential zur Stickoxidbildung beschreiben, werden diese in der Wahl des Kalibrierungsfaktors  $A$  vereint, der eigentlich die Starttemperatur der Zonen skaliert.

Im Resultat werden mit dieser Unterscheidung im Prinzip drei Temperaturzonen geschaffen: die der unverbrannten Zone, die der verbrannten Zone der vorgemischten Phase und die der mischungskontrollierten Phase. Vom Brennbeginn der vorgemischten gilt bis zum Brennbeginn der mischungskontrollierten Phase:

$$A = A_{\text{premixed}} = f(\tau_{zv}) \quad \forall VB_1 \leq \varphi \leq VB_2. \quad (4.41)$$

Die Hypothese zur Berücksichtigung der Zeitskala des Zündverzugs  $\tau_{zv}$  ist, dass, je größer die Zeitspanne für die Mischung mit der Ladeluft ist, desto potentiell mehr freier Sauerstoff steht zur Verfügung, welcher neben hohen Temperaturen für die Stickoxidbildung maßgeblich ist. Ab Beginn der mischungskontrollierten Phase ergibt sich der Kalibrierungsfaktor in Abhängigkeit des Luftverhältnisses:

$$A = A_{\text{mischungskontrolliert}} = f(\lambda) \quad \forall VB_2 \leq \varphi \leq BE \quad (4.42)$$

Damit betreffen die Änderungen in der Temperaturzone der mischungskontrollierten Brennphase die Berücksichtigung eines erweiterten Bereiches des Luftverhältnisses, da im transienten Betrieb ein weitgefächerter Gültigkeitsbereich abgedeckt werden muss als im Stationärbetrieb, für den das ursprüngliche Modell entwickelt wurde. Dabei wird die im Grundlagenkapitel

2.3.7 dargelegte Korrelation der Stickoxidkonzentrationen in Abhängigkeit des Luftverhältnisses für die Bedingungen der dieselmotorischen Verbrennung berücksichtigt. Es sei angemerkt, dass diese Unterscheidung zwischen den Brennphasen für den Parameter  $A$  lediglich für die Berechnung der Temperatur der verbrannten Zone angewandt wird. In der Temperaturberechnung der unverbrannten Zone bleibt dieser konstant.

#### 4.5.2.3 Thermische Stickoxide

Die Implementierung zur Stickoxid-Prädiktion basiert auf der Berechnung des Anteils des thermischen Stickstoffmonoxids. Andere neben den thermisch bedingten Anteilen der Stickoxidemissionen wie das prompt NO oder das Kraftstoff-NO werden aus den im Grundlagenkapitel 2.5.4.1 dargelegten Gründen nicht im aktuellen Modellstand berücksichtigt. Die Basis stellt der reaktionskinetische Ansatz des erweiterten Zeldovich-Mechanismus [78] dar, dessen verschiedene Elementarreaktionen nachfolgend aufgeführt sind.

Tabelle 4-4: Überblick über die Elementarreaktionen der thermischen Stickoxidbildung des erweiterten Zeldovich-Mechanismus inklusive Geschwindigkeitskonstanten für Hin- und Rückreaktionen [158]

Elementarreaktion	Geschwindigkeitskonstanten
$\dot{O} + N_2 \xrightleftharpoons{k_1} NO + \dot{N}$	$k_{1,vorw.} = 7,6 \cdot 10^{13} \cdot e^{-\frac{38000}{T}} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right]$ (4.43)
	$k_{1,rück.} = 1,6 \cdot 10^{13} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right]$ (4.44)
$\dot{N} + O_2 \xrightleftharpoons{k_2} NO + \dot{O}$	$k_{2,vorw.} = T \cdot 6,4 \cdot 10^9 \cdot e^{-\frac{3150}{T}} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right]$ (4.45)
	$k_{2,rück.} = T \cdot 1,5 \cdot 10^9 \cdot e^{-\frac{19500}{T}} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right]$ (4.46)
$\dot{N} + OH \xrightleftharpoons{k_3} NO + \dot{H}$	$k_{3,vorw.} = 4,1 \cdot 10^{13} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right]$ (4.47)
	$k_{3,rück.} = 2,0 \cdot 10^{14} \left[ \frac{cm^3}{mol \cdot s} \right]$ (4.48)

Die entscheidend beteiligte Zustandsgröße zur Bildung des thermischen NO ist die Temperatur der verbrannten Zone, welche das zuvor genannte Zweizonenmodell liefert. Zu den einzelnen Elementarreaktionen wird jeweils eine Hin- und Rückreaktion mit entsprechend zu berechnender Geschwindigkeitskonstante mittels Arrhenius-Ansatz berücksichtigt, für deren detailliertere Hintergründe ebenfalls auf das Grundlagenkapitel verwiesen wird. Daraus kann eine Ratengleichung zusammengefasst werden.

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{1,vorw.}[N_2][O] + k_{2,vorw.}[O_2][N] + k_{3,vorw.}[OH][N] - k_{1,rück.}[NO][N] - k_{2,rück.}[NO][O] - k_{3,rück.}[NO][H] \quad (4.49)$$

Bei Verwendung des Zwei- oder Mehrzonenansatzes gilt die Annahme, dass die thermische Stickoxidbildung nur in der verbrannten Zone stattfindet, da nur dort die notwendigen hohen Temperaturbedingungen vorherrschen. Zur Bestimmung der Konzentrationen von N, O, OH und H können tabellierte Ergebnisse einer Gleichgewichtsschemie herangezogen werden, die zuvor in einem nicht-linearen Gleichungssystem gelöst werden müssen und für die beispielsweise in [127] und [89] mögliche Reaktionsschemata gegeben werden. Die Autoren weisen

auch die Voraussetzung für die darin beteiligten Reaktionen nach, dass die Chemie der motorischen Verbrennung sehr viel schneller als die sich ändernden Randbedingungen wie Temperatur und Druck abläuft.

Neben diesem reaktionskinetischen Ansatz kann darüber hinaus auch eine vereinfachte Form als Gesamt-Bildungsrate für das Innenprozessmodell verwendet werden, womit sich der erforderliche Rechenaufwand reduziert. Dazu werden gemäß [151] verschiedene Annahmen getroffen: Die erste Elementarreaktion wird als ratenbestimmend angesehen, da für diese aufgrund der  $N_2$ -Dreifachbindung eine hohe Aktivierungsenergie erforderlich ist. Die jeweiligen nur gering auftretenden Rückreaktionen werden vernachlässigt. Die Sauerstoffkonzentration in der Reaktionszone wird vereinfacht angenähert und eine konstante Konzentration atomaren Stickstoffs angenommen. Nach [151] und [158] lässt sich folgende Ratengleichung unter den genannten Annahmen aus dem Zeldovich-Mechanismus ableiten:

$$\frac{d[NO]}{dt} = A_{NO}[N_2][O_2]^{0,5} \cdot e^{-\frac{67837}{T}}. \quad (4.50)$$

Der pre-exponentielle Faktor  $A_{NO}$  wird in [151] als Wert von  $4,7 \cdot 10^{13}$  gegeben, in [158] jedoch außerdem mit einer Temperaturabhängigkeit versehen. Neben dem sehr geringen Rechenaufwand ist der Vorteil, dass die Gleichgewichtschemie nicht benötigt wird. Nachteilig ist die Vernachlässigung der Rückreaktionen, was dazu führt, dass die auf diese Weise berechneten Stickoxidemissionen tendenziell leicht überschätzt werden [151].

#### 4.5.2.4 Rußemissionen

Die Ruß-Berechnung wird mittels eines Zwei-Pfad-Modellansatzes durchgeführt, der zwischen einem Bildungs- und Oxidationspfad des Rußes unterscheidet. Von diesem Zwei-Schritt-Modellansatz, ursprünglich beschrieben in [95], gibt es in der Literatur viele Varianten und Derivate. Die Oxidation des Rußes hängt dabei von der aktuellen Rußmasse  $m_{Ru\beta}$  ab. Die resultierende Größe zur Ruß-Prädiktion ist schließlich die Netto-Rate, die sich als Differenz von Rußbildung und -oxidation ergibt, wie aus nachfolgendem Schema ersichtlich:

$$\text{Änderung der Netto – Rußmasse:} \quad \frac{dm_{Ru\beta}}{dt} = \frac{dm_{Ru\beta,Bildung}}{dt} - \frac{dm_{Ru\beta,Oxidation}}{dt} \quad (4.51)$$

Für die Bildung wird die aktuell an der Verbrennung teilnehmende Kraftstoffmasse  $m_{Kraftstoff}$ , der Zylinderdruck  $p$ , für die hier aufgeführte Ordnung von 0,5 angegeben in bar, und über eine Arrhenius-Form die Brennraumtemperatur  $T$  in Kelvin benötigt, während  $A_{Bildung}$  eine kalibrierbare Modellkonstante darstellt.

$$\text{Rußbildung:} \quad \frac{dm_{Ru\beta,Bildung}}{dt} = A_{Ru\beta,Bildung} \cdot m_{Kraftstoff} \cdot p^{0,5} \cdot e^{-\frac{E_A}{R \cdot T}} \quad (4.52)$$

$$\text{Rußoxidation:} \quad \frac{dm_{Ru\beta,Oxidation}}{dt} = \frac{6 \cdot m_{Ru\beta} \cdot \dot{R}_{NSC}}{\rho_{Ru\beta} \cdot d_{Ru\beta}} \quad (4.53)$$

Der Oxidationspfad wird im Gegensatz zum ursprünglichen Zwei-Pfad-Ansatz etwas umfangreicher modelliert und hat, beschrieben von Patterson et al. [140], eine ähnliche Popularität erreicht. Als Erweiterung dieser aus der Literatur bekannten Modelle wird im implementierten Modellansatz außerdem die unterschiedliche Größenverteilung der Partikel einbezogen. Das heißt, dass für den Partikeldurchmesser  $d_{Ru\beta}$  statt der bisherigen Annahme eines konstanten mittleren Wertes eine Korrelation abhängig vom Luftverhältnis verwendet wird, welche auf den vorliegenden experimentellen Messdaten basiert. Hinzukommt die Dichte  $\rho_{Ru\beta}$ , die sich an der von Kohlenstoff orientiert und die Reaktionsrate  $\dot{R}_{NSC}$ , welche sich über die Molare Masse von Kohlenstoff  $M_C$ , den Partialdruck des Sauerstoffs im Brennraum  $p_{O_2}$  und einigen Geschwindigkeitskonstanten definiert.

$$\dot{R}_{NSC} = M_C \left[ \frac{k_A \cdot p_{O_2}}{1 + k_Z \cdot p_{O_2}} \cdot x_A + k_B \cdot p_{O_2} (1 - x_A) \right] \left[ \frac{g}{cm^2 \cdot s} \right] \quad \text{mit} \quad x_A = \left[ 1 + \frac{k_A}{k_B \cdot p_{O_2}} \right]^{-1} \quad (4.54)$$

$$A_{Site} + O_2(g) \xrightarrow{k_A} \text{Surface oxide} \quad k_A = 20 \cdot e^{-\frac{15100}{T}} \left[ \frac{g}{cm^2 \cdot s \cdot atm} \right] \quad (4.55)$$

$$\text{Surface oxide} \xrightarrow{k_A/k_Z} 2CO(g) + A_{Site} \quad k_Z = 21,3 \cdot e^{\frac{2060}{T}} \left[ \frac{1}{atm} \right] \quad (4.56)$$

$$B_{Site} + O_2(g) \xrightarrow{k_B} 2CO(g) + A_{Site} \quad k_B = 4,46 \cdot 10^{-3} \cdot e^{-\frac{7640}{T}} \left[ \frac{g}{cm^2 \cdot s \cdot atm} \right] \quad (4.57)$$

$$A_{Site} \xrightarrow{k_T} B_{Site} \quad k_T = 1,15 \cdot 10^5 \cdot e^{-\frac{48800}{T}} \left[ \frac{g}{cm^2 \cdot s} \right] \quad (4.58)$$

Namensgebend für diese NSC-Oxidationsrate sind Nagle und Strickland-Constable, welche in ihren Untersuchungen und dem daraus hervorgegangenen Modellansatz [97] zum einen in bedeutend reaktivere Gebiete  $A_{Site}$  und zum anderen in wenig reaktive Gebiete  $B_{Site}$  der Rußpartikel unterteilen.

Das zuvor vorgestellte, aus der Literatur bekannte Modell [140] ist für den stationären Motorbetrieb konzipiert und kann für diesen bekannten Betriebsbereich auch zufriedenstellend kalibriert werden. Für den transienten Motorbetrieb allerdings müssen zusätzliche Erweiterungen des Modells vorgenommen werden, die weitere zum Stationärbetrieb geänderte Randbedingungen des transienten Betriebs berücksichtigen, die bisher nicht bzw. nicht ausreichend in das Modell eingeflossen sind. Einen guten Anhaltspunkt dazu liefert die Arbeitsgruppe von Boulouchous [98], der, ebenso wie in [96], neben einer sogenannten „charakteristischen Mischungszeit“ weitere im dynamischen Betrieb abweichende Randbedingungen skaliert, die den thermischen Zustand im Brennraum zum Anfang der Hochdruckphase und während der Verbrennung genauer abschätzen kann.

Aus den experimentellen Untersuchungen zur Partikelgrößenverteilung wurde die erste Erweiterung des Rußmodells als Korrelationsfunktion abgeleitet:

$$d_{Ru\beta,stat.} = f(\lambda_{gl}) = 170 \cdot \lambda_{gl}^{-2,2} + 10 \quad \text{oder} \quad d_{Ru\beta,dyn.} = f(\lambda_{gl}) = \frac{600}{\lambda_{gl}^{3,2} + 9} + 11 \quad (4.59)$$

Darin wird der Partikeldurchmesser in Abhängigkeit des globalen Luftverhältnisses bestimmbar. Die erstgenannte Gleichung für  $d_{Ru\beta,stat.}$  gibt den Trendkurvenverlauf aus Abbildung 3.14

des Messdatenkapitels 3.4.5 am besten wieder, während sich die zweite Gleichung für  $d_{\text{Ruß,dyn.}}$  besser für den transienten Motorbetrieb eignet. Für diesen muss ein größerer Bereich des Luftverhältnisses plausibel abgedeckt werden. Die Stationärdatenkorrelation würde die mittlere Partikelgröße ansonsten im stöchiometrischen und mageren Bereich stark überschätzen, wobei der maximale mittlere Partikeldurchmesser anhand der Messdaten auch im transienten Betrieb nicht über 80 nm lag.

Die zweite Erweiterung zielt darauf ab, dass ein hoher Luftüberschuss, vorausgesetzt einer schnellen Mischung aufgrund der Brennraumturbulenz, für eine Temperatur der Oxidationszonen verantwortlich ist, die unterhalb der volumengemittelten Brennraumtemperatur liegen kann:

$$T_{\text{Oxidation}} = f(\lambda_{gl}) = \max(T_m \cdot 0.92^{\lambda_{gl}-3}, T_{\text{unv.}}) \quad \forall \lambda_{gl} \geq 3 \quad (4.60)$$

Diese Temperatur ist abhängig vom globalen Luftverhältnis, kann jedoch nicht niedriger sein als die Temperatur der unverbrannten Zone  $T_{\text{unv.}}$ . Hiermit soll nochmals berücksichtigt werden, dass bekanntlich mit fallenden Temperaturen auch die Oxidationsrate sinkt. Dies wird insbesondere für sehr magere Betriebsbereiche wie dem Niedriglastbereich im Generatorbetrieb relevant oder auch für starke negative Lastgradienten des transienten Betriebs.

Die dritte Erweiterung wurde speziell für den transienten Betrieb implementiert:

$$C_\lambda = (e^{1.5-\lambda_{gl}})^{C_e} \quad \forall \lambda_{gl} < 1.5 \quad \text{und} \quad C_{d\lambda} = \left( e^{-\left(\frac{d\lambda_{gl}}{dt} + 0.1\right)} \right)^{C_d} \quad \forall \frac{d\lambda_{gl}}{dt} \leq -0.1 \wedge \lambda_{gl} < 1.7 \quad (4.61)$$

Ein möglicher Grund für einen höheren Rußausstoß ist die Annäherung bzw. Unterschreitung der Rußgrenze, welches der Faktor  $C_\lambda$  für Betriebsbereiche unterhalb eines globalen Luftverhältnisses von 1,5 in das transiente Rußmodell einbringt. Ebenso wird ab einem ähnlich niedrigen Luftverhältnis eine schnelle Änderung dieser Brennraumbedingungen entsprechend im Modell durch den Faktor  $C_{d\lambda}$  gewichtet, wobei der Gradient  $\frac{d\lambda_{gl}}{dt}$  die zeitliche Änderung des Luftverhältnisses darstellt. Die Modellkonstanten  $C_e$  und  $C_d$  dienen der Kalibrierung.

## 4.6 Reglerarchitektur des Motorprozessmodells

Die Reglerarchitektur des Motors ist im Prozessmodell durch eine Struktur umgesetzt worden, die neben dem Prozessmodell zum Gesamtsystem Motor unterscheidet in das Motorsteuergerät, die Prüfstandssteuerung und die Lastregelung am Dynamometer (vgl. Abbildung 4-13). Im Motorsteuergerät wird die Mengenregelung zur Kraftstoffeinspritzung bzw. zur Bestromungsdauer des kraftstoffeinspritzenden Injektors realisiert sowie der Bestromungsbeginn hinterlegt, welcher den Beginn der Kraftstoffeinspritzung definiert. Die Prüfstandssteuerung überträgt im Wesentlichen die gewünschte bzw. angeforderte Last an die weiteren Kompo-

nennten. Die Lastregelung am Dynamometer liefert das Gegen- bzw. Bremsmoment zum Motordrehmoment. Alle genannten Komponenten sind jeweils untereinander schnittstellverbunden mit dem Prozessmodell des Gesamtsystems Motor.

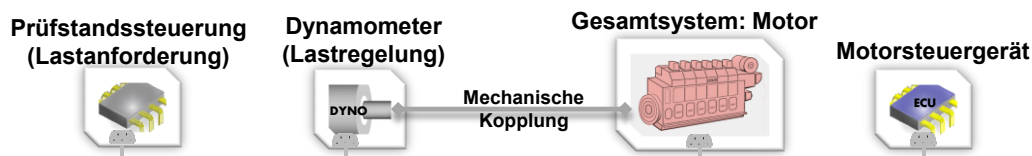


Abbildung 4-13: Reglerarchitektur mit Motorsteuergerät, Prüfstandssteuerung, Lastregelung bzw. Dynamometer schnittstellenverbunden mit dem Modell des Gesamtsystems Motor

In der Prüfstandssteuerung wird der Lastpunkt oder der Lastverlauf definiert. Im Realbetrieb außerhalb der Prüfsumgebung und an einem Schiffsmaschinensimulator ergibt sich diese Lastanforderung als Fahrerwunsch, welcher beim Schiff auf der Brücke die Fahrhebelstellung oder beim Auto die Fahrpedalstellung darstellt. Das in eine Lastanforderung übersetzte Signal wird zur Lastregelung des Dynamometers übertragen. Am Dynamometer wird das je nach Betriebsmodus ggf. drehzahlabhängige Bremsmoment als Motorlast bzw. als Gegenpart zum Motordrehmoment eingestellt. Das Bremsmoment wird hierbei für die geforderte Drehzahl entsprechend des vergleichbaren Schiffsmaschinenbetriebes eingestellt, welches nach den zwei grundlegenden Prinzipien des Generator- bzw. Propellerbetriebs unterschieden werden kann. Der Generatorbetrieb ist gekennzeichnet durch eine im Wesentlichen lastunabhängige, konstante Drehzahl wie bei dieselektrischen Antrieben. Beim Propellerbetrieb sind Drehzahl und Last miteinander gekoppelt, sodass je Last eine spezifische Drehzahl zuzuordnen ist wie bei einem Festpropeller. Weitere Betriebsmodi wie der Kombinatorbetrieb werden aktuell nicht berücksichtigt. Im Motorsteuergerät wird schließlich die eigentliche Lastregelung vollzogen, welches anhand des in nachfolgend vereinfacht dargestellten Schemas abläuft und stellvertretend für alle anderen Regler die grundlegende Vorgehensweise der Regelung skizzieren soll.

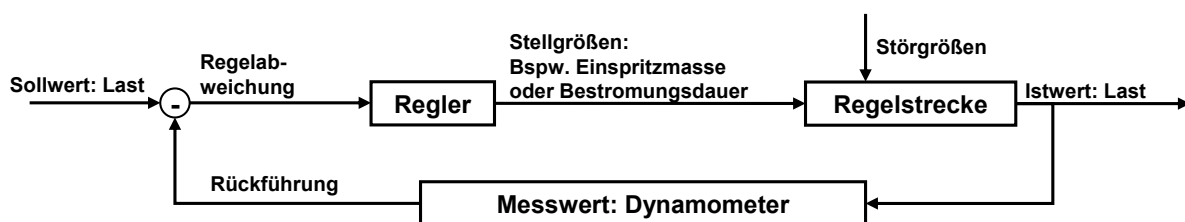


Abbildung 4-14: Vereinfachtes Schema der Lastregelung im Motorsteuergerät

Die Lastanforderung ist eine Nutzervorgabe bzw. eine Eingabegröße, die sich je nach Generator- oder Propellerbetrieb aus Drehmoment und Drehzahl ergibt und stellt den Lastsollwert dar. Die aktuelle Last als Istwert wird mit dem Sollwert der Lastanforderung verglichen und bei einer Abweichung durch die im Regler definierten Stellgrößen nachjustiert. Stellgrößen sind hierbei die Einspritzmasse bzw. die Bestromungsdauer des kraftstoffeinspritzenden Injektors. Somit ist eine Mengenregelung implementiert. Die Größen Bestromungsdauer und -beginn sind außerdem mit dem Ersatzbrennverlaufsmodell gekoppelt und beeinflussen wesentlich den Ablauf der Verbrennung und somit den thermischen Wirkungsgrad und die Emissionen.

## 4.7 Thermisches Netzwerk

Das thermische Netzwerk verknüpft einen Großteil der am Motorprozess beteiligten Komponenten, welche insbesondere für den Motorinnenprozess und die Turboaufladung relevant sind in Form ihrer Komponententemperaturen, der Medientemperaturen und des Wärmetransports untereinander. Als Komponenten seien insbesondere die brennraumumgebenden Bauteile des Kolbens, der Laufbuchse, der Ein- und Auslassventile und des Zylinderkopfs genannt. Im Zylinderkopf werden außerdem der Einlass- und Auslasskanal als Teil der Ladeluft- und Abgasstrecke integriert. Demzufolge sind die Medientemperaturen der Ladeluft im Luftpfad und die des Abgases im Abgaspfad zusätzlich zur Gastemperatur im Brennraum bedeutsam. Außerdem werden die Kühlwasser- und die Schmieröltemperatur einbezogen.

Als im thermischen Netzwerk hauptsächlich berücksichtigte Mechanismen des Wärmetransports sind die Wärmeleitung und der konvektive Wärmeübergang zwischen einem Festkörper und einem Fluid zu nennen. Der Anteil der Strahlung wird im Wandwärmeübergang von Brennraumgas zu Brennraumwände je nach verwendetem Wandwärmeübergangsmodell [121-124] hinzugezogen. Die Temperaturverteilung innerhalb der Komponenten wird nicht örtlich aufgelöst. Stattdessen wird ein Ansatz zur Ermittlung der massengemittelten Temperatur genutzt, welcher nachfolgend am Beispiel für eine ebene Wand mit zwei wandseitig angrenzenden Fluiden inklusive der zugrundeliegenden Gleichungen erläutert wird.

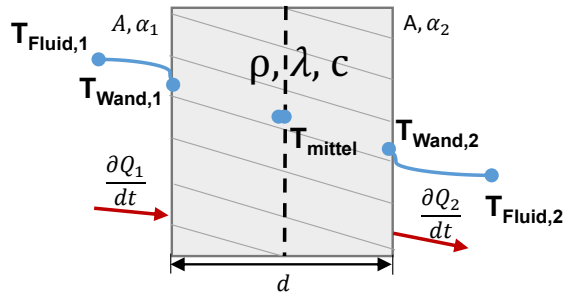


Abbildung 4-15: Stationäres Wandtemperaturmodell mit mittlerer Komponententemperatur

$$\rho \cdot A \cdot d \cdot c \cdot \frac{dT_m}{dt} = \frac{\delta Q_1}{dt} - \frac{\delta Q_2}{dt} \quad (4.62)$$

$$\frac{\delta Q_1}{dt} = \alpha_1 \cdot A \cdot (T_{Fluid,1} - T_{Wand,1}) \quad (4.63)$$

$$\frac{\delta Q_2}{dt} = \alpha_2 \cdot A \cdot (T_{Wand,2} - T_{Fluid,2})$$

$$\text{mit } \alpha_i = \frac{\lambda_F}{d} \cdot Nu \quad \text{und} \quad Nu = f(Re, Pr) \quad (4.64)$$

$$\frac{\delta Q_L}{dt} = \frac{\lambda_F \cdot A}{d} \cdot (T_{Wand,1} - T_{Wand,2}) \quad (4.65)$$

Die Änderung der mittleren Wandtemperatur  $T_m$  des Festkörpers ergibt sich aus den Wärmeströmen  $\delta Q_i/dt$  der beiden Wände in Abhängigkeit der physikalischen Eigenschaften zur Wärmekapazität  $c$ , der Dichte  $\rho$  und der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_F$  sowie der geometrischen Daten zur Wanddicke  $d$  und der Wandoberfläche  $A$ . Der Wandwärmestrom an der Grenzschicht der Kontaktfläche von Wand und Fluid ist außerdem abhängig von der Differenz der Kontaktwandtemperatur und der Fluidtemperatur in ausreichendem Abstand von der Temperaturgrenzschicht sowie dem mittleren Wandwärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_i$ . Für den Spezialfall, dass die Differenz der Wärmeströme beider Wandseiten null ergibt, kann eine quasistationäre Wärmeleitung  $\delta Q_L/dt$  angenommen werden, sodass die Änderung der mittleren Komponententemperatur null ist.

Das thermische Netzwerk wurde im Prozessmodell mit einer Unterteilung in den unteren Zylinderblock und den Zylinderkopf implementiert, welche gekoppelt sind an die Innenprozessrechnung (Vgl. Abbildung 4-16). Im jeweiligen Sub-Netz sind die verschiedenen Bauteilkomponenten sowie Medienkreisläufe über die Wärmetransportmechanismen miteinander verknüpft. Der Fall des konvektiven Wandwärmeübergangs liegt bei der Kopplung einer Wand mit

einem Fluid vor, während für den Fall des Wärmedurchgangs an zwei Festkörpern neben der Wärmeleitung auch die thermische Kontaktfläche eingeht.

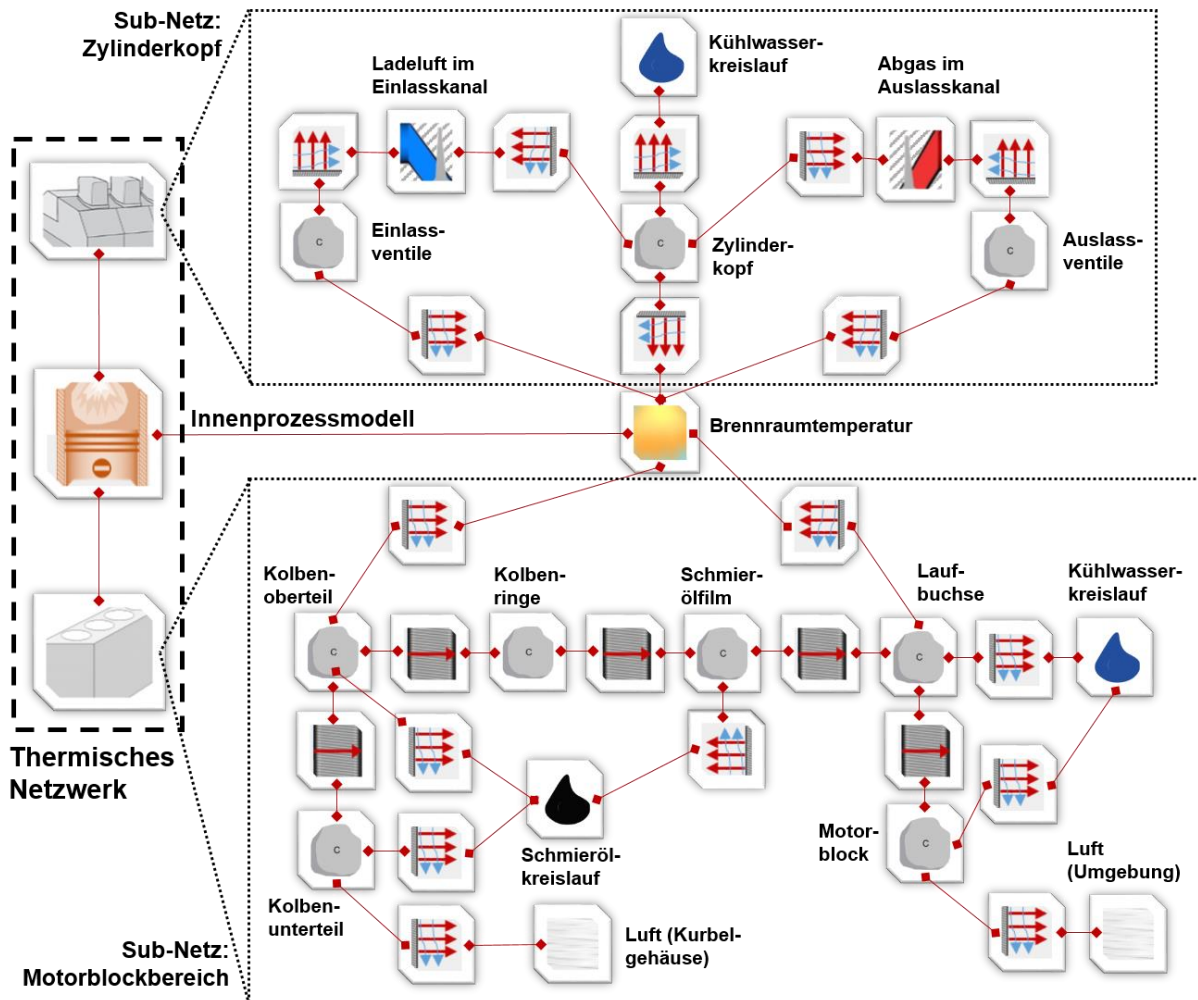


Abbildung 4-16: Thermisches Netzwerk implementiert im Prozessmodell mit den beiden Sub-Netzen des Zylinderkopfes und dem Bereich des unteren Motorblockes inklusive der jeweiligen Bauteilkomponenten, welche gekoppelt sind an die Brennräumtemperatur des Innenprozessmodells, die verschiedenen Medienpfade von Ladeluft und Abgasstrecke und die Medienkreisläufe von Schmieröl und Kühlwasser

Das Kühlwasser durchströmt Kühlwasserkanäle im Zylinderkopf, im Motorblock und je nach deren Einbauart auch an Kontaktflächen mit der Pleuellbuchse. Das Schmieröl stellt den Schmierölfilm bereit, der zwischen Pleuellringen und Pleuellbuchsen neben der reibungsreduzierenden Eigenschaft im thermischen Netzwerk als Bindeglied den Wärmetransport vom Pleuelloberteil an die Pleuellbuchse fungiert. Der Schmierölfilm selbst wird als stationäres, unbewegtes Fluid konstanter Masse angenommen. Darüber hinaus wird das Schmieröl als Kühlmedium bei der sogenannten Shaker-Kühlung eingesetzt. Der Pleuell wird dabei von unten angespritzt, sodass im Zwischenraum von Pleuellober- und unterteil eine Zweiphasenströmung von Öl und Luft des Pleuellgehäuses entsteht. Für den Schmieröl- und Kühlwasserkreislauf werden aktuell feste Temperaturrandbedingungen vorgegeben. Diese Medienkreisläufe könnten perspektivisch jedoch auch detailliert modelliert werden. Für die Bestimmung des



Wandwärmeübergangskoeffizienten des Wärmetransports vom Brennraumgas auf die Brennraumwände werden die im Innenprozessmodell beschriebenen Ansätzen verwendet.

Als Beispiel für die Bedeutung der detaillierten Modellierung des Wärmetransportes zwischen verschiedenen Bauteilkomponenten und Medien kann der Wärmeübergang im Zylinderkopf und Abgaspfad angeführt werden, der einen großen Einfluss auf die Abgastemperatur vor Turbine hat. Die starke Kopplung der Komponententemperatur des Zylinderkopfes und der Abgastemperatur im Auslasskanal beweist die Analyse von Sturm [141], die ergab, dass mehr als 50 % des Wärmeeintrags in den Zylinderkopf durch die heißen Abgase bedingt sind. Ebenfalls zu dieser Thematik erarbeitete Gerstle [30] in Sensitivitätsanalysen die Rolle des Wärmetransports im Abgaspfad und konstatierte, dass eine Unterschätzung des Wärmeübergangs zu höheren Abgastemperaturen führt, die auch das dynamische Verhalten des Turboladers beeinflussen. Eine zu hoch abgeschätzte Abgastemperatur führt bei einer Lastaufschaltung zu einem deutlich zu schnellen Lastannahmeverhalten. Der dabei zu schnelle Temperaturanstieg geht mit einem höheren Enthalpiestrom einher, sodass die Turboladerdrehzahl entsprechend schneller steigt. Das führt zu der Schlussfolgerung, dass eine genaue Betrachtung des Wärmeübergangs erforderlich ist, welche die thermischen Trägheiten abbilden kann. Dazu dient das präsentierte thermische Netzwerk, welches eine Vielzahl der brennraumumgebenden Komponenten umfasst.

## 4.8 Zusammenfassung

Bei der Umsetzung und Implementierung des Motorprozessmodells wurde als Basis eine vorhandene Modellbibliothek genutzt, die jedoch an verschiedenen Stellen unzureichend für die Anforderungen der behandelten Thematik ist. Aus diesem Grund wurden eigene Modelle entwickelt oder vorhandene Modelle modifiziert und erweitert. Das Ziel bestand darin, alle für den dynamischen Betrieb relevanten Trägheiten zu berücksichtigen. Dies betrifft sowohl die Massenträgheiten mechanischer Bauteile als auch die der Gasmassen im Ladeluft- und Abgaspfad inklusive eines umfangreich parametrisierten Turboladermodells. Ein thermisches Netzwerk für alle relevanten brennraumb- oder angrenzenden Komponenten bezieht die thermischen Trägheiten bei sich ändernden Betriebsbedingungen ein. Ebenso gehen die Bestandteile der Regelungsarchitektur grundlegend in das Dynamikverhalten ein.

Ein elementarer, eigener Modellansatz stellt das Ersatzbrennverlaufsmodell unter Nutzung der gesamten, gekoppelten Ereigniskette von Einspritzung und Verbrennung dar. Dieses neuartige Konzept in der Kombination der Ansätze der Vibe-Form, einer integralen Vibe-Form und des Hyperbelastes erlaubt eine flexible, robuste und hochgenaue Abbildung der Brennrate mit einfacher Modellgrundlage und kurzen Rechenzeiten. Dazu bedarf es zur Parametrierung und Kalibrierung jedoch eine ausreichende Messdatenbasis. Für das Teilmodell des Zündverzuges wurde ein bekannter Ansatz erweitert, sodass eine Genauigkeitssteigerung für den gesamten Kennfeldbereich erreicht wurde. Die Schadstoffmodellierung wurde grundlegend implementiert und die in der Literatur vorhandenen Modelle in der Form erweitert, dass nun ein weitgefasster Betriebsbereich, welcher die motorischen Randbedingungen im dynamischen Betrieb beinhaltet, abgedeckt werden kann. Ein erheblich erweiterter Betriebsbereich war außerdem für das Turboladermodell notwendig, womit durch die Anwendung geeigneter Extrapolationsmethoden Rechnung getragen wurde.

## 5 Kalibrierung und Validierung des Simulationsmodells

Der Hintergrund der Modellkalibrierung und der Validierung besteht in der Abstimmung und Anpassung und des Vergleichs der Simulationsergebnisse mit den realen Messungen. Dies ist deswegen erforderlich, da die Modelle basierend auf thermodynamischen, phänomenologischen und auch semi-empirischen Ansätzen nicht exakt mit den experimentellen Daten übereinstimmen werden. Es ist also eine Abweichung von Prozessmodell zu Versuch zu erwarten, die zum einen möglichst minimiert und zum anderen anschließend bewertet werden muss. Dazu werden in diesem Kapitel die für die Validierung zur Verfügung stehenden Messdaten aus Kapitel 3, den experimentellen Untersuchungen, verwendet, die ebenso wie der dazugehörige Versuchsträger und die Auswertewerkzeuge vorgestellt wurden. Im Vorfeld wurde außerdem in Kapitel 4 das Simulationswerkzeug der Arbeitsprozessrechnung beschrieben. Dieses Kapitel 5 behandelt die Kalibrierung und Validierung des Motorprozessmodells. Hierfür wird zunächst die Methode zur Modelloptimierung erläutert, wobei Bewertungskriterien definiert werden, die speziell auf die beschriebene Modellierung zugeschnitten sind. Außerdem werden die verwendeten Optimierungsalgorithmen vorgestellt. Im darauffolgenden Schritt werden diese Optimierungsmethoden zur Erzielung bestmöglicher Modellierungsergebnisse angewandt. Die Schritte zur Kalibrierung und anschließenden Validierung werden an einzelnen wichtigen Teilmodellen und des Gesamtprozessmodells exemplarisch gezeigt. Dies erfolgte zunächst für den stationären und anschließend für den transienten Motorbetrieb.

### 5.1 Methode: Kalibrierung und Validierung zur Modelloptimierung

Bei der Optimierung der Prozessmodelle wird eine Verfahrensweise angewandt, die die Nutzung verschiedener Algorithmen beinhaltet. Im Rahmen dieser Modellkalibrierung werden Modellkonstanten und -parameter variiert. Dadurch kann das Modellverhalten verändert werden, was schließlich zu unterschiedlichen Modellergebnissen führen kann. Die grundlegende Verfahrensweise dieser Optimierungsalgorithmen illustriert das nachfolgende Schema.

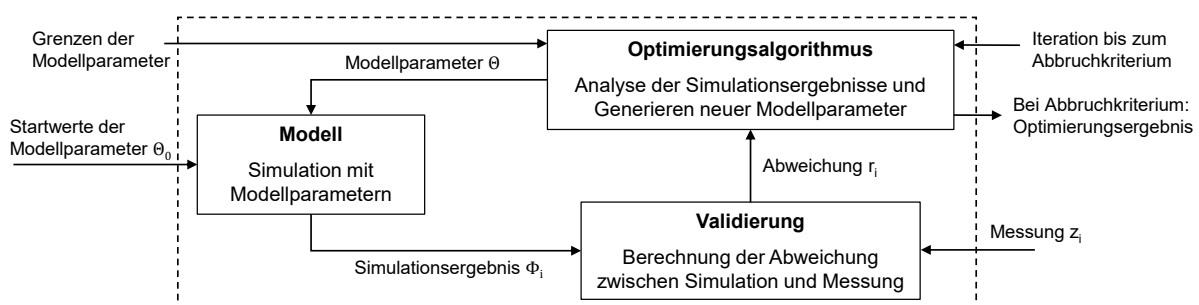


Abbildung 5-1: Schema der grundlegenden Verfahrensweise der Modelloptimierung unter Verwendung eines Optimierungsalgorithmus basierend auf [34], jedoch mit Weiterentwicklung des Ansatzes

Zunächst werden dem Prozessmodell Startparameter  $\theta_0$  vorgegeben, die ein sinnvolles und physikalisch richtiges Ergebnis erwarten lassen. Nach der Berechnung dieses Simulationsergebnisses  $\Phi_i$  des Iterationsschrittes  $i$  im Prozessmodell erfolgt ein Vergleich mit Messdaten. Das bedeutet, es wird eine Abweichung  $r_i$  des Simulationsergebnissen mit der Messung  $z_i$  bestimmt. Diese Abweichung wird an einen Optimierer weitergegeben, der auf Grundlage der Abweichung neue Modellparameter  $\theta$  generiert, nachdem die Simulationsergebnisse bewertet

wurden. Für die Generierung neuer Parameter existiert eine Reihe von Optimierungsalgorithmen, von denen die zwei davon verwendeten nachfolgend vorgestellt werden. Vom Nutzer können diesbezüglich Grenzen zur Erstellung der neuen Parameter definiert werden, die im nächsten Iterationsschritt der Prozesssimulation verwendet werden sollen. Dies erfolgt solange, bis ein Abbruchkriterium erreicht ist. Dies können zeitliche Vorgaben, Iterationsschritte oder das Erreichen einer Ergebnisgüte sein. Mit Hilfe der Bewertungskriterien wird die Abweichung zwischen Simulation und Messung eingeordnet. Grundlegend wird dazu folgende Gleichung verwendet:

$$r_{i,gesamt}(\theta) = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k w_k \cdot r_{i,k} \quad \text{mit} \quad r_{i,k}(\theta) = \sqrt{(\Phi_{i,k}(\theta) - z_{i,k})^2} \quad (5.1)$$

Etabliert hat sich die Bestimmung der Summe der kleinsten Fehlerquadrate einer Zielgröße. Diese Zielgröße können beispielsweise die Stickoxidemissionen über alle aufgenommenen Betriebspunkte des gesamten Lastbereiches sein. Dabei ist es bei der zeitgleichen Kalibrierung mehrerer Betriebspunkte oder Ergebnisgrößen der Anzahl  $k$  möglich, deren Abweichungen dann in eine Gesamtabweichung aufzusummieren. Zudem können einzelne Vergleichspunkte oder Bereiche unterschiedlich je nach Priorität mit dem Wichtungsfaktor  $w$  gewichtet werden. Manchmal kann es sinnvoll oder erforderlich sein mehrere Zielgrößen zu definieren, die gekoppelt oder voneinander abhängig sind. So werden für die Kalibrierung des Turboladermodells sowohl der Ladedruck, der Abgasgegendruck, die Turboladerdrehzahl und die Abgastemperatur in einer Abweichung zusammengefasst. Auch dabei ist es möglich bzw. dann erst recht zielführend, diese über einen Wichtungsfaktor entsprechend zu priorisieren. Als ausgewählte und in dieser Arbeit verwendete Optimierungsalgorithmen seien das „Simulated Annealing“ und evolutionäre Algorithmen nachfolgend in Kurzform beschrieben.

Der metaheuristische Algorithmus des Simulated Annealing [141] ist eine stochastische Suchmethode zur näherungsweisen Lösung schwieriger Optimierungsprobleme, der es ermöglicht, das globale Minimum für einen  $n$ -dimensionalen Raum zu finden. Aus einer großen Menge von diskreten Elementen, beispielsweise den Modellkonstanten, die den  $n$ -dimensionalen Raum bilden, wird eine Teilmenge gesucht, die als näherungsweise Lösung des Optimierungsproblems angesehen werden kann. Bei dem Optimierungsverfahren gibt es eine Wahrscheinlichkeit, mit der ein lokales Minimum wieder verlassen wird, wobei sich das Zwischenergebnis dabei auch verschlechtern darf. In Analogie zum Abkühlprozess von erhitztem Metall entspricht die Wahrscheinlichkeit des Algorithmus das lokale Minimum wieder zu verlassen der momentanen Temperatur des Metalls. Bei der Abkühlung kann es für den Phasenwechsel von flüssig zu fest zwei Szenarien geben: Bei langsamer Abkühlung sorgt die genügend zur Verfügung stehende Zeit dafür, dass sich die Metallatome ordnen können, stabile Kristalle bilden und damit einen Zustand niedriger Energie nahe am Optimum erreichen können. Mit großer Wahrscheinlichkeit wird das globale Minimum und eine Lösung nahe dem Optimum gefunden. Ist die Abkühlung dagegen zu schnell, können die Atome nicht in eine Position niedriger Energie diffundieren. Es wird möglicherweise nur ein lokales Minimum erzielt.

Die evolutionären Optimierungsalgorithmen stellen in ihrem Konzept des Optimierungsverfahrens und bei dem Prinzip des Auswahlprozesses von geeigneten Modellparametern eine Nachahmung biologischer Prozesse wie Selektion, Reproduktion und Mutation dar. Diese Form der künstlichen Intelligenz eignet sich besonders für komplexe Optimierungsproblem-

stellungen. Eine Population besteht aus Individuen mit bestimmten Eigenschaften, die in Analogie zu ihrem biologischen Gegenstück im Algorithmus über die Modellparameter definiert werden. Übertragen auf die Modellkalibrierung führen günstige Eigenschaften, das bedeutet günstige Modellparameter, zu einer guten Übereinstimmung von Simulationsergebnis und Messung. Diese begünstigten Individuen entwickeln sich schneller weiter und können die Eigenschaften an die nächste Generation weitergeben. Das heißt, passende, erfolgreiche Mitglieder überleben, während die am wenigsten passenden Mitglieder einer Population aussterben. Diese Evaluation geeigneter Lösungskandidaten einer Generation erfolgt anhand einer sogenannten Fitnessfunktion. Selektion bestimmt die neuen Individuen und Rekombinationen von Eigenschaften einer neuen Generation, wobei Mutationen die Eigenschaften von Individuen zufällig ändern können. Damit besitzt auch diese Variante der Optimierung die Fähigkeit lokale Minima wieder zu verlassen. [144], [145] In der Fachliteratur wird als Anwendungsbeispiel auch explizit eine Fallstudie mit einer Motormodellkalibrierung vorgestellt. [145]

Weitere Eigenschaften und Möglichkeiten dieser Algorithmen, die sich überaus vorteilhaft für die Modell-Kalibrierung erwiesen haben, sind:

Der Suchraum für den Optimierer kann nicht nur durch den Bereich der Modellkonstante definiert werden, sondern noch weiter mittels Ungleichungen auf sinnvolle Parameterkombinationen eingeschränkt werden. Das heißt, dass die Modellkonstanten innerhalb von Bedingungen liegen müssen, die über diese Ungleichungen beschrieben werden. Von den hier zu kalibrierenden Modellen kann insbesondere das Turboladermodell davon profitieren, da dort jeweils drei Modellparameter für den Verdichter und die Turbine die Verbindung von Druckverhältnis, Massenstrom und Drehzahl bestimmen (siehe Gleichung 4.15 und 4.16). Somit kann die real vorhandene mechanische und medienpfadbedingte Kopplung dieser beiden Aggregate auch im Optimierungsalgorithmus hinterlegt werden und der in diesem Fall 6-dimensionale Suchraum effizient verkleinert werden.

Unter Nutzung von Matlab® ist ein solcher evolutionärer Optimierungsalgorithmus bereits als MPI-Variante, dem *Message Passing Interface* für miteinander kommunizierende Prozesse, implementiert. Das bedeutet, dass parallel auf mehreren logischen Kernen des Prozessors ein Optimierungsproblem gekoppelt lösbar ist, was somit eine enorme Zeitersparnis gestattet. Dies ist in der verfügbaren Version jedoch nur Matlab-intern möglich und beinhaltet nicht die vorhandenen Schnittstellen zur Simulationssoftware Dymola®. Eine solche parallele Kommunikation mit der Schnittstelle Matlab-Dymola wurde im Rahmen dieser Arbeit programmiert, sodass dies ermöglicht, die Geschwindigkeitsvorteile des MPI-Verfahrens nutzen zu können.

## 5.2 Kalibrierung und Validierungsergebnisse

Im vorherigen Kapitel wurden die Methoden bzw. Werkzeuge zur Kalibrierung und Optimierung des Modells, das heißt, die Optimierungsalgorithmen und die Bewertungskriterien, vorgestellt. In diesem Kapitel wird die je nach Teilmodell angewandte Vorgehensweise zur Kalibrierung beschrieben, was somit weitere Hintergrundinformationen liefert, die dabei einfließen und berücksichtigt wurden. Aufgeteilt nach den Teilmodellen werden anschließend die optimierten Modellierungsergebnisse inklusive des Vergleichs mit den Messdaten, welche im Rahmen der experimentellen Untersuchungen erarbeitet wurden, präsentiert. Diese Validierung der Simulationsergebnisse mit den Messungen wird im ersten Schritt für den stationären Motorbetrieb durchgeführt, im nachfolgenden Kapitel dann auch exemplarisch im dynamischen Betrieb.

### 5.2.1 Kalibrierung und Validierung des Ladeluft- und Abgaspfades

Bei der Aufladegruppe des Versuchsträgers wird das Prinzip der sogenannten Stoßaufladung verwendet, bei der außerdem die im Vergleich zur Stauaufladung höhere kinetische Energie der Abgasströmung genutzt wird. Die dabei auftretenden ausgeprägten Druckschwankungen im Abgaspfad zwischen Zylinder und Turbine, die für dieses Aufladeprinzip charakteristisch sind, konnten messtechnisch hochgenau aufgezeichnet werden und sind in Abbildung 5-2 nachfolgend dargestellt.

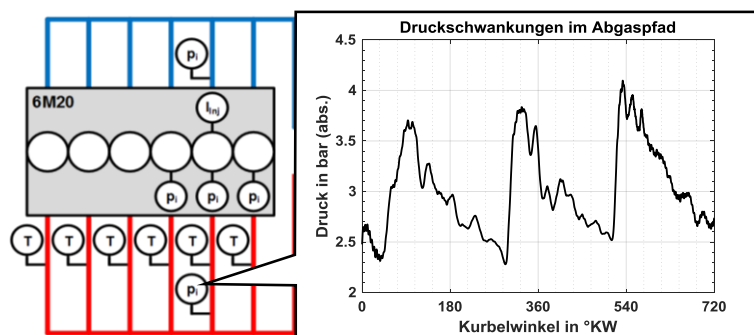


Abbildung 5-2: Druckschwankungen im Abgaspfad nach Zylinder und vor Turbine kurbelwinkelgenau per Niederdruckindizierung aufgezeichnet; (ZOT des abgasseitig niederdruckindizierten Zylinders ist bei 360°KW, AÖ bei ca. 540°KW, überlagert durch Druckwellen der anderen beiden Zylinder der gleichen Flut)

Es handelt sich dabei um den schwankenden Druck, der kurz nach Zylinder per Niederdruckindizierung aufgenommen wurde und bezogen auf das Arbeitsspiel dieses Zylinders kurbelwinkelgenau dargestellt ist. Der obere Totpunkt bei Zündung - kurz ZOT - des entsprechenden Zylinders liegt bei 360°KW, die Auslassventile öffnen kurz vor 540°KW. Zu diesem Zeitpunkt tritt der Maximaldruck auf. Die beiden weiteren Ausschläge sind den anderen beiden Zylindern in der gleichen Flut des aufgezeichneten Zylinders zuzuordnen. Der gesamte Abschnitt des Abgaspfades vom Zylinderblock zum Turbineneingang ist an diesem Motor doppelflutig ausgeführt. Für eine möglichst hohe Modellgenauigkeit waren diese Merkmale zu berücksichtigen, was für die Simulationsergebnisse auch gelang (vgl. Abbildung 5-3).

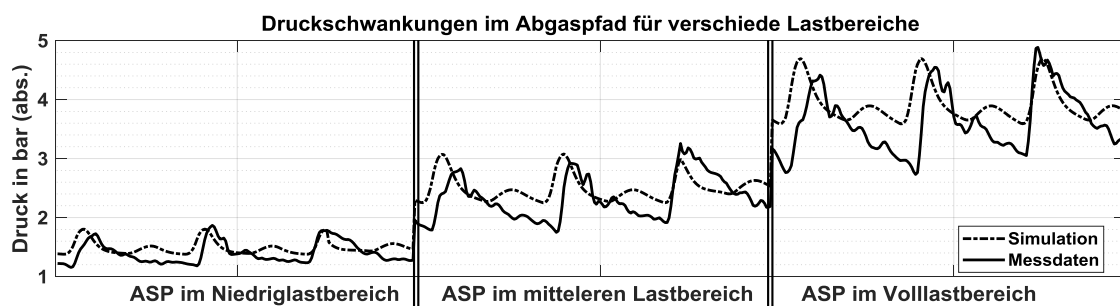


Abbildung 5-3: Druckschwankungen im Abgaspfad im Vergleich von Messdaten und Simulation für verschiedene Lastbereiche über ein mindestens vollständiges Arbeitsspiel (ASP) dargestellt

Ähnliche wie die experimentell nachgewiesenen Druckschwankungen konnten mit vertretbarem Rechenaufwand ebenso in der Prozessrechnung für alle Lastbereiche nachgebildet werden. Die Darstellung dieser gasdynamischen Effekte ebenso wie die Trägheit der Gasmassen im Modell zeigte sich als wichtig für äquidistante Ergebnisse im dynamischen Motorbetrieb. So ist beispielsweise das Ansprechverhalten des Turboladers mit Stoßaufladung besser als bei anderen Aufladeprinzipien wie der Stauaufladung.

## 5.2.2 Kalibrierung und Validierung des Turboladermodells

Gegenüber der ursprünglichen Parametrierung des Turboladermodells, dessen Modellierungsansatz in Kapitel 4.3 beschrieben wurde, erfolgt das finale Tuning unter dem Aspekt, dass vornehmlich Ladedruck, Turboladerdrehzahl, Abgasgegendruck und Abgastemperatur vor Turbine jeweils in den unterschiedlichen stationären Betriebspunkten mit den Messdaten übereinstimmen. Der im vorherigen Kapitel bereits skizzierte Aufwand bei der Ursprungsparametrierung umfasste außerdem die Kennfelderweiterung. Die Extrapolation von Daten, die vor der detaillierten Kalibrierung erfolgen muss, ist in nachfolgender Darstellung nochmals inklusive kurzer Skizzierung der Vorgehensweise ersichtlich. Größere Darstellungen der Einzelschritte finden sich im Kapitel 4.3.

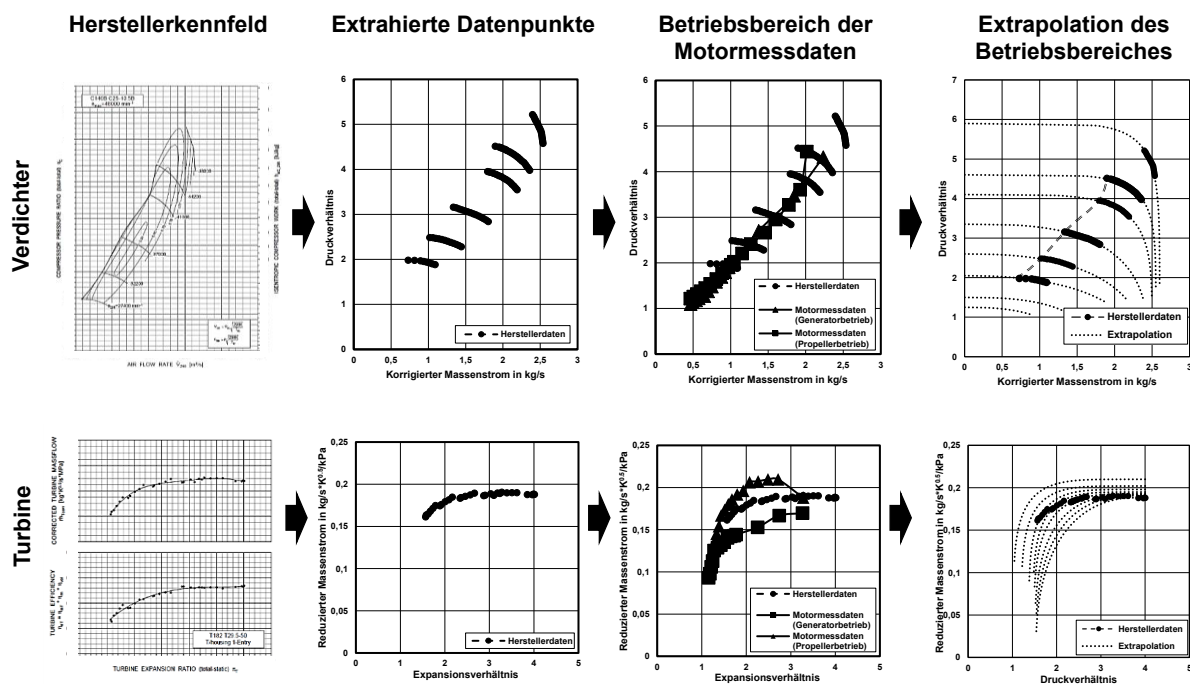


Abbildung 5-4: Veranschaulichte Vorgehensweise bei der Umwandlung der Herstellerkennfelder in Exponentialfunktionen zur Nutzung im Modell für die Verdichterdaten (oben) und die Turbinendaten (unten) über die Schritte der aus dem Herstellerkennfeld extrahierten Datenpunkte und dem Motorbetriebsbereich bis hin zu den extrapolierten Turboladerkennfeldern

Aus den Kennfeldern des Herstellers (erste Teildarstellung) werden verwertbare Datenpunkte extrahiert (zweite Teildarstellung), die in den darauffolgenden Darstellungen als Marker eingetragen sind. Im dritten Schritt wird deutlich, dass die Kennfelddaten nur einen geringen Teil des Betriebsbereiches, in denen beide Strömungsmaschinen in der Kopplung mit dem Motor betrieben werden, abdecken. Somit ist die Anwendung von Extrapolationsmethoden, wie im Kapitel 4.3 beschrieben, erforderlich, soll das Modell für den gesamten Motorbetriebsbereich parametrierung und kalibriert werden. Diese Problematik ist bekannt, wie auch Piatek [115] in seiner Dissertation „Bestimmung von Turboladerkennfeldern auf Basis von Motorprüfstandsmessungen“ darlegt. Abschließend werden in der ursprünglichen Modellparametrierung Exponentialfunktionen definiert, deren Verläufe in der vierten Darstellung gestrichelt eingezeichnet sind. Technische bzw. strömungsmechanische Grenzen wie die Pump- oder Stopfgrenze und die maximal zulässige Drehzahl sind dort nicht vollständig eingezeichnet, im Modell allerdings

ebenfalls berücksichtigt. Die Anwendung dieser Extrapolationsverfahren ist jedoch mit Unsicherheiten verbunden. Ebenso können die am stationären Komponentenprüfstand aufgenommenen Daten des Turboladerherstellers vom realen Betriebsverhalten am Motor abweichen. Dies macht eine nachträgliche und umfangreiche Kalibrierung erforderlich, bei der der Verlauf der Kennlinien angepasst wird. Die Gleichungsparameter, die diese Kennlinien definieren, sind im Kapitel 4.3 nachvollziehbar und sind so zu kalibrieren, dass deren Funktionsverläufe die wenigen vorliegenden Kennfelddaten in Näherung abbilden sowie in erster Linie mit den stationären Motormessdaten übereinstimmen. Durch die linearisierte Gleichungsform kann eine sehr gute Modellrobustheit erzielt werden, womit eine Lauffähigkeit und Gültigkeit des Modells auch in unbekannten, extrapolierten Betriebsbereichen ermöglicht wird.

Insbesondere für den unteren Lastbereich fehlen kennfelddatenbasierte Messdaten. Somit liegt hierfür kein Basisbereich vor, wie es immerhin für die höheren Lasten der Fall ist. Um eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten zu erzielen, musste also aufwendig und iterativ extrapoliert werden. Insgesamt resultiert durch die Erweiterung und Extrapolation der herstellerbasierten Kennfelder ein hoher Aufwand in der Bedienung des Turboladermodells, welches anschließend zur Erzielung einer guten Validität mit den Messdaten kalibriert wurde.

Die Validierung des Turboladermodells erfolgt als Vergleich der zuvor vorgestellten Messdaten und Zusammenhänge mit den Simulationsergebnissen des Gesamtmotormodells. Die präsentierten Ergebnisse beinhalten sowohl den stationären Generator- als auch den Propellerbetrieb, bei denen die Turboladerdrehzahl, der Ladedruck, die Abgastemperatur und der Abgasdruck vor Turbine über den gesamten Lastbereich als stationäre Betriebspunkte verglichen werden.

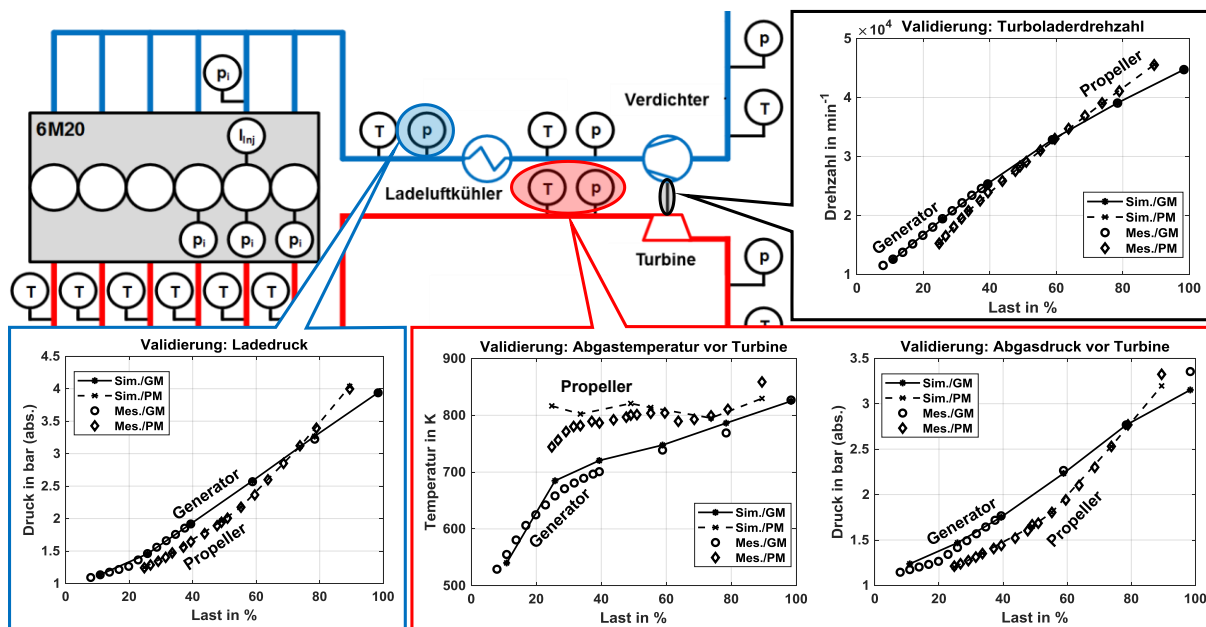


Abbildung 5-5: Validierung Turbolader-relevanter Simulationsergebnisse (Sim.) mit Stationärmessdaten (Mes.) über den gesamten Lastbereich im Generator- (GM) und Propellermodus (PM): Turboladerdrehzahl, Ladedruck, Abgastemperatur und Abgasdruck vor Turbine

Für die Turboladerdrehzahl und den Ladedruck zeigt sich über die gesamte Motorlast eine sehr gute Übereinstimmung von Simulationsergebnissen und Messdaten des stationären Motorbetriebs. Diese beiden Größen sind die vordergründigen Zielgrößen bei der Kalibrierung

und Optimierung des Modells, da insbesondere die Ladeluftbedingungen essentielle motorische Randbedingungen für weitere Untermodelle, wie beispielsweise die Innenprozessrechnung, darstellen. Das Simulationsergebnis der Abgastemperatur folgt mit dem Anstieg bei zunehmender Last ebenfalls gut dem Trend der Messergebnisse. Weiteres Optimierungspotential besteht allerdings darin, die punktuellen Abweichungen zu reduzieren.

### 5.2.3 Validierung des Verbrennungsmodells als Teil des Innenprozessmodells

Für die Verbrennungsmodellierung wurde ein Modell geschaffen, das sich auf eine Kette verschiedener Ereignisse zur Kraftstoffeinspritzung und der Verbrennung stützt. Der wichtige Parameter bis zum Brennbeginn ist zunächst der Beginn der Bestromung des kraftstoffeinspritzenden Injektors, bevor der Spritzverzug dann den Einspritzbeginn definiert. Ab diesem Zeitpunkt startet mit dem Zündverzugsmodell die erste Phase der Verbrennung, bevor ab berechnetem Brennbeginn die Verbrennungsmodellierung übernimmt. Eine Gegenüberstellung der Zeitpunkte des Brennbeginns des Innenprozessmodells mit der Auswertung der Messdaten ist in der nachfolgenden Abbildung für den Generator- und den Propellerbetrieb dargestellt.

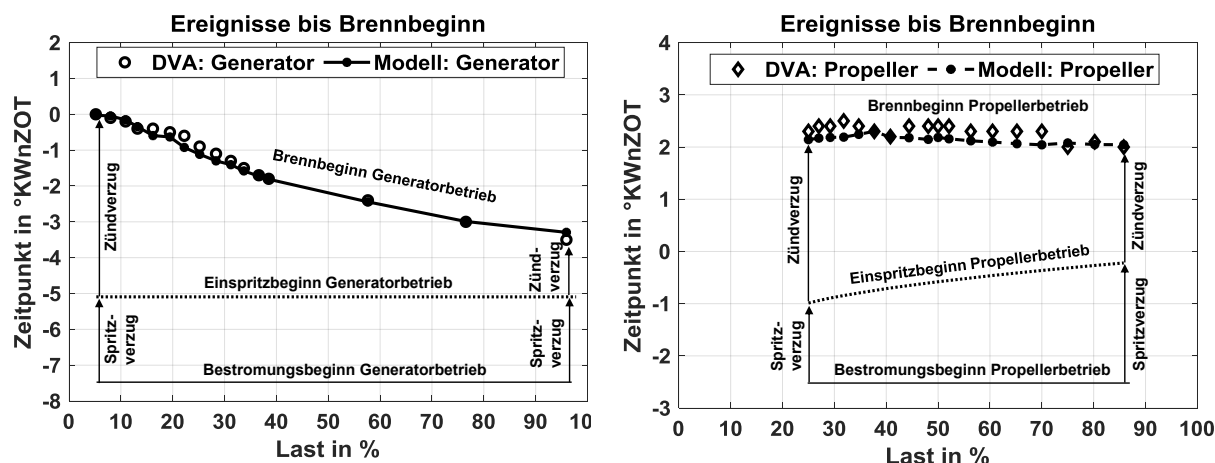


Abbildung 5-6: Validierung des Zündverzugsmodells als Vergleich mit per Druckverlaufsanalyse ausgewerteten Messdaten anhand der Ereigniskette von Bestromungsbeginn über Spritzverzug, Einspritzbeginn, Zündverzug und schließlich Brennbeginn: Generator- (links) und Propellerbetrieb (rechts)

Diese Darstellung dient in erster Linie der Validierung des erweiterten Zündverzugsmodells. Der Spritzverzug wird als tabellierter Wert abgerufen, der auf Messungen am Einspritzverlaufsindikator basiert, wie es im Kapitel 4.5.1 ausführlich beschrieben wurde. Durch die veränderliche Drehzahl im Propellerbetrieb verschiebt sich der Einspritzbeginn geringfügig nach spät. Der aus dem Zündverzugsmodell prädizierte Brennbeginn wird mit den Messdatenwerten verglichen, die per Druckverlaufsanalyse thermodynamisch ausgewertet wurden. Das Kriterium zur Bestimmung des Verbrennungsbeginns der Messdaten basierte auf einer Gradientenmethode angewandt nach Bestromungsbeginn auf den berechneten Brennverlauf der Prozessanalyse. Die Übereinstimmung dieses messtechnisch ausgewerteten Wertes mit dem modellierten Wert stimmt im Generatorbetrieb weitestgehend überein. Im Propellerbetrieb wird dieser zuweilen als leicht verfrüht vorhergesagt. Die Abweichung kann jedoch als gering eingestuft werden. Ab Brennbeginn startet die Energiefreisetzung durch den Verbrennungspro-



zess, welches durch die Brennrate quantifiziert werden kann. Das implementierte Verbrennungsmodell basiert auf der Nachbildung des Verlaufes dieser Brennrate, welches als Ersatzbrennverlaufsmodellierung bezeichnet wird. Einen Abgleich der Ergebnisse der per Ersatzbrennverlaufsmodell berechneten Brennrate zeigen die folgenden Abbildungen.

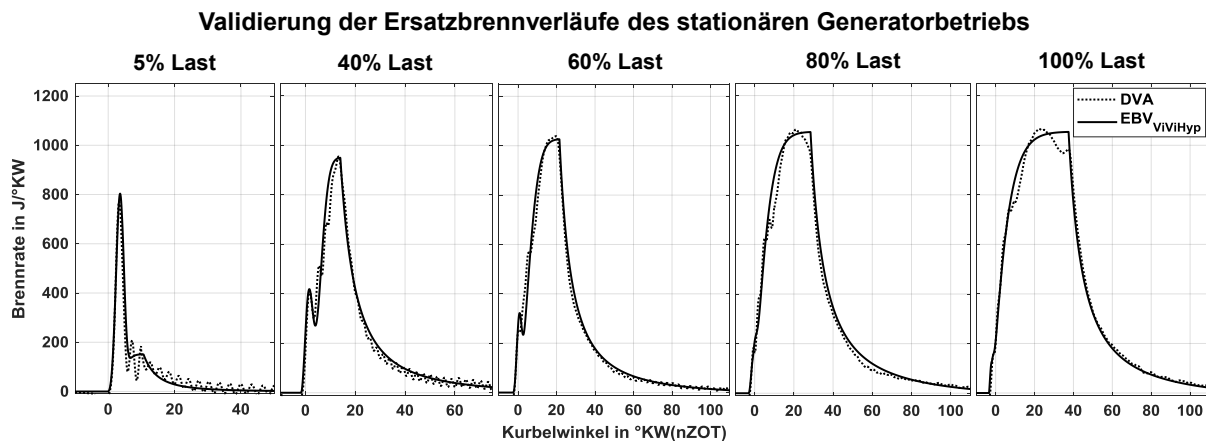


Abbildung 5-7: Validierung der modellierten Ersatzbrennverläufe mit den Brennverläufen der thermodynamischen Messdatenauswertung der Druckverlaufsanalyse für den stationären Generatorbetrieb

In Abbildung 5-7 sind die Brennverläufe des Generatorbetriebs für die Lastpunkte von 5 %, 40 %, 60 %, 80 % und Vollast dargestellt, für die eine sehr gute Übereinstimmung von Ersatzbrennverlauf und per Druckverlaufsanalyse thermodynamisch ausgewerteter Brennverläufe erkennbar ist. Für den Propellerbetrieb seien in Abbildung 5-8 exemplarisch die Brennverläufe von 25 %, 50 %, 75 % und 90 % Last präsentiert.

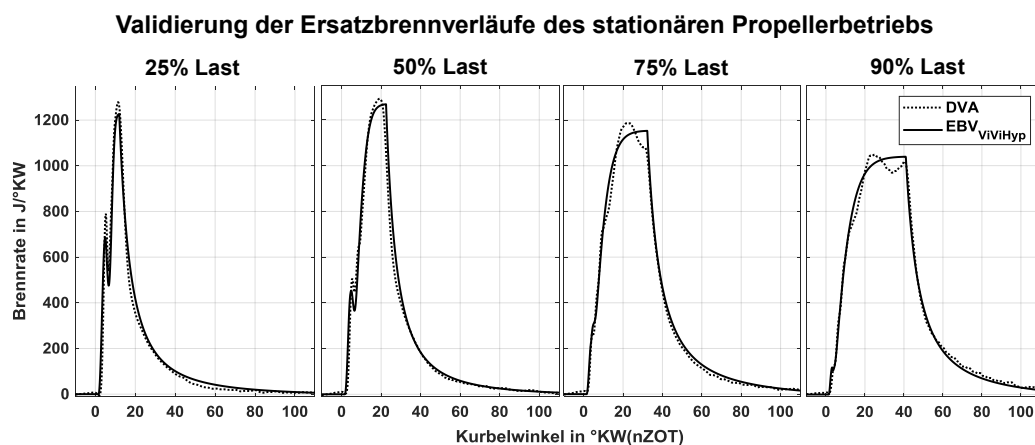


Abbildung 5-8: Validierung der modellierten Ersatzbrennverläufe mit den Brennverläufen der thermodynamischen Messdatenauswertung der Druckverlaufsanalyse für den stationären Propellerbetrieb

Auch für den Propellerbetrieb bestätigt sich die gute Eignung des Ersatzbrennverlaufsmodells. Alle drei Phasen der dieselmotorischen Verbrennung werden für diese Stationärbetriebspunkte valide zu den Messdaten wiedergegeben. Die vorgemischte Phase ist im Teillastbereich deutlich ausgeprägt und schwächt sich mit zunehmender Last bei sinkendem zeitbezogenen Zündverzug ab. Bei höheren Lasten ist diese kaum mehr identifizierbar. Die mischungs-kontrollierte Phase kann ebenfalls in geeigneter Weise abgebildet werden, zeigt jedoch kleine

Schwächen bei den Abweichungen der maximalen Brennrate im Plateaubereich. Diese möglicherweise durch Schwankungen in der turbulenten Brennraumströmung oder der Einspritzrate ebenfalls schwankende Brennrate kann noch nicht in diesem Modellansatz berücksichtigt werden. Der Verlauf der sich stark abschwächenden Brennrate während der Ausbrandphase kann wiederum mit hoher Genauigkeit vom Modell prädiziert werden.

Mit der insgesamt genauen Vorhersage des zeitlichen Verlaufes der Brennrate wurde eine essentielle Voraussetzung zu den weiteren aus dem Innenprozess resultierenden Kenngrößen wie der Prädiktion des Kraftstoffverbrauches und der Emissionen gelegt.

## 5.2.4 Rohemissionsberechnung für den stationären Betrieb

In diesem Kapitel wird die Validierung der Ergebnisgrößen der Schadstoffberechnung für den gesamten validierbaren Stationärbetriebsbereich behandelt. Die folgende Abbildung 5-9 zeigt den Vergleich der Simulationsergebnisse für den stationären Betrieb auf der Generatorkurve und der Propellerkurve des gesamten Lastbereiches für die Stickoxid- und Rußemissionen.

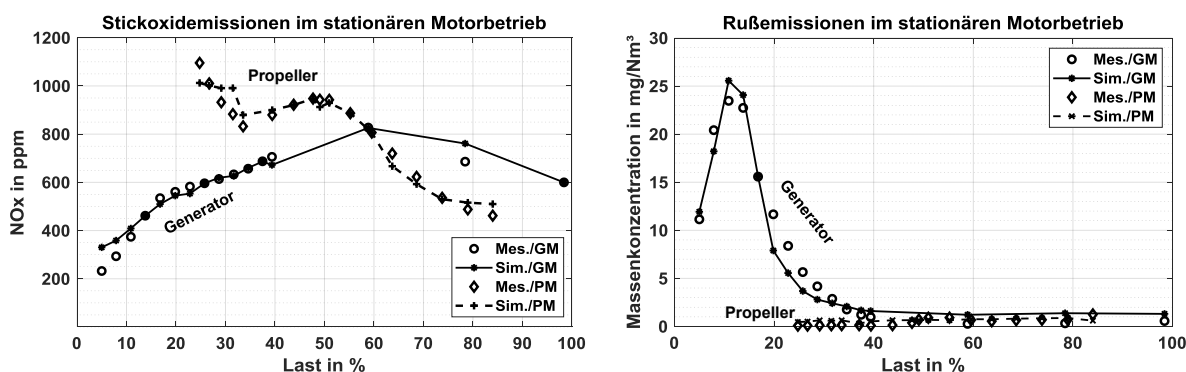


Abbildung 5-9: Validierung der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Messdaten des stationären Generator- und Propellerbetriebs der Stickoxidemissionen (links) und Rußemissionen (rechts)

Die Auswirkungen der beiden Motorbetriebsmodi auf die motorischen Randbedingungen wurden bereits im Kapitel des experimentellen Teils detaillierter diskutiert. Dazu in Kurzform als wichtige Einflussgröße auf die Emissionen zu nennen sind das Luftverhältnis, die Temperaturrandbedingungen und die Verweil- bzw. Reaktionszeit im Brennraum, die zu den unterschiedlichen Verläufen beider Modi führen. Als zusammenfassende Bewertung der Simulationsergebnisse kann ausgeführt werden, dass die implementierten Modelle inklusive der durchgeführten Modifikationen eine sehr gute Validität sowohl der modellierten Stickoxid- als auch der Rußemissionen im stationären Generator- und Propellerbetrieb aufweisen. Eine Allgemeingültigkeit der erweiterten Modellansätze kann aus diesen Resultaten jedoch nicht abgeleitet werden, da die Modelle nur unter den vorgestellten Motorbetriebsbedingungen untersucht wurden.

## 5.3 Validierung von transienter Simulation mit transienter Messung

Der transiente Lastverlauf, der nachfolgend exemplarisch zur Validierung des Motorprozessmodells präsentiert werden soll, wurde bereits im Kapitel 3.4.3 der experimentellen Untersuchungen behandelt und dessen Messdaten bewertet. Dabei handelt es sich um einen Lastsprung im Propellerbetrieb von ausgangs 25 % Last auf annähernd 50 % Last inklusive eines

kurzzeitigen Überschwingers. Für die Darstellung dieser Messergebnisse als Vergleich von transientem Motorbetrieb und stationären Vergleichsbetriebspunkten, der die Vergleichsgrößen Motordrehmoment, -drehzahl, Luftverhältnis, Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen zeitbezogen aufgetragen über die fortschreitenden Arbeitsspiele des Motorprozesses beinhaltet, sei auf die entsprechende Abbildung 3-12 im Kapitel 3.4.3 verwiesen. Dieses enthält mit Schwerpunkt zur Bewertung der experimentellen Daten eine detaillierte Interpretation der transienten Verläufe im Vergleich mit den Stationärdaten. Der transiente Betriebsverlauf wurde im Motorprozessmodell per Simulation nachgebildet (vgl. Abbildung 5-10).

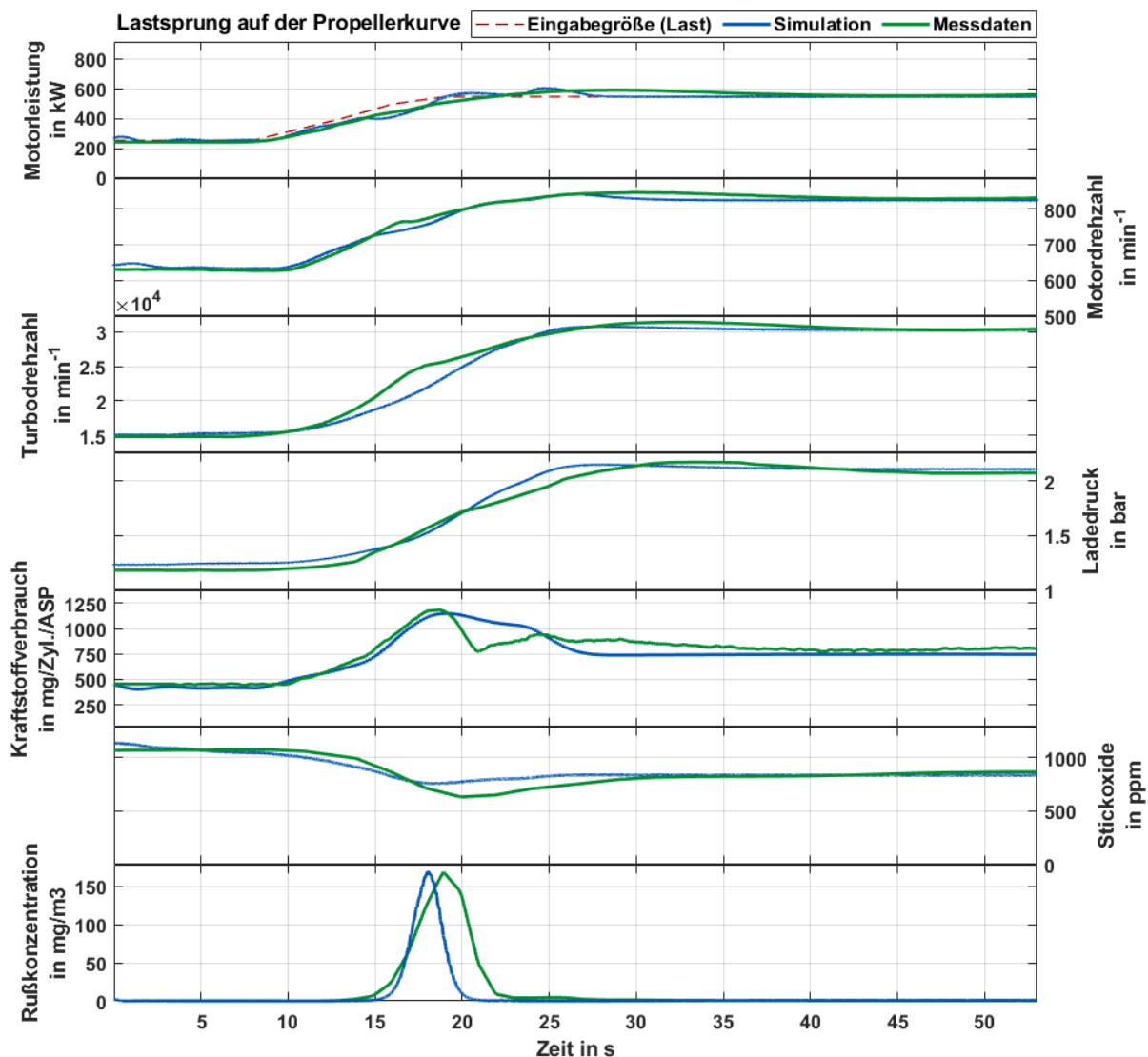


Abbildung 5-10: Exemplarisch validierter Lastsprung auf der Propellerkurve im transienten Motorbetrieb mit den Vergleichsgrößen: Motorleistung, Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen zeitlich aufgetragen über die Simulationszeit des Motorprozessmodells

Die angeforderte Last, welche dem Prozessmodell als Randbedingung bzw. Eingabegröße vorgegeben wurde – als rot gestrichelter Verlauf dargestellt, basiert auf der Motorleistung der vorliegenden Messdaten. Für die Modellierungsrandbedingung wurde lediglich ein leichter zeitlicher Versatz eingestellt, sodass die kommandierte Last dem Messdatenwert etwas vorseilt. Diese Vorgehensweise war notwendig, da aus den Prüfstandsmessdaten kein Verlauf

der kommandierten Last vorliegt bzw. nachvollziehbar ist. Im Resultat entspricht der zeitliche Verlauf der Motorleistung des Simulationswerkzeuges dann weitestgehend dem Messdatenverlauf.

Bei der Validierung der Simulationsergebnisse wird ein besonderes Augenmerk auf die Zielkenngrößen des Kraftstoffverbrauches und der Schadstoffemissionen, vornehmlich Stickoxide und Partikelmassenkonzentration, gelegt. Wie im Kapitel 3.4.3 als Kernaussagen zur Auswertung der experimentellen Untersuchungen dieser transienten Betriebszustände festgestellt wurde, ergibt sich aus dem Lastgradienten ein kurzzeitig starker Anstieg des Kraftstoffverbrauches, der, verbunden mit den Trägheiten des Turboladers im dynamischen Betrieb, zu einem kurzzeitigen Einbruch des Luftverhältnisses führt. In Konsequenz resultiert dies in einem kurzzeitig starken Anstieg der Rußemissionen. Dieser Rußstoß weicht im transienten Betrieb signifikant von den Emissionen im Stationärbetrieb ab. Der Vergleich von transienten Messdaten und Simulationsergebnissen des dynamischen Gesamtmotorprozessmodells (vgl. Abbildung 5-10) zeigt für dieses Beispiel eine grundlegende Übereinstimmung der dynamischen Verlaufsscharakteristik bei der Validierung der Zielgrößen Kraftstoffverbrauch, Stickoxid- und Rußemissionen.

Ausgehend vom Anfangsniveau des Kraftstoffverbrauches bei niedriger Last, bei dem der Verbrauchswert des Simulationsergebnisses ziemlich genau den Messwerten entspricht, folgt nach dieser anfänglich stationären Betriebsweise der Lastsprung. Dieser ist laut Messdaten gekennzeichnet durch einen kurzzeitig stärkeren Verbrauchsanstieg, welcher sich ebenso im Verlauf der Simulationsergebnisse wiederfindet. Lediglich die zeitliche Ausdehnung des Mehrverbrauches wird vom Modell überschätzt, schwingt sich dann schneller ein als in den Messdaten und prädiziert bei dem Zielwert der höheren Last einen etwas zu positiven Verbrauch, der leicht unterhalb des Messdatenwertes liegt, allerdings zum Ende des betrachteten Zeitraumes auch noch nicht vollständig eingeschwungen ist. Verbesserungspotential bietet sich an dieser Stelle bei der Kalibrierung der Simulationsmodelle der Reglerarchitektur an. Speziell die Einspritzmengen- bzw. die Bestromungsregelung im Zusammenspiel mit der Regelung des Dynamometers, welche verantwortlich für das Gegenmoment zum Motordrehmoment ist, könnte weiter optimiert werden.

Für die vorausgesagten Stickoxidemissionen des Simulationsergebnisses werden für diesen exemplarischen Lastverlauf sowohl das Anfangs- als auch das Endniveau der Messwerte getroffen. Der Abfall der Stickoxidemissionen infolge der Lasterhöhung wird allerdings etwas unterschätzt und fällt nicht ganz so stark wie im Messdatenverlauf aus. Eventuell ist die Abgasstrecke bis zur modellierten Abgasmessung im Prozessmodell bezüglich der Strömungsgeschwindigkeiten oder der Mischung zu träge ausgelegt.

Der ausgeprägte kurzzeitige Anstieg der Partikelemissionen, der aus dem Lastsprung resultiert, findet sich qualitativ ähnlich dem des Messdatenverlaufs auch in den Ergebnissen der Simulation wieder. Das Maximum der prädizierten Rußmassenkonzentration im Rohabgas stimmt überein, der aus diesem Verlauf abschätzbare integrale Wert jedoch nicht exakt. Unter Berücksichtigung der über eine etwas längere Zeitdauer kurzzeitig mehr eingespritzten Kraftstoffmasse muss diese geringfügige Ungenauigkeit differenziert eingeordnet werden. Insgesamt kann jedoch das Simulationstool alle Charakteristiken für diesen Motorbetriebsverlauf, die in den experimentellen Untersuchungen herausgestellt wurden, abbilden.

## 5.4 Zusammenfassung und Diskussion zur Validierung

Bei der Methode der Modellkalibrierung wurde ein fortschrittlicher evolutionärer Optimierungsalgorithmus verwendet. Zu dessen Nutzung wurde eigens eine MPI-fähige Schnittstellenkommunikation programmiert, die speziell auf die verwendete Software zugeschnitten ist. Durch diese bisher noch nicht frei zugängliche Möglichkeit zur parallelen Berechnung auf mehreren logischen Rechenkernen kann eine außerordentliche Zeitersparnis bei der Kalibrierung, Validierung und Optimierung der Prozessmodelle erreicht werden.

Von den validierten Teilmodellen wurden hier das Modell von Ladeluft- und Abgaspfad, des Turboladers und des Motorinnenprozesses präsentiert. Die charakteristischen Druckschwingen der Stoßaufladung im Abgaspfad, die für ein besseres Ansprechverhalten im dynamischen betrieb sorgen, können realitätsnah abgebildet werden. Die wichtigen motorischen Randbedingungen, die das Turboladermodell liefert, stimmen über den gesamten präsentierten Stationärbetriebsbereich in hoher Genauigkeit mit den Messdaten überein. Somit kann eine valide Basis für eine genaue Innenprozessrechnung vorausgesetzt werden. Als Teil des Innenprozessmodells wurde die Prädiktion des Brennatenverlaufs evaluiert, für den alle Teilmodelle präzise Vorhersageergebnisse liefern. Die für die Turbolader- und Schadstoffmodellierung relevanten Größen können mit diesem neuartigen, rechenzeiteffizienten Ansatz sehr exakt abgebildet werden und erweisen sich somit als vorteilhaft gegenüber vielen vergleichbaren, bisherigen Modellansätzen. Die für die Schadstoffmodellierung umgesetzten und erweiterten Ansätze liefern als guter Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit eine hohe Übereinstimmung mit den stationären Messdaten.

Die sehr gute Validität der Simulationsergebnisse aller behandelten stationären Betriebsbereiche konnte ebenso im dynamischen Motorbetrieb für einen exemplarischen transienten Betriebsverlauf nachgewiesen werden. Insbesondere die mit den Messdaten übereinstimmenden transienten Verläufe von Motor- und Turboladerdrehzahl, des Ladedrucks, des Kraftstoffverbrauchs sowie der Stickoxid- und Rußemissionen beweisen die geeignete und erfolgreiche Umsetzung der eingangs im Kapitel 4, welches die Modellbildung thematisiert, definierten dynamischen Trägheiten.

Zusammenfassend kann geschlussfolgert werden, dass ein funktions- und leistungsfähiges Motorprozessmodell geschaffen wurde, welches plausible und valide Ergebnisse sowohl für den stationären als auch den dynamischen Motorbetrieb liefert. Die Simulationsergebnisse können ebenso wie die experimentellen Untersuchungen die einleitenden Hypothesen bestätigen, die hinsichtlich der Veränderungen der Schadstoffemissionen im transienten Betrieb bei Lastsprüngen auftreten. Eine bedeutende Erhöhung der Stickoxidemissionen gegenüber dem Stationärbetrieb ist nicht zu verzeichnen. Allerdings können sich sehr signifikante Abweichungen bei den Rußemissionen ergeben, die sich in einem starken Rußstoß infolge des Lastsprungs ausdrücken.

## 6 Anwendung des dynamischen Motorprozessmodells

Der Hauptinhalt dieser Arbeit bestand in der Entwicklung eines anhand von experimentellen Untersuchungen validierten Simulationswerkzeuges zur Motorprozessrechnung für den dynamischen Motorbetrieb. Zum Abschluss werden an dieser Stelle einige anwendungsnahe Variationsrechnungen unter Verwendung des dynamischen Motorprozessmodells präsentiert. Dies soll veranschaulichen, welche Möglichkeiten zur Potentialanalyse und Systemoptimierung mit einem solchen Werkzeug der Prozessrechnung bestehen. Darüber hinaus sollen diese Vorausberechnungen insbesondere den Einfluss bestimmter vorgeschlagener Maßnahmen auf die Zielgrößen Kraftstoffverbrauch und Emissionen aufzeigen, die hierzu darüber hinaus als kumulierte Werte verglichen werden. Aus dieser Gegenüberstellung kann anschließend Optimierungspotential im Betriebsverhalten abgeleitet werden.

Diese Neuigkeit gegenüber vorherigen wissenschaftlichen Veröffentlichung mit Hilfe solch eines Simulationswerkzeuges den Verbrauch und die Emissionen im dynamischen Betrieb zu bestimmen, schließt mit der Nachberechnung einer Manöverfahrt basierend auf realen Schiffsbetriebsdaten ab. Dieses Betriebsszenario beinhaltet den dynamischen Lastverlauf einer der Hauptmaschinen für das Manöver einer Fähre im Rostocker Hafen.

### 6.1 Potentialanalysen

Für die nachfolgend präsentierten Potentialanalysen wird das in Kapitel 5.4 vorgestellte und exemplarisch validierte transiente Lastprofil eines Schiffsdieselmotors betrieben im Propellermodus mit Destillatkraftstoff als Referenz vorgegeben.

In der ersten Variationsrechnung zum Lastgradienten wird das Lastprofil variiert. Hierzu wird der Lastgradient abgesenkt, welches den Einfluss des Nutzerverhaltens darstellen kann. Ebenso könnte dies einem Eingriff des Steuergerätes bzw. der Leittechnik zur Begrenzung des Lastgradienten gleichkommen, welches im Rahmen eines ökologischeren Fahrmodus vorgesehen werden könnte. Die zweite Variationsrechnung behandelt eine Leistungsunterstützung des Turboladers zur Verbesserung des dynamischen Ansprechverhaltens. Dazu wird angenommen, dass eine Zusatzleistung am Turboladerlaufzeug wirkt und zur Unterstützung der Turbinenleistung auf ein schnelleres Hochfahren der Turboladerdrehzahl bei einem Lastsprung abzielt. Abgeschlossen wird dieses Kapitel der Potentialanalysen durch den Überblick der kumulierten Kraftstoffverbräuche und Emissionen aller genannten Variationen.

#### 6.1.1 Potentialanalyse: Variationsrechnung des Lastgradienten

Die vorgegebene bzw. kommandierte Last wird ausgehend von der zuvor validierten Lastvorgabe variiert, die nachfolgend als Referenzlastgradient bezeichnet wird. Dieser Lastgradient wird zeitbezogen um 10 %, 20 % und schließlich 40 % verringert (siehe Abbildung 6-1). Vergleichbar und anschaulicher entspräche dies einer bezogen auf die Referenz langsameren Änderung des Fahrerwunsches eines Fahrzeuges, welches dort über die Fahrpedalstellung realisiert wird, bzw. des Brückenkommandos auf einem Schiff per Hebelstellung gleichbedeutend mit einer langsameren Beschleunigung des Schiffes. Ausgehend von 25 % Last hinzu etwa 55 % Last ergibt das im Referenzfall eine Zeitvorgabe von 11 s für den Lastanstieg. Für

die Variationen sind dies für die Verringerung des Lastgradienten um 10 % Zeiten von 12,1 s, für 20 % von 13,2 s bzw. für 40 % von 15,4 s.

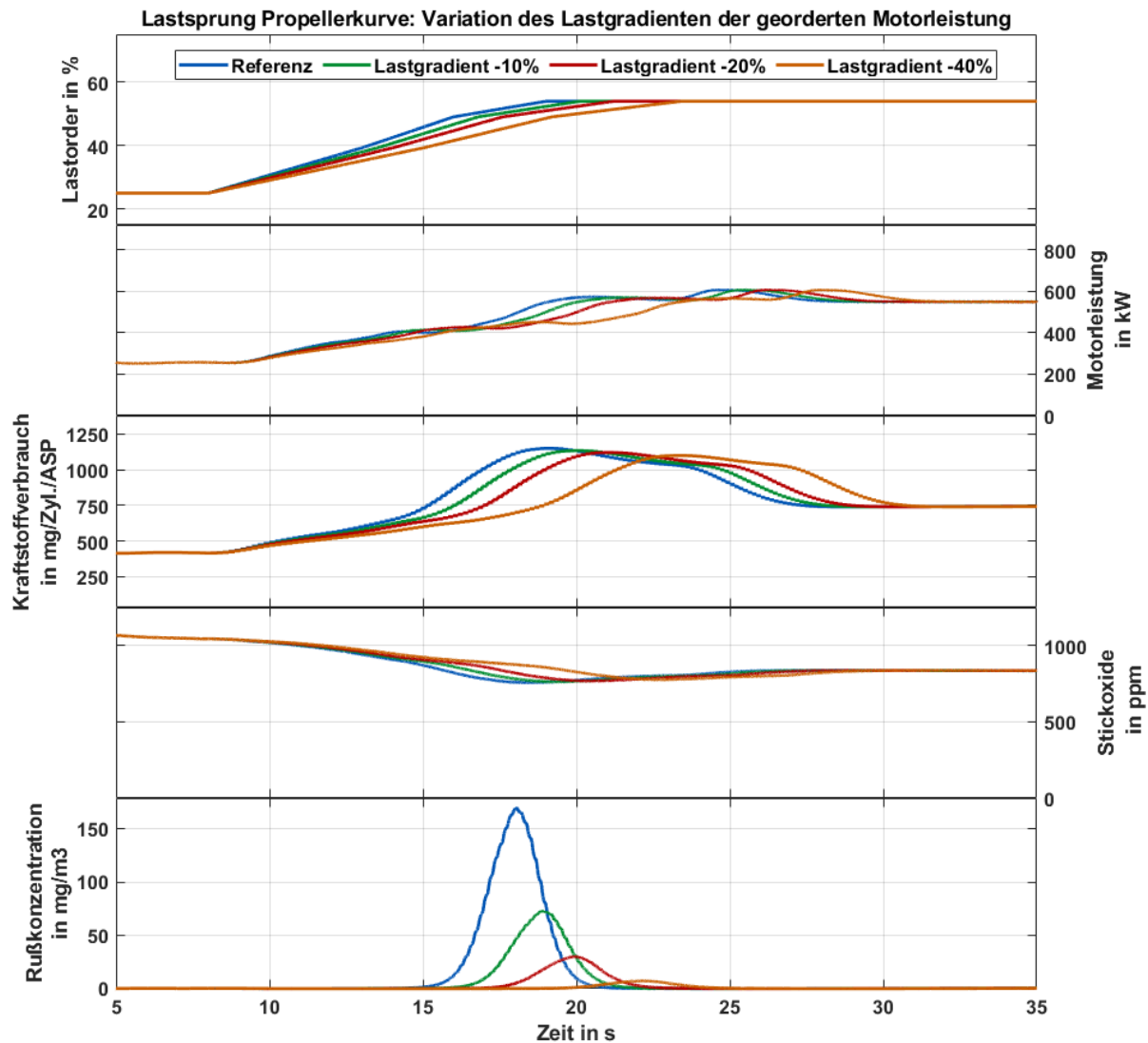


Abbildung 6-1: Exemplarische Variationsrechnung für den Lastgradienten eines transienten Motorbetriebsverlaufes mit den Ergebnisgrößen: Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen zeitlich aufgetragen über die Simulationszeit des Motorprozessmodells

Aus dem geringeren Lastgradienten folgt, dass der kurzzeitig, im Vergleich zum Stationärbetrieb gleicher Last erhöhte Kraftstoffverbrauch etwas geringer ausfällt. Das heißt, dass der maximale Verbrauch mit sinkendem Lastgradienten abnimmt. Ebenso wird der zu erwartende Rußstoß deutlich abgeschwächt. Bei einem im Vergleich zur Referenz 10 % kleineren Lastgradienten ergibt sich laut Simulationsergebnisse ein um mindestens 50 % niedrigeres Maximum in der Partikelmassenkonzentration des Rohabgases. Mit weiterer Verringerung des Lastgradienten sinkt der Maximalwert weiter und ist in dieser Darstellungsform nur noch wenig ausgeprägt. Die Änderungen bei den Stickoxidemissionen sind dazu vergleichsweise gering, deuten jedoch auf einen geringfügig erhöhten kumulierten Stickoxidausstoß bei den verlängerten Laständerungen hin.

### 6.1.2 Potentialanalyse: elektrisch unterstützte Aufladung

Die nachfolgend präsentierte Variationsrechnung soll das Potential von Aggregaten untersuchen, die eine Unterstützung des dynamischen Verhaltens des Turboladers darstellen können. Dies können zusätzliche, elektrisch angetriebene Verdichter auf der Ladeluftseite sein, die durch eine weitere Druckstufe eine schnellere Druckerhöhung realisieren oder ein elektrischer Fremdantrieb, der den Turbolader auf eine höhere Drehzahl bringt, als es der aktuelle Abgasenthalpiestrom über die Turbine ermöglichen würde. In dieser Variation soll die drehzahlunterstützte Zusatzleistung am Turbolader betrachtet werden, die gegenüber der Referenzleistung des Turboladers zusätzlich 5 bis 15 % betragen soll.

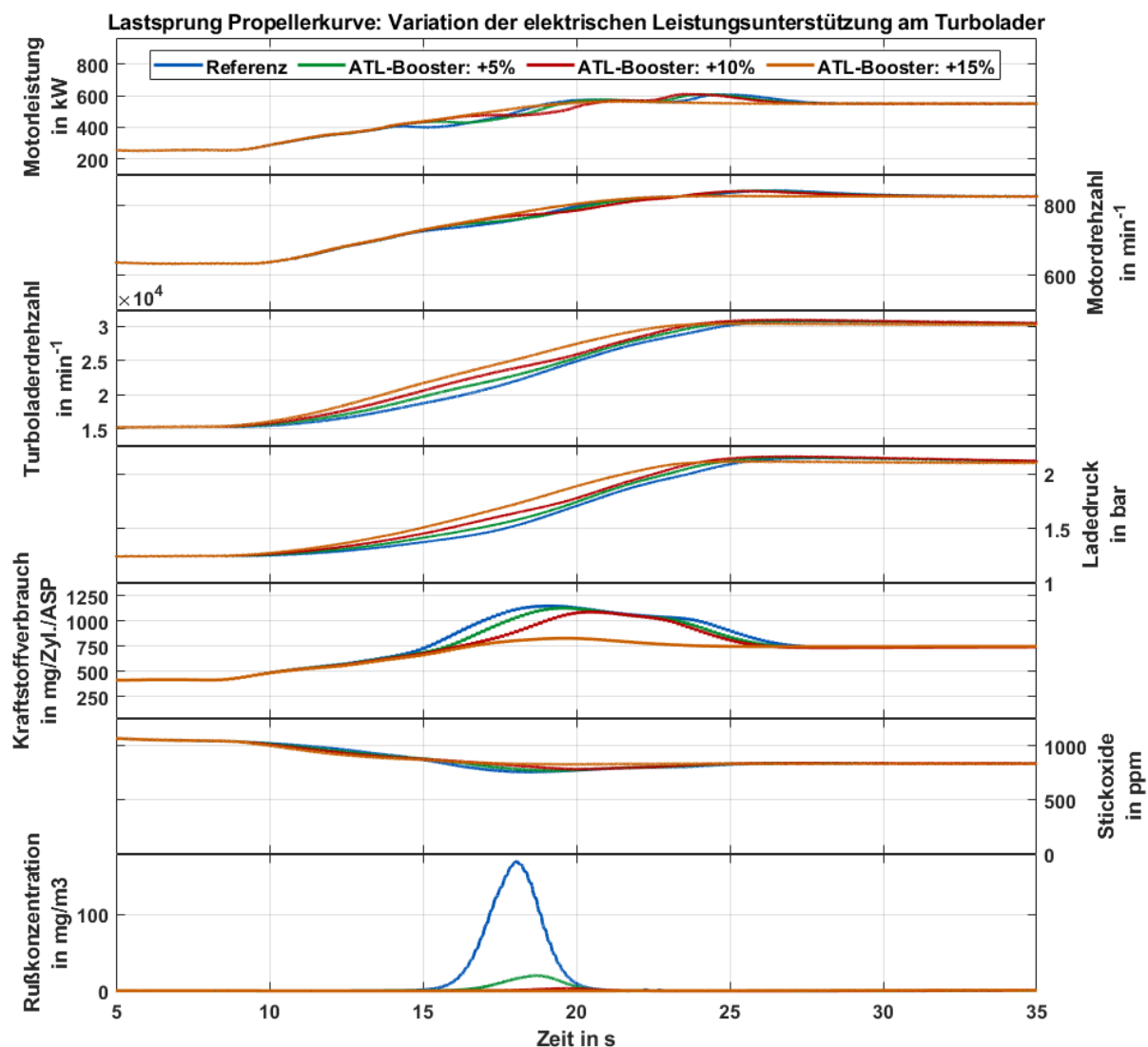


Abbildung 6-2: Exemplarische Variationsrechnung eines transienten Motorbetriebsverlaufes mit elektrischer Leistungsunterstützung am Turbolader mit den Auswirkungen auf die Motorleistung, -drehzahl, Turboladerdrehzahl, Ladedruck und den Ergebnisgrößen: Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen zeitlich aufgetragen über die Simulationszeit des Motorprozessmodells

Die Zusatzleistung bezieht sich auf die Turboladerleistung am Anfang der Lasterhöhung und wird lediglich für den Zeitraum des Lastsprungs zugeschaltet. Resultierend daraus steigen



Turboladerdrehzahl und Ladedruck entsprechend schneller an. Ebenso sinken der Zeitraum und der Maximalwert des kurzzeitig erhöhten Kraftstoffverbrauches. Auffällig ist das Potential zur Rußstoßvermeidung, welches bereits in der kleinsten Leistungsstufe deutlich wird. Konstruktiv könnte eine solche elektrische Zusatzmaschine mit dem Läufer in den Turboladerrotor integriert oder alternativ über eine Kupplung bei Bedarf mechanisch zugeschaltet werden. Nachteilig würde sich bei erstgenannter Bauform die Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes auswirken, sodass folglich für jede Lasterhöhung Zusatzenergie aufgebracht werden müsste, um diesen zu kompensieren. Ein Vorteil wäre, dass die elektrische Maschine rekupeierend für den Fall überschüssiger Abgasenthalpie als Generator nutzbar wäre, diese in elektrische Energie wandeln könnte, die mit entsprechendem Energiespeicher eingespeichert werden könnte und somit später nutzbar wäre.

### 6.1.3 Potentialanalysen: Kumulierter Verbrauch und Emissionen

Für die präsentierten Potentialanalysen zur Variation des Lastgradienten und dem elektrisch unterstützten Abgasturbolader werden in Abbildung 6-3 die über die Laufzeit der Simulation integralen Werte von Verbrauch und Schadstoffemissionen gegenübergestellt.

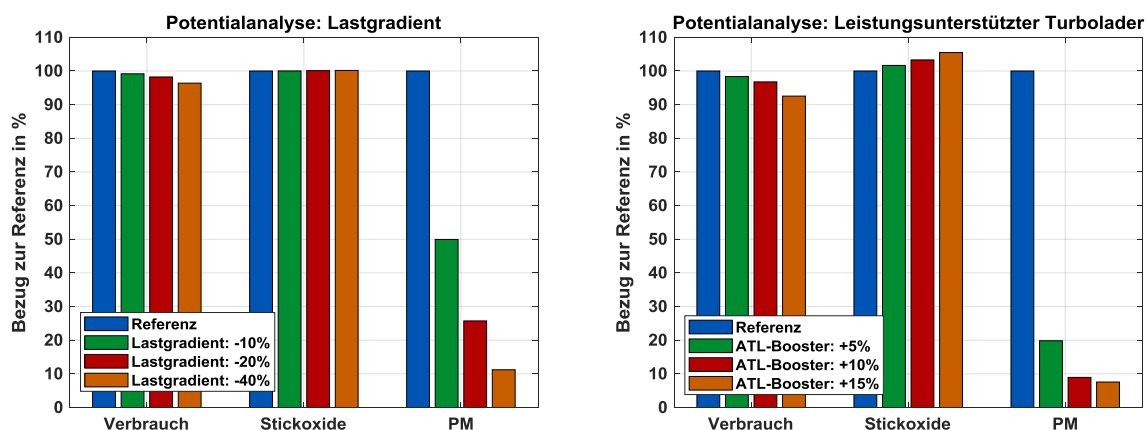


Abbildung 6-3: Kumulierte Werte des Kraftstoffverbrauches, der Stickoxid- und Rußemissionen für die zuvor präsentierten Potentialanalysen des Lastgradienten und der Leistungsunterstützung des Turboladers im dynamischen Betrieb bezogen auf einen validierten Referenzverlauf

Je nach Betriebsprofil fällt das Potential zur Kraftstoffeinsparung bzw. zur Senkung der Schadstoffemissionen aus. Für die Variation des Lastgradienten zeigen sich bei dessen Verringerung ein geringfügiges Potential zur Kraftstoffeinsparung und ein signifikantes Potential zur Absenkung der Rußemissionen. Der starke Rußstoß im Referenzpunkt resultiert vorrangig aus dem starken Luftmangel infolge der schnell erhöhten Kraftstoffeinspritzung bei gleichzeitig trägem Ansprechverhaltens des Turboladers. Die Stickoxidemissionen ergeben gleichbleibende integrale Werte. Im zeitlichen Verlauf sind kurzzeitig höhere Wert bei niedrigerem Lastgradienten ersichtlich, die sich im Verlauf der Betrachtung durch ein etwas niedrigeres Niveau der Stickoxidbildung und die etwas langsamere Reaktion des Turboladers und demzufolge langsamer ansteigender Luft- und Abgasmassenströme im Integral wieder ausgleichen. Analog ist anhand der Simulationsergebnisse bei der Variation der Zusatzleistung am Turbolader ebenfalls ein Potential zur Kraftstoffeinsparung und zur signifikanten Rußvermeidung erkennbar. Für

diese Gegenüberstellung ist jedoch zu beachten, dass die zusätzliche Energie, die zum Betrieb der elektrischen Leistungsunterstützung notwendig ist, in dieser Bilanzierung noch nicht berücksichtigt ist. Die Stickoxide steigen mit höherer Zusatzleistung leicht an. Vermutlich wirkt das stärkere Anfetten in Richtung Referenzfall ladungsabkühlend. Demzufolge senken die etwas niedrigeren lokalen Temperaturen die Bildung thermischer Stickoxide leicht.

## 6.2 Manöverfahrt

Um das Simulationswerkzeug der dynamischen Motorprozessrechnung in einem anwendungsnahen Szenario zu evaluieren, wird exemplarisch eine reale Manöverfahrt nachgerechnet. Mit dem auf diese Weise definierten Lastprofil einer Hauptmaschine werden fiktiv die resultierenden Verläufe von Kraftstoffverbrauch und Emissionen präsentiert. Eine solche Nutzung eines dynamischen Prozessmodells ist bisher nicht bekannt und kann als Novum bezeichnet werden.

Dazu wird ein Lastprofil als Randbedingung vorgegeben, welches auf Basis von Onboard-Messungen ermittelt wurde. Die Messdaten wurden bei einer realen Messfahrt auf der Hybrid-Fähre „Berlin“, die auf der Ostsee-Route zwischen Rostock/Warnemünde und Gedser verkehrt, durch Mitarbeiter der Hochschule Wismar, Bereich Seefahrt Warnemünde im Rahmen des gemeinsamen Verbundforschungsprojektes „MEbran“ aufgezeichnet. [164] Das aus diesen Rohdaten aufbereitete Lastprofil der Überfahrt von Gedser nach Rostock ist in nachfolgender Darstellung ersichtlich. Darin sind die Leistungsbedarfe der Vortriebs- und Steuerorgane sowie der Batteriebetrieb dargestellt.

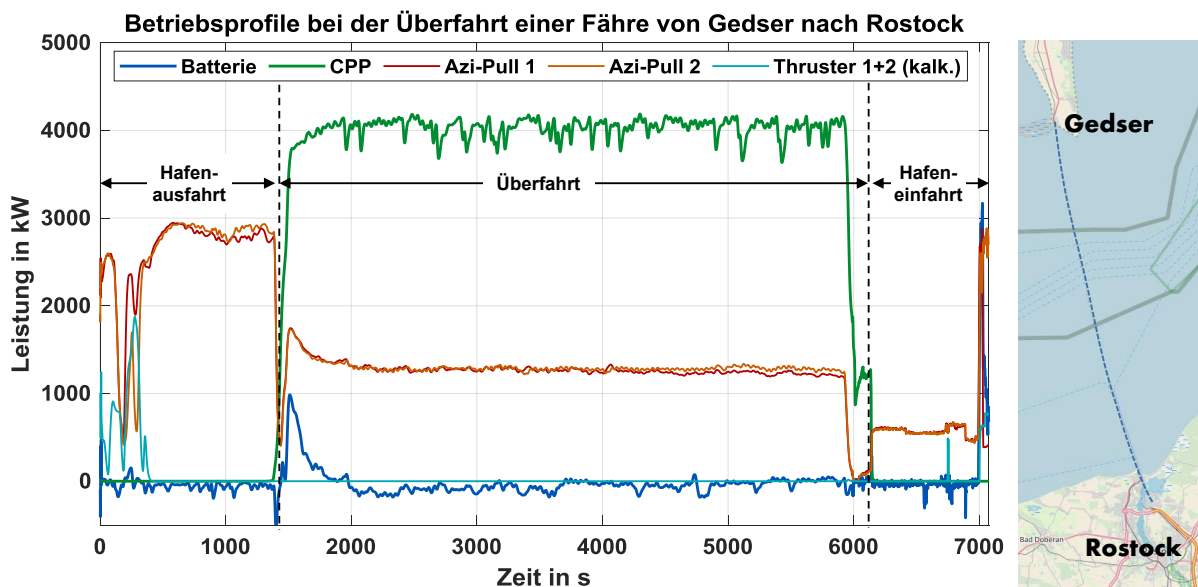


Abbildung 6-4: Lastprofil einer Hybrid-Fähre verkehrend zwischen Rostock und Gedser aufgenommen bei einer Messfahrt: Batterienutzung, Vortriebs- und Steuerorgane

Die Betriebsprofile der einzelnen Aggregate lassen sich grundlegend in drei zeitliche Regime unterteilen. Das erste Fenster von Bezugspunkt 0 s bis ungefähr 1200 s beinhaltet das Hafenmanöver bei der Ausfahrt von Gedser, während der Bereich von 6000 s bis 7200 s die Hafeneinfahrt in Rostock/Warnemünde darstellt. Der Zwischenbereich ist die Überfahrt auf hoher

See, der sich durch die Nutzung des Verstellpropellers als Hauptvortrieb auszeichnet, kurz CPP für „*controllable pitch propeller*“. Für die weitere Analyse sei der Bereich der Betriebsprofile für die Hafeneinfahrt Rostock/Warnemünde ausgewählt, der nachfolgend mittig in Abbildung 6-5 nochmals vergrößert dargestellt wurde.

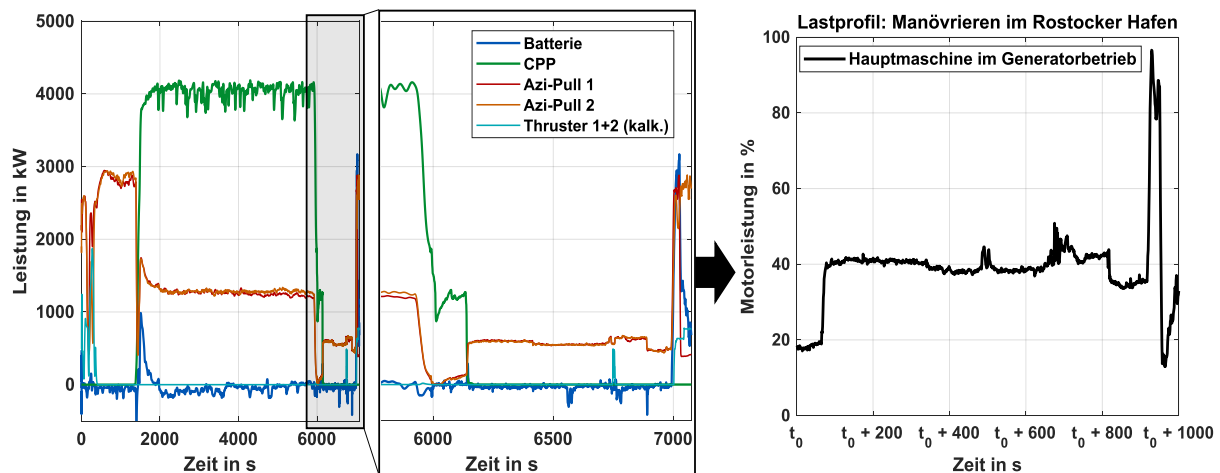


Abbildung 6-5: Lastprofil der zwischen Rostock und Gedser verkehrenden Hybrid-Fähre (links) als vergrößerte Darstellung des Manöveranteils für den Bereich der Hafeneinfahrt nach Warnemünde (Mitte) und das abschätzte Lastprofils einer der Hauptmaschinen im Generatorbetrieb (rechts)

In dem hervorgehobenen und vergrößerten Abschnitt der Hafeneinfahrt wurde ein weiterer Anteil ausgewählt, der ein Zeitfenster von etwa 1000 s umfasst und auf dessen Grundlage ein Lastprofil für eine der Hauptmaschinen abgeschätzt wurde. Dies geschah mittels der Onboard-Messdatenbasis, welche unter anderem die Leistungsanforderung der einzelnen antriebsseitigen Energieverbraucher - der Vortriebs- und Steuerorgane, den Batteriebetrieb und den Maschinenstatus der jeweiligen Hauptmaschinen bereitstellt. Darüber hinaus wurde eine konstante Grundlast angenommen, die sich aus dem Hotelbetrieb und weiteren Energieverbrauchern ergeben kann. Das Lastprofil der Maschine startet zunächst im Niedriglastbereich, um dann auf etwa 50 % Last hochzufahren, die anschließend relativ konstant gehalten werden. Besonders auffällig ist der Bereich, der im betrachteten Hauptmaschinenlastprofil ab ca. 1000 s nach Beginn der Referenzzeit  $t_0$  mit dem steilen Lastanstieg und dem Lastabfall auftritt. Diese Dynamik kommt hauptsächlich durch die Verwendung der Azi-Pulls und der Thruster bzw. Bugstrahler als Steuerorgane beim Abbremsen des Schiffes während des Anlegemanövers zustande, wobei diese Lastspitze nicht vollständig durch die Batterien aufgefangen werden kann.

Das abgeschätzte Lastprofil wurde nun wiederum als Eingabegröße für die Motorprozesssimulation verwendet, um daraus die bekannten Kenngrößen Kraftstoffverbrauch, Stickoxid- und Partikelemissionen im dynamischen Maschinenbetrieb berechnen zu können. Darüber hinaus werden die Verläufe der Turboladerdrehzahl und des Ladedrucks gezeigt. Die Simulationsergebnisse für den Bereich der letzten 380 Sekunden des Manövers sind in nachfolgender Abbildung 6-6 ersichtlich. Dazu muss angemerkt werden, dass diese Prozessrechnung auf Grundlage des Motorprozessmodells für den Motortyp „Caterpillar MaK 6M20“ in der Konfiguration des Forschungsmotorprüfstandes geschah, der nicht der Schiffsmaschine an Bord der Fähre entspricht. Eine Übertragbarkeit auf die reale Schiffsmaschine kann nicht sichergestellt werden, weswegen die Ordinaten für Turboladerdrehzahl, Ladedruck, Kraftstoffverbrauch,

Stickoxid- und Rußemissionen jeweils ohne Skala abgebildet sind. Dennoch lassen sich daraus Trends erkennen und qualitative Aussagen treffen.

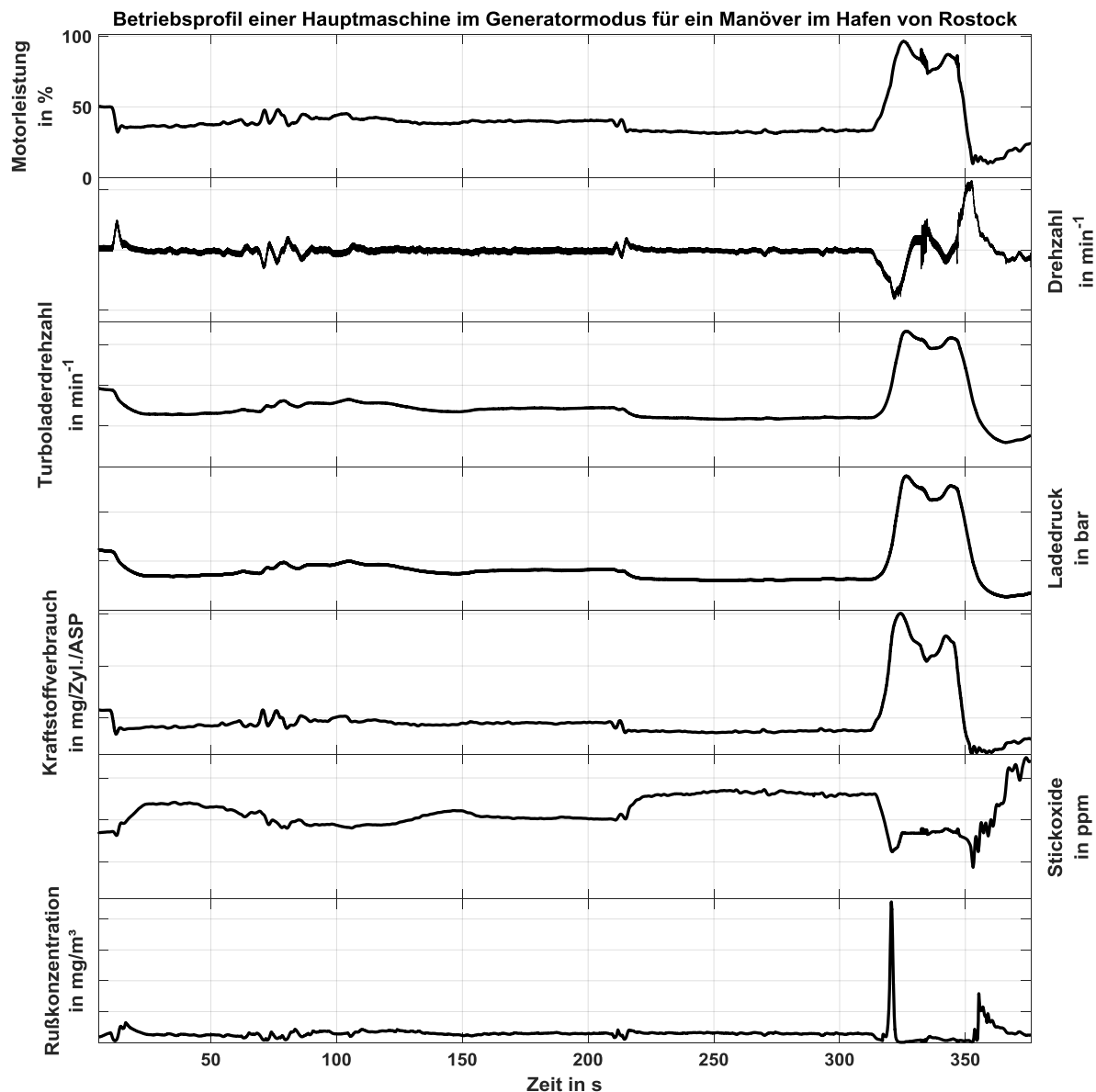


Abbildung 6-6: Simulationsrechnung auf Basis des validierten Motorprozessmodells unter Vorgabe eines Lastprofils, welches aus dem realen Onboard-Betrieb einer Passagierfähre im dynamischen Schiffsmanöverbetriebs berechnet wurde; dazu die Motor-, Turboladerdrehzahl, Ladedruck und die Ergebnisgrößen: Kraftstoffverbrauch, Stickoxidemissionen und Partikelemissionen

Der anfängliche Betrachtungszeitraum im mittleren Lastbereich ist begleitet von relativ geringen Lastschwankungen. Nach einem geringfügigen Lastabwurf erfolgt zum Ende ein großer Lastsprung mit einem starken Lastgradienten, der kurz diskutiert wird.

Auffällig ist dabei der Anstieg des Kraftstoffverbrauches, der in Näherung dem Anstieg der Motorleistung folgt. Der kurzzeitige Mehrverbrauch, der im Maximum etwa 20 % über dem Verbrauch bei Volllast des Stationärbetriebs liegt, fällt somit für diesen Betriebsverlauf auf der Generatorkurve vergleichsweise gering aus. Hier kommt der Vorteil der diesel-elektrischen

Kopplung von Energieerzeuger und -verbraucher zum Tragen, da zusätzliche Massenträgheiten zur Erhöhung der Motordrehzahl, wie es bei der mechanischen Kopplung im Propellerbetrieb notwendig wäre, nicht überwunden werden müssen. Lediglich ein kurzzeitiger Drehzahlabfall infolge der Lasterhöhung muss ausgeglichen werden.

Bezüglich der Schadstoffemissionen sind mit der steilen Lasterhöhung ein Absinken der Stickoxidemissionen und ein signifikanter kurzzeitiger Anstieg der Rußemissionen verbunden. Einer der Gründe ist der lokale Sauerstoffmangel, der mit der vergleichsweise geringen Zylinderfüllung einhergeht. Diese resultiert aus den Trägheiten des Abgasturboladers, der nur langsam seine Drehzahl steigert, um mit einem höheren Ladedruck eine ausreichende Zylinderfüllung zu gewährleisten. Außerdem zeigt sich ein weiterer weniger stark ausgeprägter Rußstoß beim abschließenden Lastabwurf. Eine diesbezügliche Hypothese wären zu niedrige Temperaturen für eine ausreichende Afoxidation der Rußpartikel resultierend aus einem hohen Luftüberschuss.

### 6.3 Zusammenfassung und Diskussion

Um die Leistungsfähigkeit des dynamischen Motorprozessmodells in möglichen Anwendungsbereichen zu demonstrieren, wurden zwei verschiedene Potentialanalysen durchgeführt, aus denen Optimierungsmaßnahmen abgeleitet werden können. Während die zeitlichen Verläufe der transienten Betriebsführung detailliert Aufschluss über die zugrundeliegenden motorischen und brennverfahrensbeeinflussenden Randbedingungen geben, dienen die kumulierten Werte als direkt ersichtlicher Vergleich mit Gegenüberstellung der variierten Parameter.

Dazu wurde in einer der Potentialanalysen eine Variation des Lastgradienten vorgenommen. Dies gibt den Einfluss des Nutzerverhaltens auf die zu optimierenden Zielgrößen Kraftstoffverbrauch und Emissionen wieder. Darüber hinaus lassen sich auch Möglichkeiten zu Implementierungen im Motorsteuergerät ableiten, die eine Begrenzung des Lastgradienten in einem verbrauchseinsparenden und emissionsärmeren Betriebsmodus vorsehen könnten. Als weitere Potentialanalyse wurde die Einbindung eines Zusatzaggregates wie der elektrischen Leistungsunterstützung des Abgasturboladers durchgeführt. Ein großer Vorteil solch einer Maßnahme wäre die Entkopplung des kontinuierlichen Arbeitsprinzips der beiden Strömungsmaschinen des Turboladers von der zyklisch arbeitenden Hubkolbenmaschine. Verschiedene Großmotorenhersteller sehen in einer solchen hybridisierenden Ausrüstung viel Zukunftspotential für aktuelle und zukünftige Motoren. [161], [162], [163] Einige Großdieselmotoren werden ab 2021 in Serie damit ausgestattet. [155], [156] Die Ergebnisse beider Analysen versprechen bei Lastsprüngen Möglichkeiten zur Kraftstoffeinsparung sowie ein deutliches Potential zur Reduktion der kurzzeitig stark erhöhten Partikelemissionen.

Zur weiteren Evaluierung des Simulationswerkzeuges wurde auf Grundlage von Messdaten einer realen Manöverfahrt ein Lastprofil generiert. Somit konnte im wissenschaftlichen Kontext erstmalig in einem anwendungsnahen Szenario für eine hochdynamische Manöverfahrt mit einem adäquaten und validen Motorprozessmodell der dynamische zeitliche Verlauf von Kraftstoffverbrauch und Emissionen nachgerechnet werden. Daraus ergeben sich vielfältige Möglichkeiten zur Optimierung dieser Größen. Abschließend bleibt anzumerken, dass bei allen Änderungen insbesondere zum Nutzerverhalten immer der Sicherheitsaspekt beim Manövrieren priorisiert werden muss. Anschließend sind die Zeitplaneinhaltung sowie die ökonomischen und ökologischen Aspekte im Zielkonflikt bewertbar und zu optimieren.

## 7 Zusammenfassung

In diesem abschließenden Kapitel werden die wesentlichen Inhalte der vorliegenden Arbeit komprimiert zusammengefasst. Ein Ausblick auf zukünftige Anwendungs- und Forschungsmöglichkeiten zeigt, wie das geschaffene Simulationswerkzeug einen wertvollen Beitrag für die Auslegung zukünftiger Systeme und die Optimierung oder verbesserte, das heißt, effizientere und emissionsärmere Ausnutzung auch aktueller Systeme leisten kann. Abschließend wird skizziert, wie das Prozessmodell sinnvoll erweitert werden kann.

### 7.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Experimentelle Untersuchungen an einem mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotor wurden durchgeführt, welche einerseits ein besseres Verständnis und die Charakterisierung des dynamischen Motorbetriebs ermöglicht haben sowie andererseits als wertvolle Messdatenbasis zur Parametrierung und Validierung des erstellten Simulationswerkzeuges dient.

Im Rahmen der Versuchsdurchführung wurden hochgenau aufgelöste Messdaten für die beiden typischen Modi des Generator- und Propellerbetriebs erarbeitet. Hierbei konnten charakteristische Unterschiede zwischen stationärer und transientser Maschinenführung herausgestellt werden. Es wurde gezeigt, dass der dynamische Betrieb zu einem kurzzeitig erhöhten Kraftstoffverbrauch und zu größeren emittierten Partikelmassen führen kann. Diese Effekte sind auf der Propellerkurve deutlicher ausgeprägt als auf der Generatorkurve. Für ausgewählte Betriebsbereiche wurden außerdem Messungen hinsichtlich der Partikelgrößenverteilung durchgeführt. Deren zusätzliche Datenbasis brachte nicht nur weiterführende Erkenntnisse bezüglich der Partikelemissionen sowohl im stationären als auch im transienten Betrieb ein, sondern konnte ebenfalls in den Modellen des Simulationswerkzeuges sinnvoll verwertet werden. Mit Hilfe dieser Ergebnisse konnte hinsichtlich der Maschinenführung ein hohes Potential zur Optimierung identifiziert werden, welches in der Anwendung des entwickelten Motorprozessmodells im Rahmen von Potentialanalysen beleuchtet wurde.

Für die Kapitel des detaillierten Motorprozessmodells kann geschlussfolgert werden, dass dieses die Eigenschaften des Gesamtsystems Motor valide sowohl im stationären als auch im dynamischen Betrieb darstellen kann. Ein Schwerpunkt nahm dabei die Entwicklung und Implementierung der verschiedenen Komponentenmodelle des Gesamtmodells inklusive Berücksichtigung der verschiedenen thermischen sowie Bauteil- und Fluid-bedingten Trägheiten ein. Die umfangreiche Modellstruktur wurde komplettiert durch eine grundlegende Reglerarchitektur. Die umgesetzten Prozessmodelle sind für den bekannten, definierten Betriebsbereich gültig und erzielen Validierungsergebnisse in sehr hoher Genauigkeit zu den erarbeiteten Messdaten. Die Validierung erfolgte für stationäre Motorbetriebspunkte und ausgewählte transiente Betriebsverläufe, von denen ein exemplarischer Lastsprung auf der Propellerkurve präsentiert wurde.

Aus den Arbeitsteilen der experimentellen Untersuchungen und des Simulationswerkzeuges ließen sich folgende Kernaussagen ableiten und schlussfolgern: Eine Entkopplung der energiebereitstellenden Aggregate wie dem Schiffsdieselmotor von den Energieverbrauchern ist vorteilhaft, wie die Ergebnisse im Vergleich von Generator- und Propellerbetrieb zeigen. Ein dieselelektrisches Antriebssystem weist im Vergleich zum dieselmechanischen System einen

weniger stark ausgeprägten kurzzeitigen Anstieg des Kraftstoffverbrauches und der Rußemissionen bei hohen positiven Lastgradienten auf. Dagegen sind die Änderungen der transienten Stickoxidemissionen als vergleichsweise unauffällig zu bezeichnen.

Die exemplarisch untersuchten Potentialanalysen konnten ein hohes Maß an Optimierungspotential identifizieren, welches zum einen beim Lastgradienten liegt, der über das Nutzerverhalten beeinflusst werden kann und zum anderen bei Zusatzaggregaten. So gehen mit einem effizienten und vorausschauenden Nutzer- bzw. Fahrverhalten bei hochdynamischen Betriebszuständen, welches im Schiffsmaschinenbetrieb das Manövrieren umfasst, eine Verbrauchs- und Schadstoffreduzierung einher. Diesen Einfluss bestätigen sowohl die Motorversuche als auch die Simulationsergebnisse. Eine intelligente Fahrweise steht natürlich immer auch im Kontext des Sicherheitsaspektes und bei Fahren der Fahrplanerfüllung. Durch zusätzliche Aggregate wie der elektrischen Leistungsunterstützung des Turboladers kann eine thermodynamische Entkopplung vom motorbetriebsabhängigen Abgasenthalpiestrom erreicht werden. Dies bewirkt eine Verbesserung des dynamischen Ansprechverhaltens verbunden mit möglicher Kraftstoffeinsparung und einem großen Potential zur Rußstoßreduzierung.

## 7.2 Ausblick

Die präsentierten Potentialanalysen zeigen bereits eine Auswahl an Optionen, die wirkungsvoll auf eine optimierte Abstimmung der Maschinensysteme sowie auf effizientere und umweltfreundlichere gesamtenergetische Nutzungs- und Regelungskonzepte abzielen. Mögliche Maßnahmen sind die Vermeidung hoher Lastgradienten und eine verstärkte Systementkopplung bzw. Systemhybridisierung. Aktuell bereits zum Teil umgesetzte Konzepte und bestehende Konfigurationen können perspektivisch weiter ausgebaut bzw. verbessert werden.

Im Falle des Nutzerverhaltens wären neue Trainingsmethoden umsetzbar. Mit der Implementierung von Prozessmodellen in Simulatoren, welche den dynamischen Maschinenbetrieb und die damit verbundenen Charakteristiken bzgl. Kraftstoffverbrauch und Emissionen darstellen können, kann das nautische Personal diesbezüglich sensibilisiert, aus- bzw. weitergebildet werden. Ein vorausschauendes, effizienteres Manövrieren erhöht somit Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit des Schiffsbetriebs aus einem angepassten Nutzerverhalten heraus.

Dynamische Motorprozessmodelle können außerdem bei der Reglerauslegung und -adaption hilfreich sein. Die Abstimmung verschiedener Systeme und Steuergeräte kann komfortabel per Simulationswerkzeug getestet und optimiert werden, sodass neuartige Regelungskonzepte für die Automatisierungselektronik mit Hilfe eines dynamischen Motorprozessmodells entworfen werden können. Möglicherweise kann ein „Eco-Mode“ in der Maschinenautomatisierung zusätzlich zur normalen Regelstrategie mit der Begrenzung des Lastgradienten das Nutzerverhalten unterstützen. Dieser Modus kann dann in Situationen genutzt werden, in denen es die sicherheitstechnischen Aspekte des Manövers erlauben.

Ebenso können verschiedene Maschinenkonfigurationen vor dem Hintergrund der Systementkopplung und -hybridisierung komfortabel per Simulationswerkzeug ausgelegt und analysiert werden. Die genannte thermische Entkopplung von Turbolader und Hubkolbenmaschine per elektrischer Leistungsunterstützung ist bisher wenig verbreitet, sollte aber aufgrund der angeführten vorteilhaften Eigenschaften weiterverfolgt werden. Eine erste mögliche Entkopplung des Betriebsverhaltens des Verbrennungsmotors als energiebereitstellendes Aggregat vom antriebsseitigen Energiebedarf der Vortriebsorgane des Schiffes, wie dem Schiffspropeller, ist bereits durch den mechanisch entkoppelten Generatorbetrieb etabliert. Dies konnte für den

Dynamikbetrieb eine Reduzierung der Verbrauchsspitzen und des Rußstoßes aufzeigen. Dieses Potential spricht für eine weitere Entkopplung unter Nutzung von Energiespeichern zur Abfederung von Lastspitzen. Dies kann außerdem insbesondere für Motorenhersteller interessant sein, die zukünftig nicht nur den Motor als Komponente, sondern das Konzept zur Energiebereitstellung als gesamte Leistungseinheit vertreiben wollen. Die Abstimmung der verschiedenen Teilsysteme bekommt dann eine immer größere Bedeutung. Insbesondere auch dann, wenn die Energiebereitstellung und der antriebsseitige Energieverbrauch weiter entkoppelt werden und zur Bereitstellung außerdem Energiespeicher hinzukommen, wie es beispielsweise bereits auf der Hybrid-Fähre der Fall ist, für die in dieser Arbeit im Anwendungskapitel eine reale Manöverfahrt simuliert wurde.

Umweltfreundliche Einzelkomponenten in einem komplexen Energiesystem reichen jedoch nicht aus, sondern spielen ihr ganzes Potential erst dann aus, wenn alle Teilsysteme möglichst in ihrem Optimum betrieben werden können. Konzepte wie beispielsweise die Lastspitzenvermeidung oder Lastverlagerung, bekannt als „Peak-Shaving“ bzw. „Load Shifting“, wären möglich, auslegbar und das Potential quantifizierbar. Eine gesamtenergetische Optimierung verspricht hier viel Potential. Das Optimierungspotential und der Abstimmungsbedarf steigen umso mehr, je komplexer die energetischen Systeme aufgrund ihrer Vielfalt und Anzahl an Anlagen ausfallen. Dabei kann die Gesamtkomplexität an Bord einiger Schiffstypen schon heute mit dem Systemaufbau einer Kleinstadt verglichen werden. Mit zunehmender Systemkomplexität steigen auch die Anforderungen und Herausforderungen, die eine optimierende Abstimmung zur effizienten, umweltgerechten Ausnutzung notwendig machen. Somit wird eine solche Optimierung zukünftig und insbesondere für komplexe Hybridsysteme verstärkt zu thematisieren sein, wofür adäquate Simulationswerkzeuge einen wertvollen Beitrag liefern.

Bezogen auf das Motorprozessmodells verbleiben weiterhin Möglichkeiten zur Modellerweiterung und -verbesserung. Im Vergleich zu den vielen Freiheitsgraden aktueller, moderner Schiffsdieselmotoren wären noch umfangreichere Messdaten von Vorteil - sowohl für den stationären als auch den instationären Betrieb, der hier nur in ausgewählten Betriebszuständen dargestellt werden konnte. Für eine umfänglichere Datenbasis wären weitere Untersuchungen beispielsweise hinsichtlich der Variation des Einspritzzeitpunktes, der Schwerpunktlage, des Raildruckes und unterschiedlicher Kraftstoffe denkbar.

In einzelnen Teilmodellen des Motorprozesses können nach wie vor Erweiterung vorgenommen werden. Validierungsbedarf und Verbesserungspotential bestehen ferner hinsichtlich der Voraussage der Rußemissionen, was sich unter anderem darin begründet, dass die für diesen Schadstoff zugrundeliegenden Mechanismen sehr komplex sind und mit einfachen Modellansätzen nur bedingt für alle motorischen Randbedingungen abbildbar sind. Die Modelle müssten noch in weitreichenderen Betriebsbereichen als den hier behandelten getestet werden, um eine valide Aussage zur Modellgüte treffen zu können. Außerdem werden Einflussgrößen wie der Schmieröleintrag aktuell noch vernachlässigt. Dieser hat bei der vorliegenden Verbrauchschmierung einen noch nicht quantifizierten Einfluss auf die gesamten Partikelemissionen, bei der auch die Rolle des dynamischen Betriebs noch unklar ist. Um nur einige erweiterbare Komponenten des Motorprozessmodells zu nennen, sei das thermische Netzwerk um detaillierte Medienkreisläufe von Kühlwasser- und Schmierölkreislauf erweiterbar. Mit diesem Wissen wären diesbezügliche Regelstrategien modellier- und optimierbar, die weiterhin zur Effizienzverbesserung in jeglichen Betriebszuständen beitragen könnten.



---

## Literaturverzeichnis

- [1] BMVI – Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur: Artikel Maritimer Umweltschutz, 2016, <https://www.bmvi.de/SharedDocs/DE/Artikel/WS/maritimer-umweltschutz.html>
- [2] Bouman, E.A.; Lindstad, E.; Rialland, A.I.; Strømman, A.H. State-of-the-Art Technologies, Measures, and Potential for Reducing GHG Emissions from Shipping—A Review. *Transp. Res. Part D Transp. Environ.* 2017, 52, 408–421.
- [3] BMWi – Bundesministerium für Wirtschaft und Energie: Maritime Agenda 2025, (2017), <https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Publikationen/Wirtschaft/maritime-agenda-2025.pdf>
- [4] Smith, T.W.P.; Jalkanen, J.P.; Anderson, B.A.; Corbett, J.J.; Faber, J.; Hanayama, S.; O’Keeffe, E.; Parker, S.; Johansson, L.; Aldous, L.; et al. Third IMO Greenhouse Gas Study 2014; The International Maritime Organisation: London, UK, 2015.
- [5] Olmer, N.; Comer, B.; Roy, B.; Mao, X.; Rutherford, D.: Greenhouse Gas Emissions from Global Shipping, 2013-205. ICCT-Report (International Council on Clean Transportation), October 2017
- [6] Viana, M.; Hammingh, P.; Colette, A.; Querol, X.; Degraeuwe, B.; de Vlieger, I.; van Aardenne, J. Impact of Maritime Transport Emissions on Coastal Air Quality in Europe. *Atmos. Environ.* 2014, 90, 96–105, 2014
- [7] Russo, M.A.; Leitão, J.; Gama, C.; Ferreira, J.; Monteiro, A. Shipping emissions over Europe: A state-of-the-art and comparative analysis. *Atmos. Environ.* 2018, 177, 187–194, 2018
- [8] Ramacher, P.; Karl, M.; Bieser, J.; Jalkanen, J.; Johansson, L.: Urban population exposure to NO<sub>x</sub> emissions from local shipping in three Baltic Sea harbour cities – a generic approach, *Atmos. Chem. Phys.*, 19, 9153–9179, 2019
- [9] URMT. Review of Maritime Transport 2016, United Nations Conference on Trade and Development, Geneva, 2016.: [https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2016\\_en.pdf](https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2016_en.pdf)
- [10] IMO. International Convention for the Prevention of Pollution from Ships (MARPOL), [http://www.imo.org/en/About/Conventions/ListOfConventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-\(MARPOL\).aspx](http://www.imo.org/en/About/Conventions/ListOfConventions/Pages/International-Convention-for-the-Prevention-of-Pollution-from-Ships-(MARPOL).aspx)
- [11] DNV GL, Forecasted Energy Use of Global Maritime Shipping in 2030 and 2050, by Fuel, Statista, Statista Inc., 23. Nov. 2018, <https://www.statista.com/statistics/1105953/shipping-break-down-by-fuel-forecast/>
- [12] Seithe, G., J., Bonou, Giannopoulos, D., Georgopoulou, C., Founti, M., Maritime Transport in a Life Cycle Perspective: How Fuels, Vessel Types, and Operational Profile Influence Energy Demand and Greenhouse Gas Emissions, *Energies* 2020, 13, 2739.
- [13] ISO 8178-4 : 2020-06 Part 4: Steady-state and transient test cycles for different engine applications, 2020
- [14] Tschöke, Real Driving Emissions, 2019

- [15] Velmurugan, D. et al.: Diesel Engine Emission Model Transient Cycle Validation, IFAC-Papers 49-11 (2016) 001–007, 2016
- [16] Ferro, M., Coppo, M., Towards the digital engine: the OMT smart injector enables performance monitoring and condition-based maintenance, 6. Rostocker Großmotorentagung: Die Zukunft der Grpßmotoren VI: Technologiekonzepte & Kraftstoffoptionen: Wege zur sauberen Schifffahrt, Rostock., 2020
- [17] Kaal, Benjamin, Phänomenologische Modellierung der stationären und transienten Stickoxidemissionen am Dieselmotor, Dissertation, Universität Stuttgart, 2016
- [18] Sabathil, Daniel, Beitrag zur NOx-Simulation eines Ottomotors im Instationärbetrieb, Dissertation, TU Darmstadt, 2010
- [19] Kirchen, Patrick, Boulouchos, Konstantinos (LAV ETH Zürich), Phänomenologisches Mittelwertmodell für Ruß in transientem Motorbetrieb; MTZ 07-08/2008, Jahrgang 69, 2008
- [20] FVV-Abschlussbericht; Rußpartikel-Rohemissionsberechnung: Development and Validation of a Mean Value Soot Model for Steady-State and Transient Engine Operation, Heft 898-2010, Frankfurt am Main, 2010
- [21] Ledger, J.D. and Walmsley, S., Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions, SAE Paper No. 710177, 1971
- [22] Watson, N., Transient performance simulation and analysis of turbocharged diesel engines. SAE paper 810338, 1981
- [23] Zellbeck, H., Rechnerische Untersuchungen des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren, Dissertation, TU München, 1981
- [24] Shan-Chin, T. and Goyal, M. R., Dynamic turbocharged diesel engine model for control analysis and design. SAE paper 860455, 1986.
- [25] Schorn, N., Pischinger, F. and Schulte, H., Computer simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions. SAE paper 870723, 1987.
- [26] Sorenson, S. C., Hendricks, E., Kristensen, A. F., Houbak, N. and Jensen, J. P., Transient simulation of a small turbocharged diesel engine. Proceedings of Transient Engine Performance, IMechE, p. 31, London, 1990
- [27] Larimi, M., Transient Response Model of Low-Speed Diesel Engine in Ice-Breaking Cargo Vessels, Acta Polytechnica Scandinavia, Mechanical Engineering Series No. 111, Helsinki, 1993
- [28] Schwarz, C.: Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren, Dissertation, TU München, 1993
- [29] Assanis, D.N., Atreya, A, Borgnakke, C., et al., Development of a Modular, Transient Multi-Cylinder Diesel Engine Simulation for System Performance and Vibration Studies, Proceedings ASME-ICE Spring Technical Conference, Vol. 28-1, Fort Collins, CO, April 27-30, 1997
- [30] Gerstle, Michael, Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren, Dissertation, Universität Hannover, 1999

- 
- [31] Benajes, J., Lujan, J.M., Bermudez, V. and Serrano, J.R., Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 1: Insight into the Relevant Physical Phenomena, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, Vol. 216, No. 5, pp. 431-441, 2002
  - [32] Payri, F., Benajes, J., Galindo, J. and Serrano, J.R., Modelling of Turbo-charged Diesel Engines in Transient Operation. Part 2: Wave action Models for Calculating the Transient Operation in a High Speed Direct Injection Engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, Vol. 216, No. 6, pp. 479-493, 2002
  - [33] Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G., Review of Thermodynamic Diesel Engine Simulations under Transient Operating Conditions, SAE-Paper 2006-01-0884
  - [34] Reißig, Martin: Modeling the Cold Start Process of Spark Ignition Engines, Dissertation, Universität Rostock, 2012
  - [35] Mancini, Giorgio: Automotive Diesel Engine Transient Operation: Modeling, Optimization and Control, Dissertation, Università di Bologna, 2014
  - [36] Giakoumis, E. G., Modeling a Variable-Geometry Turbocharged Diesel Engine under Steady-State and Transient Conditions, Journal of Energy Engineering Volume 144 Issue 3, 2018
  - [37] Huß, Michael: Übertragung von Motoreigenschaften mit Hilfe charakteristischer Skalierungsfunktionen zur Simulation verschiedener Varianten von Ottomotoren, Dissertation, TU München, 2013
  - [38] Rakopoulos, C. D., Giakoumis, E. G.: Diesel Engine Transient Operation: Principles of Operation and Simulation Analysis, Springer-Verlag London, 2009
  - [39] Küntscher, V. und Hoffmann, W., Kraftfahrzeugmotoren, Würzburg: Vogel-Buchverlag, 2006
  - [40] Tschöke, H., Molenhauer, K., Maier, R.: Handbuch Dieselmotoren, 4. Auflage. Berlin: Springer-Verlag, 2018
  - [41] Golloch, R, Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung. Berlin; Heidelberg : Springer-Verlag, 2005
  - [42] van Basshuysen, R. und Schäfer, F., Handbuch Verbrennungsmotor, Wiesbaden: Vieweg-Verlag, 2007
  - [43] Joos, F., Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen. Berlin; Heidelberg: Springer-Verlag, 2006
  - [44] Warnatz, J., Maas, U. und Dibble, R.W., Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2001
  - [45] Sitkei, G., Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1964

- [46] Schreiner, K., Der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf: Untersuchungen zur Kennfeldabhängigkeit der Parameter, 5. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, TU Graz, 1995
- [47] Barba, C. 2001. Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei PKW-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung. ETH Zürich : Dissertation, 2001.
- [48] Gruden, K., Umweltschutz in der Automobilindustrie, Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008
- [49] Höhne, G., Untersuchungen zur oxidativen Regeneration von Diesel-Partikelfiltern, Dissertation, Universität Hannover, 2006
- [50] Gerthsen, T., Chemie für den Maschinenbau 1: Anorganische Chemie für Werkstoffe und Verfahren, Karlsruhe, Universitätsverlag Karlsruhe, 2006
- [51] Di Natale, F., Carotenuto, C., Particulate matter in marine diesel engines exhausts: Emissions and control strategies, Transportation Research Part D: Transport and Environment, Volume 40, Pages 166-191, 2015
- [52] Kweon, C.-B., Foster, D.E., Schauer, J.J., Okada, Detailed Chemical Composition and Particle Size Assessment of Diesel Engine Exhaust, SAE paper 2002-01-2670, 2002
- [53] Harndorf, H. Reißig, M., Emissionsstrategien für Großmotoren in der Schifffahrt – Herausforderungen und Lösungsansätze, Fachbeitrag für die „Schiffsbetriebstechnische Gesellschaft Flensburg“, 2017
- [54] Fink, C., Henke, B., Schleef, K., Andree, S., Ritzke, J., Harndorf, H., Hassel, E., Experimentelle und numerische Untersuchung des Dual-Fuel Verbrennungsprozesses in mittelschnellaufenden Motoren., 4. Rostocker Großmotorentagung, Rostock., 2016
- [55] Sailer, Thomas, Experimentelle und numerische Analyse des Instationärverhaltens eines Abgasturboladers als Fahrzeugkomponente, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation, 2016
- [56] Merker, P., Teichmann, R., Grundlagen Verbrennungsmotoren – Funktionsweise und alternative Antriebssysteme, Verbrennung, Messtechnik und Simulation, 8. Auflage, Springer-Vieweg, Wiesbaden, 2018
- [57] Chmela, F., Orthaber, G., Schuster, W., Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf Basis des Einspritzverlaufs, Motortechnische Zeitschrift, MTZ 59, 1998
- [58] Chmela, F.; Orthaber, G.C., Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion, SAE Paper 1999-01-0186, 1999
- [59] Chmela, F.; Dimitrov, D., Pirker, G., Wimmer, A., Konsistente Methodik zur Vorausberechnung der Verbrennung in Kolbenkraftmaschinen, Motortechnische Zeitschrift, MTZ 06/2006 Jahrgang 67, 2006
- [60] Dowell, P. G., Akehurst, S., Burke, R. D., An Improved Rate of Heat Release Model for Modern High-Speed Diesel Engines, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 139 / 092805-3, 2017

- 
- [61] Pötsch, C., On 0-dimensional Modeling of Combustion and Pollutant Formation in Diesel Engines, Dissertation, Technische Universität Graz, 2012
- [62] List, H., Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Berlin: Springer-Verlag, 1939
- [63] Vibe, I., Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, Berlin: VEB Verlag Technik, 1970
- [64] Oberg, H., Die Darstellung des Brennverlaufes eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe-Funktionen. Dissertation : TU Braunschweig, 1976
- [65] Schreiner, K., Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren. MTZ. 54. Jahrg., Nr. 11, 1993
- [66] Schreiner, K., Der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf: Untersuchungen zur Kennfeldabhängigkeit der Parameter. 5. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors": TU Graz, 1995
- [67] Barba, C., et al., Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufes bei Common-Rail-Dieselmotoren. MTZ : 60. Jahrgang, Nr.4, 1999
- [68] Schöttke, G, Finger, H. und Schwarz, V., Berechnung der dieselmotorischen Wärmefreisetzung, MTZ 11/2003 : Jahrgang 64, 2003
- [69] Seykens, X. L. J., Development and validation of a phenomenological diesel engine combustion model, Dissertation, University of Technology Eindhoven, 2010
- [70] Dec, J.E., A conceptual model of DI diesel combustion based on laser-sheet imaging, SAE paper 970873, 1997
- [71] Akiham, K., Takatori, Y., Inagaki, K., Sasaki, S., Dean, A.M., Mechanism of the smokeless rich diesel combustion by reducing temperature, SAE paper 2001-01-0655, 2001
- [72] Kitamura, T., Ito, T., Senda, J., Fujimoto, H., Mechanism of smokeless diesel combustion with oxygenated fuels based on the dependence of the equivalence ratio and temperature on soot particle formation, Int. J. Engine Research, Vol. 3, Nr. 4, 2002
- [73] Kožuch, P., Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Russberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren, PhD Universität Stuttgart, 2004
- [74] Heider, G., Woschni, G., Zeilinger, K., Zwei-Zonen-Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emissionen von direkteinspritzenden Dieselmotoren, Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 5. Tagung, Heft 67, TU Graz, 1995
- [75] Warnatz, J., Maas, U.; Dibble, W.: Combustion – Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation, 4th Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [76] Hohlbaum, B., Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungs-dieselmotoren, PhD, University of Karlsruhe, 1992
- [77] Zeldovich, J., The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions, Acta physicochim U.R.S.S. 21(4):577-628, 1946

- [78] Lavoie, G. A., Heywood, J. B., Keck, J. C., Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines, *Combustion Science and Technology*, No. 1, pp. 313-326, 1970
- [79] Stiesch, G., Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor, Dissertation, Universität Hannover, 1999
- [80] Fenimore, C. P., Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames, *Symposium (International) on Combustion*, Bd. 13, Nr. 1, pp.373-380, 1971
- [81] Merker, Schwarz, Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik, Teichmann (Hrsg.), Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2011
- [82] Kaal, B., Phänomenologische Modellierung der stationären und transienten Stickoxidemissionen am Dieselmotor, Dissertation, Universität Stuttgart, 2017.
- [83] Goos, E., Sickfeld, C., Maus, F. et al.: Prompt NO formation in flames: The influence of NCN thermochemistry, *Proc. Of the Comb. Inst.* 34 (2013) 657-666
- [84] López, S. G., Three-Zone In-Cylinder Process Model for DI Diesel Engines, SDPO.14.010.m, Delft University of Technology, 2014
- [85] Jensen, T. K., Schramm, J., A Three-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in a Natural Gas SI Engine – Effects of Crevices and Cyclic Variations on UHC Emissions, *SAE Transactions*, Vol. 109, Section 4: Journal of Fuels and Lubricants (2000), pp. 2326-2338.
- [86] Hiroyasu, H., Kadota, T. und Arai, M., Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions (Part 1 Combustion Modeling), *Bulletin of the JSME*, Bd. 26, Nr. 214, pp. 569-575, April 1983
- [87] Hiroyasu, H., Kadota, T. und Arai, M. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions (Part 2 Computational Procedure and Parametric Study), *Bulletin of the JSME*, Bd. 26, Nr. 214, pp. 576-583, April 1983
- [88] Ishida, M., Chen, Z., Ueki, H., Sakaguchi, D., Combustion Analysis by Two-Zone Model in a Diesel Engine, *International Symposium Comodia*, 1994.
- [89] Gärtner, U., Die Simulation der Stickoxid-Bildung in Nutzfahrzeug-Dieselmotoren, Dissertation TU Darmstadt, 2001.
- [90] Bockhorn, H. (Ed.), 1994. Soot Formation in combustion, Springer, Berlin/Heidelberg
- [91] Torruella, M. C., Partikelemissionsuntersuchungen an einem Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung und aufgeladenem Magerbetrieb, SpringerVieweg, Wiesbaden, 2017
- [92] Svensson, K., Effects of Fuel Molecular Structure and Composition on Soot Formation in Direct-Injection Spray Flames. PhD thesis, Brigham Young University, 2005
- [93] Glassman, I, Soot formation in combustion processes, In: *Proceedings of the 22nd international symposium on combustion*, The Combustion Institute, p 295 – 311, 1988
- [94] Omidvarborna, H., Kumar, A., Kim, D.-S., Recent studies on soot modeling for diesel combustion, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 48, pages 635-647, 2015

- 
- [95] Hiroyasu, H. et al.: Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines, SAE Technical Paper 760129, 1976
- [96] Schubinger, R., Boulouchous, K., Eberle, M.K., Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung, MTZ 5/2002, Jahrgang 63, 2002
- [97] Nagle, J. and Strickland-Constable, R.F., Oxidation of Carbon between 1000-2000°C, Proceedings of the Fifth Carbon Conference, Part 1, pp. 265-325, 1962.
- [98] Boulouchous, K., Kirchen, P., Rußpartikel-Rohemissionenberechnung: Entwicklung und Validierung eines Mittelwert-Rußmodells für stationären und transienten Motorbetrieb, FVV (Vorhaben Nr. 855), Heft 898-2010
- [99] Fusco, A., Knox-Kelecy, A. L., Foster, D. E., Application of a Phenomenological Soot Model to Diesel Engine Combustion, International Symposium Comodia 94, page 571-576, 1994
- [100] Kazakov, A., Foster, D. E., Modeling of Soot Formation During DI Diesel Combustion Using a Multi-Step Phenomenological Model, SAE-Paper 982463, 1998
- [101] Tao, F., Srinivas, S., Reitz, R. D., Foster, D. E., Comparison of Three Soot Models Applied to Multi-Dimensional Diesel Combustion Simulations, JSME International Journal, Series B. Vol. 48, No. 4, 2005
- [102] Tao, F., Reitz, R. D., Foster, D. E., Liu, Y., Nine-step phenomenological diesel soot model validated over a wide range of engine conditions, International Journal of Thermal Sciences 48 (2009), page 1223–1234, 2008
- [103] Rao, V., Honnery, D., Application of a multi-step soot model in a thermodynamic diesel engine model, Fuel 135 (2014), pp. 269-278, 2014.
- [104] Beck, H. et al., Correlation between Pegasor Particle Sensor and Particle Number Counter Application of Pegasor Particle Sensor in Heavy Duty Exhaust. 16th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, Zürich, Schweiz, 2014
- [105] Burtcher, H., Physical characterization of particulate emissions from diesel engines: a review, Journal of Aerosol Science, Volume 36, Issue 7, July 2005, pages 896-932, 2005
- [106] A. Kufferath et al.: Combustion process analysis – Development and calibration tool for engine start-up. MTZ Worldw. 2006, 67:6
- [107] D. Lejsek et al.: Calculation of the wall heat transfer during start-up of SI engines, MTZ Worldw. 2010, 71:22
- [108] Najar, I., Stengel, B., Buchholz, B., and Hassel, E., Pilot Injection and Thermal Nitrogen Oxides: A Numerical and Experimental Study, SAE Int. J. Engines 13(4), 2020
- [109] Petzold, L. R.: A Description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver, Sandia Report, SAND82-8637, Presented at IMACS World Congress, Montreal, Canada, 1982
- [110] Casella, F., Otter, M., Proelss, K., Richter, C., Tummescheit, H.: The Modelica Fluid and Media Library for modeling of incompressible and compressible thermo-fluid pipe networks, The Modelica Association, 2006

- [111] Franke, R., Casella, F., Sielemann, M., Proelss, K., Otter, M., Wetter, M.: Standardization of Thermo-Fluid Modeling in Modelica.Fluid, Proceedings 7th Modelica Conference, Como, Italy, Sep. 20-22, 2009
- [112] Stephan, P., Kabelac, S., Kind, M., Mewes, D., Schaber, K., Wetzel, T. (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. 12. Aufl., Springer-Vieweg Verlag, 2019
- [113] Depcik, C., Assanis, D., A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in an Spark-Ignition Internal Combustion Engine, World Congress Detroit, SAE Paper 2002-01-0372, 2002
- [114] Zapf, H.; Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor, Motortechnische Zeitschrift (MTZ), Band 30 (12), 1969
- [115] W. Thiemann, J. Piatek, Bestimmung von Turboladerkennfeldern auf Basis von Motorprüfstandsmessungen, Simulation und Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer Verlag, 2008
- [116] Sailer, Thomas, Experimentelle und numerische Analyse des Instationärverhaltens eines Abgas-turboladers als Fahrzeugkomponente, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Diss., 2016
- [117] El Hadeif, J.; Colin, G.; Chamaillard, Y. ; Talon, V., Physical-Based Algorithms for Interpolation and Extrapolation of Turbocharger Data Maps, SAE Int. J. Engines 5(2): 363-378, 2012
- [118] Bell, Clay S.: "State-Based Engine Models for Transient Applications with a Scaleable Approach to Turbocharging", Colorado State University, Diss., 2015
- [119] Cooke, D., Modelling of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse, Energy Incorporated 1983.
- [120] Hassel, E., Reißig, R., Dottei, A., Püschel, M. et al., Abschlussbericht zum BMWi-Verbundforschungsprojekt „eta-up - Steigerung des Gesamtnutzungsgrades und Reduzierung der Reibverluste am mittelschnelllaufenden Dieselmotor“; FZ: 03SX419, Laufzeit: 01.09.2016 bis 29.02.2020, 2020
- [121] M. Bargende, Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wand-wärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. PhD, TU Darmstadt, 1991
- [122] Huber, K., Der Wärmeübergang schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren. TU München, Dissertation, 1990
- [123] G. Hohenberg, Berechnung des gasseitigen Wärmeübergangs in Dieselmotoren, MTZ 41, 1980
- [124] G. Woschni, Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastungen der Bauteile von Dieselmotoren. MTZ 31, 1970



- 
- [125] Zacharias, F., Analytische Darstellung der thermischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen. TU Berlin: Dissertation, 1966
- [126] McBride B.J., Zehe M.J., and Gordon S., NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species, NASA report TP-2002-211556, 2002
- [127] Grill, M., Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren, Universität Stuttgart, Dissertation, 2006.
- [128] Grill, M., et al., Berechnung der thermodynamischen Stoffwerte von Rauchgas und Kraftstoffdampf beliebiger Kraftstoffe. MTZ. 05, Jahrgang 68, 2007
- [129] Wolfer, H., Der Zündverzug im Dieselmotor, s.l.: VDI-Forschungsheft 392: Zündverzug und Klopfen im Motor, 1938
- [130] Livengood, J., C. und Wu, P., C., Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines. 5th Symposium (International) on Combustion : S. 347-356, 1955
- [131] Sitkei, G., Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1964
- [132] Hardenberg, H. O. und Hase, F. W., An empirical formula for computing the pressure rise delay of a fuel from its cetan number and from the relevant parameters of direct injection diesel engines. SAE-Paper 790493 : pp. 1823-1834, 1979
- [133] Weisser, G., Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium Speed DI Diesel Engines: A Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches. ETH Zürich : Dissertation, 2001
- [134] Barba, C., et al., Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufes bei Com-mon-Rail-Dieselmotoren. MTZ : 60. Jahrgang, Nr.4, 1999
- [135] Yates, A., Swarts, A. und Viljoen, C., Correlating Auto-Ignition Delays and Knock-Limited Spark-Advance Data for Different Types of Fuel. s.l. : SAE paper 2005-01-2083, 2005
- [136] Pirker, G., Chmela, F. und Wimmer, A., Null-dimensionale Modellierung des Brennratenvlaufes von DI-Dieselmotoren auf Basis eines Einspritzstrahlmodells. Berlin : 2. Tagung Motorprozess-simulation und Aufladung, 2007
- [137] Turns, S. R., An Introduction to Combustion – Concepts and Application (2nd Edition), McGraw-Hill, Fairfield, ISBN: 0-07-230096-5, 2000
- [138] Beck, S., Beschreibung des Zündverzuges von dieselähnlichen Kraftstoffen im HCCI-Betrieb, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012
- [139] Scheid, E., Xu, H. und Reuter, U., Orte der Selbstzündung bei der dieselmotorischen Einspritzung. Aachen : Kolloquium des SFB 224 "Motorische Verbrennung", 1988

- [140] Patterson, M., Kong, S., Hampson, G., and Reitz, R., Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions, SAE Technical Paper 940523, 1994
- [141] Sturm, M., Bestimmung der Wärmeflüsse und der resultierenden Bauteiltemperaturfelder unter Berücksichtigung der gegenseitigen Beeinflussung im Verbrennungsmotor, Universität der Bundeswehr Hamburg, Dissertation, 2012
- [142] Kirkpatrick, S., Optimization by Simulated Annealing, Science Volume 220 Number 4598, 1983
- [143] Kühn, Wolfgang. 2006. Digitale Fabrik. München, Carl Hanser Verlag, 2006
- [144] Kruse, R., Borgelt, C., Braune, C., Klawonn F., Moewes, C., Steinbrecher, M., Computational Intelligence – Eine methodische Einführung in Künstliche Neuronale Netze, Evolutionäre Algorithmen, Fuzzy-Systeme und Bayes-Netze, 2. Auflage, Springer-Vieweg, Wiesbaden, 2015
- [145] Weicker, K., Evolutionäre Algorithmen, 3. Auflage, Springer-Vieweg, Wiesbaden, 2015
- [146] Bishop, J. D.K., Stettler, M. E.J., Molden, N., Boies, A. M., Engine maps of fuel use and emissions from transient driving cycles, Applied Energy 183 (2016), 202-217, 2016
- [147] Planakis, N., Papalambrou, G., Kyrtatos, N., Predictive Control for a Marine Hybrid Diesel-Electric Plant During Transient Operation, 5<sup>th</sup> International Conference on Control, Decision and Information Technologies, Thessaloniki, Greece, 2018
- [148] Lang, M., Bloch, P., Koch, T., Eggert, T., Schifferdecker, R., Application of a combined physical and data-based model for improved numerical simulation of a medium-duty diesel engine, Automotive and Engine Technology (2020) 5:1–20
- [149] Fink, C., Experimentelle Analyse von Einspritz- und Gemischbildungsvorgängen an schweröltauglichen Common-Rail-Injektoren mittelschnelllaufender Schiffsdieselmotoren, Dissertation, Universität Rostock, 2011
- [150] Najar, I., Numerische Analyse des Einflusses von Spritzlochgeometrien auf die Gemischbildungsvorgänge bei mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotoren, Dissertation, Universität Rostock, 2016
- [151] Merker, G., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F., Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung, 3. Auflage, Teubner Verlag, Wiesbaden, 2006
- [152] Higgins, B., Siebers, D., Aradi, A., Diesel-Spray Ignition and Premixed-burn Behavior. SAE Paper 2000-01-0940, 2000

- 
- [153] Seebode, J., Stölting, E., Bessai, C., Gratzke, R., Innovative Regelung von Brennverfahrensparametern an Nfz-Dieselmotoren für zukünftige transiente Emissionsanforderungen. 12. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Verlag d. Technischen Universität Graz, Graz, 2009
- [154] Peitz, D., Gschwend, D., Schieg, S., Loulidi, Y., Lehtoranta, K., Murtonen, T., Vesala, H., Near zero emission medium speed engine for EU Stage V & ULEV, 6. Rostocker Großmotorentagung 2020, page 180-207, FVTR Fachbuchreihe, 2020
- [155] Gödecke, H., Prevedel, K., Hybridturbolader mit neuer Elektromotorentechnik, MTZ 03/2014, 75. Jahrgang, 2014
- [156] Kech, J., Rappsilber, R., Thiesemann, J., Elektrisch unterstützte Aufladung für Off-Highway-Hochleistungsmotoren, MTZ 06/2019, 80. Jahrgang, 2019
- [157] Dabrowski, R., Steigerung der Abgasenergie-Rekuperationsleistung mittels Hybrid-Abgasturbolader durch Anpassung des Turbinendesigns auf hohe Druckverhältnisse, Dissertation, Universität Rostock, 2018
- [158] Heywood, J.B., Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, Singapore, 1988
- [159] Bartok, W., Sarofim, A., Fossil Fuel Combustion: A Source Book, Wiley, 1991
- [160] Kellerer, H., Koch, R., Wittig, S., Measurements of the Growth and Coagulation of Soot Particles in a High-Pressure Shock Tube, Combustion and Flame, p. 188-199, 2000
- [161] Hilgenfeld, L., Schmuttermair, H., Rippl, A., Studien zum Leistungstransfer bei der Aufladung von MAN Dieselmotoren, 12. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2007
- [162] Shiraishi, K., Oono, Y., Hybrid Turbocharger with Integrated High Speed Motor-Generator, Mitsubishi Heavy Industries Ltd., Technical Review Vol. 44 No. 1, 2007
- [163] Shiraishi, K., Krishnan, V., Electro-Assist Turbo for Marine Turbocharged Diesel Engines, ASME Turbo Expo, Düsseldorf, 2014
- [164] Hassel, E., Baldauf, M., Dreissig, D. et al., BMWi-Verbundforschungsprojekt: MEmBran - Modellierung von Emissionen und Brennstoffverbrauch beim Manövrieren von Schiffen, Zeitraum: 01.11.2016-31.12.2019, Förderzeichen: 03SX423A-E

## Anhang

Tabelle A-1: Chronologische Übersicht einiger Motorprozessmodelle zum dynamischen Motorbetrieb

Veröffentli- chungsjahr	Autor(en)	Titel der Arbeit
1971	Ledger et al.	Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operation Under Transient Load Conditions [21]
1981	Watson	Transient performance simulation and analysis of turbocharged diesel engines [22]
1981	Zellbeck	Rechnerische Untersuchungen des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren [23]
1986	Shan-Chin et al.	Dynamic turbocharged diesel engine model for control analysis and design [24]
1990	Schorn, Pischinger et al.	Computer simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions [25]
1990	Sorenson et al.	Transient simulation of a small turbocharged diesel engine [26]
1993	Larmi	Transient Response Model of Low-Speed Diesel Engine in Ice-Breaking Cargo Vessels [27]
1993	Schwarz	Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren [28]
1997	Assanis et al.	Development of a Modular, Transient Multi-Cylinder Diesel Engine Simulation for System Performance and Vibration Studies [29]
1999	Gerstle	Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zwei-Takt-Dieselmotoren [30]
2002	Benajes, Payri et al.	Modelling of turbocharged diesel engines in transient operation: Part 1 [31] and Part 2 [32]
2006	Rakopoulos et al.	Review of Thermodynamic Diesel Engine Simulations under Transient Operating Conditions [33]
2012	Reißig	Modeling the Cold Start Process of Spark Ignition Engines [34]
2014	Mancini	Automotive Diesel Engine Transient Operation: Modeling, Optimization and Control [35]
2018	Giakoumis	Modeling a Variable-Geometry Turbocharged Diesel Engine under Steady-State and Transient Conditions [36]

Tabelle A-2: Übersicht der durchgeführten Versuche im Generatorbetrieb

Stationärer Generatorbetrieb:

Variation	Last in %	Anzahl	Beschreibung
Bestromungsbeginn	10	5	Bestromungsbeginn: 0-10°KWvZOT  Raildruck: 1000 bar
	20	5	
	40	5	
	60	5	
	80	5	
	100	2	
Raildruck	20	2	Bestromungsbeginn: 0°KWvZOT  Raildruck: 1000 bar und 1500 bar
	40	2	
	60	2	
	80	2	
	100	2	
Lastvariation	5	1	Bestromungsbeginn: 0-10°KWvZOT  Raildruck: 1000 bar
	8	1	
	11	1	
	14	1	
	17	1	
	20	1	
	23	1	
	26	1	
	29	1	
	32	1	
	35	1	
	38	1	
40	1		

Transienter Generatorbetrieb:

Variation	Last in %	Wiederholungen	Beschreibung		
Lastaufschaltung	0 → 10	5	Bestromungsbeginn: 7,5°KWvZOT  Raildruck: 1000 bar		
	0 → 20	5			
	5 → 10	5			
	5 → 20	5			
	5 → 30	5			
	5 → 40	5			
	5 → 50	5			
	5 → 60	5			
	5 → 70	5			
	10 → 20	5			
	10 → 30	5			
	10 → 40	5			
	20 → 50	2			
	30 → 60	2			
	40 → 70	2			
Lastabfall	20 → 0	5	Bestromungsbeginn: 7,5°KWvZOT  Raildruck: 1000 bar		
	20 → 0	5			
	10 → 5	5			
	20 → 5	5			
	30 → 5	5			
	40 → 5	5			
	50 → 5	5			
	60 → 5	5			
	70 → 5	5			
	20 → 10	5			
	30 → 10	5			
	40 → 10	5			
	50 → 20	1			
	60 → 30	1			
	70 → 40	1			
	Kombi	10 → 0 → 10		3	Bestromungsbeginn: 7,5°KWvZOT Raildruck: 1000 bar
		20 → 0 → 20		6	

Tabelle A-3: Übersicht der durchgeführten Versuche auf der Propellerkennlinie

Stationärer Propellerbetrieb:

Variation	Last in %	Drehzahl in min <sup>-1</sup>	Anzahl	Beschreibung
Bestromungsbeginn	25	630	3	<div>Bestromungsbeginn: 0-10°KWvZOT</div> <div>Raildruck: 1000 bar</div>
	27	650	3	
	29,2	670	3	
	31,8	690	4	
	34,5	710	4	
	37,7	730	3	
	40,8	750	3	
	44,4	770	3	
	48,1	790	3	
	50	800	4	
	52,1	810	3	
	56,3	830	4	
	60,5	850	4	
	65,2	870	3	
	70	890	3	
	75	910	4	
	80,2	930	4	
	85,8	950	4	
	100	1000	7	

Transienter Propellerbetrieb:

Variation	Last in %	Drehzahl in min <sup>-1</sup>	Wiederholungen	Beschreibung
Last-aufschaltung	25 → 50	630 → 800	5	<div>Bestromungsbeginn: 2,5°KWvZOT</div> <div>Raildruck: 1000 bar</div>
	40 → 50	750 → 800	5	
	40 → 75	750 → 910	5	
	50 → 75	800 → 910	5	
Lastabfall	50 → 25	800 → 630	5	<div>Bestromungsbeginn: 2,5°KWvZOT</div> <div>Raildruck: 1000 bar</div>
	50 → 40	800 → 750	5	
	75 → 50	910 → 800	5	
	75 → 40	910 → 750	5	

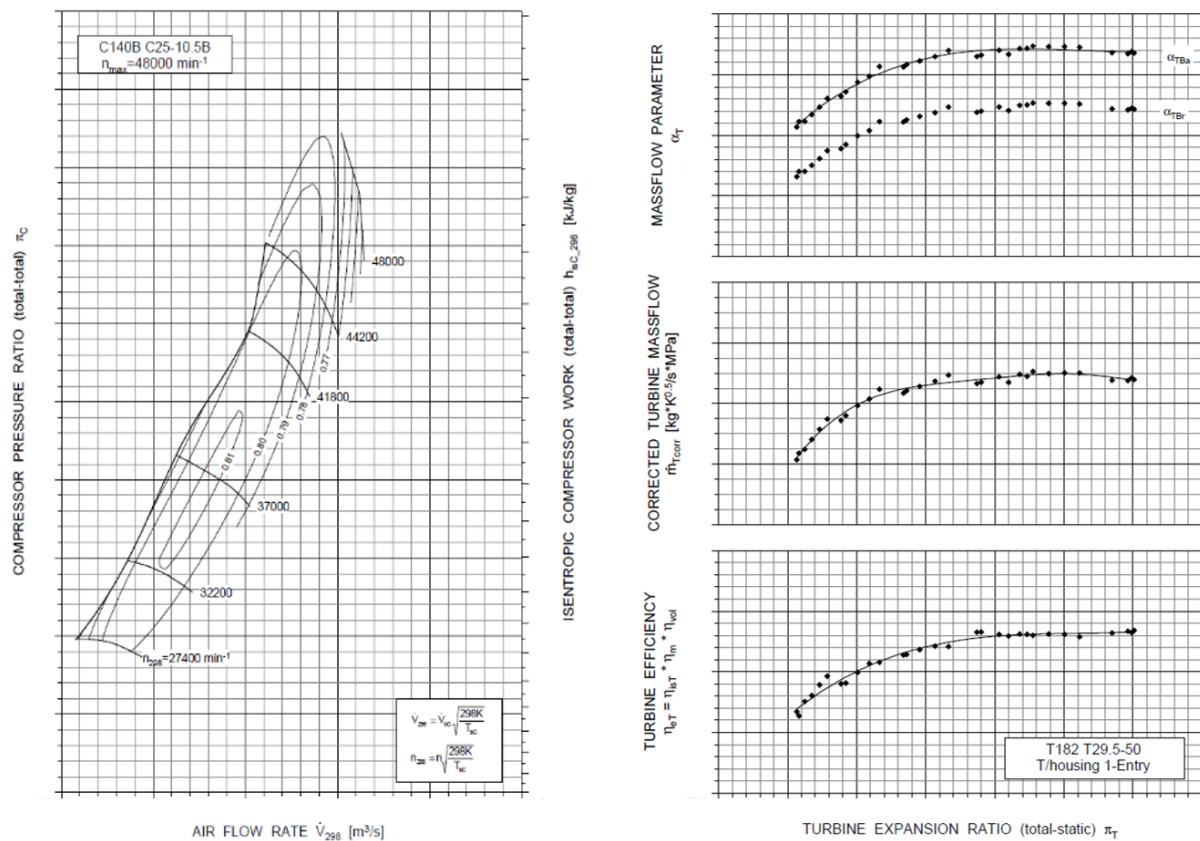


Abbildung A-1: Kennfelder des Turboladerherstellers: Verdichter (links), Turbine (rechts)

## Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Dissertation selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel genutzt habe. Alle wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen habe ich als solche gekennzeichnet. Ich versichere außerdem, dass ich die beigefügte Dissertation nur in diesem und keinem anderen Promotionsverfahren eingereicht habe und diesem keine Promotionsverfahren vorausgegangen sind.

Rostock, den

---

Datum, Felix Dahms

## Wissenschaftlicher Lebenslauf

M.Sc. Felix Dahms

geb. am 28.03.1988 in Teterow

seit 01/2017	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik der Universität Rostock
12/2013 bis 01/2017	Forschungsingenieur im Team „Angewandte Thermodynamik“ der Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH
10/2013	Erlangung des akademischen Grades Master of Science
04/2013 bis 09/2013	Anfertigung der Masterarbeit bei der MTU Friedrichshafen GmbH
11/2012 bis 02/2013	Studentische Hilfskraft am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock
09/2011 bis 09/2012	Studienbegleitendes Praktikum bei der FVTR GmbH
10/2011 bis 10/2013	Aufbaustudium des Maschinenbaus an der Universität Rostock, Vertiefung: Thermische Maschinen/Verbrennungsmotoren und Thermische Prozesse
09/2011	Erlangung des akademischen Grades Bachelor of Science
10/2008 bis 09/2011	Erststudium des Maschinenbaus an der Universität Rostock, Vertiefung: Energie- und Umwelttechnik



## Liste der Veröffentlichungen

- V1) Nils Külper, Felix Dahms, Gerd Milbradt, Georg Finger et al., „MEmBran - Modellierung von Emissionen und Brennstoffverbrauch beim Manövrieren von Schiffen“, Tagungsband der Statustagung 2019: Maritime Technologien, Seite 11-26, Schriftreihe Projektträger Jülich, 2019
- V2) Felix Dahms, Jürgen Nocke, Egon Hassel, „Modellierung des Gesamtsystems Motor zur Prädiktion von Kraftstoffverbrauch und Emissionen im dynamischen Maschinenbetrieb“, VDI Thermodynamik-Kolloquium 2019, 30.9. – 2.10.2019, Duisburg, Deutschland
- V3) G. Finger, M. Schaub, F. Dahms, E. Hassel, T. Riebe, G. Milbradt, K. Wehner, "On-Board Support System for the eco-friendly ship operation in coastal and port areas," OCEANS 2019 - Marseille, Marseille, France, 2019. DOI: 10.1109/OCEANSE.2019.8867157
- V4) M. Schaub, G. Finger, T. Riebe, F. Dahms, E. Hassel and M. Baldauf, "Data-based modelling of ship emissions and fuel oil consumption for transient engine operation," OCEANS 2019 - Marseille, Marseille, France, 2019. DOI: 10.1109/OCEANSE.2019.8867061
- V5) M. Schaub, G. Finger, F. Dahms, E. Hassel, T. Jeinsch and M. Kirchhoff, "Data-based prediction of particle emissions during manoeuvring of ships," 2019 International Interdisciplinary PhD Workshop (IIPHDW), Wismar, Germany, 2019. DOI: 10.1109/IIPHDW.2019.8755419
- V6) Felix Dahms, Michael Reska, Jürgen Nocke, Egon Hassel, "Angewandte Modellierung der dieselmotorischen Verbrennung für den transienten Motorbetrieb mit Echtzeitfähigkeit", 29. Deutscher Flammentag 2019, 17.- 18. September 2019, Bochum, Deutschland
- V7) Felix Dahms, Michael Reska, Jürgen Nocke, Egon Hassel, Martin Reißig, "Characterizing of transient engine operating with investigation on particle size distribution on a four-stroke medium-speed engine", CIMAC Congress 2019, June 10-14 2019, Vancouver, Canada
- V8) Felix Dahms, Michael Reska, Marko Püschel, Jürgen Nocke, Egon Hassel, "Fuel Consumption and Emissions in Transient Operation during Ship Maneuvering", Proceedings of the 2018 Fall Conference of ASME Internal Combustion Engine Division – ICEF2018, November 4-7 2018, San Diego, California, US. DOI: 10.1115/ICEF2018-9602
- V9) Felix Dahms, Claus Bornhorst, Jürgen Nocke, Egon Hassel, "Machinery Simulator with prediction of fuel consumption and emissions in transient operation", The International Marine Simulator Forum – MARSIM 2018, 12 - 16 August 2018, Halifax, Nova Scotia, Canada
- V10) Felix Dahms, Jürgen Nocke, Egon Hassel, „Modellierung von Emissionen und Brennstoffverbrauch beim Manövrieren von Schiffen“, VDI Thermodynamik-Kolloquium 2017, 27th – 29th of September 2017, Dresden, Deutschland

- V11) Felix Dahms, Claus Bornhorst, Jürgen Nocke, Egon Hassel, „Modelling of Fuel Consumption and Emissions in Transient Operation during Ship Manoeuvring“, 13th International Conference on Engine Room Simulators – ICERS13, 20th -21th of September 2017, Odessa, Ukraine
- V12) Felix Dahms, Michael Reska, Martin Theile, Jürgen Nocke, Egon Hassel, „Thermodynamic Properties for Modelling the Internal Combustion Engine (with Cases of Application)“, Thermophysical Properties for Technical Thermodynamics -THERMAM, 6th International Conference, 17th - 18th of July 2017, Rostock, Deutschland
- V13) Martin Theile, Felix Dahms, Martin Reißig, Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz: “CFD-basierte Analyse der Hochdruckgaseinblasung und Gemischbildung – vom akademischen Testfall bis zur praxisnahen Anwendung“, ENCOM 2017: Engine Combustion Processes - Current Problems and Modern Techniques , 16.-17.03.2017, Ludwigsburg, Deutschland
- V14) Martin Theile, Felix Dahms, Martin Reißig, Bert Buchholz, Dietmar Neuhaus: "CFD-basierte Untersuchung der Hochdruckgaseinblasung in Gasmotoren", VDI Thermodynamik-Kolloquium 2016, 04.10 - 07.10.2016, Kaiserslautern, Deutschland
- V15) Felix Dahms, Martin Reißig, Bert Buchholz, Martin Theile: "Numerische Analyse der Gemischbildung zur Vorauslegung von Brennverfahren mit alternativen Kraftstoffen", VDI Thermodynamik-Kolloquium 2015, 05.10 - 07.10.2015, Bochum, Deutschland