

Technische Universität München  
Institut für Energietechnik

Lehrstuhl für Thermodynamik

# **Analyse und Optimierung dieselmotorischer Betriebsbedingungen unter Berücksichtigung der Kabinenaufheizung**

**Hannes Dietz**

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

DOKTOR – INGENIEURS

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Prof. Dr. Markus Zimmermann

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer

2. Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Die Dissertation wurde am 11.02.2020 bei der Technischen Universität München eingereicht  
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 03.06.2020 angenommen.



---

## Vorwort

Diese Arbeit entstand am Lehrstuhl für Thermodynamik der Technischen Universität München. Von 2015 bis 2018 hatte ich dazu eine Anstellung als wissenschaftlicher Mitarbeiter.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.–Ing. Thomas Sattelmayer für sein Interesse am Fortgang meiner Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen und die zielgerichtete sowie konstruktive Unterstützung, die zum Gelingen der Arbeit Wesentliches beigetragen hat. Durch die Einbindung in das wissenschaftliche Umfeld am Lehrstuhl und die Übertragung von Lehraufgaben durfte ich Erfahrungen sammeln, die über die fachlichen Erkenntnisgewinne hinausgehen. Mein herzliches Dankeschön dafür.

Herrn Prof. Dr.–Ing. Ulrich Spicher danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferates und Herrn Prof. Dr. Markus Zimmermann für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Diese Arbeit entstand im Rahmen eines INI.TUM Kooperationsprojektes zwischen der Technischen Universität München und der AUDI AG, die das Projekt während der dreijährigen Laufzeit finanziert hat. Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Herbert Böll, der durch seinen beharrlichen Einsatz die Initiierung des Projekts ermöglicht hat. Mein Dank gilt auch Herrn Dr. Klaus Strasser, der mir auch nach meiner Tätigkeit am Lehrstuhl das Vertrauen und die zeitlichen Freiräume zur Fertigstellung meiner Arbeit gegeben hat. Danke auch an meine Kollegen aus dem „AUDI-Büro“ und der „AUDI-Werkstatt“, die mir während der gesamten Zeit immer unbürokratisch bei Problemstellungen aller Art weitergeholfen haben. Insbesondere die jederzeit freundschaftliche Arbeitsatmosphäre verdient meine herzliche Wertschätzung.

Stellvertretend bedanke ich mich bei Dr. Markus Spinnler, Alexander Präbst, Dr. Paul Christ und Florian Kiefer für die interessante, bereichernde und zugleich von angenehmen Begegnungen geprägte Zeit am Lehrstuhl. Weiterhin danke ich den Studenten, die durch die gewissenhafte Bearbeitung der ih-

---

nen übertragenen Aufgabenstellungen zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben und deren Studienarbeiten am Ende dieser Arbeit aufgelistet sind.

Den Korrekturlesern Dr. Markus Spinnler, Dr. Klaus Strasser, Dr. Martin Dellner, Dr. Steffen Korfmann und meiner Mama sei für die inhaltlichen und grammatikalischen Überarbeitungsvorschläge gedankt.

Nicht zuletzt gilt ein großes Dankeschön meiner Mama Wilma, meinem Papa Rudi und meiner Partnerin Annalena, die mich während meiner Doktorandenzeit in jeder Situation uneingeschränkt unterstützt haben. Danke auch an meine Freunde, die mir trotz meines Zeitmangels treu geblieben sind.

Danke.

Kelheim, im Januar 2020

Hannes Dietz

---

## **Kurzfassung**

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Fragestellung, wie die Innenaufheizung von Dieselfahrzeugen möglichst verbrauchs- und emissionsneutral sichergestellt werden kann. Dazu werden verschiedene dieselmotorische Betriebsparameter im Hinblick auf den Wärmeeintrag ins Kühlsystem, die effektive Motorleistung, den Kraftstoffverbrauch und die Abgaszusammensetzung untersucht. Aus den Erkenntnissen der Untersuchungen werden Betriebsstrategien und Gestaltungsrichtlinien für die Topologie von Thermomanagement-Systemen abgeleitet.

## **Abstract**

The central question of the present work is how cabin heating of diesel engine powered passenger cars can be secured without adverse effect on fuel efficiency and emissions. Therefore, the influence of different engine operating modes of an automotive diesel engine on coolant heat flux, effective engine power, fuel consumption and exhaust gas composition are investigated. As a result, both engine operating strategies and design guidelines for thermal management systems are derived from the findings.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Technologischer Hintergrund . . . . .	1
1.2	Ziele und Aufbau der Arbeit . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Grundlagen und Stand der Technik</b>	<b>6</b>
2.1	Leistungsbilanz an der Fahrzeugkabine . . . . .	6
2.2	Bewertungsgrößen der Kabinenaufheizung . . . . .	10
2.3	Wärmebedarf von Fahrzeugkabinen . . . . .	13
2.4	Leistungsbilanz am Antriebsaggregat . . . . .	15
2.4.1	Äußere Leistungsbilanz . . . . .	16
2.4.2	Innere Leistungsbilanz . . . . .	19
2.5	Wärmeübertragung am Verbrennungsmotor . . . . .	24
2.5.1	Gasseitiger Wärmeübergang . . . . .	24
2.5.2	Wärmeübergang an den Ein- und Auslasskanälen . . . . .	28
2.5.3	Kühlmittelseitiger Wärmeübergang . . . . .	29
2.6	Dieselmotorische Stellgrößen . . . . .	30
2.6.1	Ladungswechseltakt . . . . .	32
2.6.2	Arbeitstakt . . . . .	36
2.7	Dieselmotorische Schadstoffrohmissionen . . . . .	38
2.7.1	Kohlenstoffmonoxid . . . . .	39
2.7.2	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe . . . . .	40
2.7.3	Stickoxide . . . . .	41
2.7.4	Partikel . . . . .	43
2.8	Auswahl der genutzten Entwicklungswerkzeuge . . . . .	45
<b>3</b>	<b>Thermisch stationäre Messungen am Motorprüfstand</b>	<b>47</b>
3.1	Versuchsmotor . . . . .	47

3.2	Versuchsaufbau im thermisch stationären Betrieb . . . . .	48
3.3	Messdatenerfassung . . . . .	50
3.4	Parameterstudie . . . . .	51
3.4.1	Last und Drehzahl . . . . .	52
3.4.2	MFB <sub>50</sub> und Verbrennungsluftverhältnis (Messreihe 1) . .	54
3.4.3	MFB <sub>50</sub> und Abgasrückführung (Messreihen 2 und 3) . . .	59
3.4.4	Ladelufttemperatur (Messreihe 4) . . . . .	63
3.4.5	Belastung durch Nebenaggregate (Messreihe 5) . . . . .	68
3.4.6	Einlassdrall (Messreihe 6) . . . . .	71
3.4.7	Kühlmitteltemperatur (Messreihe 7) . . . . .	74
3.5	Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	77
<b>4</b>	<b>Simulation des thermischen Verhaltens</b>	<b>82</b>
4.1	Aufbau des 1D-Simulationsmodells . . . . .	82
4.1.1	Luftpfadmodell . . . . .	83
4.1.2	Verbrennung, Einspritzung und Blow-By . . . . .	84
4.1.3	Wandwärmeverluste . . . . .	85
4.1.4	Kühlsystem und thermische Massen . . . . .	86
4.1.5	Reibsystem und Ölsystem . . . . .	89
4.2	Validierung des Gesamtmotormodells . . . . .	90
4.2.1	Thermisch stationäre Betriebspunkte . . . . .	90
4.2.2	Thermisch instationäre Betriebspunkte . . . . .	93
4.3	Parameterstudie . . . . .	95
4.3.1	Kühlmittelvolumenstrom . . . . .	95
4.3.2	Ansaugluftvorkonditionierung . . . . .	97
4.4	Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	101
<b>5</b>	<b>Thermisch instationäre Messungen am Motorprüfstand</b>	<b>103</b>
5.1	Versuchsaufbau im thermisch instationären Betrieb . . . . .	103
5.2	Äußere Leistungsbilanz am Vollmotorprüfstand . . . . .	106
5.3	Parameterstudie . . . . .	109
5.3.1	Absperrung thermischer Massen . . . . .	109
5.3.2	Ansaugluftvorkonditionierung . . . . .	112
5.3.3	Ansaugluftvorkonditionierung und AGR-Rate . . . . .	115
5.4	Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	117



<b>6 Thermisch instationäre Messungen am Gesamtfahrzeug</b>	<b>120</b>
6.1 Versuchsfahrzeug und Versuchsaufbau . . . . .	120
6.2 Leistungsbilanz im Gesamtfahrzeug und am Prüfstand . . . . .	123
6.3 Parameterstudie . . . . .	128
6.3.1 Einfluss konvektiver Wärmeverluste . . . . .	129
6.3.2 Belastung durch elektrische Heizelemente . . . . .	131
6.3.3 Ansaugluftvorkonditionierung . . . . .	133
6.3.4 Ansaugluftvorkonditionierung und AGR-Rate . . . . .	134
6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse . . . . .	137
<b>7 Zusammenfassung</b>	<b>140</b>
<b>8 Ausblick</b>	<b>143</b>
<b>A Betreute Studienarbeiten</b>	<b>146</b>



# Nomenklatur

## Lateinische Buchstaben

$A$	Fläche	$[\text{m}^2]$
$a$	Beschleunigung	$[\text{m s}^{-2}]$
$b_e$	Spezifischer Verbrauch	$[\text{g kWh}^{-1}]$
$c_m$	Mittlere Kolbengeschwindigkeit	$[\text{m s}^{-1}]$
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität	$[\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$
$c_w$	Luftwiderstandsbeiwert	$[-]$
$D$	Durchmesser	$[\text{m}]$
$d$	Charakteristische Länge	$[\text{m}]$
$d$	Dicke	$[\text{m}]$
$f_R$	Rollwiderstandsbeiwert	$[-]$
$g$	Erdbeschleunigung	$[\text{m s}^{-2}]$
$H_u$	Unterer Heizwert	$[\text{kJ kg}^{-1}]$
$H$	Enthalpie	$[\text{kJ}]$
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	$[\text{kW}]$
$h$	Hub	$[\text{m}]$
$h$	Spezifische Enthalpie	$[\text{kJ kg}^{-1}]$
$I$	Strom	$[\text{A}]$
$K_T$	Korrekturfaktor	$[-]$
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$
$M$	Drehmoment	$[\text{Nm}]$
$m$	Masse	$[\text{kg}]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[\text{kg s}^{-1}]$
$n$	Drehzahl	$[\text{min}^{-1}]$
$P$	Leistung	$[\text{kW}]$

## Nomenklatur

---

$p_{m,r}$	Reibmitteldruck	[bar]
$p$	Druck	[bar]
$Q$	Wärme	[kJ]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[kW]
$r$	Verhältnis	[%]
$T$	Temperatur	[°C]
$t$	Zeit	[s]
$U$	Innere Energie	[kJ]
$U$	Spannung	[V]
$u$	Spezifische innere Energie	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$v$	Geschwindigkeit	[m s <sup>-1</sup> ]

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\Delta$	Differenz	[-]
$\eta$	Wirkungsgrad	[%]
$\eta$	Dynamische Viskosität	[N s m <sup>-2</sup> ]
$\lambda$	Verbrennungsluftverhältnis	[-]
$\lambda$	Spezifische Wärmeleitfähigkeit	[W m K <sup>-1</sup> ]
$\rho$	Dichte	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\varphi$	Kurbelwinkel	[°KW]
$\Psi_{\text{EFF}}$	Effizienzfaktor	[%]

## Indizes

a	Austritt
AG	Abgas
AGR	Abgasrückführung
AK	Auslasskanal

---

AS	Antriebsstrang
ATL	Abgasturbolader
AUX	Zuheizelemente
B	Beschleunigung
BB	Blow-By
BD	Brenndauer
CHEM	Chemisch
e	Eintritt
EFF	Effektiv
EL	Elektrisch
EK	Einlasskanal
Fl	Fluid
FW	Fahrwiderstand
FZG	Fahrzeug
HDAGRK	Hochdruck-Abgasrückführungskühler
HE	Haupteinspritzung
HWT	Heizungswärmeübertrager
i	Innen
INS	Insassen
INT	Interieur
KAB	Kabine
K	Kolben
KM	Kühlmittel
L	Luft
LLK	Ladeluftkühler
LOK	Lokal
LW	Luftwiderstand
m	Gemessen
min	Minimum
MOT	Motor
OF	Oberfläche
RW	Rollwiderstand
s	Simuliert
SFU	Spalte und Fugen

## Nomenklatur

---

st	Stöchiometrisch
STR	Strahlung
t	Total
UMG	Umgebung
V	Ventil
V	Verbrannt
VE	Voreinspritzung
W	Wand
ZYB	Zylinderblock
ZYK	Zylinderkopf
ZYL	Zylinder
0	Referenzbetriebspunkt

## Dimensionslose Kennzahlen

$Nu$	Nusselt Zahl	[–]
$Pr$	Prandtl Zahl	[–]
$Re$	Reynolds Zahl	[–]

## Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASP	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader
BD	Brenndauer
CPOA	Cylinder Pressure Only Analysis
ETD	Eintrittstemperaturdifferenz
HDAGRK	Hochdruck-Abgasrückführungskühler
HWP	Hauptwasserpumpe

HWT	Heizungswärmeübertrager
KW	Kurbelwinkel
MFB	Mass Fuel Burned
OT	Oberer Totpunkt
RDE	Real Driving Emissions
VDA	Verband der Automobilindustrie
VTG	Variable Turbinengeometrie
WÜ	Wärmeübertrager
ZOT	Zünd-OT
ZWP	Zusatzwasserpumpe
ZYB	Zylinderblock
ZYK	Zylinderkopf





# 1 Einleitung

## 1.1 Technologischer Hintergrund

Seit mittlerweile mehr als einem Jahrhundert wird der Verbrennungsmotor als Antriebsaggregat für mobile Anwendungen unterschiedlichster Bauformen eingesetzt. Kaum eine Erfindung hat durch seine Verbreitung in Personenkraftwagen das Leben und die Mobilität in der Form, wie wir sie heutzutage erleben, ermöglicht und geprägt. Eben diese globale Verbreitung und die Selbstverständlichkeit, mit der wir diese Möglichkeit der individuellen Mobilität nutzen, führen unter anderem dazu, dass um den Verbrennungsmotor ein Spannungsfeld entsteht, das aktuell mit hoher medialer Präsenz und Emotionalität diskutiert wird.

Eine Technologie steht in jüngster Vergangenheit besonders im Mittelpunkt der Diskussionen: der Dieselmotor. Im Gegensatz zum weltweiten Vergleich, in dem sich der Dieselmotor bis heute gegenüber dem ottomotorischen Verbrennungskonzept kaum behaupten kann, steigen gegen Ende der neunziger Jahre insbesondere in Europa die Zulassungszahlen des Selbstzünders stark an. Der großtechnische Einsatz von Abgasturboaufladungskonzepten und Direkteinspritzung macht das dieselmotorische Verbrennungskonzept aus Sicht der erzielbaren mechanischen Leistungen und des Kraftstoffverbrauchs gegenüber den Ottomotoren konkurrenzfähig. Hinzu kommt, dass der Dieselmotor bis heute in vielen europäischen Ländern als wichtiger Beitrag zur Einhaltung der CO<sub>2</sub>-Klimaziele gesehen und dieser Kraftstoff entsprechend steuerlich begünstigt wird. Unter anderem diese Faktoren führen dazu, dass von 1995 bis 2007 der Marktanteil an Dieselfahrzeugen in Deutschland von 15% auf knapp 50% zunimmt [32]. Einen ersten nennenswerten Einbruch der Marktanteile verzeichnet der Dieselmotor ab Mitte 2007. Zu diesem Zeit-

punkt rückt vermehrt die innerstädtische Feinstaubbelastung ins Zentrum des öffentlichen Interesses. In Folge etabliert sich durch die Einführung der Abgasnorm Euro 4 für Dieselfahrzeuge der flächendeckende Einsatz von Dieselpartikelfiltern. Zudem entstehen in besonders belasteten Städten sogenannte Umweltzonen, in denen die Einfahrerlaubnis über die Abgasnorm geregelt werden kann. Einen zwischenzeitlichen Tiefstand erreicht daraufhin der Marktanteil von Dieselfahrzeugen in Deutschland im Jahr 2009 mit etwas mehr als 30%. Bis 2015 steigt die deutschlandweite Verbreitung des Dieselmotors auf etwas über das Niveau von 2007 an.

Ausgelöst durch justiziables Verhalten einzelner Automobilhersteller in den USA geraten Dieselfahrzeuge abermals in den Fokus öffentlicher Aufmerksamkeit. Gegenstand der Diskussionen ist nun die von den Dieselfahrzeugen freigesetzte Menge an Stickoxiden im viel zitierten „realen Fahrbetrieb“. Diese überschreite häufig die im Rahmen der Zulassungsprozedur erlaubten Grenzwerte. Nahezu zeitgleich wird an einigen Hauptverkehrsadern in Großstädten eine überhöhte Schadstoffbelastung der Umgebungsluft erfasst. Gerade das zeitliche Aufeinanderfolgen der Ereignisse lässt zahlreiche Medien zu dem Schluss kommen, das Fehlverhalten einzelner Automobilhersteller bilde die Ursache für die hohe Schadstoffbelastung der Umwelt. Bei differenzierter Betrachtung der Situation stellt man jedoch fest, dass dort ein Zusammenhang hergestellt wird, der an manchen Stellen kritisch hinterfragt werden muss.

Bei aller Emotionalität in vielen der öffentlich geführten Diskussionen lässt sich eine Wirkung nicht von der Hand weisen: Sowohl bei den Anbietern als auch bei den Nutzern von Mobilitätskonzepten wird ein Bewusstsein für die Umweltbelastung durch den Umgang mit Mobilität geschaffen. Als mittelfristige Reaktion der europäischen Gesetzgeber kann unter anderem die Einführung der WLTP-Prüfprozedur verstanden werden. Diese löst den bislang gültigen Zulassungszyklus NEFZ ab und erhebt den Anspruch, das reale Fahrzeugnutzungsverhalten der Bevölkerung bereits in der Homologation mehr als bisher zu berücksichtigen. Besonders unterstrichen wird dieses Bestreben dadurch, dass neben den Emissions- und Verbrauchsmessungen auf Rollenprüfständen unter dem Begriff Real Driving Emissions (RDE) nun

auch Abnahmefahrten auf öffentlichen Straßen stattfinden. In Konsequenz haben nun wesentlich mehr Umgebungsparameter und Fahrzeugeinstellungen Einfluss auf das Ergebnis der Prüfung. Diese Maßnahmen erhöhen den Druck auf die Automobilhersteller, Technologien zu entwickeln und anzubieten, welche mehr denn je die Interaktion einzelner Fahrzeugsysteme untereinander und mit der jeweiligen Fahrzeugumgebung berücksichtigen [58].

Ein Thema, welches immer mehr an Bedeutung gewinnt, ist die Interaktion zwischen der Klimatisierung der Fahrgastzelle und dem Verbrauchs- und Emissionsverhalten des Antriebsaggregats. Gerade die Beheizung der Fahrzeugkabine bei winterlichen Umgebungsbedingungen, welche bei verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen bis heute größtenteils aus der bei der Verbrennung entstehenden Abwärme gespeist wird und somit auch unmittelbaren Einfluss auf die Abgaszusammensetzung nimmt, findet nunmehr im Rahmen der RDE-Tests Berücksichtigung. Zwar existieren bereits heute gesetzliche Vorgaben zum Aufheizverhalten der Fahrzeugkabine und zur Enteisung der Fahrzeugscheiben, doch eine Verknüpfung zu Verbrauchs- oder Emissionsgrenzwerten in diesen Betriebspunkten gibt es bislang nicht. Da jedoch gerade der motorische Wärmehaushalt gleichzeitig sensitiven Einfluss sowohl auf die Abgaszusammensetzung als auch auf die Erfüllung der gesetzlichen Vorgaben zur Kabinenaufheizung hat, erfordert diese gegenseitige Abhängigkeit von Fahrzeugfunktionen eine detaillierte Betrachtung. Aus diesem Grund widmet sich die vorliegende Arbeit im Besonderen der Analyse und Optimierung dieselmotorischer Betriebsparameter unter Berücksichtigung der Kabinenbeheizung.

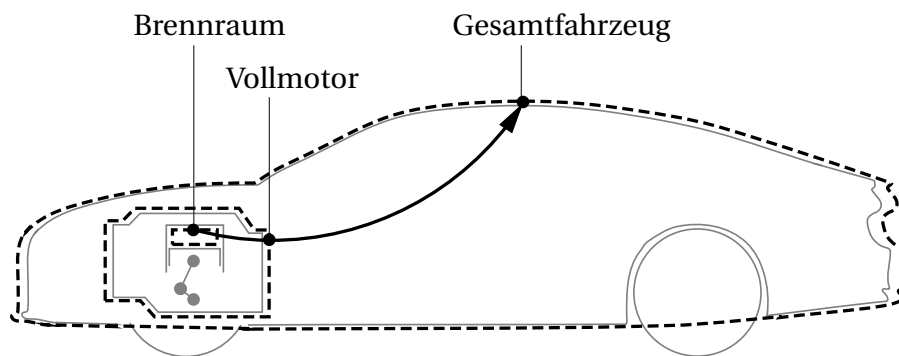
## **1.2 Ziele und Aufbau der Arbeit**

Ziel der Arbeit ist die Untersuchung unterschiedlicher dieselmotorischer Betriebsparameter im Hinblick auf den Wärmeeintrag ins Kühlmittel, die effektive Motorleistung, den Kraftstoffverbrauch und die Abgaszusammensetzung. Die Wissensmehrung besteht darin, dass bei der Bewertung der

Maßnahmen auch die Bedürfnisse der Kabinenbeheizung Berücksichtigung finden. Die Wirksamkeit verschiedener Parametersätze wird somit nicht mehr wie bisher isoliert am Verhältnis aus eingesetztem, chemisch gebundenem Energiestrom zu erzielter mechanischer Leistung gemessen. Zusätzlich wird nun auch der in die Fahrzeugkabine eingetragene Wärmestrom mit in die Bewertung einbezogen. Dies gewinnt vor allem dann an Bedeutung, wenn die Auslegung des Gesamtfahrzeugs besser auf das reale Fahrzeugnutzungsverhalten zugeschnitten werden soll, wie es von Automobilherstellern und Gesetzgebern verfolgt wird. Einerseits werden dazu Motorbetriebsparameter und deren Einfluss auf die innere bzw. äußere Leistungsbilanz am Dieselmotor untersucht. Andererseits wird für eine umfassende Optimierung der Wärmestromverteilung auch die Gestaltung des Thermomanagementsystems überarbeitet. Da mit sinkenden Umgebungstemperaturen der Wärmebedarf der Fahrzeugkabine steigt und gleichzeitig mit niedrigen Motorlasten das Wärmeangebot der Verbrennungskraftmaschine abnimmt, finden die Untersuchungen vorrangig unter diesen kritischen Randbedingungen statt.

Da die Gesamtfahrzeugeigenschaften „Kraftstoffverbrauch“, „Emissionen“ und „Kabinenbeheizung“ bereits während der Entwicklungsphase des Antriebsaggregats spezifiziert werden, wird im Rahmen dieser Arbeit eine Methode entwickelt, bei der die Wärmesenke „Fahrzeugkabine“ bereits am Motorprüfstand berücksichtigt werden kann. Ein Vergleich der Leistungsbilanzen am Prüfstand und am Gesamtfahrzeug lässt erkennen, welche Veränderungen im thermischen Verhalten des Dieselmotors zu erwarten sind, wenn er anstatt in einer Prü fzelle in einem Fahrzeug betrieben wird. Die schrittweise im Rahmen von Prüfstandsmessungen und Simulationen erarbeiteten Maßnahmen werden am Ende in einem Versuchsfahrzeug umgesetzt, um deren Wirksamkeit nachzuweisen.

Die Arbeit gliedert sich in sechs Abschnitte. Nachdem zunächst der zum Verständnis der Arbeit erforderliche Stand der Technik zusammengefasst wird, folgen im weiteren Verlauf Leistungsbilanzierungen bei niedrigen Umgebungstemperaturen und schwachen Motorlasten. Der Aufbau und die inhaltliche Strukturierung entsprechen der schrittweisen Aufweitung der Systemgrenze vom Brennraum zum Gesamtfahrzeug (Abbildung 1.1). Zunächst wer-



**Abbildung 1.1:** Erweiterung der Leistungsbilanz vom Brennraum zum Gesamtfahrzeug

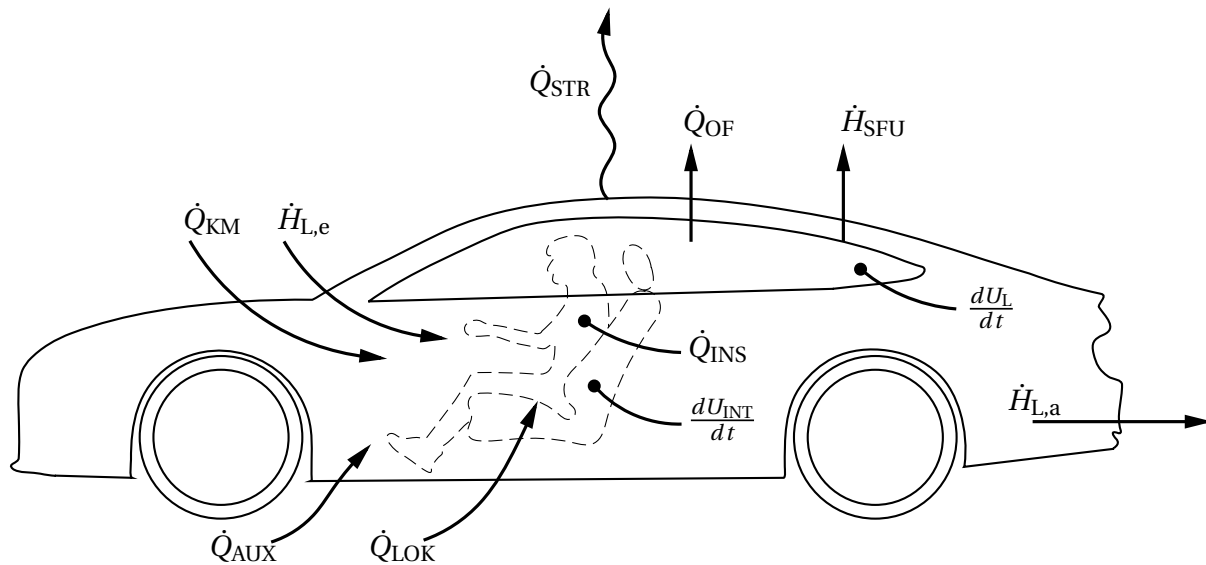
den experimentelle Untersuchungen am Vollmotorprüfstand unter thermisch stationären Bedingungen durchgeführt. Der Fokus liegt dabei auf dem zeitlich aufgelösten Brennverlauf und der Leistungsbilanz an der Brennraumwand während eines Arbeitsspiels. Durch die Aufweitung der Systemgrenze auf den Gesamtmotor wird das Feld der Variationsparameter um weitere Einflussgrößen ergänzt. Neben den zusätzlichen Parametern wird auch das thermisch instationäre Verhalten des Gesamtmotors diskutiert. Die Untersuchungen werden von Simulationen an einem Gesamtmotormodell ergänzt. Nach Abschluss der Untersuchungen am Vollmotorprüfstand erfolgt die Einbettung des Verbrennungsmotors in das Gesamtfahrzeug. Dadurch werden weitere Schnittstellen zur Umgebung ergänzt und die entsprechenden Auswirkungen auf die Leistungsbilanz diskutiert. Abgeschlossen werden die Ausführungen mit einer Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den vorangegangenen Untersuchungen.

## 2 Grundlagen und Stand der Technik

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung des thermischen Verhaltens von Dieselmotoren unter Berücksichtigung der Kabinenbeheizung. Dazu sollen in nachfolgenden Abschnitten der Stand der Technik und die entsprechenden Grundlagen zusammengefasst werden. Diese bilden im weiteren Verlauf der durchgeführten Untersuchungen eine wichtige Argumentationsbasis, auf die des Öfteren zurückverwiesen wird. Neben einer Analyse der Leistungsbilanz an der Fahrzeugkabine werden vor allem das thermische Netzwerk am Dieselmotor und dessen formelle Beschreibungsformen dargestellt. In Hinführung auf die später durchgeführten Messreihen werden zudem diejenigen dieselmotorischen Stellgrößen spezifiziert, welche in besonderem Maße Einfluss auf die Leistungsbilanz und die Abgaszusammensetzung nehmen können. Abschließend werden die Entwicklungswerkzeuge beschrieben, welche für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen genutzt werden.

### 2.1 Leistungsbilanz an der Fahrzeugkabine

Für ein umfassendes Verständnis der Wirkzusammenhänge bei der Beheizung von Fahrzeugkabinen ist die Leistungsbilanz an der Fahrgastzelle von zentraler Bedeutung. Dazu sind in Abbildung 2.1 die wesentlichen Leistungen schematisch dargestellt. Der vom Frischluftgebläse angesaugte Luftenthalpiestrom  $\dot{H}_{L,e}$  wird im Klimagerät zunächst über Wärmeübertrager und Zusatzheizelemente geleitet. Der Heizungswärmeübertrager bildet dabei die Schnittstelle an der Systemgrenze des Gesamtmotors, dessen Leistungsbilanz wiederum im Abschnitt 2.4 näher beleuchtet wird. Welcher Wärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  am Heizungswärmeübertrager vom Kühlmittel an die Zuluft übertragen wird, hängt bei sogenannten luftgeregelten Klimaanlage, wie sie auch im Rahmen



**Abbildung 2.1:** Leistungsbilanz an der Fahrzeugkabine im Winterfall

dieser Arbeit betrachtet werden, von der Luftfördermenge und damit von der Drehzahl des Frischluftgebläses ab [25]. Der über das Kühlmittel eingetragene Wärmestrom kann bei Bedarf durch zusätzliche Wärmequellen ergänzt werden ( $\dot{Q}_{\text{AUX}}$ ). Diese Zuheizelemente werden vorrangig in Fahrzeugen genutzt, in denen die bei der Verbrennung entstehende Abwärme nur in unzureichender Menge oder zeitlich begrenzt zur Verfügung steht, wie es beispielsweise bei Hybridfahrzeugen der Fall ist. Üblicherweise werden dazu elektrische Heizelemente, Kraftstoffzuheizer oder Wärmepumpen eingesetzt. Stromab der Wärmequellen wird der Luftmassenstrom mit Hilfe einzelner Klappen in unterschiedliche Kanäle geleitet. Innerhalb dieser Kanäle findet auch ein Wärmeaustausch zwischen der Luft und den umgebenden Kanalwänden statt. Formal wird dieser Anteil in der Leistungsbilanz der inneren Energie der Interieurkomponenten zugeordnet ( $U_{\text{INT}}$ ). Die Einleitung der Luft in die Fahrzeugkabine erfolgt in aller Regel über mehrere Ausströmer im Bereich der Schalttafel, der vorderen und hinteren Fußräume und der Mittelkonsole. Auf diese Weise wird eine spezifische Konditionierung einzelner Bereiche innerhalb der Kabine ermöglicht. Der individuellen Beaufschlagung einzelner Zonen kommt beispielsweise bei der Erfüllung gesetzlicher Vorschriften zur Scheibenenteisung [19][24][69] und bei der Erzeugung eines behaglichen

Raumklimas [10] große Bedeutung zu. Neben der Konditionierung der Fahrzeugkabine mittels Konvektion besteht zusätzlich die Möglichkeit, lokale Konditionierungssysteme zu installieren (z.B. elektrische Sitzbeheizung). Diese Heizkonzepte zielen in der Regel darauf ab, Wärme mittels Wärmeleitung direkt an die Stelle zu transportieren, an der sie benötigt wird. Der entsprechende Wärmestrom wird mit  $\dot{Q}_{\text{LOK}}$  bezeichnet. Weiterhin ist für eine vollständige Leistungsbilanz der Wärmeeintrag der Fahrzeuginsassen zu berücksichtigen ( $\dot{Q}_{\text{INS}}$ ). Die zugeführte Frischluftmenge verlässt das Fahrzeug zum einen definiert über die Kabinenentlüftung im Fahrzeugheck durch speziell dafür vorgesehene Entlüftungsöffnungen ( $\dot{H}_{\text{L,a}}$ ) und zum anderen diffus über diverse Fugen und Spalte, welche über die gesamte Fahrzeugkarosserie verteilt sind ( $\dot{H}_{\text{SFU}}$ ). Auf diesen beiden Wegen werden auch die Feuchtigkeitseinträge der Fahrzeuginsassen an die Umgebung abgeführt. Über die Karosserieflächen und die Fahrzeugverglasung findet zudem mittels unterschiedlicher Transportmechanismen ein Wärmeaustausch zwischen Fahrzeuginnenraum und Umgebung statt. Einerseits erfolgt ein konvektiver Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft, welcher zu einem großen Teil vom durch die Fahrzeugumströmung beeinflussten Wärmeübergangskoeffizienten an der Fahrzeugaußenhülle bestimmt wird ( $\dot{Q}_{\text{OF}}$ ). Andererseits findet zudem ein strahlungsgebundener Wärmeaustausch mit der Umgebung statt ( $\dot{Q}_{\text{STR}}$ ). Besonders ist darauf hinzuweisen, dass gerade der konvektive Wärmeaustausch mit der Umgebung zwar in einem Term zusammengefasst wird, die lokale Wärmestromdichte über die Außenhülle der Kabine hinweg jedoch eine stark inhomogene Verteilung aufweist. Zurückzuführen ist dies wiederum auf die unterschiedlichen Materialien und die lokalen Unterschiede der Umströmungsgeschwindigkeit, was variierende Wärmeübergangskoeffizienten an der Systemgrenze zwischen Fahrzeugkabine und Umgebung zur Folge hat. Beispielsweise treten gerade im Bereich der Frontscheibe gegenüber dem Rest der Kabine erhöhte Wärmestromdichten auf.

Eine besondere Bedeutung kommt auch den instationären Termen der Leistungsbilanz zu. Diese Terme beschreiben die thermische Trägheit der am Wärmehaushalt beteiligten Massen. Die Bedeutsamkeit der thermisch instationären Effekte resultiert aus der typischen kurzzeitigen Nutzung von



Fahrzeugen [29][50]. Aus diesem Nutzungsverhalten ergibt sich, dass die Nutzungsdauer während eines Fahrzyklus in der Regel nicht ausreicht, um überhaupt einen thermisch stationären Zustand zu erreichen. Die thermischen Massen selbst lassen sich wiederum in zwei Hauptbestandteile unterteilen: das von der Fahrzeughülle umschlossene Luftvolumen  $U_L$  sowie alle massebehafteten Strukturen des Interieurs innerhalb der Systemgrenze  $U_{INT}$ . Im Besonderen sei darauf hingewiesen, dass die beiden instationären Terme als Mittelwerte bezogen auf die Gesamtmasse der Luft und die Interieurkomponenten innerhalb der Systemgrenze zu verstehen sind. Die Ermittlung der inneren Energien stellt dabei eine nicht trivial zu lösende Herausforderung dar. Bei genauerer Betrachtung wird offenkundig, dass beispielsweise bei dem eingeschlossenen Luftvolumen nicht von einem „ideal gerührten Behälter“ [60] ausgegangen werden kann. Vielmehr ergeben sich etwa durch die Einleitung warmer Luft in ein mit kalter Luft gefülltes Innenraumvolumen große lokale Temperaturunterschiede. Gerade dieser Sachverhalt macht die Bestimmung einer einzigen, repräsentativen Lufttemperatur im Innenraum schwierig. In der Regel wird eine sogenannte mittlere Innenraumtemperatur durch eine Messung in verschiedenen Zonen mit anschließender Mittelwertbildung berechnet. Unter anderem durch diese lokalen Lufttemperaturunterschiede ergeben sich zudem lokal unterschiedliche Strukturtemperaturen der Interieurkomponenten. Hinzu kommt, dass sich durch den Einsatz unterschiedlicher Materialien auch die Stoffdaten der jeweiligen Komponenten stark unterscheiden. Entsprechend komplex gestaltet sich auch die massengemittelte Temperaturbestimmung der Anbauteile im Interieur.

Der formale Zusammenhang der in Abbildung 2.1 dargestellten Leistungen kann wie folgt beschrieben werden:

$$\frac{dU_L}{dt} + \frac{dU_{INT}}{dt} = \dot{H}_{L,e} + \dot{Q}_{KM} + \dot{Q}_{AUX} + \dot{Q}_{LOK} + \dot{Q}_{INS} - \dot{Q}_{OF} - \dot{Q}_{STR} - \dot{H}_{SFU} - \dot{H}_{L,a} \quad (2.1)$$

Entsprechend der Vielzahl an Einflussgrößen ergeben sich zahlreiche Freiheitsgrade, um die Leistungsbilanz zu beeinflussen. Über die Verteilung der Wärmeströme bestimmen vorrangig die geometrische Gestaltung der Fahrzeugkabine und die Eingriffe der Klimaregelungssoftware auf die Luftklappen

im Klimagerät. Entscheidend in diesem Zusammenhang ist die Zielgröße, auf deren Optimierung die Wahl des jeweiligen Parametersatzes abgestimmt ist. Die Komplexität liegt vor allem in der Spezifikation der Zielgröße. Die Hauptaufgaben der Innenraumklimatisierung bestehen in der Erzeugung eines behaglichen Innenraumklimas bei gleichzeitiger Sicherstellung der Betriebssicherheit des Fahrzeuges unter möglichst geringem Einsatz chemisch gebundener Energie. Während letztere Größe in der Regel einfach messtechnisch zu erfassen ist und die Vorgaben zur Betriebssicherheit über physikalisch zeitabhängige Größen in Gesetzestexten beschrieben sind, ist die Fragestellung nach einem behaglichen Innenraumklima eine durchaus komplexere. Gerade diese Zielgröße ist weder allgemeingültig formulierbar, noch findet sie sich als physikalische Größe innerhalb der Leistungsbilanz am Gesamtfahrzeug wieder. Da für die Insassen der Fahrzeugkabine das Thema jedoch von großer Bedeutung ist, ist die Quantifizierbarkeit der thermischen Behaglichkeit Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen [2][10][26][67].

## **2.2 Bewertungsgrößen der Kabinenaufheizung**

Die wichtigste Aufgabe der Fahrzeugklimatisierung besteht in der Sicherstellung der Betriebssicherheit. Dazu gehört im Wesentlichen die Entfernung von Beschlag und Eis von der Frontscheibe [42]. Hierfür existieren mehrere gesetzliche Vorschriften, welche bei der Zulassung von Fahrzeugen in unterschiedlichen Märkten erfüllt werden müssen. Diese Gesetze beschreiben den prozentualen Anteil des Fahrersichtfeldes, der in Abhängigkeit der Zeit bei definierten Randbedingungen von Eis oder Beschlag befreit werden muss [1][16][19]. Somit kann die Leistungsfähigkeit eines Klimatisierungskonzeptes über den zeitlichen Verlauf des freigewordenen Sichtfeldes quantifiziert werden. Diese Form der Bewertung eignet sich zwar zur Bewertung der Betriebssicherheit eines Fahrzeuges, gibt jedoch nur unzureichend Auskunft über die thermische Befindlichkeit der Fahrzeuginsassen. Dieser Aspekt spielt aber insbesondere für das sichere und aufmerksame Fahren des Fahrzeuges eine wichtige Rolle [64].

Eine Möglichkeit zur Bewertung des Aufheizverhaltens der gesamten Kabine ist die messtechnische Erfassung der Lufttemperatur im Innenraum an unterschiedlichen Stellen. Diese Methode wird in zahlreichen Gesetzestexten, Prüfanweisungen und Normen als Bewertungsgrundlage herangezogen [10][24][67]. Gerade im thermisch instationären Fall ergeben sich im Fahrzeuginnenraum erhebliche räumliche Temperaturunterschiede. Somit ist es nicht möglich, einen einzigen aussagekräftigen Wert für die Temperatur des gesamten Luftvolumens innerhalb der Fahrzeugkabine anzugeben. Aus diesem Grund wird die Erfassung der Temperatur innerhalb der Fahrzeugkabine in der Regel an mehreren, möglichst eindeutig geometrisch beschriebenen Stellen durchgeführt. Diese mehr oder weniger grob aufgelöste, räumliche Temperaturverteilung lässt mit Hilfe zeitabhängiger Sollwerte Rückschlüsse auf die Güte des Aufheizverhaltens zu [10]. Die Vorteile dieser Bewertungsmethode liegen vorrangig in der einfachen messtechnischen Erfassbarkeit. Eine zuverlässige Aussage über das thermische Empfinden der Personen, die der jeweiligen Umgebung ausgesetzt sind, ist jedoch nicht möglich [17]. Viele Parameter, wie beispielsweise lokale Strömungsgeschwindigkeiten und Strahlungstemperaturen, welche ebenfalls das Empfinden beeinflussen, bleiben bei dieser Bewertungsmethode unberücksichtigt. Hinzu kommt, dass durch die teilweise stark inhomogene Lufttemperaturverteilung im Innenraum auch eine hohe Sensibilität des Messergebnisses gegenüber der räumlichen Positionierung der Messstellen besteht.

Eine weitere Bewertungsmethode versucht, das thermische Empfinden der Fahrzeuginsassen zu quantifizieren. Dazu wird häufig die sogenannte ASHRAE-Skala genutzt [3]. Hierbei wird das thermische Empfinden der Personen, welche einer bestimmten thermischen Umgebung ausgesetzt sind, in mindestens sieben Stufen eingeteilt. Als erstrebenswert gilt der Zustand thermischer Neutralität, bei dem negative Empfindungen (z.B. zu warm oder zu kalt) gänzlich fehlen. Mit Hilfe dieser Methode werden alle messtechnisch erfassbaren und nicht erfassbaren Einflussgrößen (z.B. körperliche Aktivität, u.a. bereits verursachbar durch geringfügige körperliche Bewegung der Fahrzeuginsassen) auf das thermische Empfinden berücksichtigt. Die Bewertungsgröße selbst ist nicht unmittelbar messbar. Eine Möglichkeit,

thermische Umgebungen mit Hilfe dieser Methode dennoch einzuteilen, ist die Durchführung von Probandenstudien. Fiala [18] und Zhang [76] untersuchen in ihren Arbeiten, ob eine messtechnische Erfassung mehrerer Zustandsgrößen, z.B. Strömungsgeschwindigkeiten, Hautoberflächen-, Umgebungs- und Strahlungstemperaturen, Rückschlüsse auf das thermische Empfinden zulässt. Die daraus entstandenen mathematisch formulierten Zusammenhänge werden in mehreren Arbeiten genutzt und auf die Anwendung in Fahrzeugkabinen optimiert [43][51][56]. Letztgenannte Optimierung wird erforderlich, da die von Fiala und Zhang beschriebenen Zusammenhänge ihren Ursprung in der Gebäudetechnik haben. Die thermische Umgebung in Fahrgastzellen von Personenkraftwägen grenzt sich gegenüber Wohnräumen unter anderem durch eine bedeutend größere Temperaturspreizung, geringere Raumgrößen und erheblich kürzere Zeitskalen ab. Da die Interaktion zwischen thermischer Umgebung und menschlichem Thermalhaushalt eine sehr komplexe und über weite Strecken nicht physikalisch beschreibbare Problemstellung darstellt, ist eine Einteilung gemäß ASHRAE-Skala auf Basis von Messdaten oft wenig robust. Anwendbar ist diese Methode dann, wenn viele Versuche unter gleichen Bedingungen durchgeführt werden und eine statistische Auswertung erfolgt. Aus diesem Grund ist dieser Ansatz in der vorliegenden Arbeit zu aufwändig und unscharf, um die Einflüsse einzelner Motorbetriebsparameter auf das Kabinenaufheizverhalten bewerten zu können.

Liegt der Fokus verstärkt auf der Bewertung der Effizienz einzelner Wärmequellen, so besteht die Möglichkeit, die Summe der über die Systemgrenze zugeführten Wärmeströme zu bilanzieren und diese ins Verhältnis zur aufgenommenen Leistung zu setzen [35]. Aus diesem Grund bietet sich diese Methode besonders für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit thematisierten Fragestellungen an. Die Messung der übertragenen Wärmeströme kann auf beiden Seiten der Wärmeübertrager erfolgen. In den nachfolgenden Untersuchungen wird eine Bilanzierung der übertragenen Wärmemengen auf der Kühlmittelseite des Heizungswärmeübertragers vorgenommen. Diese Vorgehensweise bietet sich an, da dieser Wärmeübertrager die zentrale Schnittstelle zwischen der Wärmequelle Verbrennungsmotor und der

Wärmesenke Fahrzeugkabine bildet. Zudem ist die Messung des Kühlmittelwärmestroms mit bewährten Messsystemen und hoher Genauigkeit möglich.

## 2.3 Wärmebedarf von Fahrzeugkabinen

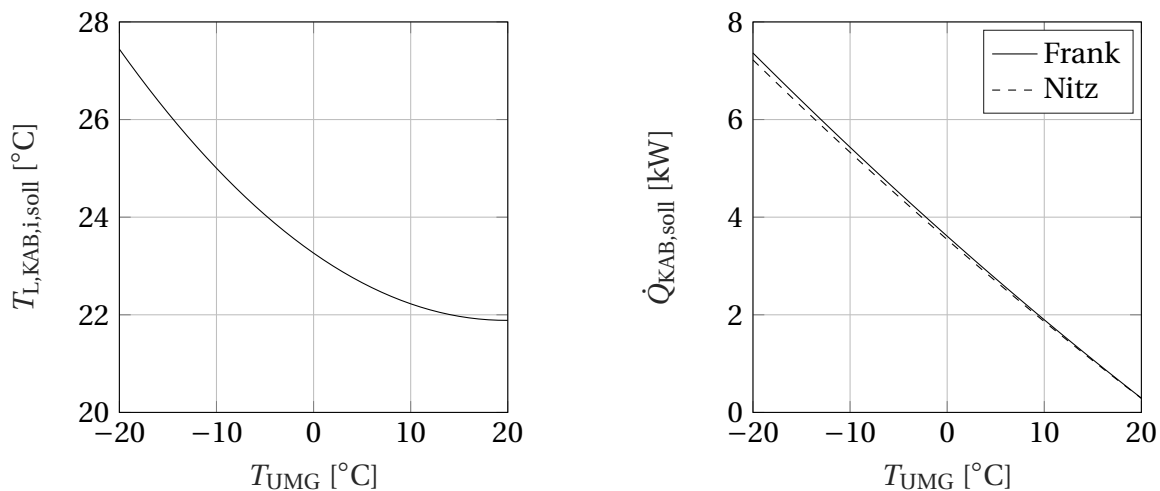
Welche Wärmemenge über die Systemgrenze des Fahrzeuginnenraums zur Erzeugung eines behaglichen Klimas eingetragen werden muss, hängt von allen in Gleichung 2.1 genannten Termen und den vorherrschenden Umgebungsbedingungen [63] ab und kann nicht pauschal beziffert werden. Trotzdem soll unter Annahme verschiedener Randbedingungen eine Methode vorgestellt werden, welche die Einordnung der gemessenen Kühlmittelwärmeströme im weiteren Verlauf dieser Arbeit unterstützen soll. Nitz und Hucho [48] (Gleichung 2.2) sowie Frank [20] (Gleichung 2.3) schlagen in ihren Ausführungen unter anderem Formeln zur Berechnung des Wärmebedarfs  $\dot{Q}_{\text{KAB,soll}}$  im stationären Außenluftbetrieb vor. Nach Frank verhält sich die Lufteintrittstemperatur zur mittleren Innenraumtemperatur wie die mittlere Innenraumtemperatur zur Ablufttemperatur [25]. Nitz und Hucho betrachten bei ihrem Ansatz die Fahrzeugkabine als Wärmeübertrager [25]. Dementsprechend ergeben sich die in den nachfolgenden Gleichungen angegebenen formellen Zusammenhänge. Als Einflussparameter werden die Umgebungstemperatur  $T_{\text{UMG}}$ , die Zieltemperatur im Fahrzeuginnenen  $T_{\text{L,KAB,i,soll}}$ , die spezifische Wärmekapazität  $c_{p,L}$  der eingebrachten Luftmenge  $\dot{m}_L$  sowie der Wärmedurchgangskoeffizient und die Oberfläche der Fahrzeugkabine ( $k \cdot A$ ) herangezogen.

$$\dot{Q}_{\text{KAB,soll}} = (T_{\text{L,KAB,i,soll}} - T_{\text{UMG}}) \cdot \frac{k \cdot A}{1 - 10^{\left(-\frac{k \cdot A}{\dot{m}_{\text{L,KAB}} \cdot c_{p,L}}\right)}} \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_{\text{KAB,soll}} = (T_{\text{L,KAB,i,soll}} - T_{\text{UMG}}) \cdot \frac{k \cdot A + \sqrt{(k \cdot A)^2 + 4 \cdot (\dot{m}_{\text{L,KAB}} \cdot c_{p,L})^2}}{2} \quad (2.3)$$

Einen Vorschlag zur umgebungstemperaturabhängigen Solltemperatur der Innenraumlufte von Fahrzeugkabinen liefert die DIN 1946-3 [10]. Die für eine thermisch behagliche Umgebung notwendige Lufttemperatur in Fahrzeuginnenräumen kann nicht mit einem konstanten Wert beschrieben werden.

Mitverantwortlich dafür ist unter anderem ein strahlungsgebundener Wärmeaustausch zwischen den Insassen und den Umschließungsflächen, welcher bei tiefen Außentemperaturen die notwendigen Innenraumtemperaturen nach oben ansteigen lässt (Abbildung 2.2 links). Im Bereich der Gebäudetechnik wird dieses Phänomen mit Hilfe der sogenannten „operativen Temperatur“ beschrieben [38]. Kurz zusammengefasst wird darin zwischen der Empfindungstemperatur (operative Temperatur), der Lufttemperatur und der mittleren Strahlungstemperatur der Umschließungsflächen differenziert, welche vom konvektiven Wärmeübergang an der Fahrzeugkabine abhängt. Der Sollwert für die operative Temperatur ist dabei nicht von der thermischen Umgebung abhängig. Vielmehr müssen die Lufttemperatur und die Strahlungstemperatur so aufeinander abgestimmt werden, dass die von der jeweiligen Person empfundene operative Temperatur auf konstantem Niveau verbleibt. Die in Abbildung 2.2 (rechts) gezeigten Kurven entstanden



**Abbildung 2.2:** Solltemperatur der Kabinenluft (links) und Wärmestrombedarf der Fahrzeugkabine (rechts) in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur

unter der Annahme eines konstanten Frischluftmassenstroms von  $6 \text{ kg/min}$ , welcher auch in der DIN 1946-3 [10] für den Aufheizbetrieb vorgeschlagen wird. Die spezifische Wärmekapazität wird mit  $1,003 \text{ kJ/kg K}$  ebenfalls in guter Näherung als konstant im betrachteten Temperaturbereich angenommen.

Der in [25] ausgewiesene Wärmeübergangskoeffizienten der Fahrzeugkabine ( $k \cdot A = 60 \text{ W/K}$ ) erweist sich hingegen als zu niedrig. Entsprechend der im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Messungen nach der VDA Richtlinie 220 [67] ist bei einer Konstantfahrt von  $50 \text{ km/h}$  eines Mittelklassefahrzeugs bei einer Umgebungstemperatur von  $-20^\circ\text{C}$  von  $k \cdot A = 90 \text{ W/K}$  auszugehen. Gemäß [25] lässt sich der Wärmedurchgangskoeffizient, wie in Gleichung 2.4 beschrieben, ermitteln. Die zur Berechnung erforderlichen Parameter sind im thermisch stationären Zustand messtechnisch zu erfassen.

$$k \cdot A = \frac{\dot{Q}_{\text{KAB}} - \dot{m}_{\text{L,KAB}} \cdot c_{\text{p,L}} \cdot (T_{\text{L,KAB,a}} - T_{\text{UMG}})}{(T_{\text{L,KAB,i}} - T_{\text{UMG}})} \quad (2.4)$$

**Tabelle 2.1:** Parameter zur Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten der Fahrzeugkabine

Parameter	Wert
$\dot{Q}_{\text{KAB}}$	4,9 kW
$\dot{m}_{\text{L,KAB}}$	6 kg/min
$c_{\text{p,L}}$	1,006 kJ/(kg K) [68]
$T_{\text{L,KAB,a}}$	$15^\circ\text{C}$
$T_{\text{UMG}}$	$-20^\circ\text{C}$
$T_{\text{L,KAB,i}}$	$35^\circ\text{C}$ gemessen nach [67]

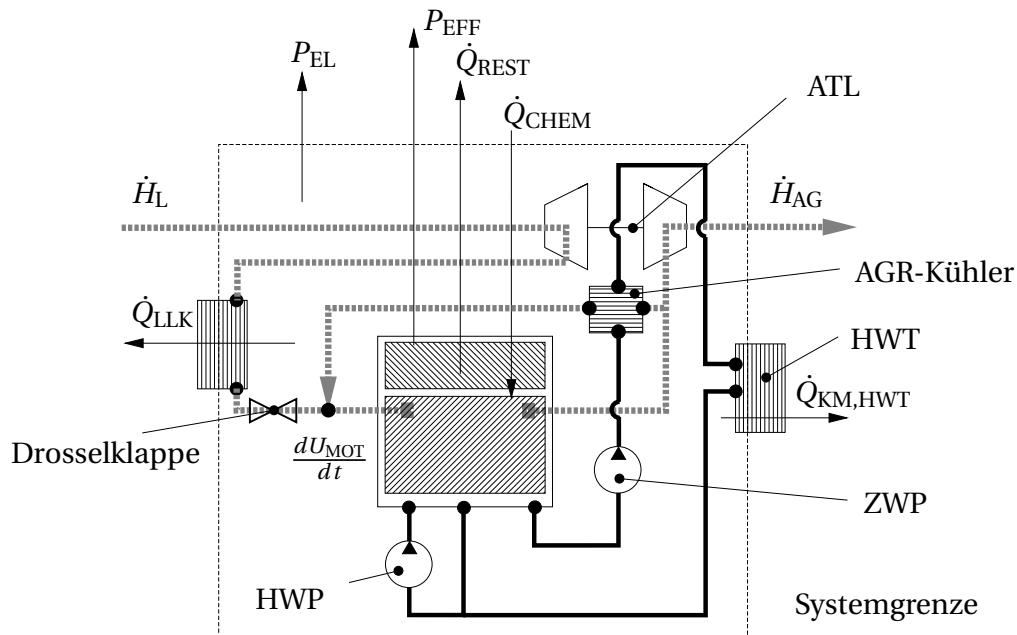
Übertragen auf die in Kapitel 6 vorgestellten Untersuchungen ist von einem stationären Wärmestrombedarf von  $7,3 \text{ kW}$  bei einer Umgebungstemperatur von  $-20^\circ\text{C}$  auszugehen.

## 2.4 Leistungsbilanz am Antriebsaggregat

In Abschnitt 2.4 soll auf die für Verbrennungsmotoren geltenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten eingegangen werden. Dabei wird zwischen der Leistungsbilanz am Gesamtmotor (Abschnitt 2.4.1) und der Leistungsbilanz an der Brennraumwand unterschieden (Abschnitt 2.4.2).

### 2.4.1 Äußere Leistungsbilanz

Die äußere Leistungsbilanz umfasst alle dem Motor zugeführten und das System verlassenden Leistungen. Hierbei wird die Systemgrenze um den gesamten Motor gelegt und der erste Hauptsatz für offene Systeme angewandt. Je nach Motorkonzept müssen unterschiedliche Wärme- und Enthalpieströme sowie mechanische und gegebenenfalls elektrische beziehungsweise hydraulische Leistungen berücksichtigt werden. Abbildung 2.3 und Gleichung 2.5 beziehen sich auf den im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten turboaufgeladenen Sechszylinder-Dieselmotor mit direkter Ladeluftkonditionierung.



**Abbildung 2.3:** Systemgrenze und Leistungen der äußeren Leistungsbilanz am Gesamtmotor

$$\dot{Q}_{CHEM} + \dot{H}_L = P_{EFF} + P_{EL} + \dot{Q}_{KM,HWT} + \dot{Q}_{REST} + \dot{Q}_{LLK} + \dot{H}_{AG} + \frac{dU_{MOT}}{dt} \quad (2.5)$$

Hat der betriebswarme Motor sein thermisches Gleichgewicht erreicht, so kann der schwer zu bestimmende Anteil der Änderung der inneren Energie der Motorstruktur  $U_{MOT}$  vernachlässigt werden. Bis auf den Term  $\dot{Q}_{REST}$  lassen sich alle Summanden in Gleichung 2.5 an einem Wärmebilanzprüfstand



messtechnisch erfassen. Der noch verbleibende Term  $\dot{Q}_{\text{REST}}$  fasst diejenigen Leistungen zusammen, deren Messung entweder nur mit unverhältnismäßig hohem Aufwand oder mit begrenzter Genauigkeit realisierbar ist. Neben der Leistungsaufnahme der Nebenaggregate gehört dazu auch der Wärmeaustausch an der Motoroberfläche. Eine messtechnische Erfassung der Oberflächenwärmeströme wird in [61] mithilfe eines speziellen Messaufbaus realisiert. Nach Abschluss der Untersuchungen weisen die Autoren auf die begrenzte Genauigkeit und den großen messtechnischen Aufwand bei der Durchführung der Untersuchungen hin. Vor diesem Hintergrund wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit bei der Wärmebilanzierung der Prüfstandsmessungen auf das Vorgehen nach [55] zurückgegriffen. Diese Vorgehensweise beinhaltet einerseits die Erfassung der messbaren Energieströme der äußeren Leistungsbilanz. Andererseits werden die nicht bzw. nur schwer zu bestimmenden Anteile im verbleibenden Restterm  $\dot{Q}_{\text{REST}}$  zusammengefasst. Dieser ergibt sich rechnerisch nach Anwendung des ersten Hauptsatzes an der in Abbildung 2.3 dargestellten Systemgrenze.

Im nachfolgenden Abschnitt wird kurz die Vorgehensweise bei der äußeren Leistungsbilanzierung im thermischen Gleichgewicht am Motorprüfstand eingegangen. Der über den Kraftstoff eingebrachte chemisch gebundene Energiestrom wird nicht über die jeweils in den Einzelkomponenten gebundene Energie bestimmt. Eine vollständige Analyse aller Kraftstoffbestandteile wäre zu aufwändig und nicht vollständig möglich. Stattdessen wird in einem Labor der obere und untere Heizwert des bei den Untersuchungen eingesetzten Dieselkraftstoffs ermittelt. Der bei der Verbrennung freiwerdende Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{CHEM}}$  kann mit dem gemessenen Kraftstoffmassenstrom ( $\dot{m}_{\text{CHEM}}$ ) und dem unteren Heizwert  $H_u$  berechnet werden (Gleichung 2.6). Der Kraftstoffenthalpiestrom ( $\dot{m}_{\text{CHEM}} \cdot h_{\text{CHEM}}$ ) wird aufgrund des geringen Massenstroms und der geringen Zufuhrtemperatur vernachlässigt.

$$\dot{Q}_{\text{CHEM}} = \dot{m}_{\text{CHEM}} \cdot H_u \quad (2.6)$$

Die effektive mechanische Leistung  $P_{\text{EFF}}$  wird mit den Messergebnissen zum Drehmoment und zur Drehzahl an der Prüfstandsbremse erfasst.

$$P_{\text{EFF}} = 2 \cdot \pi \cdot M_{\text{MOT}} \cdot n_{\text{MOT}} \quad (2.7)$$

Die aufgenommene Leistung der elektrischen Zusatzverbraucher  $P_{EL}$  wird über eine Messung von Strom und Spannung an der elektrischen Zusatzlast erfasst. Auf eine aufwändige Messung der inneren Verluste im Generator wird im Hinblick auf den geringen Erkenntnisgewinn für die Gesamtleistungsbilanz verzichtet. Um die Gültigkeit der Leistungsbilanz dennoch zu gewährleisten, erfolgt eine Berücksichtigung der Verluste im Term  $\dot{Q}_{REST}$ .

$$P_{EL} = U_{EL} \cdot I_{EL} \quad (2.8)$$

Für die beschriebenen Untersuchungen stellt der Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  eine wichtige Bilanzgröße dar. Die Berechnung erfolgt mit Hilfe der spezifischen Wärmekapazität, der Dichte des Kühlmittels, der Temperatur am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers und des Kühlmittelvolumenstroms. Da neben der stofflichen Zusammensetzung des Kühlmittels sowohl Dichte als auch spezifische Wärmekapazität stark temperaturabhängige Variablen darstellen, wird eine Stoffdatenbank des Kühlmittels zur Berechnung des Wärmestroms herangezogen. Eine direkte Bestimmung des Kühlmittelwärmestroms erfolgt am Kühler für Abgasrückführung und am Heizungswärmeübertrager (HWT). Durch die Positionierung des HWT auf der Systemgrenze zwischen Prü fzelle und Motor wird in der Gesamtleistungsbilanz nur der Wärmestrom am Heizungswärmeübertrager berücksichtigt (Abbildung 2.3).

$$\dot{Q}_{KM,HWT} = \dot{m}_{KM,HWT} \cdot \int_{T_{KM,HWT,e}}^{T_{KM,HWT,a}} c_{p,KM}(T) dT \quad (2.9)$$

Durch die Arbeitsweise als offenes System muss beim Aufstellen der Leistungsbilanz am Motor auch der Massentransport über die Systemgrenze bestimmt werden. Dazu werden der Ansaugluft- und Abgasenthalpiestrom als Funktion der Einzelbestandteile des Gasgemisches berechnet. Analog zu [22] wird dazu die NASA Glenn thermodynamic database mit Hilfe des „Thermo Build“-tools herangezogen [6][44]. Der Gesamtenthalpiestrom wird durch die Summe der einzelnen Enthalpieströme der jeweiligen Bestandteile beschrieben. Diese Methode wird sowohl für den Abgas- als auch den Frischluftenthalpiestrom ( $\dot{H}_{AG}$  bzw.  $\dot{H}_L$ ) angewandt. Die Abgaszusammensetzung wird mit Hilfe einer Abgasmessung bestimmt. Die Berechnung der Einzelenthalpie-

ströme erfolgt unter Beschränkung auf die Hauptkomponenten  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$ ,  $CO$ ,  $NO_x$  und  $HC$ .

$$\dot{H}_{AG} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \cdot h_i(T_{AG}) \quad (2.10)$$

$$\dot{H}_L = \sum_{j=1}^m \dot{m}_j \cdot h_j(T_L) \quad (2.11)$$

Die Bestimmung des Wärmestroms am Ladeluftkühler erfolgt mit Hilfe einer ladeluftseitigen Leistungsbilanz am Wärmeübertrager. Der Massenstrom der Ansaugluft wird mit einem Heißfilm-Luftmassenmesser erfasst [57].

$$\dot{Q}_{LLK} = \dot{m}_{L,LLK} \cdot \int_{T_{L,LLK,e}}^{T_{L,LLK,a}} c_{p,L}(T) dT \quad (2.12)$$

### 2.4.2 Innere Leistungsbilanz

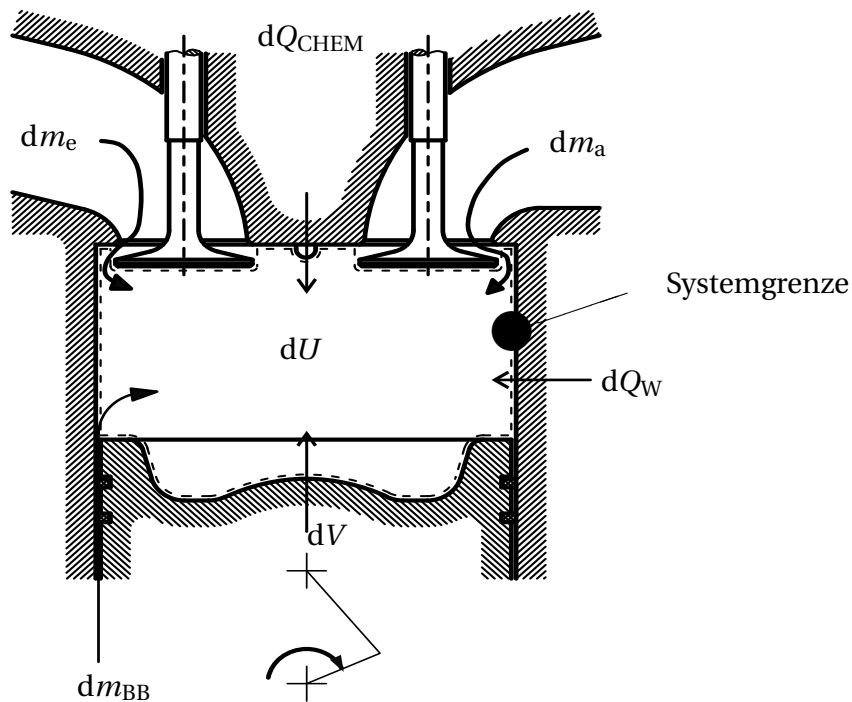
Für eine Analyse der motorinternen Wärmeströme bietet sich die innere Leistungsbilanz am Brennraum an. Unter Vernachlässigung kinetischer und potentieller Energie wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik angewandt, wobei die Brennraumwand als Systemgrenze definiert wird (Abbildung 2.4). Die formelle Beschreibung findet sich in Gleichung 2.13.

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{dQ_W}{d\varphi} + \frac{dQ_{CHEM}}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dm_e}{d\varphi} h_e + \frac{dm_a}{d\varphi} h_a + \frac{dm_{BB}}{d\varphi} h_{BB} \quad (2.13)$$

Der erste Term aus Gleichung 2.13 beschreibt die Änderung der inneren Energie  $dU$  im Brennraum. Die gesamte innere Energie setzt sich bei dem betrachteten Versuchsmotor aus der inneren Energie der Luft und der inneren Energie der verbrannten Gase zusammen.

$$U = m_L \cdot u_L + m_V \cdot u_V \quad (2.14)$$

Die spezifische innere Energie der Luft kann mit Hilfe von Druck und Temperatur aus Stoffwerttabellen oder Polynommodellen entnommen werden. Zur Bestimmung der spezifischen inneren Energie der verbrannten Gasanteile existieren verschiedene Berechnungsansätze, welche unter anderem das



**Abbildung 2.4:** Systemgrenze und Leistungen der inneren Leistungsbilanz am Brennraum

Verbrennungsluftverhältnis und die Brennraumtemperatur miteinbeziehen [72].

Im Hinblick auf den gesamten, ins Kühlmittel eingetragenen Wärmestrom ist der Term der Wandwärmeverluste  $\dot{Q}_W$  der einzelnen Zylinder besonders wichtig (Gleichung 2.13). Entsprechend der Gesetzmäßigkeiten der Wärmeleitung und der Konvektion werden die an der Brennraumwand übertragenen Wärmemengen vorrangig vom Temperaturgefälle zwischen Brennraum und Kühlmedium sowie den Wärmedurchgangskoeffizienten durch die Brennraumwand festgelegt. Beschreibungen der Wärmeübergangskoeffizienten werden von mehreren Autoren vorgeschlagen [4][33][74]. Da bereits andere Arbeiten [15][22] die Modellierung nach Hohenberg [33] als zweckmäßig für direktespritzende Dieselmotoren ausgewiesen haben, wird [33] im Folgenden angewandt. Untersuchungen zeigen, dass der kühlmittelseitige Wärmeübergang bei gleicher mittlerer Kolbengeschwindigkeit in einer Größenordnung des 10 bis 30-Fachen über dem Wärmeübergangskoeffizienten

der Gasseite liegt [22]. Die gesamten Wandwärmeverluste eines Zylinders setzen sich, wie in Gleichung 2.15 beschrieben, hauptsächlich aus drei Bestandteilen zusammen: den Wärmeverlusten über den Zylinderkopf ( $\dot{Q}_{W,ZYK}$ ), über den Kolben ( $\dot{Q}_{W,K}$ ) und über die Brennraumwände zum Zylinderblock ( $\dot{Q}_{W,ZYB}$ ). Die jeweils anteilige Zusammensetzung der Einzelbestandteile sowie die nachfolgend beschriebenen Terme weisen eine starke Abhängigkeit vom Kurbelwinkel  $\varphi$  innerhalb eines Arbeitsspiels auf, da sich abhängig von  $\varphi$  unter anderem die Brennraumtemperaturen, die Zylinderinnendrucke und die Anteile der wärmeübertragenden Flächen ändern.

$$\dot{Q}_W = \dot{Q}_{W,ZYK} + \dot{Q}_{W,K} + \dot{Q}_{W,ZYB} \quad (2.15)$$

Gerade der Wärmeaustausch über den Zylinderkopf spielt bei Eingriffen auf den zeitlichen Verlauf der Verbrennung, welche sich in aller Regel auf Spitzendrücke und -temperaturen während eines Arbeitsspiels auswirken, eine besondere Rolle. Verantwortlich dafür ist unter anderem die im Vergleich zur Brennraumwand große wärmeaustauschende Fläche zum Zeitpunkt der Verbrennung. Exemplarisch kann die Formulierung des Wärmedurchgangskoeffizienten ( $k_{W,ZYK}$ ) zwischen Brennraum und Kühlmittel im Zylinderkopf gemäß Gleichung 2.16 beschrieben werden.

$$k_{W,ZYK} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_W} + \frac{d_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_{KM}}} \quad (2.16)$$

$$\dot{Q}_{W,ZYK} = k_{W,ZYK} \cdot A_{ZYK} \cdot (T_{ZYL} - T_{KM}) \quad (2.17)$$

Der daraus resultierende Wärmestrom ergibt sich aus Gleichung 2.17. Für eine detaillierte Modellierung ist eine räumlich aufgelöste Bestimmung der Wärmedurchgangszahlen unter Berücksichtigung der thermischen und geometrischen Zusammenhänge im jeweils betrachteten Volumenelement erforderlich. Trotzdem kann der grundlegende Einfluss der thermischen Widerstände der Gas- und Kühlmittelseite bzw. der Materialeigenschaften der Zylinderwand Gleichung 2.16 und 2.17 entnommen werden.

Mit Hilfe von vereinfachenden Annahmen<sup>1</sup> kann das auf ein Referenzarbeitsspiel normierte Integral der Wandwärmeströme als Funktion des

<sup>1</sup>  $T_{ZYL} \gg T_{KM}$ ,  $n_{MOT} = \text{konst.}$ ,  $\alpha_{KM} = \text{konst.}$

Zylinderinnendruck und der -innentemperatur beschrieben werden (Gleichung 2.18). Diese Darstellung verdeutlicht den Einfluss von Temperatur und Druck auf die ans Kühlmittel übertragene Wärmemenge.

$$\frac{Q_W}{Q_{W,0}} \sim \int_0^{360^\circ} \left( \frac{p(\varphi)}{p_0(\varphi)} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{T(\varphi)}{T_0(\varphi)} \right)^{0,6} d\varphi \quad (2.18)$$

Der Term  $dQ_{\text{CHEM}}/d\varphi$  in Gleichung 2.13 beschreibt die durch die Verbrennung freigesetzte Wärmemenge. Gerade der zeitliche Verlauf der Verbrennung beeinflusst maßgeblich den Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine. Ein wichtiger Parameter in diesem Kontext ist die Brenndauer  $\varphi_{\text{BD}}$ . Dieser beschreibt die Kurbelwinkeldifferenz zwischen Beginn und Ende des Kraftstoffumsatzes.

Ein Begriff, der im weiteren Verlauf der Arbeit häufiger Verwendung finden wird, ist die Umsatzzwerpunktage, welche auch mit  $\text{MFB}_{50}$  (Mass-Fuel-Burned) bezeichnet wird. Dieser Punkt markiert den Zeitpunkt (gemessen in  $^\circ\text{KW}$  relativ zum oberen Totpunkt), an dem 50% der pro Arbeitsspiel eingebrachten Kraftstoffmenge umgesetzt worden sind. Die Volumenänderungsarbeit  $p \, dV/d\varphi$  kann direkt aus dem Zylinderinnendruckverlauf und der Änderung des Zylinderinnenvolumens bestimmt werden. Das kurbelwinkelabhängige Zylinderinnenvolumen ist von der motorspezifischen Konstruktion abhängig. Die verbleibenden Terme der inneren Leistungsbilanz beziehen den Massentransport über die Systemgrenze mit ein. Dazu gehören der Frischluft- und der Abgasmassenstrom ( $\dot{m}_e, \dot{m}_a$ ) sowie die über die Kolbenringe in das Zylinderkurbelgehäuse entweichenden Bestandteile der Zylinderfüllung, kurz „Blow-By“ genannt ( $\dot{m}_{\text{BB}}$ ). Da der zeitliche Verlauf der über die Ventile zu- bzw. abgeführten Massenströme messtechnisch nur schwer zu erfassen ist, wird der in Gleichung 2.13 beschriebene Ansatz häufig nur auf den Hochdruckanteil im Arbeitsspiel angewandt. In diesem Zeitraum sind die Ventile geschlossen, weshalb die Terme der über die Ventilöffnungen ausgetauschten Massenströme entfallen. Die beigesteuerte Kraftstoffmenge wird mittels injektorspezifischer Kennlinien abgeleitet. Da der Brennverlauf und die Wandwärmeverluste in der Hauptsache während des Hochdruckanteils Einfluss auf die Gesamtleistungsbilanz nehmen, ist eine auf diesen

Zeitraum eingeschränkte Anwendung der Gleichung 2.13 zulässig [33]. Bei der Verwendung dieser Annahme ist jedoch darauf hinzuweisen, dass die Summe der Wandwärmeverluste eines Arbeitsspiels nicht dem gesamten Kühlmittelwärmestrom, welcher in der äußeren Leistungsbilanz spezifiziert wird, entspricht. Auch an den Ein- und Auslasskanälen wird während der Ladungswechselschleife Wärme übertragen. Betragsmäßig fallen diese im Vergleich zu den Wandwärmeverlusten gering aus [11]. Gerade bei einer Verschiebung der Umsatzschwerpunktlage hin zu späteren Zeitpunkten gewinnt jedoch die Wärmeübertragung an den Auslassventilen durch die hohen Abgastemperaturen an Bedeutung. Eine mathematische Beschreibung liefert Ghebru [22].

Mit Hilfe der inneren Leistungsbilanz und der abgeleiteten Einflussgrößen lassen sich Betriebsparameter definieren, die eine Veränderung der Leistungsbilanz am Brennraum erwarten lassen. Im Hochdruckteil eines Arbeitsspiels hat der Brennrauminnendruck und die damit verbundene Änderung der Brennraumtemperatur großen Einfluss auf die innere Leistungsbilanz. Gerade die ersten vier Terme in Gleichung 2.13 werden maßgeblich vom Zylinderinnendruck beeinflusst. Deshalb ist bei Messungen am Motorprüfstand auf eine exakte Zylinderdruckindizierung zu achten. Darüber hinaus ist die Bestimmung der Restgas- bzw. Frischluftmenge von Bedeutung. Speziell der Gasanteil, welcher über den Mindestluftbedarf zur Umsetzung der jeweils eingebrachten Kraftstoffmenge hinausgeht, bildet eine thermische Masse im Brennraum, die den Druck- und Temperaturverlauf beeinflusst. Sämtliche Terme der inneren Leistungsbilanz weisen eine starke Wechselwirkung untereinander auf. Aus diesem Grund ist eine Parameterstudie unerlässlich, um belastbare Aussagen bzgl. des Einflusses einzelner Verbrennungsparameter auf den Wärmeübergang zwischen Brennraum und Kühlmittel zu erhalten. Diese Untersuchungen werden in Abschnitt 5.2 durchgeführt.

## 2.5 Wärmeübertragung am Verbrennungsmotor

Wie aus den vorangegangenen Abschnitten 2.4.1 und 2.4.2 hervorgeht, hat die Wärmeübertragung zwischen Brennraum und Brennraumwand sowie zwischen Brennraumwand und Kühlmittel entscheidenden Einfluss sowohl auf die innere als auch die äußere Leistungsbilanz. Um Einfluss auf den Wärmehaushalt nehmen zu können, müssen die jeweiligen Einflussparameter auf die Wärmetransportanteile bekannt sein. Aus diesem Grund wird näher auf die gas- und kühlmittelseitigen Wärmeübergänge eingegangen. Aufgrund der intermittierenden Arbeitsweise des Verbrennungsmotors und der komplexen Geometrien und Strömungsverhältnisse sowohl im Brennraum als auch im Wassermantel ist eine Berechnung des Wärmeübergangs nicht trivial. Hinzu kommt, dass sich beide Wärmeübergänge durch ihre Kopplung in Form einer Reihenschaltung thermischer Widerstände gegenseitig beeinflussen. In Abschnitt 2.5.1 werden grundlegende Modellierungsansätze für die Beschreibung der innermotorischen Wärmeübergänge vorgestellt.

### 2.5.1 Gasseitiger Wärmeübergang

Eine der komplexesten Fragestellungen im Bereich der Verbrennungsmotoren stellt die Bestimmung des innermotorischen Wärmeübergangs zwischen Arbeitsgas und Brennraumwand dar. Ursächlich dafür ist einerseits die unmittelbare Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von der Arbeitsprozessführung. Gerade der zeitliche Verlauf von Druck und Temperatur, welcher innerhalb eines Arbeitsspiels große Unterschiede aufweist, nimmt entscheidenden Einfluss auf das Wärmeübertragungsverhalten. Andererseits kommen zusätzliche Effekte wie Strahlung und Turbulenz hinzu, deren Beschreibung nicht trivial ist. Gemäß Ghebru [22] lassen sich die Modelle zur Bestimmung des Wandwärmeübergangs in **drei Gruppen** einordnen.

Die **erste Gruppe** nutzt empirische, dimensionsbehaftete Ansätze, um die Wandwärmeübergangskoeffizienten zu ermitteln. Als Grundlage dient dazu der Newtonsche Ansatz, welcher besagt, dass die Wärmestromdichte propor-



tional zur Temperaturdifferenz zwischen der gemittelten Gastemperatur im Brennraum und der Temperatur an der Brennraumwand ist (Gleichung 2.19) [22][72].

$$\dot{Q}_W = \alpha_W \cdot A \cdot (T_{ZYL} - T_W) \quad (2.19)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient stellt dabei den dimensionsbehafteten Proportionalitätsfaktor dar. Nusselt [49] und Eichelberg [13] beschreiben den Wärmeübergangskoeffizienten jeweils in Abhängigkeit von Druck, Temperatur, mittlerer Kolbengeschwindigkeit und zusätzlich experimentell ermittelten Koeffizienten ( $C_1$ ,  $C_2$  und  $C_3$ ). Der erste empirische Ansatz kam 1923 von Nusselt [49]. Der Nachteil der rein empirischen Modellierungsformen liegt jedoch hauptsächlich in der bedingten Größenskalierbarkeit und wird in der hier dargestellten Weise nahezu nicht mehr eingesetzt.

$$\alpha_W = C_1 \cdot \sqrt[3]{p_{ZYL}^2 T_{ZYL}} \cdot (C_2 + C_3 c_m) \quad (2.20)$$

**Tabelle 2.2:** Maßeinheiten zur Zahlenwertgleichung 2.20

Parameter	Maßeinheit
$\alpha_W$	$\frac{W}{m^2 K}$
$p_{ZYL}$	[bar]
$T_{ZYL}$	[K]
$c_m$	$\left[\frac{m}{s}\right]$

Die **zweite Gruppe** zieht bei der Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten semi-empirische Ansätze auf Basis der Ähnlichkeitstheorie heran. Zu den bekanntesten Vertretern dieser Gruppe zählen Woschni [74], Huber [36], Bargende [4] und Hohenberg [33]. Diese Ansätze betrachten den Brennraum vereinfacht als turbulent durchströmtes Rohr mit den entsprechend geltenden Gesetzmäßigkeiten. Der Wandwärmeübergangskoeffizient kann aus der Nusselt-Zahl berechnet werden (Gleichung 2.21). Als charakteristische Länge wird der Bohrungsdurchmesser verwendet. Für die charakteristische Geschwindigkeit der Reynolds-Zahl (Gleichung 2.22) kann die mittlere Kolben-

geschwindigkeit verwendet werden. Die Prandtl-Zahl (Gleichung 2.23) hängt nur von den physikalischen Eigenschaften des Fluids ab.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (2.21)$$

$$Re = \frac{v \cdot d \cdot \rho}{\eta} \quad (2.22)$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.23)$$

Idealisiert kann die Prandtl-Zahl im Temperaturbereich von Verbrennungsmotoren für Luft und die Verbrennungsprodukte mit 0,7 angenommen werden. Eingesetzt in die Gleichung nach Dittus-Bölder (Gleichung 2.24) ergibt sich der in Gleichung 2.26 beschriebene Zusammenhang für den Wärmeübergangskoeffizienten.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,40} \quad (2.24)$$

$$\alpha_w = 0,020 \cdot \lambda \cdot d^{-0,2} \cdot \left( \frac{v \cdot \rho}{\eta} \right)^{0,8} \quad (2.25)$$

Da jedoch die Annahme einer turbulenten Rohrströmung gerade im Bereich des oberen Totpunktes keine Gültigkeit besitzt, kann der Ansatz nicht ohne weiteres verwendet werden. Er bildet jedoch die Grundlage für weitere Modelle zur Bestimmung der Wärmedurchgangskoeffizienten, welche den zuvor genannten Ansatz um empirische Faktoren ergänzen. Neben dem Zylinderinnendruck und der Temperatur wird in diesem Ansatz auch das momentane Zylindervolumen berücksichtigt (Gleichung 2.26) [33]. Die verwendeten Maßeinheiten dieser Zahlenwertgleichung werden in Tabelle 2.3 beschrieben.

$$\alpha_w = 130 \cdot V_{ZYL}^{-0,06} \cdot p_{ZYL}^{0,8} \cdot T_{ZYL}^{-0,4} \cdot (c_m + 1,4)^{0,8} \quad (2.26)$$

Eine Schwachstelle dieser weit verbreiteten Beschreibungsform liegt in der quasistationären Beschreibung der hoch instationären Vorgänge im Inneren eines Brennraums. Gemäß dem Newtonschen Ansatz hängt der übertragene Wärmestrom vom Temperaturgradienten in der Strömungsgrenzschicht in unmittelbarer Wandnähe ab. Dabei liegt es in der Natur der Sache, dass eine

**Tabelle 2.3:** Maßeinheiten zur Zahlenwertgleichung 2.26

Parameter	Maßeinheit
$\alpha_W$	$\frac{W}{m^2 K}$
$V_{ZYL}$	$[m^3]$
$p_{ZYL}$	$[bar]$
$T_{ZYL}$	$[K]$
$c_m$	$[\frac{m}{s}]$

detaillierte, räumlich aufgelöste Strömungs- und Temperaturverteilung mit einem Ansatz analog zu Gleichung 2.26 nicht abgebildet werden kann. Diverse Arbeiten befassen sich mit der Implementierung zeitlich abhängiger Strömungsbedingungen. Die räumliche Auflösung einer Temperaturverteilung wird jedoch mittels 0-dimensionaler Berechnungsansätze nicht möglich sein [7][30]. Schlussendlich folgern die Autoren, dass die Wärmeübergangsbeziehungen aufgrund ihrer Darstellung als Zahlenwertgleichung mit empirischen Faktoren keine Dimensionshomogenität aufweisen [22]. Vielmehr kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Versuchsrandbedingungen, unter denen die jeweiligen Gleichungen entstanden sind, entscheidenden Einfluss auf die Formulierung der Gleichung hatten.

Die **dritte Gruppe** bezeichnet eine Form der physikalischen Modellierung mit Hilfe einer differentiellen Form der Energie-, Impuls- und Massenerhaltung. Aufeinander aufbauend beschreiben die Arbeiten von Pfriem [53], Elser [14] und Kleinschmidt [39] die innerzylindrischen Wärmeübergänge als System partieller Differentialgleichungen. Dieser detaillierten Beschreibungsform der thermischen Zusammenhänge innerhalb des Brennraums werden jedoch ebenfalls Annahmen zu Grunde gelegt, welche eine allgemeingültige Verwendung über alle Betriebsbereiche einschränken. Insbesondere das Kaltstartverhalten unter Berücksichtigung der Aufheizung der Brennraumwände stellt eine Herausforderung dar, die ohne experimentelle Unterstützung häufig nicht mit hinreichender Genauigkeit abgebildet werden kann. Zudem sorgt die komplexe Umsetzung und Anwendung der Modelle aus der dritten Gruppe dafür, dass bis zum heutigen Tag in der Praxis vorrangig die Mo-

dellierungsformen aus der zuvor beschriebenen zweiten Gruppe eingesetzt werden [15][22]. Entsprechend wird auch in der vorliegenden Arbeit auf Berechnungsansätze aus der zweiten Gruppe zurückgegriffen.

### 2.5.2 Wärmeübergang an den Ein- und Auslasskanälen

Neben dem Wärmeübergang im Inneren des Brennraums findet auch ein Wärmeaustausch zwischen Motorstruktur und Gas in den Ein- bzw. Auslasskanälen statt. Aufgrund des hohen Temperaturgefälles zwischen Fluid und Kanalwand ist besonders der Wärmeübergang im Auslasstrakt zu berücksichtigen. Gemäß Ghebru [22] kann dieser auf bis zu 20% der gesamten zwischen Arbeitsgas und Motorstruktur ausgetauschten Wärmemenge anwachsen. Aus diesem Grund darf dieser Anteil in der Leistungsbilanzierung nicht vernachlässigt werden.

Zapf [75] beschreibt in seinen Untersuchungen die Wärmeübergangskoeffizienten im Ein- bzw. Auslasskanal in Abhängigkeit des Innendurchmessers des Ventilsitzes  $D_i$ , des Ventilhubes  $h_V$  und des Innendurchmessers ( $D_{EK}$  und  $D_{AK}$ ) der als kreisförmig angenommenen Ein- und Auslasskanäle. Vereinfacht wird zudem eine Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte der Luft bzw. des Abgases unterstellt [52]. Letztendlich gelten die in Gleichungen 2.27 und 2.28 formulierten Zusammenhänge.

$$\alpha_{EK} = 1,342 \cdot \left(1 - 0,765 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \cdot \dot{m}_L^{0,68} \cdot D_{EK}^{-1,68} \cdot T_L^{0,358} \quad (2.27)$$

$$\alpha_{AK} = 0,987 \cdot \left(1 - 0,797 \cdot \frac{h_V}{D_i}\right) \cdot \dot{m}_{AG}^{0,5} \cdot D_{AK}^{-1,5} \cdot T_{AG}^{0,498} \quad (2.28)$$

Die beiden ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten werden jeweils wieder als flächengemittelte Werte auf den gesamten Ein- bzw. Auslasskanal projiziert. Das treibende Temperaturgefälle ergibt sich aus der Oberflächentemperatur des jeweiligen Kanals und der volumengemittelten Fluidtemperatur.

**Tabelle 2.4:** Maßeinheiten zu den Zahlenwertgleichungen 2.27 und 2.28

Parameter	Maßeinheit
$\alpha_{EK}$	$\frac{W}{m^2 K}$
$\alpha_{AK}$	$\frac{W}{m^2 K}$
$h_V$	[mm]
$D_i$	[mm]
$D_{EK}$	[m]
$D_{AK}$	[m]
$\dot{m}_L$	$\frac{kg}{s}$
$\dot{m}_L$	$\frac{kg}{s}$
$T_L$	[°C]
$T_{AG}$	[°C]

### 2.5.3 Kühlmittelseitiger Wärmeübergang

Ebenso wie die Berechnung der gaseitigen Wärmeübergänge im Brennraum ist auch die Bestimmung der kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten nicht trivial. Wie Mollenhauer [52] in seinen Ausführungen erwähnt, besteht zum einen die Schwierigkeit, dass der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Motorstruktur und Kühlmittel nicht nur von der Strömungsgeschwindigkeit, sondern auch von der spezifischen Wärmekapazität, der Wärmeleitfähigkeit, der Viskosität und der Zusammensetzung des Kühlmittels bestimmt wird. Zum anderen zeichnet sich die motorinterne Kühlkanalgeometrie durch zahlreiche Querschnittsveränderungen aus. Dies verhindert die uneingeschränkte Gültigkeit und Anwendbarkeit ähnlichkeitstheoretischer Ansätze, welche ursprünglich für einfache Geometrien (ebene Platte, zylindrisches Rohr, Kugel) entwickelt wurden.

In der Literatur finden sich Richtwerte für die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Kühlmittel und Motorstruktur im Bereich von  $350 W/m^2 K$  bis  $10.000 W/m^2 K$  [52]. Bei länger anhaltendem Betrieb im Nennleistungsbetriebspunkt, beispielsweise einer Bergfahrt mit Anhänger, können durch Siedephänomene lokal sogar noch höhere Werte erreicht werden. Allein aus

dem eben erwähnten großen Wertebereich der Wärmeübergangskoeffizienten kann geschlossen werden, dass eine lokal fein aufgelöste Ermittlung der Zahlenwerte erforderlich ist, um belastbare Ergebnisse hinsichtlich des ins Kühlmittel eingetragenen Wärmestroms erzielen zu können. In der Literatur sind analog zum gaseitigen Wärmeübergang unterschiedliche Lösungsansätze beschrieben. Die einfachsten Ansätze mit der geringsten Allgemeingültigkeit stützen sich auf dimensionsbehaftete Abhängigkeiten mit den bereits in Abschnitt 2.5.1 beschriebenen Nachteilen [52].

Grundlage für genauere Berechnungsformen bildet in aller Regel die Dittus-Bölder-Korrelation (Gleichung 2.24) für die einfache Geometrie eines zylindrischen Rohres [45][60]. Samhaber [59] schlägt die Einführung eines angepassten Vorfaktors für die Dittus-Bölder-Korrelation vor. Die Bestimmung dieses Faktors soll mit Hilfe motorspezifischer 3D-Simulationen der Kühlmittelströmung erfolgen. Die auf diese Weise ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten werden in der Regel separat für unterschiedliche Bereiche der Kühlmittelströmung ermittelt. Üblicherweise erfolgt zumindest eine Aufteilung auf Zylinderkopf und Zylinderblock, wobei für diese Bereiche jeweils flächengemittelte Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt werden.

Es ist darauf hinzuweisen, dass die Vielzahl und die Komplexität der unterschiedlichen konstruktiven Umsetzungen der motorinternen Kühlkanalgeometrien eine universelle Bestimmung des von Samhaber [59] vorgeschlagenen Vorfaktors nahezu ausschließt. Die flächengemittelte Abbildung der stark inhomogenen Verteilung der Wärmeübergangskoeffizienten kann bestenfalls eine gute Näherung, jedoch nie ein exaktes Abbild der Realität darstellen.

## **2.6 Dieselmotorische Stellgrößen**

In den vorangegangenen Abschnitten werden die Zusammenhänge an und innerhalb der Systemgrenzen des Gesamtmotors und des Brennraums beschrieben. Besonders entscheidend für die Aufteilung der Wärmeströme

im Antriebsaggregat ist die innere Leistungsbilanz an den Brennraumwänden, da dort die Umwandlung des chemisch gebundenen Energiestroms in mechanische Leistung unter Freisetzung von Wärmeleistung erfolgt. Die entsprechende Formulierung wurde in Gleichung 2.13 dargestellt. Nahezu alle dort genannten Terme können mit Hilfe moderner Aktorik im Dieselmotor beeinflusst werden. Dabei ist zu beachten, dass die Auswirkung eines Aktors in der Regel nicht isoliert auf einen Parameter wirkt. Vielmehr werden auch andere Terme der inneren Leistungsbilanz verändert.

Tabelle 2.5 gibt einen grundlegenden qualitativen Überblick über die von den einzelnen Aktoren bzw. Wärmeübertragern beeinflussten Parameter. Unterschieden wird zwischen starken Wechselwirkungen ( $\Leftrightarrow$ ) und schwachen Wechselwirkungen ( $\leftrightarrow$ ), welche sich in aller Regel als Folgereaktion der starken Wechselwirkungen einstellen. Die Zusammenhänge zwischen der Aktorik und den Termen der Leistungsbilanz wird in den beiden folgenden Abschnitten diskutiert. Ausgeblendet werden in diesem Zusammenhang die Blow-By-Effekte, da hierzu keine Aktorik zur Verfügung steht. Vielmehr werden diese Stellgrößen durch die geometrische Gestaltung des Zylinders und Kolbens festgelegt. Aus diesem Grund finden sie auch in Tabelle 2.5 keine Berücksichtigung. Entscheidend ist nun, welche der einzelnen Terme der

**Tabelle 2.5:** Dieselmotorische Aktorik und beeinflusste Terme der inneren Leistungsbilanz

	$\frac{dU}{d\varphi}$	$\frac{dQ_{\text{CHEM}}}{d\varphi}$	$\frac{dQ_{\text{W}}}{d\varphi}$	$\frac{dm_e}{d\varphi}$	$\frac{dm_a}{d\varphi}$	$h_e$	$h_a$	$p \frac{dV}{d\varphi}$
Ventilsteuerung	$\leftrightarrow$			$\Leftrightarrow$	$\Leftrightarrow$			
Drosselklappe	$\leftrightarrow$				$\Leftrightarrow$			
Drallklappe	$\leftrightarrow$	$\Leftrightarrow$	$\leftrightarrow$		$\leftrightarrow$			
Ladedruckregler	$\leftrightarrow$			$\Leftrightarrow$				$\Leftrightarrow$
AGR-Ventil	$\leftrightarrow$			$\Leftrightarrow$		$\leftrightarrow$		
AGR-Kühler				$\leftrightarrow$		$\Leftrightarrow$	$\leftrightarrow$	
Ansauglufttemperatur	$\leftrightarrow$			$\Leftrightarrow$		$\Leftrightarrow$		
Injektoren		$\Leftrightarrow$						$\Leftrightarrow$
Kühlmitteltemperatur			$\Leftrightarrow$					

Leistungsbilanz auf welche Art und Weise im Fall des Dieselmotors verändert werden können und welche Auswirkung dies auf die innere Leistungsbilanz

hat. Zur Klärung dieser Fragestellung hilft ein Blick auf ein Arbeitsspiel eines Viertaktmotors. Nachfolgend soll zwischen Stellgrößen zur Beeinflussung des Ladungswechsel- beziehungsweise des Arbeitstakts unterschieden werden. Zwar nimmt der Ladungswechseltakt selbst nur in geringem Maße Einfluss auf die Leistungsbilanz, jedoch beeinflusst er entscheidend die zu- bzw. abgeführten Enthalpieströme und bildet somit eine wichtige Grundlage für den ins Kühlmittel übertragenen Wärmestrom.

### 2.6.1 Ladungswechseltakt

Im Ladungswechseltakt tritt das angesaugte Gas  $dm_e$  in den Brennraum ein und überquert dabei die in Abbildung 2.4 eingezeichnete Systemgrenze des Brennraums. Welche Gasmenge am Ende des Ansaugtakts im Brennraum verbleibt, hängt von verschiedenen Stellgrößen ab und kann zum Teil durch Eingriffe in die Motorsteuerung beeinflusst werden.

#### Ventilsteuerung

Eine wichtige Rolle spielen die Ventilsteuerzeiten und die Ventilerhebungskurven. Je nachdem, wie lange und wie weit die Ein- und Auslassventile geöffnet sind, kann mehr oder weniger Gas in den Brennraum strömen bzw. daraus entweichen. In Folge werden sowohl die ausgetauschten Massenströme als auch die im Brennraum enthaltene Gasmenge unmittelbar beeinflusst. In der Regel sind die Ventilsteuerzeiten geometrisch durch die Gestaltung der Nockenwelle und der Ventilanlenkung festgelegt. Manche Motoren bieten die Möglichkeit eines variablen Ventiltriebs, mit dem beispielsweise die Steuerzeiten und der Hub beeinflusst werden können. In diesem Fall kann mit Hilfe der Motorsteuerung die Zylinderfüllung beeinflusst werden. Da eine vollvariable Ventilsteuerung beim untersuchten Antriebsaggregat nicht zur Verfügung steht, findet diese Maßnahme im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit keine Berücksichtigung.



### **Drosselklappe**

Eine weitere Möglichkeit der Füllungsregelung bietet die Drosselklappe, welche direkt über die Motorsteuerung angesteuert werden kann. Grundsätzlich arbeitet der Dieselmotor nach dem Prinzip der Qualitätsregelung, was per se eine Drosselklappe nicht zwingend erforderlich macht. Moderne Dieselmotoren mit Abgasrückführungskonzepten sind dennoch mit Drosselklappen ausgestattet. Notwendig wird diese steuerbare Blende, welche stromauf der AGR-Einleitung ins Saugrohr eingebunden wird, wenn zwischen Abgasstrang und Ansaugtrakt ein entsprechendes Druckgefälle erzeugt werden soll, um eine Rückströmung des Abgases zu ermöglichen. Darüber hinaus kann die Drosselklappe auch genutzt werden, um durch eine Querschnittsverjüngung im Ansaugtrakt die in den Brennraum strömende Frischgasmenge zu reduzieren. Entsprechend erfolgt auch eine Beeinflussung der Zylinderfüllung und des Verbrennungsluftverhältnisses.

### **Drallklappe**

Manche Dieselmotorkonzepte mit zwei Einlassventilen, wie auch der später betrachtete Versuchsmotor, verfügen über einen zylinderweise zweiflutig ausgeführten Ansaugkanal. Dabei ist einer der beiden Kanäle als Drall-, der andere als sogenannter Füllungskanal ausgebildet. Mit Hilfe der Drallklappe kann im Teillastbereich durch eine Querschnittsveränderung im Füllungskanal Einfluss auf die Massenstromverteilung zwischen den beiden Einlassventilen genommen werden, die zu zwei unterschiedlichen Effekten führt: Einerseits soll durch die Querschnittsveränderung im Ansaugkanal ein füllungsmindernder Effekt erzielt werden, wie er auch durch die Drosselklappe erzeugt werden kann. Andererseits erzeugt die asymmetrische Druckverteilung auf den Einlassventilen eine Drehbewegung der Zylinderfüllung um die Zylinderlängsachse, was wiederum Auswirkungen auf die Gemischaufbereitung und damit den Brennverlauf hat. In weiterer Konsequenz werden durch die veränderten Strömungsbedingungen im Brennraum auch die Wärmeübergangskoeffizienten an der Brennraumwand und damit die Wandwärmeverluste beeinflusst.

### Ladedruckregler

Die bislang diskutierten Eingriffsmöglichkeiten betreffen in erster Linie Maßnahmen zur Absenkung der Zylinderfüllung gegenüber einem frei saugenden Motor. Die Qualitätsregelung, wie sie beim Dieselmotor eingesetzt wird, macht einen dauerhaften Motorbetrieb mit Luftüberschuss erforderlich. In Betriebspunkten, in denen die Lastanforderung an das Antriebsaggregat nur einen Bruchteil des maximal möglichen Motormoments trägt, reicht bereits ein frei saugender Betrieb aus, um diesen Luftüberschuss darzustellen. Dieser Fall ist für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersuchten Betriebspunkte bei dem genutzten Versuchsmotor nahezu immer gegeben. Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass bei mit Turbolader oder mit Kompressor aufgeladenen Fahrzeugen durch eine Verdichtung des angesaugten Gasgemisches eine Füllungssteigerung erreicht werden kann. In der Regel geschieht dies bei modernen Dieselmotoren über Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG). Je nach Motorlastpunkt kann durch eine Verdichtung der angesaugten Frischluft die in den Brennraum eingebrachte Luftmasse gesteigert werden. Somit kann unter Einhaltung eines stöchiometrischen oder überstöchiometrischen Gemisches die eingebrachte Kraftstoffmenge gesteigert werden, wodurch sich höhere mechanische Leistungen erzielen lassen.

Beschrieben wird die Zylinderfüllung über das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$ , welches die für eine Verbrennung tatsächlich zur Verfügung stehende Luftmenge  $m_L$  ins Verhältnis zur stöchiometrisch benötigten Luftmenge  $m_{L,st}$  setzt (Gleichung 2.29). Letztere wird über die im jeweiligen Arbeitsspiel eingebrachte Kraftstoffmenge und deren chemische Zusammensetzung bestimmt.

$$\lambda = \frac{m_L}{m_{L,st}} \quad (2.29)$$

## AGR-Ventil

Eine besondere Form der Füllungsregelung beim Dieselmotor wird aktuell vorrangig zur innermotorischen Emissionsreduzierung eingesetzt, hat jedoch in Folge weitreichenden Einfluss auf die Verteilung der Wärmeströme. Man spricht hier von der Abgasrückführung (AGR). Dabei wird Abgas aus dem Abgaskanal in den Brennraum eingebracht, um die innere Energie, die spezifische Wärmekapazität und die Reaktivität des Gasgemisches im Brennraum zu beeinflussen. Grundsätzlich ist zwischen zwei unterschiedlichen Formen der Abgasrückführung zu unterscheiden: die interne und die externe Abgasrückführung. Bei der internen Abgasrückführung sind die Steuerzeiten der Auslassnockenwelle derart angepasst, dass im Ansaugtakt noch ein Teil des Abgases aus den Auslasskanälen in den Brennraum zurückgesaugt wird. Die externe Abgasrückführung nutzt eine zusätzliche Verbindung zwischen Abgastrakt und Saugrohr (siehe auch Abbildung 2.3), in der ein Teil des Abgasmassenstroms zur Frischluft im Ansaugtrakt zurückgeführt wird. Gesteuert wird die externe Abgasrückführung über ein Ventil, das über die Motorsteuerung bedient wird. Üblicherweise ist bei turboaufgeladenen Motorkonzepten weiterhin zwischen einer Hochdruck- und einer Niederdruck-AGR zu unterscheiden. Entscheidend dabei ist, an welcher Stelle das Abgas aus dem Abgaspfad entnommen wird. Während bei der Hochdruck-AGR der Abgasmassenstrom stromauf der Abgasturbine abgezweigt und stromab des Ladeluftkühlers der Frischluft zugeführt wird, erfolgt die Entnahme des Abgases bei der Niederdruck-AGR stromab der Abgasturbine. Dem Druckgefälle folgend geschieht die Einleitung ins Saugrohr stromauf des Verdichters. Definiert wird die sogenannte Abgasrückführrate durch den Quotienten aus dem in den Brennraum zurückgeführten Abgasmassenstrom  $\dot{m}_{AGR}$  und der gesamten in den Brennraum eingebrachten Gasmenge. Diese setzt sich wiederum aus der Frischluftmenge  $\dot{m}_L$  und dem zurückgeführten Abgasmassenstrom  $\dot{m}_{AGR}$  zusammen.

$$r_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{AGR} + \dot{m}_L} \quad (2.30)$$

### **AGR-Kühler**

Bei externen AGR-Systemen werden häufig sogenannte AGR-Kühler eingesetzt. Diese sind ins Kühlsystem des Fahrzeugs eingebunden und können bedarfsgerecht mit zurückgeführtem Abgas durchströmt werden. Durch die Abkühlung nimmt die Dichte des Abgases zu, was höhere AGR-Raten ermöglicht. Zudem schützt diese Wärmeabgabe das Saugrohr im Bereich der AGR-Einleitung vor thermischer Überlastung. Über die Aktivierung der Rückkühlung entscheidet die in der Motorsteuerung implementierte Betriebsstrategie. Durch die nicht unerhebliche Auswirkung auf die Dichte des angesaugten Gasgemisches ergibt sich zusätzlich ein Einfluss auf den zugeführten Gasmassenstrom  $\dot{m}_e$ .

### **Ansauglufttemperatur**

Turboaufgeladene Motoren verfügen in aller Regel über Komponenten zur Rückkühlung der verdichteten Ansaugluft. Bei sogenannten direkt gekühlten Ladeluftkonzepten erfolgt diese Rückkühlung über einen Luft-Luft-Wärmeübertrager, welcher sich im Frontend des Fahrzeuges befindet. Indirekt gekühlte Systeme nutzen einen Kühlmittel-Luft-Wärmeübertrager, der meistens in einen zweiten Kühlmittelkreis eingebunden wird. Gerade letztgenannte Systeme ermöglichen je nach Ausführung und Einbindung ins Kühlsystem neben der Kühlung auch eine Beheizung der angesaugten Frischluft. Letztendlich wirkt sich jede Form der Konditionierung auf den Frischluftmassenstrom  $\dot{m}_e$  und dessen spezifische Enthalpie  $h_e$  aus.

### **2.6.2 Arbeitstakt**

Nach Abschluss des Ladungswechseltaktes bildet der Brennraum ein geschlossenes System, das abgesehen von den Blow-By-Gasen einen Massenaustausch über die in Abbildung 2.4 dargestellte Systemgrenze unterbindet. Beim direkt einspritzenden Dieselmotor wird der Kraftstoff unmittelbar in das hoch verdichtete Gasgemisch aus Luft und Restgasmenge im Brennraum ein-

gebracht. Dort entzündet sich der Kraftstoff unter den Begleiterscheinungen der Diffusionsflamme selbst. Im Gegensatz zum ottomotorischen Brennverfahren spricht man beim Dieselmotor von einer sogenannten „Qualitätsregelung“. Entsprechend des geforderten Drehmoments wird die eingespritzte Kraftstoffmenge angepasst. Analog zu den zuvor beschriebenen Stellgliedern zur Füllungsregelung bieten moderne Dieselmotoren zusätzlich die Möglichkeit, durch Veränderungen des Arbeitstakts die Leistungsbilanz zu beeinflussen.

### **Injektoren**

Während das Verdichtungsverhältnis in aller Regel durch die geometrische Gestaltung vor Kurbelwelle, Kolben, Pleuel und Zylinder festgelegt wird, kann der zeitliche Verlauf der Verbrennung und damit auch der zeitliche Verlauf von Druck und Temperatur im Brennraum vor allem über die Einbringung des Kraftstoffs beeinflusst werden. Als Stellgrößen dienen neben dem Einspritzdruck auch die Gesamteinspritzmenge, die Aufteilung der Gesamtmenge auf Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung sowie die zeitliche Verteilung der einzelnen Einspritzungen während des Arbeitsspiels. Ein wichtiger Begriff ist in diesem Zusammenhang die Umsatzzschwerpunktlage oder auch  $MFB_{50}$ . Dieser Punkt wird definiert als der Zeitpunkt während der Verbrennung, zu dem 50% der eingebrachten Kraftstoffmenge umgesetzt wurden. Üblicherweise wird dieser Punkt bezogen auf die Kurbelwellenposition angegeben. Im Hinblick auf die Wirkungsgradoptimierung von Dieselmotoren ist eine Umsatzzschwerpunktlage von  $8^\circ KW$  (Kurbelwinkel) nach dem Zünd-OT (oberer Totpunkt) anzustreben [71]. Die Lage des Umsatzzschwerpunktes kann unter anderem über die nachfolgend beschriebenen Stellgrößen verändert werden. Die wichtigsten Parameter für den zeitlichen Verlauf der Verbrennung  $dQ_{CHEM}/d\varphi$  sind jedoch die Zeitpunkte und die quantitative Verteilung der Gesamteinspritzmenge auf die einzelnen Einspritzungen. Die gesamte pro Arbeitsspiel einzuspritzende Kraftstoffmenge wird von der Motorsteuerung unter Berücksichtigung des Fahrerwunsches ermittelt. Diese Gesamteinspritzmenge wird auf Vor- und Haupteinspritzungen verteilt. Die Ermittlung der Nacheinspritzmengen erfolgt separat dazu, da diese in der Regel keinen Drehmoment er-

zeugenden Einfluss haben. Welche Einspritzstrategie (Einspritzmengenverteilung, Einspritzbeginne, Einspritzdrücke) im jeweiligen Betriebspunkt gewählt wird, hängt von zahlreichen Parametern ab, welche unter [57] näher beleuchtet werden. Die grundsätzlichen Anforderungen an den Einspritzverlauf können wie folgt formuliert werden: Für möglichst geringe Bauteilbelastungen und Geräuschemissionen sollte der Einspritzverlauf zu Beginn mit Hilfe der Voreinspritzungen sanft gestaltet werden. Hohe indizierte Wirkungsgrade lassen sich mit kurzer Gesamtbrenndauer realisieren. Diese wird vorrangig über die Haupteinspritzung gesteuert. Mit dem Einsatz von Nacheinspritzungen lassen sich zum einen Rußemissionen durch höhere Brenngeschwindigkeiten gegen Brennende reduzieren. Zum anderen steigen durch die Nacheinspritzungen die Abgastemperaturen an, was eine Regeneration des Dieselpartikelfilters ermöglicht.

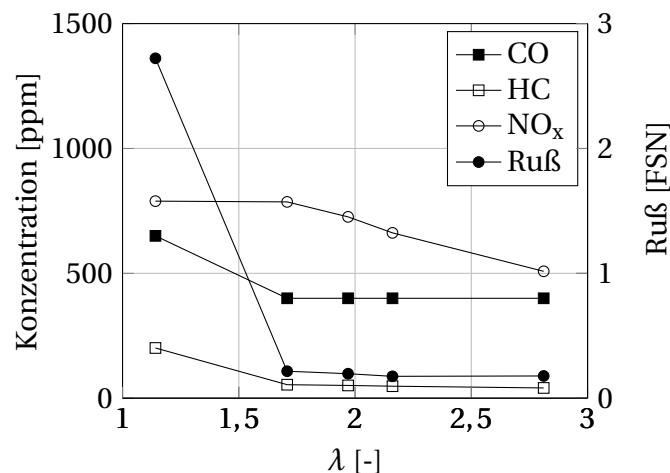
### **Kühlmitteltemperatur**

Neben den Vorgängen innerhalb des Brennraums werden die Wandwärmeverluste auch von der Kühlmitteltemperatur beeinflusst. Mit Hilfe moderner Thermomanagementsysteme können mit Ventilen, Pumpen und Wärmeübertragern die Kühlmitteltemperaturen und Volumenströme in den verschiedenen Pfaden des Kühlsystems eingestellt werden. Die Ansteuerung dieser Bauteile erfolgt über die Motorsteuerung.

## **2.7 Dieselmotorische Schadstoffrohmissionen**

Wesentliche Bestandteile des dieselmotorischen Abgases bilden das mit der Verbrennungsluft zugeführte und an der Verbrennung unbeteiligte  $N_2$  (ca. 67 Massen-%) sowie die Komponenten  $H_2O$  (ca. 11 Massen-%),  $CO_2$  (ca. 12 Massen-%) und  $O_2$  (ca. 10 Massen-%) [73]. Nur ca. 0,3 - 0,5% des Abgasmassenstroms werden als Schadstoffe klassifiziert. Dieselmotorische Schadstoffrohmissionen bestehen in erster Linie aus  $CO$  (Kohlenstoffmonoxid),  $HC$  (unverbrannte Kohlenwasserstoffe),  $NO_x$  (Stickoxide) und Partikeln (u.a. Ruß). Über die jeweilige Aufteilung der Einzelbestandteile entscheiden in ers-

ter Linie die Zusammensetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und die Prozessführung. Aufgrund der Qualitätsregelung wird der Dieselmotor zwar dauerhaft mit Luftüberschuss, jedoch im transienten Lastprofil mit dauerhaft wechselnden Verbrennungsluftverhältnissen betrieben. Abbildung 2.5 zeigt die Zusammensetzung der Schadstoffrohmissionen eines Dieselmotors in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$ . Der dort abgebildete qualitative Verlauf, welcher mit Hilfe des in Abschnitt 3.1 beschriebenen Versuchsmotors ermittelt wurde, soll in den nachfolgenden Ausführungen näher begründet werden.



**Abbildung 2.5:** Schadstoffrohmissionen eines Dieselmotors in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$

### 2.7.1 Kohlenstoffmonoxid

Die Bildung von **Kohlenstoffmonoxid** wird vorrangig dann begünstigt, wenn bei der Verbrennung des Kohlenstoffs nicht genügend Sauerstoff für die vollständige Oxidation zu  $\text{CO}_2$  vorhanden ist. In Konsequenz steigt der CO-Anteil im Abgas mit zunehmend fetterem Gemisch ( $\lambda \downarrow$ ), wie Abbildung 2.5 zeigt. Allgemein ist die CO-Konzentration im dieselmotorischen Abgas aufgrund des dauerhaften Betriebs mit globalem Luftüberschuss im Vergleich zum

Ottomotor gering. Ungleichmäßige Gemischverteilung im Brennraum kann jedoch dazu führen, dass lokal Bereiche mit Luftmangel auftreten, die die CO-Bildung begünstigen. Die Bildung von CO ist in erster Linie vom Verbrennungsluftverhältnis und weniger von der Prozessführung abhängig [71].

### 2.7.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unter dem Begriff „**unverbrannte Kohlenwasserstoffe**“ werden alle Kohlenwasserstoffverbindungen zusammengefasst, die den Brennraum nach dem Arbeitstakt verlassen. Dazu gehören neben unverbranntem Brennstoff selbst auch Zwischenprodukte der Verbrennung wie Aldehyde, Alkane, Alkene und aromatische Kohlenwasserstoffe. Ursächlich für das Auftreten von HC-Emissionen ist eine unvollständige Verbrennung. Diese kann auf unterschiedliche Weise hervorgerufen werden. Mit sinkendem globalem Verbrennungsluftverhältnis steigt das Risiko zur Ausbildung lokaler Bereiche mit fettem Luft-Kraftstoff-Gemisch, in denen keine vollständige Verbrennung möglich ist. Dieses Verhalten ist auch in Abbildung 2.5 nachvollziehbar. Besonders beim Kaltstart kann es aufgrund tiefer Wandtemperaturen zu einem Erlöschen der Flamme an der Brennraumwand und in Konsequenz ebenfalls zu einer unvollständigen Verbrennung kommen. Während des stationären Betriebs sind jedoch auch die HC-Emissionen analog zu den CO-Emissionen vorrangig vom Verbrennungsluftverhältnis abhängig. Bei einer Verbrennung mit globalem Luftüberschuss ist der Gesamtanteil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe an den gesamten Schadstoffrohmissionen jedoch gering, wie Abbildung 2.5 zeigt. Für eine umfassende Diskussion weiterer Bildungsmechanismen sei auf [47] verwiesen.



### 2.7.3 Stickoxide

Die in jüngster Vergangenheit wohl am häufigsten diskutierten Komponenten der dieselmotorischen Schadstoffrohmissionen sind die **Stickoxide** oder kurz:  $\text{NO}_x$ . Auch hier werden unterschiedliche Spezies ( $\text{NO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{N}_2\text{O}_3$ ,  $\text{N}_2\text{O}_5$ ) begrifflich zusammengefasst. Das Hauptreaktionsprodukt während der dieselmotorischen Verbrennung stellt mit ca. 90% Anteil Stickstoffmonoxid ( $\text{NO}$ ) dar, das nach längerem Verweilen unter atmosphärischen Bedingungen nahezu vollständig zu  $\text{NO}_2$  umgewandelt wird. Der Anteil von  $\text{NO}_2$  im Abgasmassenstrom selbst kann durch Nachoxidation Werte zwischen 5 - 15% annehmen [73]. Entsprechend der Entstehung wird zwischen vier  $\text{NO}$ -Bildungsmechanismen unterschieden: thermisches- $\text{NO}$  (Zeldovich- $\text{NO}$ ), prompt- $\text{NO}$ , Distickstoff gebildetes  $\text{NO}$  ( $\text{N}_2\text{O}$ -Mechanismus) und Brennstoff- $\text{NO}$  [73].

Der Anteil an thermischem- $\text{NO}$  im Abgas beträgt ca. 80 - 95% [46]. Die Bildung wird durch den sogenannten Zeldovich-Mechanismus beschrieben. Er besteht aus drei Elementarreaktionen (Gleichungen 2.31, 2.32 und 2.33):



Aufgrund der starken Dreifachbindung des Stickstoffs weist gerade die erste Reaktion (Gleichung 2.31) eine sehr hohe Aktivierungsenergie auf. In Folge ergibt sich eine sehr große Abhängigkeit der thermischen  $\text{NO}$ -Bildung von der Verbrennungstemperatur. Zum einen ist ab einer Temperatur von 2200K überhaupt erst eine nennenswerte Bildung von thermischem  $\text{NO}$  zu verzeichnen und zum anderen nimmt auch die Bildungsgeschwindigkeit mit der Temperatur zu. Da bezogen auf die zeitliche Änderung der Temperatur während eines Arbeitsspiels die Reaktionen der Stickoxide relativ langsam ablaufen, wird ein Gleichgewichtszustand nie erreicht. Die tatsächliche Konzentration liegt folglich stets unter den Gleichgewichtskonzentrationen. Ein weiterer wichtiger Faktor für die thermische Bildung von  $\text{NO}$  ist das Verbrennungsluftverhältnis bzw. die damit verbundene Sauerstoffkonzentration. Bei

einer unterstöchiometrischen Verbrennung (z.B.  $\lambda = 0,9$ ) treten zwar hohe Verbrennungstemperaturen auf, jedoch ist dort die Sauerstoffkonzentration gering und die Reaktion in Gleichung 2.31 wird gehemmt. Mit zunehmendem Verbrennungsluftverhältnis steigt daher die NO-Konzentration weiter an, obwohl die Prozesstemperatur bereits sinkt. Erst im Bereich  $\lambda = 1,1$  überwiegt dann die Abnahme der Verbrennungstemperatur gegenüber der Zunahme der Sauerstoffkonzentration, so dass die Stickoxidbildung hin zu höheren Verbrennungsluftverhältnissen wieder abnimmt.

Die Bildung von Prompt-NO erfolgt unter brennstoffreichen Bedingungen. Kohlenwasserstoffradikale reagieren mit Luftstickstoff unter Bildung von Blausäure (HCN) und atomarem Stickstoff. Letzteres Produkt oxidiert in einem weiteren Schritt zu NO. Aufgrund der geringen Aktivierungsenergie läuft dieser Bildungsmechanismus bereits ab Temperaturen von 1000K mit einer vergleichsweise hohen Reaktionsgeschwindigkeit ab. Der Anteil an Prompt-NO bei einer konventionellen motorischen Verbrennung beträgt 5%-20% [73].

Unterdrücken niedrige Verbrennungstemperaturen die thermische und hohe Verbrennungsluftverhältnisse die prompte NO-Bildung, tritt der  $N_2O$ -Mechanismus in den Vordergrund. Analog zur ersten Reaktion im Zeldovich-Mechanismus reagiert dort Stickstoff mit atomarem Sauerstoff unter Stabilisierung durch ein weiteres Molekül zu  $N_2O$ . Durch eine anschließende Oxidation entsteht NO.

Während der Verbrennung zerfällt ein Teil des im Kraftstoff gebundenen Stickstoffs zu einfachen Stickstoffverbindungen. Diese oxidieren in einem weiteren Schritt zu NO. Da der Stickstoffmassenanteil im Kraftstoff jedoch unter 0,01% liegt, wird der sogenannten Brennstoff-NO-Bildung nur geringe praktische Bedeutung zugemessen.

#### 2.7.4 Partikel

Definitionsgemäß versteht man unter dem Begriff „**Partikel**“ Feststoffe mit ggf. flüssigen, angelagerten Bestandteilen [47]. Die übliche Zusammensetzung der Partikelrohmissionen eines dieselmotorischen Verbrennungsprozesses besteht neben dem Hauptanteil Ruß (ca. 75%) aus den Komponenten Schmieröl (ca. 13%), Kraftstoff (ca. 5%), Wasser (ca. 4%) und Sulfat (ca. 3%). Da die Menge an gebildetem Ruß im weiteren Verlauf der Ausführungen häufiger zur Bewertung einzelner Maßnahmen herangezogen wird, wird näher auf dessen Bildungsmechanismen eingegangen.

Die Bildung von Rußpartikeln ist stark abhängig von der örtlichen Flammentemperatur und dem lokalen Verbrennungsluftverhältnis. Die Bildungsreaktionen können durch drei verschiedene Ansätze beschrieben werden: der Ionen-Mechanismus, die Radikal-Hypothese und der Mechanismus über die Acetylenpyrolyse [73]. Letztere ist die heute weitgehend akzeptierte Hypothese und wird nachfolgend erläutert.

Die Einleitung der Teilchenneubildung erfolgt durch partielle Oxidation sowie thermische und oxidative Pyrolyse von Aromaten und Aliphaten unter sauerstoffarmen Bedingungen [34]. Sowohl bei der thermischen als auch bei der oxidativen Pyrolyse entstehen unter Dehydrierung ungesättigte bzw. geringer gesättigte Kohlenwasserstoffe. Diese werden über Phenyl- und Benzyl-Radikale unter Anlagerung kleinerer, ungesättigter Kohlenwasserstoffe zu hochmolekularen, aktiven zyklischen Verbindungen. Diese Teilchenneubildung bildet die Grundlage für das folgende Oberflächenwachstum.

Im Wesentlichen wird als Oberflächenwachstum die fortschreitende Anlagerung von Acetylen und Polyacetylen aus der Gasphase an die Oberfläche der Primärpartikel unter weiterer Dehydrierung bezeichnet [34]. Die Zunahme der Rußmasse ist nach Abschluss der Keimbildung in erster Linie vom Oberflächenwachstum abhängig. Die Anzahl der Partikel bleibt während dieser Phase konstant, Partikeldurchmesser und Masse steigen jedoch.

Bei der Koagulation wächst die Größe der Partikel durch Teilchenkollision an. Die Teilchenanzahl sinkt, während die Gesamtmasse aller nunmehr sphärischen Partikel konstant bleibt.

Während der Agglomeration verbinden sich die Primärpartikel zu kettenförmigen Verbänden. Dabei sinkt die Teilchenzahl bei gleichbleibender Rußmasse. Während ursprünglich angenommen wurde, dass dieser Rußbildungsmechanismus im Motor nicht stattfindet, da die benötigte Zeit nicht zur Verfügung steht [27], weisen neuere Untersuchungen durchaus kettenförmige Verbände im Dieselabgas nach [54].

Gleichzeitig zu allen Phasen der Rußbildung findet Rußabbau durch Rußoxidation statt. Dabei spielen sowohl molekularer als auch atomarer Sauerstoff und OH-Radikale eine wichtige Rolle [73].

Die Bildung von Ruß erfolgt vorrangig in unterstöchiometrischen Bereichen ( $\lambda \approx 0,65$ ) bei Temperaturen zwischen 1500K und 1900K [73]. Im Gegenzug findet die Rußoxidation bei Verbrennungsluftverhältnissen mit  $\lambda > 1$  ab 1300K statt und erreicht ihre maximale Ausprägung bei 1650K.

Eine Reduzierung der Schadstoffemissionen von Fahrzeugen erfolgt üblicherweise auf zwei Arten. Die zuvor beschriebenen Rohmissionen können mit Hilfe von Brennverlaufsführungen, welche den jeweiligen Bildungsmechanismen entgegenwirken, reduziert werden. Diese sogenannten innermotorischen Maßnahmen reichen jedoch nicht mehr aus, um die heute geforderten gesetzlichen Grenzwerte einzuhalten. In Folge entsteht ein Bedarf an Abgasreinigungssystemen. Da sich die Ausführungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit vorrangig auf die thermischen Vorgänge im Motor fokussieren, wird auf eine detaillierte Diskussion der Abgasnachbehandlungskomponenten verzichtet.

## 2.8 Auswahl der genutzten Entwicklungswerkzeuge

Für die detaillierte Analyse der Wärmeströme und der Emissionen werden unterschiedliche Entwicklungswerkzeuge verwendet. Eine wichtige Grundlage zur Erfassung von Informationen über die innere und äußere Leistungsbilanz bilden **thermisch stationäre Untersuchungen am Vollmotorprüfstand**, wie er in ähnlicher Form bereits in [12] beschrieben ist.

Darüber hinaus lassen sich mit Hilfe dieses Versuchsaufbaus auch Aussagen zum Einfluss einzelner Betriebsparameter (Verbrennungsluftverhältnis, AGR-Rate, Umsatzzschwerpunktlage, etc.) auf die Schadstoffrohmissionen treffen. Dazu werden im thermisch stationären Betrieb im Rahmen mehrerer Versuchsreihen unter anderem die eben genannten Betriebsgrößen variiert. Eine Einflussbewertung eines jeden einzelnen Betriebsparameters in einer separaten Aufheizmessung würde aufgrund der erforderlichen Konditionierzeiten zwischen den Messungen den zeitlichen Versuchsaufwand um ein Vielfaches vergrößern. Aus diesem Grund werden mittels der thermisch stationären Untersuchungen die Parameterkombinationen spezifiziert, deren Untersuchung in anschließenden Aufheizmessungen einen steigenden Kühlmittelwärmeeintrag erwarten lassen. Die eingesetzten Messinstrumente werden in Abschnitt 3.3 näher erläutert.

Parallel zu den Stationärmessungen am Prüfstand wird ein **thermisches Motormodell** eingesetzt, welches nach einer Kalibrierung mit den Prüfstandsmessdaten zur Analyse der innermotorischen Vorgänge genutzt wird. Darüber hinaus werden mit dem Simulationsmodell Strategien zur Beeinflussung des Warmlaufverhaltens des Aggregats erarbeitet, welche im Nachgang mit Hilfe der Aufheizmessungen am Vollmotorprüfstand bestätigt werden.

In **Aufheizmessungen am Vollmotorprüfstand** erfolgt die Untersuchung derjenigen Betriebsstrategien, die nach den thermisch stationären Vermessungen und nach den simulativen Untersuchungen eine Verkürzung der Warmlaufzeit unter vertretbaren Randbedingungen (Verbrauch, Emissionen, etc.) erwarten lassen. Im Rahmen dieser Aufheizmessungen wird in Anleh-

nung an das Motorverhalten im Versuchsfahrzeug eine Wärmeentnahme zur Kabinenbeheizung simuliert.

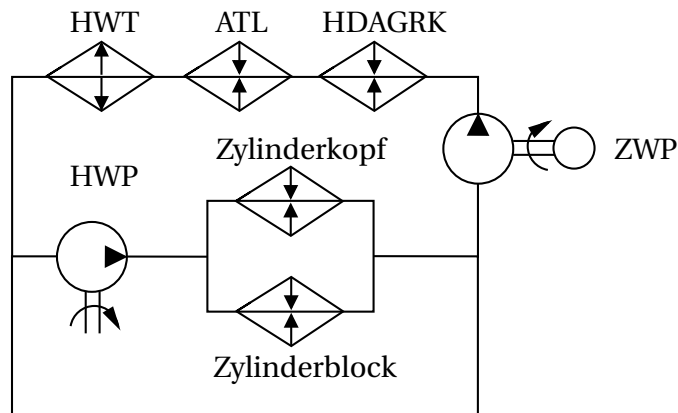
Aus den Erkenntnissen der Warmlaufuntersuchungen am Vollmotorprüfstand werden im Anschluss sowohl konstruktive Änderungen als auch Parameterveränderungen in der Motorsteuerung des Versuchsfahrzeuges abgeleitet. Die Auswirkung der Veränderungen wird mittels **instationärer Gesamtfahrzeugmessungen** dokumentiert. Um dabei reproduzierbare Messergebnisse zu erhalten, finden diese Untersuchungen im Klimawindkanal statt [25].

## **3 Thermisch stationäre Messungen am Motorprüfstand**

Nachdem in Abschnitt 2.6 die dieselmotorischen Stellgrößen zur Beeinflussung der inneren Leistungsbilanz diskutiert wurden, folgt im nachfolgenden Abschnitt die Untersuchung der Betriebsparameter am Vollmotorprüfstand. Dazu werden zunächst Messungen unter thermisch stationären Bedingungen durchgeführt.

### **3.1 Versuchsmotor**

Als Versuchsträger kommt bei den Untersuchungen ein Sechszylinder-Dieselmotor mit Common-Rail-Einspritzsystem zum Einsatz. Der Luftpfad des Aggregats besteht in seiner Ausgangskonfiguration aus einem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) und einem direkten Luft-Luft-Ladeluftwärmeübertrager. Das Verbrennungsluftverhältnis kann mit Hilfe der Hochdruck-Abgasrückführungseinrichtung oder der zentralen Drosselklappe im Ansaugrohr beeinflusst werden. Die Ansaugkanäle zu den einzelnen Zylindern sind zweiteilig ausgeführt. Ein Kanal dient dabei als Drallkanal, der andere als Füllungskanal, welcher mit einer Drallklappe ausgestattet ist. Abbildung 3.1 zeigt den vereinfachten Aufbau des Kühlsystems des Versuchsmotors, wie er in den nachfolgenden Untersuchungen genutzt werden wird. Um eine übersichtliche Darstellung zu gewährleisten, wird sowohl auf eine Abbildung der außer Betrieb gesetzten Wärmeübertrager als auch auf die Darstellung des Luftpfades (Abbildung 2.3) verzichtet. Die Durchströmung von Zylinderkopf und -block wird mittels einer mechanisch angetriebenen Hauptwasserpumpe (HWP) sichergestellt. Der Heizungswärmeübertrager (HWT), der Abgasturbolader (ATL) und der Hochdruck-Abgasrückführungskühler



**Abbildung 3.1:** Schematischer Aufbau des Kühlkreislaufts am Versuchsträger

(HDAGRK) sind stromab der Brennraumwände in den Kreislauf eingebunden. Eine elektrische Zusatzwasserpumpe (ZWP) sorgt für ausreichenden Kühlmitteldurchfluss durch den Heizpfad. Dem Parallelzweig, welcher vom Austritt des Zylinderkopfs und -blocks direkt zur Saugseite der HWP zurückführt, kommt vor allem bei Betriebspunkten mit sehr hohen Kühlmittelwärmeströmen Bedeutung zu, wie sie beispielsweise bei Pass- oder Autofahrten auftreten. Im Kühlungsfall wird der Hauptwasserkühler eingebunden, welcher in Abbildung 3.1 nicht dargestellt ist. Durch die mechanische Verbindung zwischen HWP und Kurbelwelle werden auch bei niedrigen Kühlmitteltemperaturen und hohen Motordrehzahlen hohe HWP-Drehzahlen erreicht. Um dabei die Spitzendrücke und die Kavitationsgefahr im Kühlsystem möglichst gering zu halten, wird auch im Warmlauf ohne zugeschalteten Hauptwasserkühler eine Entdrosselung des Kühlsystems über den Bypasspfad umgesetzt.

## 3.2 Versuchsaufbau im thermisch stationären Betrieb

Für die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen wird ein Versuchsaufbau gewählt, der in der Lage ist, die Einflüsse verschiedener Motorbetriebsparameter auf den Thermalhaushalt und die Rohemissionen unter thermisch stationären Bedingungen zu untersuchen. Ausgehend von einem



Basisbetriebspunkt, im Folgenden als Case A bezeichnet, sollen einzelne Betriebsparameter verändert und die Auswirkungen bewertet werden. Über alle Messpunkte hinweg wird das Aggregat bei einer effektiven Motorleistung von 10kW und einer Motordrehzahl von  $1000\text{min}^{-1}$  betrieben. Die Auswahl des Betriebspunktes orientiert sich an der VDA Richtlinie 220 [67] und an den durchschnittlich zu erwartenden Antriebsleistungen im europäischen Raum [29].

Der Versuchsmotor steht in einer Prüfzelle, deren Raumtemperatur für die thermisch stationären Messungen auf  $20^{\circ}\text{C}$  eingestellt wird. Alle Wärmeübertrager an der Systemgrenze zwischen Versuchsträger und Umgebung können mit Hilfe eines Sekundärkreislaufs der Prüfzelle frei konditioniert werden. Die nachfolgend beschriebenen Messreihen werden bei einer Kühlmitteltemperatur von  $70^{\circ}\text{C}$  am Motorausstritt durchgeführt. Da mit 10kW effektiver Motorleistung in absoluten Skalen ein nur - im Verhältnis zur maximal möglichen Kühlleistung des Gesamtsystems - geringer Kühlmittelwärmestrom anfällt, wird die vorgesehene Solltemperatur von  $90^{\circ}\text{C}$  nicht mit allen Parameterkombinationen erreicht. Zudem steigt mit der Kühlmitteltemperatur auch der nicht messbare Oberflächenverlust der Motorstruktur, was größere Messfehler verursacht. Die elektrische Belastung durch Nebenaggregate kann mittels eines frei regelbaren elektrischen Verbrauchers simuliert werden.

Die Untersuchungen zum thermischen Verhalten konzentrieren sich in erster Linie auf Betriebspunkte mit niedrigen effektiven Leistungen und geringen absolut freigesetzten Wärmemengen. In diesen Betriebspunkten reicht die Kühlleistung des HWT alleine aus, um die Solltemperatur von  $70^{\circ}\text{C}$  einzuregeln. Die Wärmeentnahme aus dem Motorkühlsystem und die Regelung der Motortemperatur erfolgt mittels eines sekundären Kühlkreislaufs der Prüfzelle, in den der Heizungswärmeübertrager eingebunden ist. Die Hydraulik des Motorkühlkreislaufs bleibt somit unverändert. Ein Hauptwasserkühler wird unter diesen Bedingungen nicht benötigt. Somit kann das Kühlmittelvolumen im Kühlkreis des Motors und im Sekundärkreislauf signifikant reduziert werden. Auf diese Weise werden die thermisch stationären Zustände in den einzelnen Messreihen in kürzerer Zeit erreicht.

### 3.3 Messdatenerfassung

Zur Bestimmung des Kühlmittelwärmestroms sind im Kühlkreislauf drei Natec Volumenstromturbinen (Messgenauigkeit  $\pm 0,05\%$ ) sowie Thermoelemente vom Typ K (Messgenauigkeit  $\pm 0,15\text{K}$ ) vor und nach allen Wärmeübertragenden Komponenten eingebaut. Die Messung des Zylinderdruckverlaufs erfolgt am Versuchsmotor in allen sechs Zylindern mit Hilfe eines SmeTec Combi 6.8 Messsystems. Zur Analyse der Abgaszusammensetzung wird eine Pierburg AMA 2000 Abgasmessanlage ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ) und ein AVL 415S Smoke Meter (Ruß) verwendet. Da sich die Untersuchungen auf den Wärmeaustausch zwischen Brennraum und Wassermantel fokussieren, beziehen sich die folgenden Aussagen zur Abgaszusammensetzung auf Rohemissionen und nicht auf die sogenannten end-of-pipe Emissionen stromab der Komponenten zur Abgasnachbehandlung. Mit Hilfe einer zusätzlichen Messung des  $\text{CO}_2$ -Anteils innerhalb der Ansaugstrecke (ABB Uras AO2020) kann die Abgasrückführrate (AGR-Rate) bestimmt werden. Zur Ermittlung des Kraftstoffmassenstroms wird ein Messsystem der Firma Pierburg verwendet (Pierburg PLU 121). Die Ermittlung der Stoffdaten des Kraftstoffs, welcher bei den Prüfstandsmessungen eingesetzt wird, erfolgt durch das Labor der Petrolab GmbH.

Um die Effekte der verschiedenen Betriebsstrategien im Hinblick auf Wärmefreisetzungsrate, effektive Motorleistung  $P_{\text{EFF}}$  und Kraftstoffverbrauch vergleichbar zu machen, wird ein Effizienzfaktor  $\Psi_{\text{EFF}}$  (Gleichung 3.1) eingeführt [8]. Der darin enthaltene Term  $\dot{Q}_{\text{KAB}}$  fasst alle Wärmeströme über die in Abbildung 2.3 dargestellte Systemgrenze zusammen, die zur Aufheizung der Fahrzeugkabine genutzt werden können (Gleichung 3.2). Dazu gehören die am Heizungswärmeübertrager übertragenen und die von den elektrischen Zuheizelementen eingebrachten Wärmemengen. Vereinfacht wird angenommen, dass der Wirkungsgrad bei der Umwandlung von elektrischer Leistung in Wärme 100% beträgt.

$$\Psi_{\text{EFF}} = \frac{\dot{Q}_{\text{KAB}} + P_{\text{EFF}}}{\dot{Q}_{\text{CHEM}}} \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{\text{KAB}} = \dot{Q}_{\text{KM,HWT}} + P_{\text{EL}} \quad (3.2)$$

Die Ergebnisse der Parametervariationen werden nachfolgend auf einen Referenzbetriebspunkt (Case A) normiert, welcher hinsichtlich Kraftstoffverbrauch optimiert ist und welcher sich hinsichtlich Drehmoment und Drehzahl an einer 50 km/h Konstantfahrt auf ebener Straße orientiert ( $P_{\text{EFF}} = 10\text{kW}$ ). Dazu wird die Umsatzzwerpunktlage ( $\text{MFB}_{50}$ ) auf  $8^\circ\text{KW}$  (Kurbelwinkel) nach Zünd-OT (oberer Totpunkt) in Kombination mit einem ungedrosselten Ansaugsystem festgelegt [47]. Darüber hinaus wird die eingespritzte Kraftstoffmenge in jedem Messpunkt so angepasst, dass die effektive Motorleistung  $P_{\text{EFF}}$  immer 10kW beträgt. Aus Gründen der Vergleichbarkeit zwischen den einzelnen Messreihen wird jede Messung mit einer Voreinspritzung (VE) von 1,5mg Kraftstoff pro Arbeitsspiel (ASP) durchgeführt. Der Ansteuerbeginn der VE ( $\varphi_{\text{VE}}$ ) liegt jeweils  $7^\circ\text{KW}$  vor Beginn der Haupteinspritzung (HE). Tabelle 3.1 fasst die Betriebsparameter in Case A zusammen.

**Tabelle 3.1:** Zusammenfassung der Betriebsparameter in Case A

Parameter	Wert
$P_{\text{EFF}}$	10 kW
$n_{\text{MOT}}$	1000 $\text{min}^{-1}$
$P_{\text{EL}}$	0 kW
$T_{\text{UMG}}$	20°C
$T_{\text{KM,HWT,e}}$	70°C
$T_{\text{L,LLK,a}}$	20°C
$\dot{m}_{\text{L}}$	unbeschränkt
$\text{MFB}_{50}$	$8^\circ\text{KW}$ nach ZOT
$\varphi_{\text{VE}}$	$7^\circ\text{KW}$ vor Beginn HE
$m_{\text{VE}}$	1,5 mg/ASP

### 3.4 Parameterstudie

Ausgehend vom Referenzbetriebspunkt Case A werden verschiedene Betriebsparametervariationen am Motorprüfstand vorgenommen und die Auswirkung auf das thermische Verhalten, den Kraftstoffverbrauch und die Abgaszusammensetzung untersucht. Die Ergebnisse der Messreihen werden in

den folgenden Abschnitten dargestellt und diskutiert. In den folgenden Ausführungen werden öfters Messergebnisse auf Case A normiert dargestellt. Dies betrifft vorrangig den spezifischen Kraftstoffverbrauch  $b_e$ , das Effizienzmaß  $\Psi_{\text{EFF}}$ , den Kabinenwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KAB}}$ , den Kühlmittelvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{KM}}$ , die Stickoxid-Emissionen und die Ruß-Emissionen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden diese dimensionslosen Darstellungen wie folgt definiert:

$$b'_e = \frac{b_e}{b_e(\text{Case A})} \quad (3.3)$$

$$\Psi'_{\text{EFF}} = \frac{\Psi_{\text{EFF}}}{\Psi_{\text{EFF}}(\text{Case A})} \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}'_{\text{KAB}} = \frac{\dot{Q}_{\text{KAB}}}{\dot{Q}_{\text{KAB}}(\text{Case A})} \quad (3.5)$$

$$\dot{V}'_{\text{KM}} = \frac{\dot{V}_{\text{KM}}}{\dot{V}_{\text{KM}}(\text{Case A})} \quad (3.6)$$

$$\text{NO}_x' = \frac{\text{NO}_x}{\text{NO}_x(\text{Case A})} \quad (3.7)$$

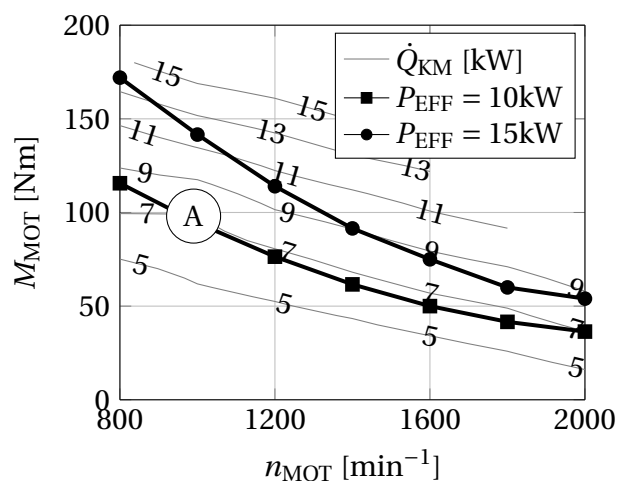
$$\text{Ruß}' = \frac{\text{Ruß}}{\text{Ruß}(\text{Case A})} \quad (3.8)$$

### 3.4.1 Last und Drehzahl

Um die in den Messreihen 1 bis 5 untersuchten Betriebsparameter hinsichtlich ihres Einflusses auf den Wärmehaushalt einordnen zu können, wird vorab der Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KM}}$  in Abhängigkeit von Drehmoment  $M_{\text{MOT}}$  und Drehzahl  $n_{\text{MOT}}$  ermittelt. Dazu erfolgt eine Vermessung des in Abbildung 3.2 dargestellten Versuchsraums. Das Kennfeld deckt zugunsten einer feineren Rasterung des niedriglastigen Betriebsbereichs nicht den gesamten Betriebsbereich des Versuchsmotors aus Sicht von Drehmoment und Drehzahl ab. Außerhalb des angesprochenen Versuchsraums wird davon ausgegangen, dass der ins Kühlsystem eingetragene Wärmestrom ausreicht, um eine Beheizung der Fahrzeugkabine unter nahezu allen Umgebungsbedingungen sicherzustellen. Die anderen Motorbetriebsparameter bleiben während

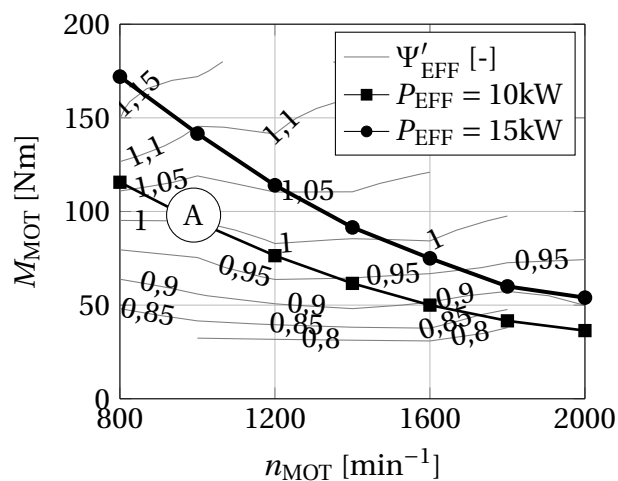
dieser Versuchsreihe bis auf die effektive Leistung und die Motordrehzahl gegenüber den Werten aus Tabelle 3.1 unverändert. Um die Abhängigkeit des Kühlmittelwärmestroms von der effektiven Motorleistung besser erkennen zu können, sind sowohl in Abbildung 3.2 als auch in Abbildung 3.3 beispielhaft Isolinien entsprechend konstanter effektiver Leistungen von 10kW und 15kW abgebildet. Zudem ist der Referenzbetriebspunkt Case A eingezeichnet.

Wie Abbildung 3.2 zu entnehmen ist, nimmt der Kühlmittelwärmestrom erwartungsgemäß mit steigenden mechanischen Leistungen zu. Bei einer effektiven Motorleistung von 10kW ist im vermessenen Betriebsbereich ein nahezu direkt proportionaler Zusammenhang zwischen freigesetztem Kühlmittelwärmestrom (ca. 7kW) und mechanischer Motorleistung (10kW) zu erkennen. Wird die effektive Motorleistung auf 15kW erhöht, so zeigt sich eine Abhängigkeit des Kühlmittelwärmestroms von der Motordrehzahl. Der ins Kühlmittel eingetragene Wärmestrom sinkt von ca. 14kW bei einer Motordrehzahl von  $800\text{min}^{-1}$  auf 9kW bei  $1400\text{min}^{-1}$ . Eine weitere Drehzahlsteigerung ausgehend von  $1400\text{min}^{-1}$  bis  $2000\text{min}^{-1}$  zeigt bei konstanter effektiver Leistung von 15kW einen deutlich geringeren Einfluss auf den Kühlmittelwärmestrom, welcher sich im Bereich von ca. 9kW bewegt.



**Abbildung 3.2:** Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  (Abbildung 2.3) als Funktion von Last  $M_{MOT}$  und Drehzahl  $n_{MOT}$

Abbildung 3.3 zeigt das Effizienzmaß  $\Psi_{\text{EFF}}$  in Abhängigkeit der Motordrehzahl und des Drehmoments im vermessenen Betriebsbereich. Auffällig ist an dieser Stelle, dass sich sowohl bei einer konstanten effektiven Leistung von 10kW als auch von 15kW eine Drehzahlabhängigkeit des Effizienzmaßes zeigt. Ursächlich dafür ist das gegenläufige Verhalten von spezifischem Kraftstoffverbrauch und Kühlmittelwärmestrom mit zunehmender Motordrehzahl. Mit steigenden Drehzahlen nehmen bei konstanter effektiver Leistung die Reibungsverluste zu, was zu einer Zunahme des spezifischen Verbrauchs führt. Dies hat sinkende Effizienzmaße bei steigenden Motordrehzahlen und konstanten effektiven Leistungen zur Folge.



**Abbildung 3.3:** Normierte Effizienz  $\Psi'_{\text{EFF}}$  als Funktion von Last  $M_{\text{MOT}}$  und Drehzahl  $n_{\text{MOT}}$

### 3.4.2 MFB<sub>50</sub> und Verbrennungsluftverhältnis (Messreihe 1)

Zwei effektive Möglichkeiten, den Verbrennungsprozess zu beeinflussen, sind eine Veränderung der Umsatzschwerpunktlage und des Verbrennungsluftverhältnisses. Jede Maßnahme beeinflusst für sich genommen den Zeitpunkt und den Betrag der Temperaturspitze innerhalb des Brennraums. Die nachfolgend dargestellten Leistungsbilanzen entstanden aus Kennfeldvermessun-

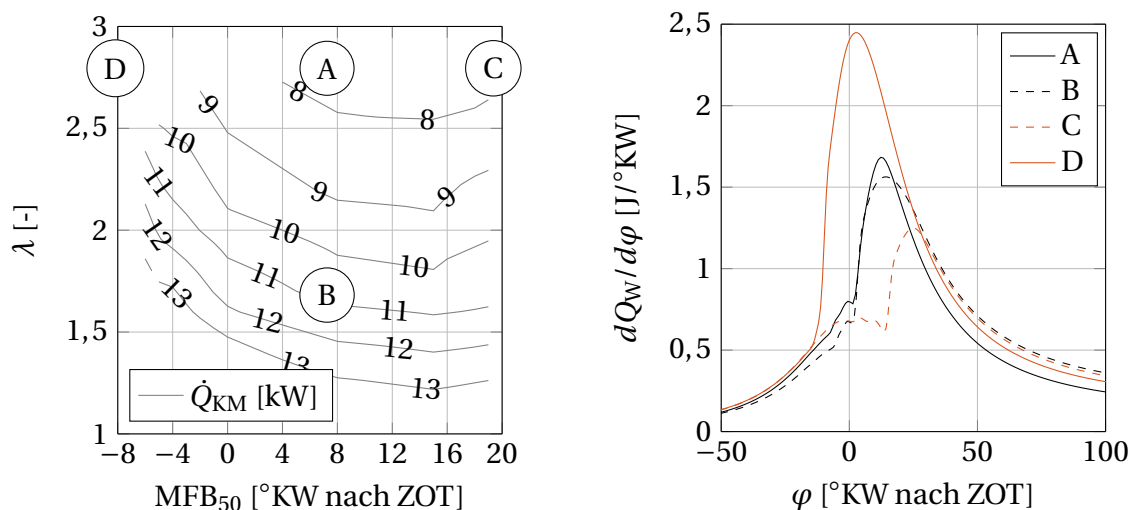
gen innerhalb des jeweiligen Versuchsraums, wie er in den Abbildungen zu den Messreihen 1-7 dargestellt ist. Aus Gründen der Anschaulichkeit werden zur Analyse des Systemverhaltens mehrere Cases festgelegt. Die jeweiligen Cases werden innerhalb der einzelnen Messreihen an die Grenzen des Versuchsraums gelegt, um möglichst eindeutig den Einfluss auf die Leistungsbilanz darstellen zu können. Anhand dieser Cases werden Verbrauchs- und Emissionsverhalten bewertet. In Messreihe 1 wird ausgehend von Case A die Umsatzschwerpunktlage Richtung früh ( $-8^\circ\text{KW}$  nach ZOT) bzw. spät ( $20^\circ\text{KW}$  nach ZOT) geschoben und gleichzeitig das Verbrennungsluftverhältnis ( $\lambda=2,8$ ) hin zu fetteren Gemischen verändert ( $\lambda=1,7$ ). Die Anfettung geschieht in Messreihe 1 durch ein Anstellen der Drosselklappe im Ansaugpfad. Die Verschiebung der Umsatzschwerpunktlage erfolgt durch eine Verschiebung des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung. Die Einstellung der Betriebsparameter in Messreihe 1 können Tabelle 3.2 entnommen werden.

**Tabelle 3.2:** Betriebsparameter in Messreihe 1

Case	MFB <sub>50</sub>	$\lambda$	AGR	AGR-Kühlung	$T_{L,LLK,a}$	$P_{EL}$
A	$8^\circ\text{KW}$ nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	$20^\circ\text{C}$	0kW
B	$8^\circ\text{KW}$ nach ZOT	1,7	deaktiviert	deaktiviert	$20^\circ\text{C}$	0kW
C	$20^\circ\text{KW}$ nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	$20^\circ\text{C}$	0kW
D	$-8^\circ\text{KW}$ nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	$20^\circ\text{C}$	0kW

Abbildung 3.4 (links) zeigt die Abhängigkeit des Kühlmittelwärmestroms vom Verbrennungsluftverhältnis und der Umsatzschwerpunktlage. Dabei zeigt sich, dass eine Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses (z.B. Case B) gegenüber Case A zu einer Steigerung des Kühlmittelwärmestroms führt. Dieses Verhalten ist ebenso bei einer Verschiebung der Umsatzschwerpunktlage zu beobachten (Case C und D). Dabei fällt jedoch auf, dass besonders frühe Umsatzschwerpunktlagen gegenüber den anderen Maßnahmen einen überproportional hohen Wärmeeintrag bewirken ( $\dot{Q}_{KM}(\text{Case D})=12\text{kW}$ ). Die Anfettung des Verbrennungsluftgemisches (Case B) führt zu einer Reduzierung der thermischen Massen im Brennraum. Die reduzierte Zylinderfüllung (Case B) führt isoliert betrachtet zu einer Abnahme der Spitzendrücke im Brennraum

(Abbildung 3.5), was entsprechend Gleichung 2.18 eine Abnahme des Wärmestroms zur Folge hätte. Jedoch bewirkt die geringer werdende thermische Masse gleichzeitig einen Anstieg der Zylinderinnentemperaturen, welche bezogen auf die Wandwärmeströme die Druckabsenkung überkompensieren. Dies kann durch eine Druckverlaufsanalyse, wie sie in Abbildung 3.4 (rechts) dargestellt ist, nachgewiesen werden. Hinzu kommt, dass durch die Drosselung der Ansaugstrecke Ladungswechselverluste auftreten. Dieses Verhalten ist in Abbildung 3.5 zu erkennen. Dort weist Case B gegenüber den anderen Cases die niedrigsten Drücke während der Ladungswechselschleife auf. Diese Drosselverluste verursachen einen Anstieg der eingebrachten Kraftstoffmenge, welche erforderlich ist, um das Solldrehmoment zu erreichen. In Konsequenz daraus ergibt sich mit fetteren Gemischen auch ein Anstieg des spezifischen Verbrauchs (Abbildung 3.6 links).

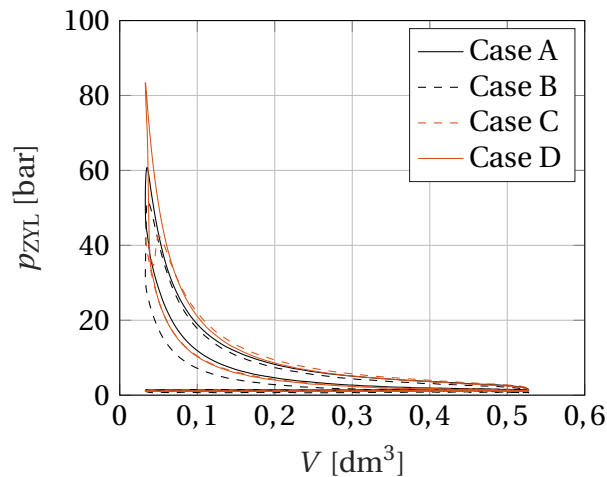


**Abbildung 3.4:** Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  und Wandwärmeströme  $dQ_W/d\varphi$  in Abhängigkeit der Betriebsparameter (Cases siehe Tabelle 3.2)

Eine Verschiebung der Umsatzzwerpunktlage vor den ZOT (Case D) verlagert die Verbrennung in die Phase der Kolbenaufwärtsbewegung. Daraus ergeben sich, verglichen mit Case A, höhere Spitzendrücke und -temperaturen im Brennraum (Abbildung 3.5), welche sich in signifikant hohen Wandwärmeströmen im Bereich des oberen Totpunktes auswirken. Der charakteristische



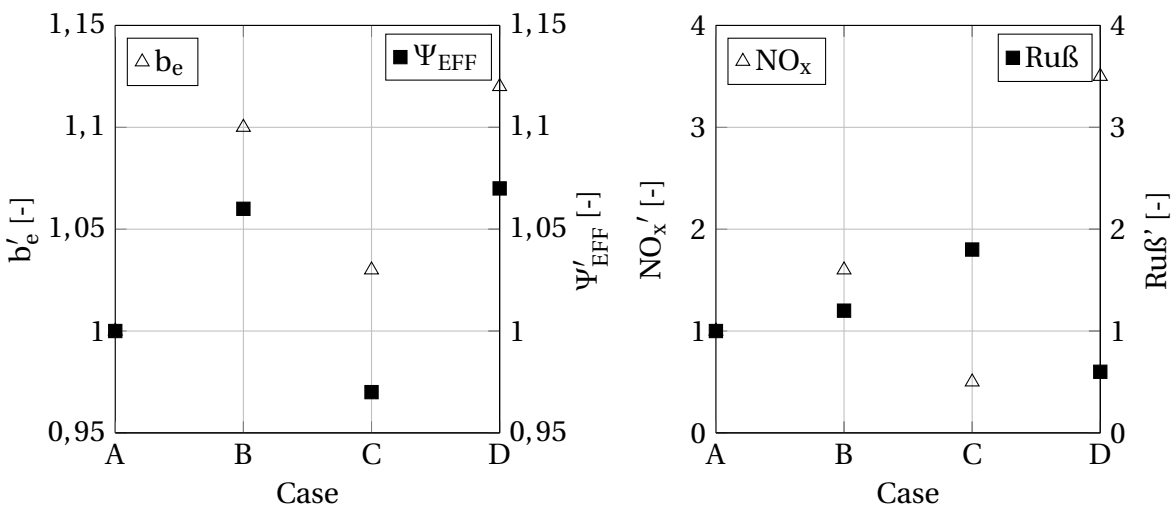
Verlauf ist in Abbildung 3.4 (rechts) dargestellt. Eine Verschiebung der Umsatzzschwerpunktlage in Richtung spät (Case C) verlagert das Maximum des Wandwärmestroms nach 25°KW nach ZOT. In diesem Fall werden auch gegen Ende des Arbeitsspiels im Vergleich zu Case A noch höhere Wandwärmeströme übertragen. In Case C zeigt das p-V-Diagramm einen Druckanstieg im Bereich der Kolbenabwärtsbewegung. Dies ist auf den späten Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung und auf eine entsprechend verzögerte Gemischaufbereitung zurückzuführen. Mit späterer Verbrennung steigt auch das Risiko von Verbrennungsaussetzern erheblich an.



**Abbildung 3.5:** Vergleich des Druckverlaufs  $p_{ZYL}$  in Abhängigkeit des Hubvolumens  $V$  während eines Arbeitsspiels

Über den Einfluss auf die Leistungsbilanz hinaus wirken sich die zuvor genannten Maßnahmen auch auf den Kraftstoffverbrauch und das Emissionsverhalten aus. Wie Abbildung 3.6 (links) zeigt, führen in Messreihe 1 alle von Case A abweichenden Cases zu einer Erhöhung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs  $b_e$ . Berücksichtigt man bei der Definition des Wirkungsgrads auch die ins Kühlmittel eingetragene Wärmemenge als Ertrag, so kann in Case B und D ein größerer Effizienzfaktor  $\Psi_{EFF}$  im Vergleich zu Case A ausgewiesen werden. In Case C und D kann der sogenannte „Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off“ beobachtet werden. Hohe Spitzentemperaturen während der Verbrennung (Case D) verursachen gegenüber Case A einen ansteigenden NO<sub>x</sub>-Ausstoß bei sinkenden

Ruß-Emissionen. Der gegenläufige Effekt wird in Case C nachgewiesen. In Case B nähert sich das Luft-Kraftstoffgemisch der Rußgrenze und verursacht somit einen Anstieg der Ruß-Emissionen. Gleichzeitig erzeugt die Reduktion der thermischen Massen im Brennraum (Case B) einen Anstieg der Spitzentemperaturen gegenüber Case A, was sich in zunehmendem Stickoxid-Ausstoß niederschlägt.



**Abbildung 3.6:** Normierter spezifischer Verbrauch  $b'_e$ , normierter Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$ , normierte  $NO_x$ -Emissionen  $NO'_x$  und normierte Ruß-Emissionen  $Ruß'$  (Cases siehe Tabelle 3.2)

Bei der praktischen Umsetzung der in diesem Abschnitt gezeigten Maßnahmen ist zu beachten, dass gerade die frühen Umsatzzschwerpunktlagen sehr hohe Druckanstiegsgeschwindigkeiten zur Folge haben. Dies wird auch in Abbildung 3.5 (Case D) deutlich. Die steilen Druckgradienten führen einerseits zu einem akustisch auffälligen Motorlauf und andererseits zu einer hohen mechanischen Belastung für die Motorkomponenten. Mit steigender Motorlast und entsprechend höheren Einspritzmengen wird dieses Phänomen verstärkt. Eine Verschiebung der Umsatzzschwerpunktlage Richtung spät ist ebenfalls nur eingeschränkt möglich. Wird die Haupteinspritzung zu spät begonnen, so kann es vorkommen, dass der Verdichtungsenddruck nicht ausreicht, um das Gemisch zu entzünden. Die Folge sind hohe Zykenschwan-

kungen und Verbrennungsaussetzer. Ähnliche Anomalien zeigen auch besonders niedrige Verbrennungsluftverhältnisse.

### 3.4.3 MFB<sub>50</sub> und Abgasrückführung (Messreihen 2 und 3)

Eine Beeinflussung des Luft-Kraftstoffgemisches im Brennraum eines Dieselmotors ist neben der in Messreihe 1 beschriebenen Anstellung der Drosselklappe auch mit Hilfe einer Abgasrückführung (AGR) möglich. Das Hochdruck-Abgasrückführsystem des Versuchsträgers kann mit Hilfe eines Kühlmittel-Abgas-Wärmeübertragers als gekühlte oder ungekühlte AGR betrieben werden.

#### Gekühlte Abgasrückführung (Messreihe 2)

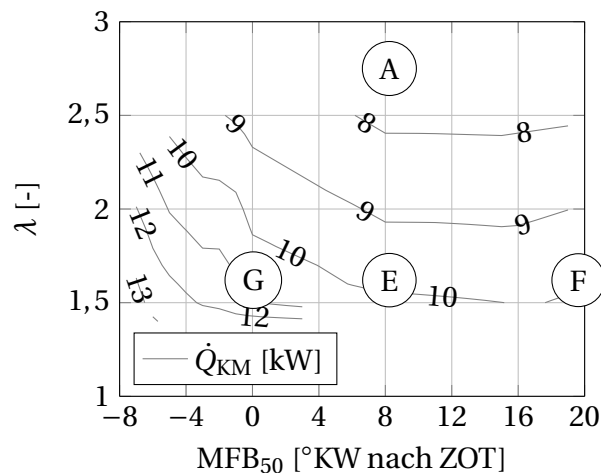
Zunächst werden die Ergebnisse der Untersuchungen mit aktivierter Rückkühlung dargestellt. Aus Gründen der Vergleichbarkeit mit Messreihe 1 referenzieren die nachfolgenden Darstellungen auf Verbrennungsluftverhältnisse und nicht auf AGR-Raten. Sinkende Verbrennungsluftverhältnisse entsprechen bei konstanten Einspritzmengen einer Erhöhung der AGR-Raten. Wie auch bereits in Messreihe 1 wird in Messreihe 2 ein Kennfeld aus Verbrennungsluftverhältnis und Umsatzschwerpunktlage abgefahren. Die exemplarisch herausgegriffenen Betriebspunkte sind in Tabelle 3.3 dargestellt.

**Tabelle 3.3:** Betriebsparameter in Messreihe 2

Case	MFB <sub>50</sub>	$\lambda$	AGR	AGR-Kühlung	$T_{L,LLK,a}$	$P_{EL}$
A	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
E	8°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	aktiviert	20°C	0kW
F	20°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	aktiviert	20°C	0kW
G	0°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	aktiviert	20°C	0kW

Abbildung 3.7 zeigt die Auswirkung der in Messreihe 2 variierten Parameter auf den Kühlmittelwärmestrom. Der gesamte Wärmeeintrag ins Kühlmittel,

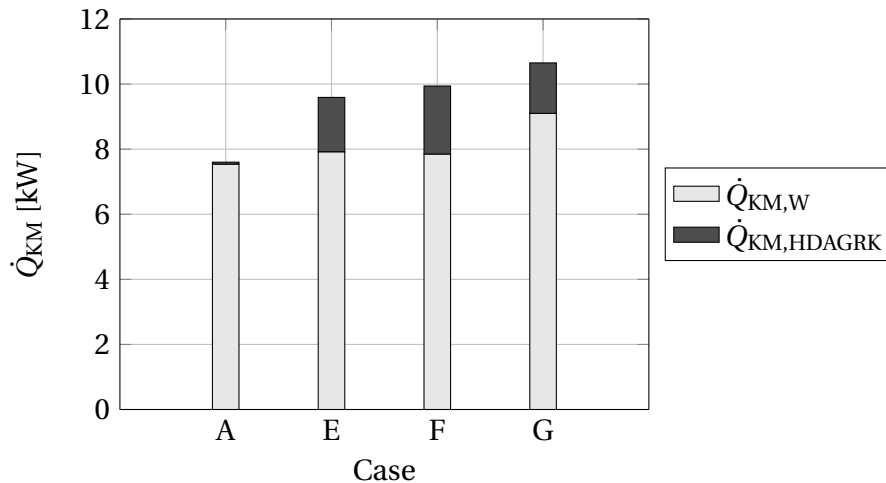
welcher in Abbildung 3.7 gezeigt wird, findet in Messreihe 2 auf zwei Übertragungswegen statt. Ein Teil des Wärmestroms wird bei aktivierter AGR inkl. AGR-Kühlung direkt zwischen Abgas und Kühlmittel im AGR-Kühler übertragen und kann somit als eine Form der Wärmerückgewinnung betrachtet werden. Der zweite, in Messreihe 2 relevante Wärmeübertragungsmechanismus entspricht dem aus Messreihe 1. Qualitativ lässt sich auch in Messreihe 2 der charakteristische Verlauf des Kühlmittelwärmestroms in Abhängigkeit der Umsatzschwerpunktlage und des Verbrennungsluftverhältnisses erkennen, wie er bereits aus Messreihe 1 bekannt ist. Frühe Umsatzschwerpunktlagen und eine Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses führen gegenüber Case A zu einer Erhöhung des Kühlmittelwärmestroms.



**Abbildung 3.7:** Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  als Funktion der Umsatzschwerpunktlage  $MFB_{50}$  und des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$

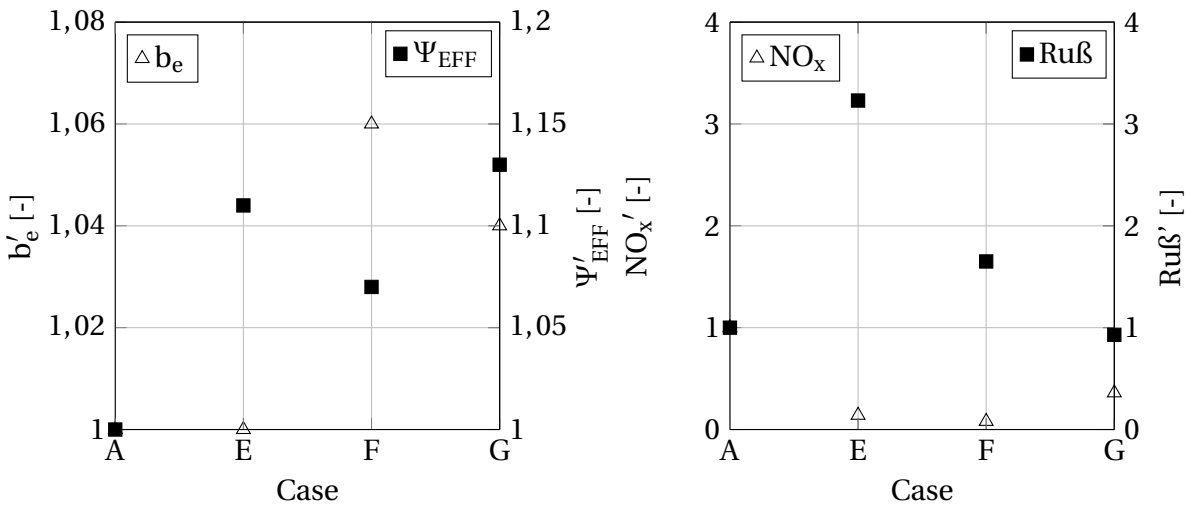
In Abbildung 3.8 ist die Aufteilung der ins Kühlmittel eingetragenen Wärmemengen zwischen AGR-Kühler und Brennraumwand dargestellt. Auffällig ist, dass der zwischen Case A, E und F kontinuierlich ansteigende Gesamtwärmestrom in erster Linie durch eine Zunahme des Wärmestroms am AGR-Kühler erwirkt wird. Wie Case F zeigt, kann auch eine Verschiebung der Umsatzlage Richtung spät bei aktivierter Abgasrückführung den Gesamtwärmeeintrag weiter steigern. Eine Verlagerung der Verbrennung in Richtung der Kolbenaufwärtsbewegung führt, wie bereits in Messreihe 1 gezeigt, zu einer über-

proportionalen Steigerung der Wärmefreisetzung über die Brennraumwände (Case G). Der am AGR-Kühler eingetragene Wärmestrom fällt im Vergleich zu Case E und F geringer aus. Wie Abbildung 3.9 zeigt, führt eine Erhöhung der



**Abbildung 3.8:** Aufteilung der Kühlmittelwärmeströme zwischen Brennraumwand  $\dot{Q}_{KM,W}$  und HDAGR-Kühler  $\dot{Q}_{KM,HDAGRK}$  (Cases siehe Tabelle 3.3)

AGR-Raten in allen betrachteten Betriebspunkten zu einer Steigerung des Effizienzfaktors  $\Psi_{EFF}$  gegenüber Case A. Der Einsatz von Abgasrückführung stellt eine Form der Wärmerückgewinnung aus dem Abgas dar, was sich messbar auf die Leistungsbilanz auswirkt. Bei gleichbleibender Umsatzzschwerpunktlage bleibt eine Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses verbrauchsneutral (Case E). Im Gegensatz zu Case B in Messreihe 1 werden bei der Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses über eine Anpassung der AGR-Raten keine Drosselverluste während der Ladungswechselschleife erzeugt. Eine Verschiebung der Umsatzzschwerpunktlage gegenüber Case A führt, wie bereits in Messreihe 1 gezeigt, zu einer Erhöhung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Im Hinblick auf  $NO_x$ - und Ruß-Emissionen zeigt sich wieder ein gegenläufiges Verhalten, was als „Ruß- $NO_x$ -Trade-Off“ [73] bekannt ist (Abbildung 3.9 rechts). Eine Anhebung der AGR-Raten führt in den exemplarisch dargestellten Cases zu einer Absenkung der  $NO_x$ -Emissionen auf Kosten eines erhöhten Ruß-Ausstoßes. Lediglich eine Verschiebung der Umsatzzschwerpunktlage in



**Abbildung 3.9:** Normierter spezifischer Verbrauch  $b'_e$ , normierter Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$ , normierte  $NO_x$ -Emissionen  $NO'_x$  und normierte Ruß-Emissionen  $Ruß'$  (Cases siehe Tabelle 3.3)

Richtung früh (Case G) kann dem Phänomen der erhöhten Ruß-Produktion entgegenwirken.

**Ungekühlte Abgasrückführung (Messreihe 3)**

In Messreihe 3 wird eine Abgasrückführung ohne aktivierte Rückkühlung über den AGR-Kühler umgesetzt.

**Tabelle 3.4:** Betriebsparameter in Messreihe 3

Case	MFB <sub>50</sub>	$\lambda$	AGR	AGR-Kühlung	$T_{L,LLK,a}$	$P_{EL}$
A	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
H	8°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
I	0°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
J	20°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	deaktiviert	20°C	0kW

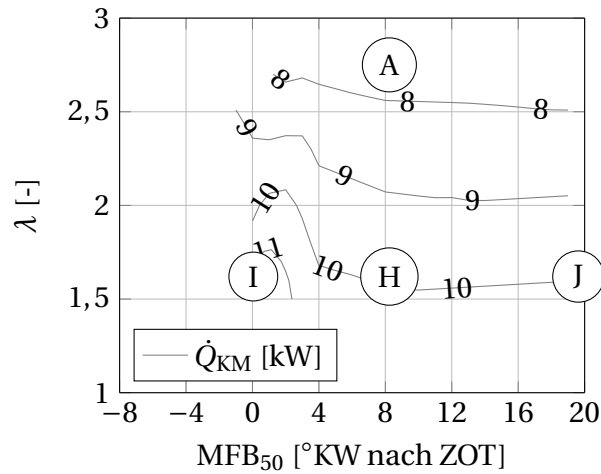
Dies hat zur Folge, dass der Wärmeeintrag ins Kühlmittel nur über die Ventilsitze und den Brennraum erfolgen kann. Dem Einsatz ungekühlter Abgas-

rückführung kommt gerade bei tiefen Umgebungstemperaturen und niedrigen Kühlmitteltemperaturen Bedeutung zu. Niedrige Kühlmitteltemperaturen im AGR-Kühler können eine Unterschreitung des Taupunktes im Abgas stromab des AGR-Kühlers verursachen. Folglich kann Kondensat in den Brennraum gelangen und Verbrennungsaussetzer bis hin zu Bauteilschäden hervorrufen. Aus diesem Grund muss abhängig von den Umgebungsbedingungen unter Umständen auf die Rückkühlung der rückgeführten Abgasmenge verzichtet werden. Abbildung 3.10 zeigt den Einfluss der Umsatzschwerpunktlage und des Verbrennungsluftverhältnisses auf den Kühlmittelwärmestrom. Dabei zeigt sich das gleiche charakteristische Verhalten, wie in Messreihe 1 und 2. Frühe Umsatzschwerpunktlagen und Kraftstoff-Luft-Gemische mit geringem Luftüberschuss führen jeweils zu einem Anstieg der ins Kühlmittel eingetragenen Wärmemenge. Bemerkenswert ist, dass im thermisch stationären Betrieb der Kühlmittelwärmestrom unabhängig von einer Rückkühlung des Abgases über den AGR-Kühler ist (Vgl. Case E und Case H). Die Deaktivierung der AGR-Kühlung ist mit einem Rückgang der Inertgasmenge im Brennraum verbunden. Zurückzuführen ist dies auf die geringere Dichte des rückgeführten Abgases. In Konsequenz ergibt sich ein Einfluss auf Verbrauch und Emissionen, welche in Abbildung 3.11 dargestellt sind.

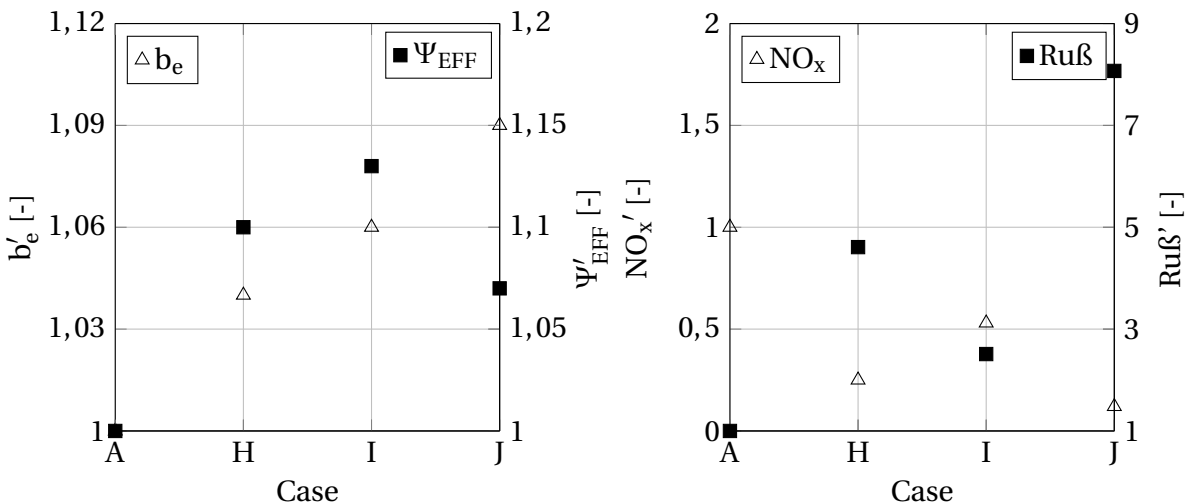
Das qualitative Verhalten des Emissions- und Verbrauchsverhaltens im  $\lambda$ -MFB<sub>50</sub>-Kennfeld entspricht beim Einsatz ungekühlter AGR den aus Messreihe 2 (aktivierte AGR-Kühlung) bekannten Ergebnissen. Hinzu kommt, dass die Bildung von Stickoxiden aufgrund der gegenüber Messreihe 2 reduzierten Inertgasmenge im Brennraum begünstigt wird. Darüber hinaus steigen die Ruß-Emissionen bei einer Verschiebung der Umsatzschwerpunktlage weit nach ZOT auf das Achtfache von Case A an.

#### **3.4.4 Ladelufttemperatur (Messreihe 4)**

Der Wärmeaustausch am Ladeluftkühler spielt eine nicht zu vernachlässigende Rolle in der äußeren Leistungsbilanz. Zum einen führen steigende Ansauglufttemperaturen stromab des Ladeluftkühlers durch die entsprechend geringere Dichte bei konstantem Ladedruck zu einer Absenkung



**Abbildung 3.10:** Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  als Funktion der Umsatzzwerpunktage MFB<sub>50</sub> und des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$  (Cases siehe Tabelle 3.4)



**Abbildung 3.11:** Normierter spezifischer Verbrauch  $b'_e$ , normierter Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$ , normierte NO<sub>x</sub>-Emissionen  $NO_x'$  und normierte Ruß-Emissionen  $Ruß'$  (Cases siehe Tabelle 3.4)

des Verbrennungsluftverhältnisses (siehe auch Messreihe 1). Zum anderen steigt das Temperaturniveau an den Einlassventilen und im Brennraum, was eine Zunahme des treibenden Temperaturgefälles zwischen Ladeluft bzw. Kraftstoff-Luft-Gemisch und Kühlmittel zur Folge hat.



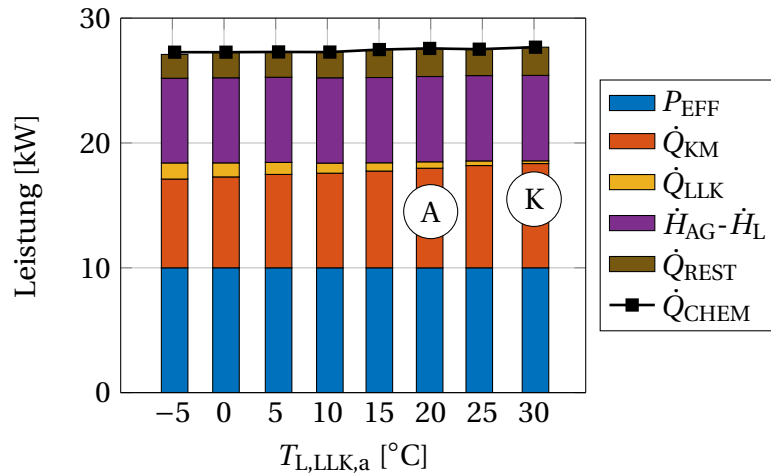
In Messreihe 4 wird der Einfluss der Ansauglufttemperatur auf die Gesamtleistungsbilanz untersucht. Bei konstantem Ladedruck und gleichbleibender Lufttemperatur in der Rohluftansaugung werden mit Hilfe der Konditioniereinheit am Motorprüfstand Ansauglufttemperaturen zwischen  $-5^{\circ}\text{C}$  und  $+30^{\circ}\text{C}$  eingeregelt. Als Referenzbetriebspunkt wird, wie bereits in den Messreihen zuvor, Case A mit einer Ansauglufttemperatur von  $+20^{\circ}\text{C}$  herangezogen. Exemplarisch wird für die Argumentation im weiteren Verlauf der vorliegenden Arbeit der Betriebspunkt Case K ( $T_{L,LLK,a}=30^{\circ}\text{C}$ ) herausgegriffen, da dieser die charakteristischen Eigenschaften der später folgenden Untersuchungen zur Ladeluftvorkonditionierung repräsentiert (Abschnitt 5.3.2). In

**Tabelle 3.5:** Betriebsparameter in Messreihe 4

Case	MFB <sub>50</sub>	$\lambda$	AGR	AGR-Kühlung	$T_{L,LLK,a}$	$P_{EL}$
A	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
K	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	30°C	0kW

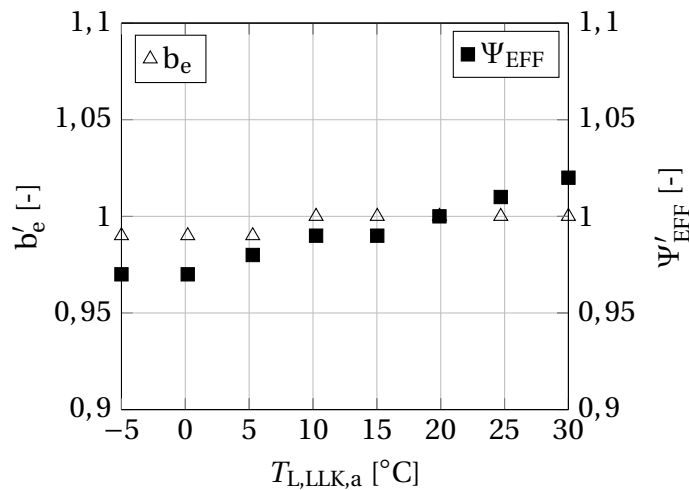
Abbildung 3.12 ist die Leistungsbilanz für die Messreihe 4 dargestellt. Der in den einzelnen Betriebspunkten über den Kraftstoff eingebrachte, chemisch gebundene Energiestrom entspricht jeweils der Summe aller Wärme- und Enthalpieströme in Abbildung 3.12. Über alle Messpunkte hinweg wird die eingebrachte Kraftstoffmenge derart angepasst, dass die effektive Motorleistung konstant auf 10kW gehalten wird. In Abbildung 3.12 lässt sich erkennen, dass mit steigender Ansauglufttemperatur der Kühlmittelwärmeeintrag direkt proportional zunimmt. Der am Ladeluftkühler abgeführte Wärmestrom zeigt ein gegenläufiges Verhalten. Beispielsweise führt eine Anhebung der Ladelufttemperatur von  $-5^{\circ}\text{C}$  auf  $+20^{\circ}\text{C}$  zu einer sinkenden Wärmeabfuhr am Ladeluftkühler von 0,9kW. Der Wärmeeintrag ins Kühlmittel  $\dot{Q}_{KM}$  steigt während dieser Parameteränderung in gleichem Maße.

Während der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_e$  im Verlauf von Messreihe 4 unabhängig von den eingestellten Ladelufttemperaturen auf konstantem Niveau bleibt, steigt der Effizienzfaktor  $\Psi_{EFF}$  mit steigender Ansauglufttemperatur kontinuierlich an (Abbildung 3.13). Wie in Abbildung 3.12 erkennbar



**Abbildung 3.12:** Leistungsbilanz als Funktion der Ladelufttemperatur  $T_{L,LLK,a}$  (Cases siehe Tabelle 3.5)

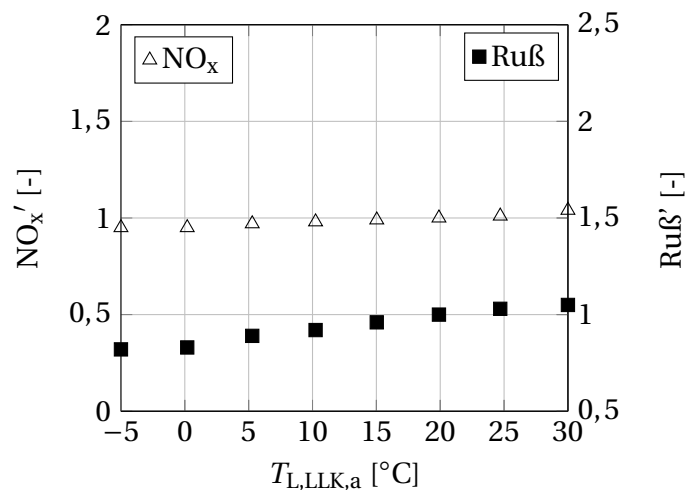
ist, kann dies darauf zurückgeführt werden, dass der Wärmeeintrag ins Kühlmittel  $\dot{Q}_{KM}$  bei gleicher effektiver Leistung  $P_{EFF}$  und gleichem Kraftstoffaufwand linear über die Ansauglufttemperatur zunimmt.



**Abbildung 3.13:** Normierter spezifischer Verbrauch  $b'_e$  und normierter Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$  als Funktion der Ladelufttemperatur  $T_{L,LLK,a}$

Wie bereits eingangs beschrieben, hat eine verringerte Wärmeabfuhr am

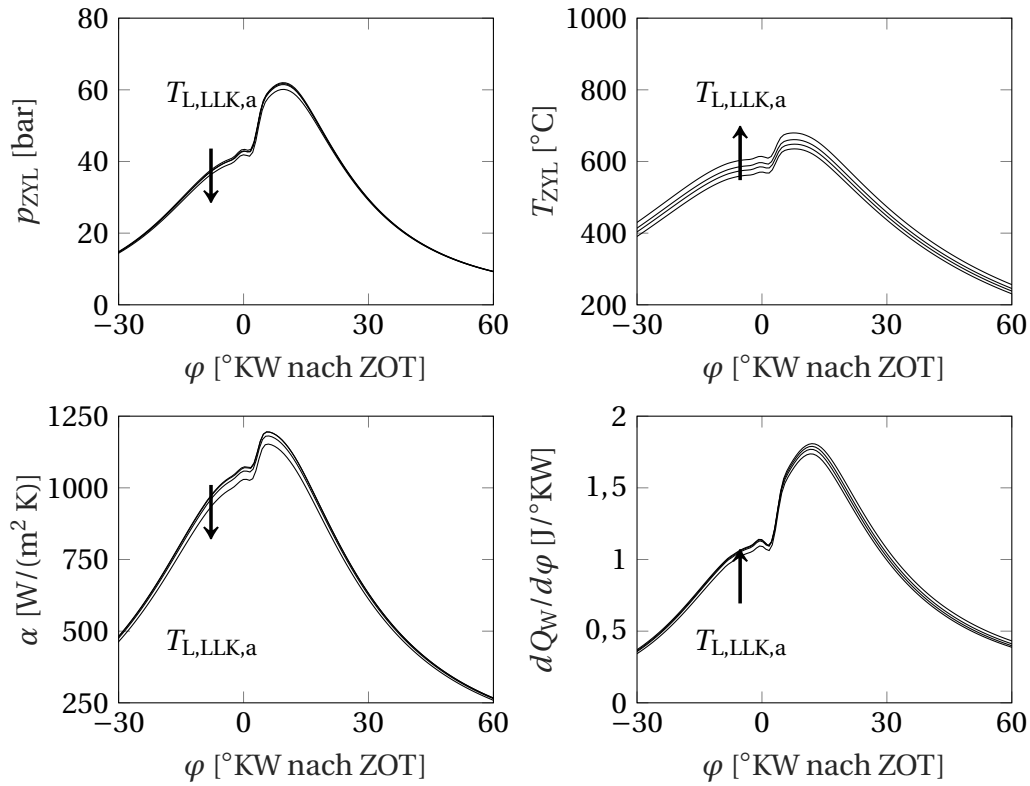
Ladeluftkühler neben der ansteigenden Ladelufttemperatur den Nebeneffekt, dass das Verbrennungsluftverhältnis bei konstantem Ladedruck absinkt. Steigende Zylinderinnentemperaturen begünstigen die thermische  $\text{NO}_x$ -Entstehung, was jedoch im Rahmen der Untersuchungen messtechnisch nur bedingt nachweisbar ist. Zudem sorgt eine Annäherung des Verbrennungsluftverhältnisses an die Rußgrenze des Motors für eine Zunahme der Ruß-Emissionen (Abbildung 3.14) [62].



**Abbildung 3.14:** Normierte  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Emissionen als Funktion der Ladelufttemperatur  $T_{L,LLK,a}$

Sinkende Verbrennungsluftverhältnisse aufgrund steigender Ladelufttemperaturen führen, wie in Abbildung 3.15 (links oben) dargestellt, zu sinkenden Zylinderinnendrücken. Damit verbunden ist jedoch auch eine Reduzierung der Inertgasmenge im Brennraum, was in Folge höhere Brennraumtemperaturen begünstigt (Abbildung 3.15 rechts oben). Beide Effekte zeigen, mit Verweis auf die mathematische Beschreibung des gemittelten, gaseitigen Wandwärmeübergangskoeffizienten gemäß Hohenberg (Gleichung 2.26), dass eine Anhebung der Ladelufttemperatur zu einem Rückgang der Wärmeübergangskoeffizienten innerhalb des Brennraums führt (Abbildung 3.15 links unten). Da, wie in Abbildung 3.15 (rechts unten) ersichtlich ist, der Wärmestrom an der Brennraumwand mit steigenden Innentemperaturen zunimmt, muss das treibende Temperaturgefälle konsequenterweise

die abnehmenden Wärmeübergangskoeffizienten überkompensieren. Entsprechend können mit steigenden Ladelufttemperaturen zunehmende Wandwärmeverluste und in Folge höhere Kühlmittelwärmeströme sowohl in der äußeren als auch in der inneren Leistungsbilanz nachgewiesen werden.



**Abbildung 3.15:** Innerzylindrische Vorgänge während eines Arbeitsspiels bei veränderter Ladelufttemperatur  $T_{L,LLK,a}$

### 3.4.5 Belastung durch Nebenaggregate (Messreihe 5)

Eine gängige Methode zur Verkürzung der Aufheizdauer der Fahrzeugkabine bei tiefen Umgebungsbedingungen ist der Einsatz von elektrisch betriebenen Zuheizelementen im Luftpfad des Klimageräts, sogenannte PTC-Elemente. Vor allem dieselmotorisch betriebene Fahrzeuge greifen oft auf diese zusätzliche Wärmequelle zurück. Die elektrische Leistung zur Speisung der Zuheizelemente wird über den Generator vom Verbrennungsmotor zur

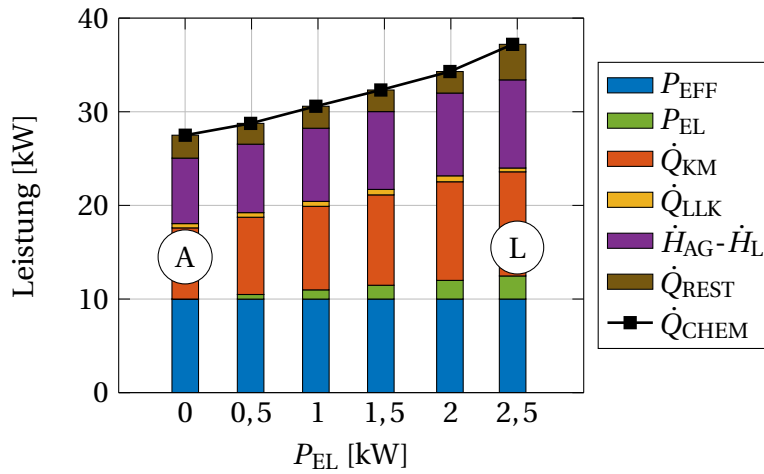
Verfügung gestellt. Auf diese Weise ist eine Abhängigkeit zwischen der elektrischen Zusatzbelastung und dem Verbrauchs- bzw. Emissionsverhalten der Verbrennungskraftmaschine gegeben, welche in Messreihe 5 untersucht wird. Ausgehend vom Referenzbetriebspunkt Case A ( $P_{EL} = 0\text{kW}$ ) wird der am Versuchsmotor installierte Generator bei konstanter effektiver Leistung  $P_{EFF}$  mit einer schrittweise zunehmenden elektrischen Last beaufschlagt. Wie zuvor wird auch an dieser Stelle ein Punkt exemplarisch herausgegriffen und als Case L bezeichnet (Tabelle 3.6).

Wie Abbildung 3.16 zeigt, führt eine Zusatzbelastung des Antriebsaggregats sowohl zu einer messbaren Zunahme des über den Kraftstoff eingebrachten, chemisch gebundenen Energiestroms als auch zu einer Steigerung des Kühlmittelwärmestroms. In diesem Zusammenhang zeigt sich eine lineare Zunahme der für die Fahrzeugkabine zur Verfügung stehenden Wärmeströme.

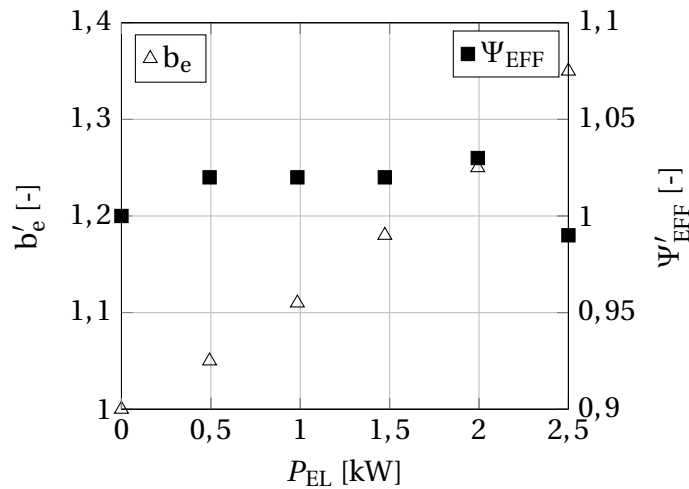
**Tabelle 3.6:** Betriebsparameter in Messreihe 5

Case	MFB <sub>50</sub>	$\lambda$	AGR	AGR-Kühlung	$T_{L,LLK,a}$	$P_{EL}$
A	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
L	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	2,5kW

Während der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b_e$  mit steigender elektrischer Last stark zunimmt (Abbildung 3.17), bleibt der Effizienzfaktor  $\Psi_{EFF}$  über die Parametervariation hinweg auf annähernd konstantem Niveau. Dies lässt den Schluss zu, dass der gegenüber dem Referenzbetriebspunkt messbare Kraftstoffmehrverbrauch nahezu vollständig in elektrische Leistung sowie zusätzlichen Kühlmittelwärmestrom umgesetzt wird. Wie aus Abbildung 3.17 entnommen werden kann, führt eine Erhöhung der elektrischen Zusatzlast von 2kW auf 2,5kW zu einer Abnahme des Effizienzfaktors. Dieses Phänomen liegt im charakteristischen Verhalten des Generatorwirkungsgrades begründet, welcher bei einer Leistungsaufnahme von mehr als 2kW messbar sinkt. Durch die Belastung des Verbrennungsmotors über den Generator



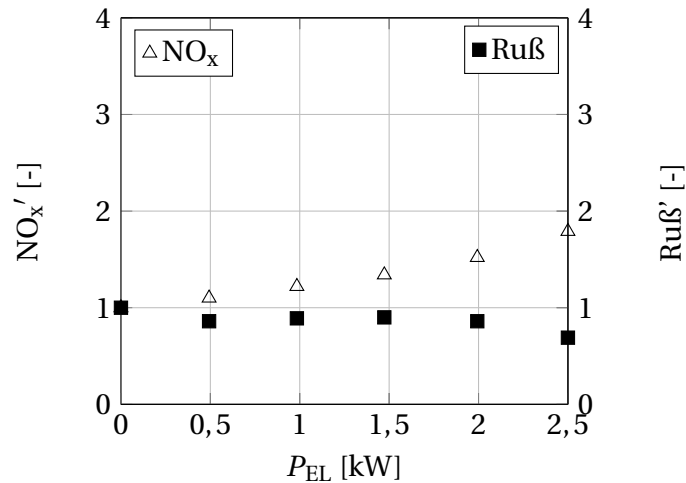
**Abbildung 3.16:** Leistungsbilanz als Funktion der Nebenaggregatebelastung  $P_{EL}$  (Cases siehe Tabelle 3.6)



**Abbildung 3.17:** Normierter spezifischer Verbrauch  $b'_e$  und normierter Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$  als Funktion der Nebenaggregatebelastung  $P_{EL}$

wird eine Lastanpassung erforderlich, welche durch eine Anhebung der Einspritzmenge sichergestellt wird. Dieser Eingriff führt zu einer Zunahme der Verbrennungstemperaturen gegenüber dem Referenzbetriebspunkt, was sich in einer Steigerung der  $NO_x$ -Emissionen mit steigender elektrischer Last

äußert (Abbildung 3.18). Die Ruß-Emissionen zeigen einen gegenläufigen Effekt.

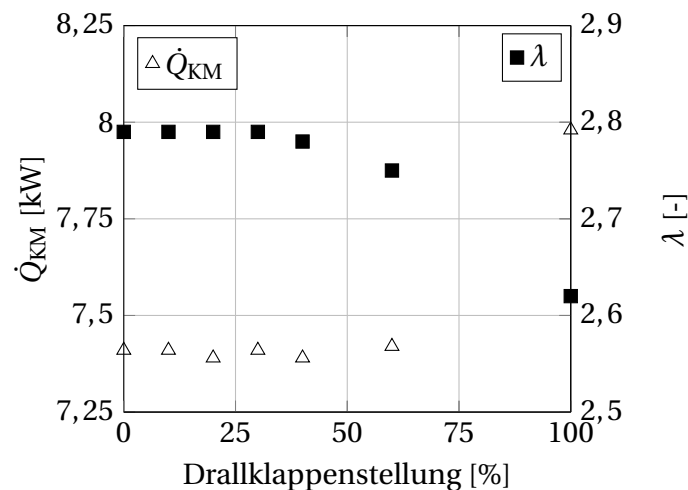


**Abbildung 3.18:** Normierte NO<sub>x</sub>-Emissionen NO<sub>x</sub>' und Ruß-Emissionen Ruß' als Funktion der Nebenaggregatebelastung  $P_{EL}$

### 3.4.6 Einlassdrall (Messreihe 6)

Wie bereits in Abschnitt 2.6.1 erläutert wurde, bietet auch der Versuchsmotor die Möglichkeit, den Einlassdrall mit Hilfe eines Drall- und Füllungskanals zu beeinflussen. In Messreihe 6 soll der Einfluss des Einlassdralls auf die Leistungsbilanz und das Verbrauchs- und Emissionsverhalten untersucht werden. Ausgehend von einer vollständig geöffneten Drallklappe (Drallklappenstellung 0%) wird diese in diskreten Schritten verschlossen. Eine geschlossene Drallklappe wird mit einer Drallklappenstellung von 100% bezeichnet. Alle weiteren Betriebsparameter bleiben entsprechend den Einstellungen in Case A konstant. In Abbildung 3.19 ist zunächst der Kühlmittelwärmestrom in Abhängigkeit der Drallklappenstellung dargestellt. Dabei zeigt sich, dass bis zu einer Drallklappenstellung von 60% kein Einfluss auf den Kühlmittelwärmestrom messtechnisch erfassbar ist. Bei einem vollständigen Verschluss des Füllungskanals (Drallklappenstellung 100%) ist eine Zunahme des Kühlmittelwärmestroms gegenüber Case A (Drallklappenstellung 0%) von knapp

7% zu verzeichnen. Gleichzeitig zeigt der Verschluss der Drallklappe erwartungsgemäß einen Einfluss auf die Zylinderfüllung, was sich ebenfalls am Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$  in Abbildung 3.19 zeigt. Ob die Veränderung im Kühlmittelwärmestrom auf die erhöhte Ladungsbewegung innerhalb des Brennraums oder auf die verringerte Zylinderfüllung (in Analogie zu Messreihe 1) zurückzuführen ist, kann mit dem vorliegenden Messaufbau nicht endgültig geklärt werden.

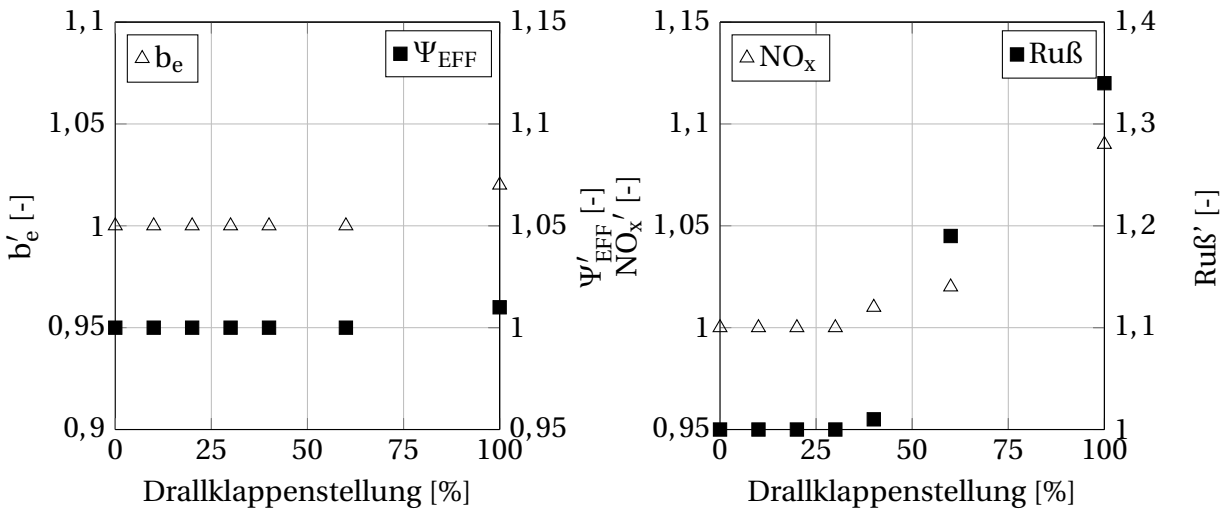


**Abbildung 3.19:** Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  und Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$  als Funktion der Drallklappenstellung

Abbildung 3.20 (links) zeigt den Einfluss der Drallklappenstellung auf den spezifischen Verbrauch  $b_e$  und den Effizienzfaktor  $\Psi_{EFF}$ . Auch hier zeigt sich, dass im untersuchten Motorbetriebspunkt bis zu einer Drallklappenstellung von 60% kein Einfluss auf den spezifischen Verbrauch nachgewiesen werden kann. Zusammen mit dem in diesem Bereich konstanten Kühlmittelwärmestrom ergeben sich konsequenterweise auch keine Einflüsse auf den Effizienzfaktor. Bei vollständig geschlossener Drallklappe ist ein leichter Anstieg des spezifischen Verbrauchs von ca. 2% gegenüber Case A zu festzustellen. Im gleichen Betriebspunkt steigt zudem der Effizienzfaktor um 1% an.

Die Wechselwirkungen zwischen Drallklappenstellung und  $NO_x$ - beziehungsweise Ruß-Emissionen lassen sich bereits bei Drallklappenstellungen von we-





**Abbildung 3.20:** Normierter spezifischer Verbrauch  $b'_e$ , normierter Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$ , normierte  $NO_x$ -Emissionen  $NO'_x$  und normierte Ruß-Emissionen  $Ruß'$  als Funktion der Drallklappenstellung

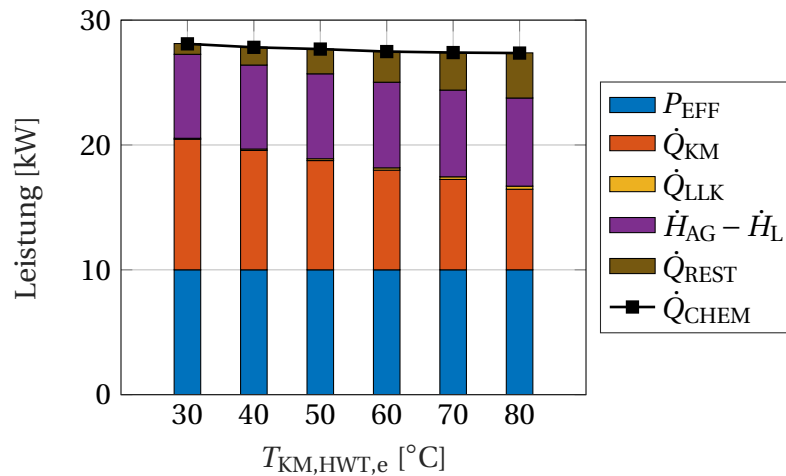
niger als 60% nachweisen, wie Abbildung 3.20 (rechts) zeigt. Gerade zwischen 40% und 60% Drallklappenstellung ist ein bedeutender Anstieg der Ruß-Emissionen von 20%, gemessen an Case A, zu erkennen. Bei vollständigem Verschluss des Füllungskanals steigt der Wert sogar um knapp 35% gegenüber Case A an. Diesem qualitativen Verlauf folgen auch die Stickoxid-Emissionen. Dabei ist eine Zunahme um 9% gegenüber Case A bei einer Drallklappenstellung von 100% festzustellen. Ob diese drallklappenabhängige Änderung der Leistungsbilanz und der Emissionszusammensetzung auf die Veränderung der Ladungsbewegung oder der Zylinderfüllung zurückzuführen ist, kann mit vorliegendem Messaufbau nicht endgültig geklärt werden. Basierend auf den Erkenntnissen aus Messreihe 1 (Abschnitt 3.4.2) erscheint eine starke Wechselwirkung mit dem Verbrennungsluftverhältnis als wahrscheinlich. Angesichts der verhältnismäßig geringen Auswirkung auf die absolute Wärmefreisetzung ins Kühlmittel und der erheblichen Wechselwirkungen mit den Emissionen erscheint eine detailliertere Betrachtung, welche nur mit hohem messtechnischem Aufwand umsetzbar wäre, als nicht zielführend. Aus diesem Grund wird auf eine weitere Untersuchung der Ladungsbewegung verzichtet.

### 3.4.7 Kühlmitteltemperatur (Messreihe 7)

Neben dem am Heizungswärmeübertrager zwischen Antriebsaggregat und Fahrzeugkabine übertragenen Wärmestrom spielt auch die Kühlmitteltemperatur eine wichtige Rolle. Durch den Einsatz leistungsstärkerer Heizungswärmeübertrager oder durch eine Erhöhung des Luftmassenstroms über den HWT bei luftgeregelten Klimaanlage kann die vom Antriebsaggregat entnommene Wärmemenge gesteigert werden. Bei gleichbleibender Motorbetriebsstrategie führt dies jedoch zu sinkenden Kühlmitteltemperaturen, welche in Konsequenz vorrangig das Verbrauchs- und Emissionsverhalten des Antriebsaggregats beeinflussen. Aufheizmessungen am Gesamtfahrzeug lassen bei gleichbleibender Motorbetriebsstrategie keine messbare Veränderung der Kabinenaufheizdauer bei Variation der Luftfördermengen im Rahmen der in DIN1946-3 [10] vorgeschlagenen Grenzwerte nachweisen. Ursächlich dafür ist das mit steigenden Kabinenwärmeströmen verbundene Absinken der luftseitigen Austrittstemperaturen am Heizungswärmeübertrager. Im reinen Frischluftbetrieb ( $T_{L,HWT,e}=T_{UMG}$ ) und ohne elektrische Zuheizsysteme lässt sich der Zusammenhang wie folgt beschreiben:

$$\dot{Q}_{KAB} = \dot{Q}_{KM} = \dot{m}_{L,KAB} \cdot c_{p,L} \cdot (T_{UMG} - T_{L,HWT,a}) \quad (3.9)$$

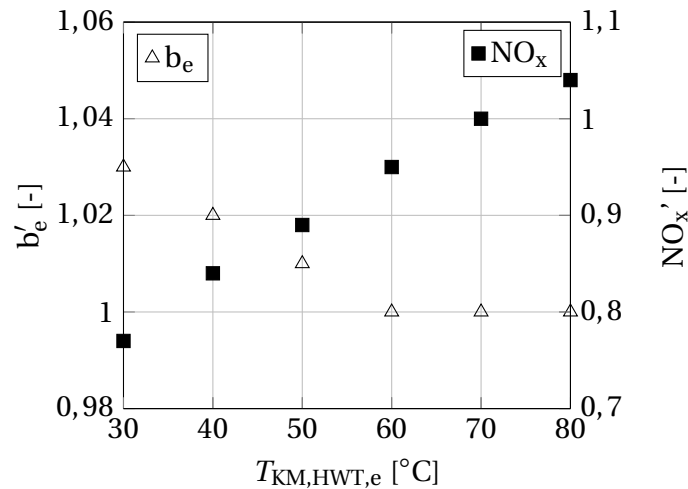
In Messreihe 7 wird der Zusammenhang zwischen entnommener Wärmemenge und Kühlmitteltemperatur in Bezug auf das Verbrauchs- und Emissionsverhalten des Dieselmotors untersucht. Ausgehend vom Referenzbetriebspunkt Case A ( $T_{KM,HWT,e} = 70^{\circ}\text{C}$ ) werden die stationären Kühlmitteltemperaturen am Motorausstritt zwischen  $30^{\circ}\text{C}$  und  $80^{\circ}\text{C}$  durch Veränderung des entnommenen Kühlmittelwärmestroms variiert. Wie in Abbildung 3.21 ersichtlich ist, sinken mit steigenden Kühlmitteltemperaturen die stationär erreichten Kühlmittelwärmeströme  $\dot{Q}_{KM}$  annähernd linear ab. Zudem ist mit zunehmenden Kühlmitteltemperaturen ein Rückgang des über den Kraftstoff eingebrachten, chemisch gebundenen Energiestroms  $\dot{Q}_{CHEM}$  zu verzeichnen. Während der am Ladeluftkühler abgeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_{LLK}$  im vorliegenden Prüfstandsaufbau als unabhängig von der Kühlmitteltemperatur betrachtet werden kann, zeigen sich messbare Wechselwirkungen zwischen dem Restterm  $\dot{Q}_{REST}$  und dem Abgasenthalpiestrom  $\dot{H}_{AG}$ . Mit steigenden Kühlmitteltemperaturen nehmen einerseits die Oberflächentemperaturen



**Abbildung 3.21:** Leistungsbilanz als Funktion der Kühlmitteltemperatur  $T_{\text{KM,HWT,e}}$

am Motor zu, was höhere konvektive Verluste zur Folge hat. Die Auswirkungen werden entsprechend im Restterm  $\dot{Q}_{\text{REST}}$  berücksichtigt. Andererseits reduzieren zunehmende Kühlmitteltemperaturen das treibende Temperaturgefälle zwischen Brennraum und Kühlmittel, was wiederum steigende Abgastemperaturen und entsprechend zunehmende Abgasenthalpieströme zur Folge hat.

Die bereits zuvor erwähnte Wechselwirkung zwischen Kühlmitteltemperatur und spezifischem Kraftstoffverbrauch lässt sich bis zu einer Kühlmitteltemperatur von  $60^{\circ}\text{C}$  nachweisen (Abbildung 3.22). Höhere Kühlmitteltemperaturen führen zu keiner weiteren Absenkung des spezifischen Verbrauchs. In Bezug auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist eine Zunahme mit steigenden Kühlmitteltemperaturen zu verzeichnen. In Folge der steigenden Brennraumwandtemperaturen nehmen die Wandwärmeverluste ab, was wiederum höhere Verbrennungstemperaturen verursacht und entsprechend die thermische  $\text{NO}_x$ -Bildung begünstigt (Abbildung 3.22). Im Verlauf von Messreihe 7 konnte kein messbarer Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf die Ruß-Emissionen verzeichnet werden, weshalb auf eine grafische Darstellung verzichtet wird. Darüber hinaus kann der zuvor eingeführte Effizienzfaktor  $\Psi_{\text{EFF}}$  nicht zur Bewertung eingesetzt werden, da dieser nur dann vergleichbare und aussage-



**Abbildung 3.22:** Normierter spezifischer Verbrauch  $b'_e$  und normierte  $\text{NO}_x$ -Emissionen  $\text{NO}'_x$  als Funktion der Kühlmitteltemperatur  $T_{\text{KM,HWT,e}}$

fähige Ergebnisse liefert, solange zwischen den variierten Betriebsparametern auch die gleichen Kühlmitteltemperaturen eingeregelt werden. Wird ausgehend von einem thermisch stationären Betriebspunkt das Temperaturniveau des Kühlmittels mit Hilfe des Sekundärkreises am Prüfstand abgesenkt, so steigt das Temperaturgefälle zwischen Brennraum und Kühlmittel. Dementsprechend steigt auch bei ansonsten identischen Motorbetriebsparametern (unter der vereinfachten Annahme eines kühlmittemperaturunabhängigen spezifischen Verbrauchs) der Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KM}}$  und damit der Effizienzfaktor. Im Extremfall könnte beispielsweise die Kühlmitteltemperatur auch auf die jeweilige Umgebungstemperatur eingeregelt werden. Damit würde zwar einerseits der Kühlmittelwärmestrom und der Effizienzfaktor steigen, die Temperaturdifferenz zur Umgebung würde aber andererseits gänzlich verschwinden. In Folge könnte auch keine Aufheizung der Fahrzeugkabine mehr dargestellt werden.

### 3.5 Zusammenfassung der Ergebnisse

Die zentrale Frage der stationären Untersuchungen war, wie die schnelle Beheizung der Fahrzeugkabine mit möglichst geringem Einfluss auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen sichergestellt werden kann. Da keine Betriebsstrategie existiert, welche in gleichem Maße begünstigend auf alle Ausgangsgrößen des betrachteten Systems wirkt, ist eine differenzierte Betrachtung der Sachverhalte geboten. Case A stellt einen hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs optimierten Betriebspunkt bei einer effektiven Leistung von  $P_{\text{EFF}}=10\text{kW}$  dar. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind in den nachfolgenden Abbildungen die zuvor bereits exemplarisch herausgegriffenen Betriebspunkte (Cases) dargestellt, welche in Tabelle 3.7 nochmals zusammengefasst werden.

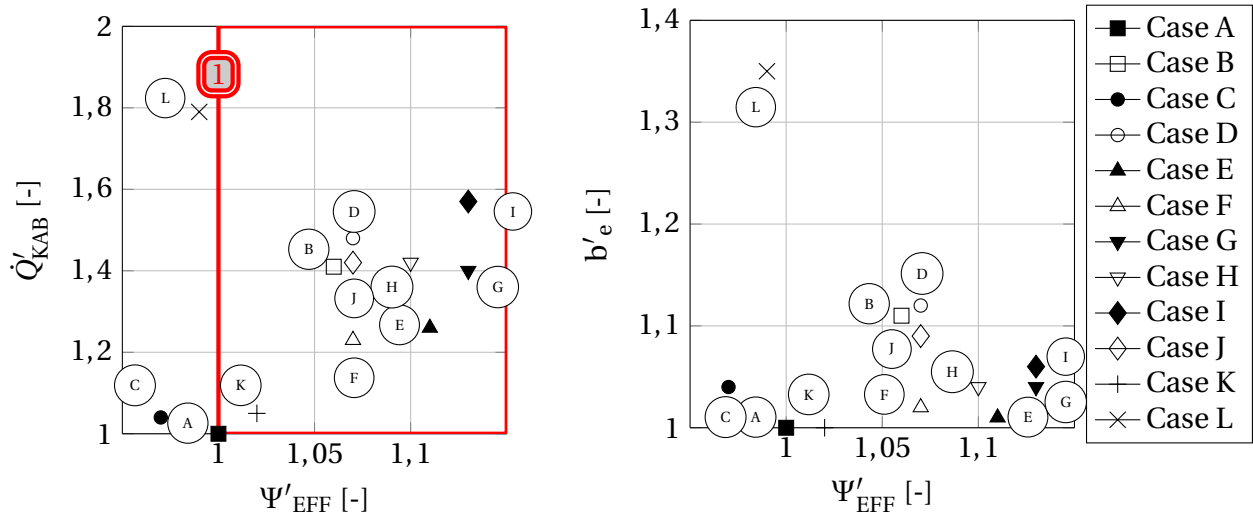
**Tabelle 3.7:** Zusammenfassung der untersuchten Cases

Case	MFB <sub>50</sub>	$\lambda$	AGR	AGR-Kühlung	$T_{\text{L,LLK,a}}$	$P_{\text{EL}}$
A	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
B	8°KW nach ZOT	1,7	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
C	20°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
D	-8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
E	8°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	aktiviert	20°C	0kW
F	20°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	aktiviert	20°C	0kW
G	0°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	aktiviert	20°C	0kW
H	8°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
I	0°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
J	20°KW nach ZOT	1,7	aktiviert	deaktiviert	20°C	0kW
K	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	30°C	0kW
L	8°KW nach ZOT	2,8	deaktiviert	deaktiviert	20°C	2,5kW

Abbildung 3.23 (links) zeigt den auf Case A normierten Verlauf des für die **Kabinenaufheizung** zur Verfügung stehenden Wärmestroms ( $\dot{Q}'_{\text{KAB}}$ ). Der Bereich, welcher in Abbildung 3.23 (links) mit „1“ markiert ist, beinhaltet diejenigen Maßnahmen, welche einen gegenüber Case A höheren Kabinenwärmestrom bei gleichzeitiger Steigerung des Effizienzfaktors darstellen

können. Dabei stechen im Besonderen drei Betriebspunkte heraus (Case C, G und L). Zunächst ist festzustellen, dass Case C nur zu einer geringfügigen Steigerung der freigesetzten Wärmemenge führt. Gleichzeitig sinkt der Effizienzfaktor gegenüber Case A. Folglich ist eine Verschiebung der **Umsatzschwerpunktlage** Richtung spät ( $MFB_{50}(\text{Case C})=20^\circ\text{KW}$  nach ZOT) keine zielführende Maßnahme zur effizienten Steigerung der Wärmefreisetzungsrates. Der Einsatz **elektrischer Zuheizelemente** (Case L) ist in der Lage, den Kabinenwärmestrom um bis zu 80% gegenüber Case A zu erhöhen, bei gleichzeitig geringfügig negativem Einfluss auf den Effizienzfaktor  $\Psi'_{\text{EFF}}$  (-1%). Die erhebliche Steigerung der freigesetzten Wärmemenge  $\dot{Q}_{\text{KAB}}$  ist unter anderem auf die Addition des Kühlmittelwärmestroms und der in Wärme umgesetzten elektrischen Leistung im Kabinenwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KAB}}$  zurückzuführen (Gleichung 3.1). Der Einsatz elektrischer Heizelemente ist demzufolge nur dann zu empfehlen, wenn nach der Aktivierung von Maßnahmen mit gegenüber Case A höherem Effizienzmaß immer noch ein Wärmestromdefizit vorhanden ist. Eine dieser Maßnahmen kann der **Einsatz von Abgasrückführung** sein (Case E bis J). Durch die Wirkung als Abgasenergie rückgewinnung führt die AGR zu einer Zunahme des eingetragenen Wärmestroms bei gleichzeitiger Steigerung des Effizienzfaktors  $\Psi'_{\text{EFF}}$  um bis zu 13% (Case G) gegenüber Case A.

Abbildung 3.23 (rechts) zeigt den auf Case A normierten Verlauf des spezifischen Verbrauchs  $b'_e$ , abhängig vom normierten Effizienzmaß  $\Psi'_{\text{EFF}}$ . Daraus geht hervor, dass keine der untersuchten Maßnahmen verbrauchs-senkende Eigenschaften aufweist. Bestenfalls wird das Niveau von Case A erreicht. Gerade der Einsatz elektrischer Zuheizelemente, repräsentiert durch Case L, führt zu einer deutlichen Steigerung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von bis zu 36% gegenüber Case A. Dieses Resultat kann unter anderem auf die Berechnung des spezifischen Verbrauchs zurückgeführt werden, bei der die effektive Motorleistung an der Kurbelwelle als einzig „nutzbare“ Leistung definiert ist. Da die Verbrennungskraftmaschine in den betrachteten Betriebspunkten auch als Wärmequelle genutzt wird, scheint die Bewertung verschiedener Betriebsstrategien mit Hilfe des Effizienzfaktors (Abbildung 3.23 links) als die angemessenste Methode.

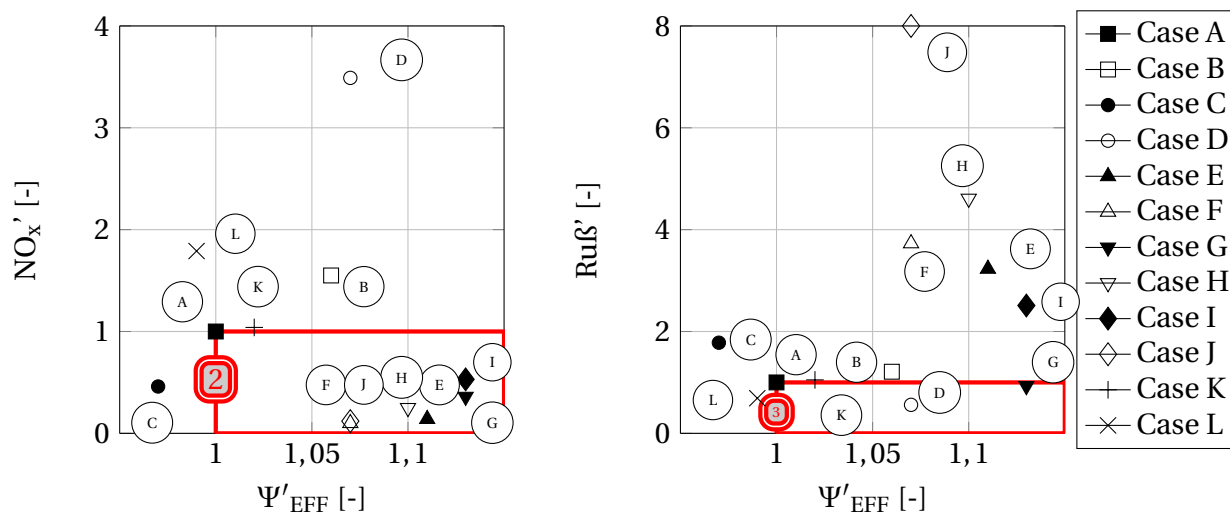


**Abbildung 3.23:** Zusammenfassung der normierten Kabinenwärmeströme  $\dot{Q}'_{KAB}$  und des spezifischen Verbrauchs  $b'_e$  bezogen auf den Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$

Bewertet man die Auswirkungen einzelner Betriebsmodi isoliert auf Basis des Kabinenwärmestroms, bleiben wichtige Einflussgrößen unberücksichtigt. Hohe Verbrennungstemperaturen sorgen einerseits durch eine große Temperaturdifferenz zwischen Brennraum und Kühlmittel für hohe Wandwärmeströme bzw. Kabinenwärmeströme. Andererseits fördern hohe Verbrennungstemperaturen auch die thermische Bildung von Stickoxiden. Abbildung 3.24 (links) zeigt die auf Case A normierten  $\text{NO}_x$ -Emissionen  $\text{NO}_x'$  bezogen auf den normierten Effizienzfaktor  $\Psi'_{EFF}$ . Diejenigen Betriebspunkte, welche innerhalb des als „2“ gekennzeichneten Bereiches liegen, steigern den Effizienzfaktor bei gleichzeitiger Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Aus Abbildung 3.24 (links) geht zudem hervor, dass sowohl eine Verschiebung der Umsatzzschwerpunktlage vor ZOT (Case D) als auch eine Erhöhung der indizierten Leistung (Case L) zu einer signifikanten Zunahme der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führen. Auch in dieser Hinsicht zeigen sich Betriebsmodi mit aktivierter Abgasrückführung als zielführende Maßnahme. In Case E wurden beispielsweise die  $\text{NO}_x$ -Emissionen um 90% reduziert.

Abbildung 3.24 (rechts) zeigt die auf Case A normierten Ruß-Emissionen. Der

Bereich 3 kennzeichnet die Punkte, in denen die Ruß-Emissionen gegenüber Case A sinken und  $\Psi'_{\text{EFF}}$  steigt. Die einzigen untersuchten Betriebsstrategien, deren Messwerte innerhalb dieses Korridors liegen, sind diejenigen mit einer Verschiebung der Umsatzschwerpunktlage auf  $-8^\circ\text{KW}$  nach ZOT (Case D und G). Bei detaillierter Betrachtung fällt auf, dass Case K innerhalb beziehungsweise auf der Grenze der gekennzeichneten Bereiche (1-3) liegt. Infolgedessen kann festgehalten werden, dass eine Anhebung der Lufttemperatur am Motoreintritt zur einer Steigerung des Effizienzfaktors führt (+2%), während  $\text{NO}_x$ - und Ruß-Emissionen um nicht mehr als 5% ansteigen.



**Abbildung 3.24:** Zusammenfassung der normierten  $\text{NO}_x$ - Emissionen  $\text{NO}_x'$  und Ruß-Emissionen  $\text{Ruß}'$  bezogen auf den Effizienzfaktor  $\Psi'_{\text{EFF}}$

Die zentralen Erkenntnisse der Untersuchungen stellen sich wie folgt dar:

- Alle an die Umgebung abgeführten Wärmemengen reduzieren den Kühlmittelwärmeeintrag. Dieser Wärmeverlust kann unter anderem durch eine **Anhebung der AGR-Raten** und einer **reduzierten Wärmeabfuhr am Ladeluftwärmeübertrager** verringert werden. Die AGR kann somit als eine Nutzungsform der Abgasenthalpie gesehen werden [31]. Die Einbindung des Ladeluftwärmeübertragers ins Fahrzeugkühlsystem bietet zudem Potentiale zur Reduzierung der Wärmeverluste. Mit Hilfe einer



sogenannten indirekten Ladeluftkonditionierung kommt der am Ladeluftwärmeübertrager übertragene Wärmestrom direkt dem Kühlsystem zugute. Hinzu kommt, dass in Folge der höheren Ansauglufttemperaturen stromab des Ladeluftwärmeübertragers umgebungstemperaturunabhängig hohe AGR-Raten realisiert werden können, ohne Kondensatbildung im Saugrohr zu verursachen.

- Die Maßnahmen, die dazu dienen, die bestehenden und zukünftigen gesetzlichen Vorgaben zu erfüllen und die zugleich die Erfordernisse der Kabinenbeheizung gewährleisten, stellen nicht per se konträre Anforderungen dar. Wie die vorangegangenen Untersuchungen zeigen, führt die Steigerung der AGR-Raten in Kombination mit einer reduzierten Wärmeabfuhr am Ladeluftwärmeübertrager zu einer Senkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen bei gleichbleibendem spezifischen Kraftstoffverbrauch (Case E-J). Hinzu kommt, dass eine Anhebung der Ansauglufttemperaturen stromab des Ladeluftwärmeübertragers zu einer Steigerung der Abgastemperaturen führt. Infolgedessen werden die Betriebstemperaturen der Abgasnachbehandlungskomponenten zu einem früheren Zeitpunkt erreicht, was insgesamt zu einem schadstoffärmeren Betrieb führt.
- Der Einsatz elektrischer Zuheizelemente ist dann eine vertretbare Option, wenn die absolut während des Verbrennungsprozesses ins Kühlmittel freigesetzte Wärmeleistung nicht zur Deckung der thermischen Bedarfe der Fahrzeugkabine ausreicht. Die Nutzung elektrischer Heizelemente ersetzt somit keine gesamtenergetisch optimierten Thermomanagement-Systeme in modernen Verbrennungskraftmaschinen.

Zusammenfassend kann eine weitere Untersuchung der AGR-Strategien (Case E und H) und der Ansaugluftkonditionierung (Case K) für eine effiziente Steigerung des Kabinenwärmestroms empfohlen werden.

Die Ergebnisse aus den vorangegangenen Messreihen dienen als Basis für die in den nachfolgenden Kapiteln dargestellten Untersuchungen zum dynamischen Aufheizverhalten des Antriebsstrangs und der Fahrzeugkabine.

## 4 Simulation des thermischen Verhaltens

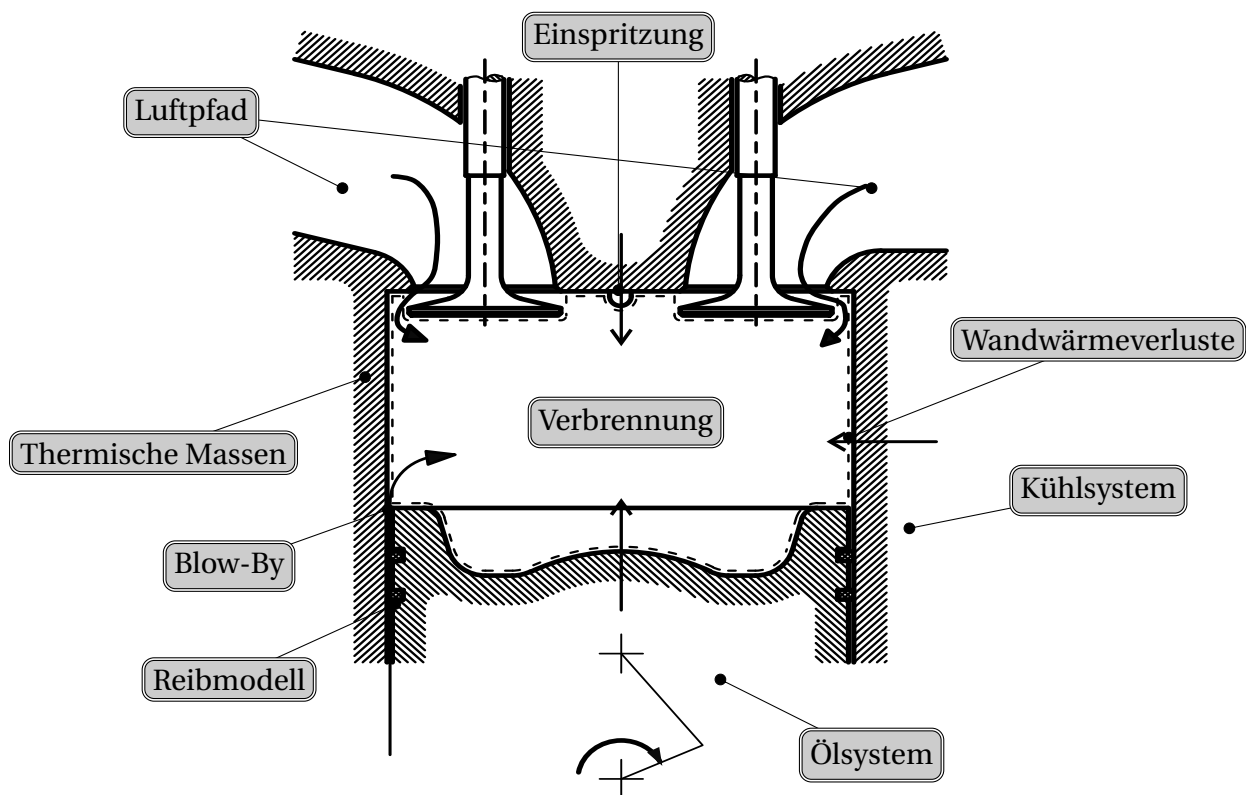
Neben der Durchführung von Messungen am Vollmotorprüfstand und am Gesamtfahrzeug wird zur detaillierteren Untersuchung der innermotorischen Vorgänge ein Simulationsmodell des Versuchsmotors aufgebaut. Zwei Gründe sind ausschlaggebend für den Entschluss zur Erstellung des Modells: Zum einen können mit Hilfe einer detaillierten Modellierung innermotorische Wärmeübergänge genauer untersucht und Optimierungspotentiale im Hinblick auf die Wärmefreisetzung ins Kühlmittel formuliert werden. Zum anderen lassen sich zeit- und kostenintensive Aufheizmessungen am Vollmotorprüfstand auf ein Minimum reduzieren, wenn bereits vorab einzelne Parameterkombinationen von der experimentellen Untersuchung ausgeschlossen werden können.

### 4.1 Aufbau des 1D-Simulationsmodells

Das Modell des hier untersuchten Sechszylinder-Dieselmotors wird mit GT-Suite erstellt und setzt sich aus insgesamt neun Teilsystemen zusammen, welche entsprechend der inneren und äußeren Leistungsbilanz (Gleichung 2.5 und 2.13) miteinander vernetzt werden. Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Aufbau der einzelnen Teilmodelle exemplarisch anhand eines Zylinders.

Im **Luftpfadmodell** werden im Wesentlichen Informationen über die Zylinderfüllung berechnet. Diese bestimmt entscheidend den Verlauf der Verbrennung, welche im **Verbrennungsmodell** abgebildet wird. Zur Modellierung der Verbrennung ist neben der Zylinderfüllung zudem der zeitliche Verlauf der eingebrachten Kraftstoffmenge von Bedeutung. Diese Information wird über das **Einspritzmodell** bereitgestellt. Die Lösung des Gleichungssys-

tems der inneren Leistungsbilanz wird durch eine Anbindung der Modelle zur Berechnung der **Wandwärmeverluste**, des **Blow-By** und der **Reibung** möglich. Die Wandwärmeverluste bzw. die Wandwärmeströme werden wiederum mit Hilfe von Teilmodellen in einzelne Wärmeströme aufgeteilt, mit denen die Aufheizung der **thermischen Massen der Motorstruktur**, des **Kühl-** und des **Ölsystems** beschrieben wird. Detaillierte Informationen über deren Aufbau sind den nachfolgenden Abschnitten zu entnehmen.



**Abbildung 4.1:** Teilsysteme des Motormodells

#### 4.1.1 Luftpfadmodell

Das Luftpfadmodell bildet den Luftmassenstrom von der Luftansaugung bis zu den Brennräumen und die Strömung des Abgases von den Zylindern in den Abgasstrang ab. Ferner berücksichtigt das Teilmodell auch den AGR-

Massenstrom, welcher in den Ansaugtrakt zurückgeführt wird. Für die Modellierung wird die sogenannte Füll- und Entleermethode eingesetzt [21]. Sämtliche Leitungen werden in einzelne Speicherelemente unterteilt, welche durch Druck, Temperatur und stoffliche Zusammensetzung des Leitungsinhalts gekennzeichnet sind. Dabei gilt es zu beachten, dass mit zunehmender Diskretisierung die Ergebnisgüte gemeinsam mit dem Modellierungsaufwand und der Berechnungsdauer steigt. Neben den beschriebenen Speicherelementen beinhaltet das Luftpfadmodell weiter Drosselemente zur Abbildung der Druckverluste einzelner Komponenten. Dazu gehören beispielsweise der Ladeluftkühler, die Drosselklappe, das AGR-Ventil und der AGR-Kühler. Das Aufladungssystem ist mittels Turbinen- und Verdichterkennfeldern berücksichtigt, welche aus Messdaten einer Einzelkomponentenvermessung abgeleitet werden. Das gleiche Vorgehen wird auch für die Wärmeübertrager im Luftpfad angewendet. Die Ermittlung der Wärmeübergänge an den Ein- und Auslassventilsitzen erfolgt gemäß der von Zapf [75] bzw. Beulshausen [5] vorgeschlagenen Vorgehensweise.

### 4.1.2 Verbrennung, Einspritzung und Blow-By

Die Verbrennung wird durch das in GT Suite implementierte phänomenologische, dreizonige Verbrennungsmodell DI-Pulse abgebildet. Phänomenologische Modelle sind aufgrund der physikalisch modellierten Zusammenhänge in der Lage, trotz Veränderung von Randbedingungen (AGR-Raten, Einspritzdrücke, Einspritzstrategien, etc.) eine gleichbleibende Ergebnisgüte zu gewährleisten [65]. Wie bereits in Abschnitt 3.4 gezeigt werden konnte, spielen im Rahmen der Untersuchung gerade die veränderlichen Betriebsbedingungen (z.B. Abgasrückführrate und Ladelufttemperatur) eine entscheidende Rolle für die freigesetzten Kühlmittelwärmeströme. Da weder die alternativ einsetzbare Druckverlaufsanalyse [71] noch die Vibe-Brennverlaufsmethode [23] ohne vorherige Prüfstandsmessungen auf Parametervariationen korrekt reagieren, wird trotz des hohen Rechen- und Parametrierungsaufwands auf den phänomenologischen Modellansatz zurückgegriffen. Das Verbrennungsmodell DI Pulse unterteilt den Brennraum in drei Zonen: Die unverbrannte Zone beinhaltet jegliche Masse nach dem Schließen der Einlassventile. Die

unverbrannte Zone mit dem Spray besteht aus dem eingespritzten Kraftstoff und dem aufbereiteten Gas. Die Verbrennungsprodukte befinden sich in der verbrannten Zone. Weiterhin werden die Vorgänge während der Einspritzung, dem Entrainment, der Verdampfung, der Vermischung, des Zündverzugs und der vorgemischten und nicht vorgemischten Verbrennung einzeln modelliert. Ghebru [22] und Venkateshmohan [70] beschreiben diese Vorgehensweise in ihren Veröffentlichungen.

Die Parametrierung des DI-Pulse-Modells erfolgt nach der sogenannten CPOA-Methode (Cylinder Pressure Only Analysis) anhand eines separaten Einzylindermodells mit Injektor, Zylinder und Kurbeltrieb. Für den Parametrisierungsprozess werden 35 am Motorprüfstand (Abschnitt 3.2) untersuchte Betriebspunkte genutzt, in denen das System als thermisch stationär betrachtet werden kann. Ziel des Parametrisierungsprozesses ist die Anpassung einzelner Verbrennungsparameter (Entrainment, Zündverzug, vorgemischte Verbrennung, nicht vorgemischte Verbrennung) an das charakteristische Verhalten des jeweiligen Versuchsmotors. Als Zielgröße der Parametrierung wird der kurbelwinkelaufgelöste Zylinderdruckverlauf sowie der Brennverlauf herangezogen (Abbildung 4.3).

Da der Brennraum durch den Kolben nicht hermetisch abgedichtet ist, kann vor allem während der Verdichtungs- und Expansionsphase durch das entstehende Druckgefälle ein Teil des Gasgemisches im Brennraum in das Kurbelgehäuse entweichen. Im Modell wird dieser Effekt, welcher als Blow-By bezeichnet wird, in Form einer Drossel zwischen den Volumina Brennraum und Kurbelgehäuse abgebildet. Die Parametrierung dieser Drossel erfolgt mit Hilfe von Schleppverlaufsmessungen am Vollmotorprüfstand.

#### **4.1.3 Wandwärmeverluste**

Die Modellierung der Wandwärmeverluste stellt eine äußerst komplexe Problemstellung dar. Einerseits besteht die Kühlkanalgeometrie außerhalb der Brennräume aus nicht trivial zu beschreibenden geometrischen Formen und wechselnden Durchmessern, was eine Vielzahl an lokal unterschiedlichen

Strömungsgeschwindigkeiten und Wärmeübergängen zur Folge hat. Andererseits unterliegt der gasseitige Wärmeübergang innerhalb des Brennraums aufgrund der intermittierenden Arbeitsweise des Verbrennungsmotors sehr hohen Schwankungen im Verlauf eines Arbeitsspiels. Nichtsdestoweniger erfordert die Modellierung der Wandwärmeverluste eine hohe Genauigkeit, da alle weiteren Berechnungsgrößen während der Simulation direkt oder indirekt von dieser Größe beeinflusst werden. Insbesondere ist auch die zu optimierende Zielgröße Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  ausschließlich davon abhängig.

Der gasseitige Wärmeübergang im Brennraum wird entsprechend der von Hohenberg [33] vorgeschlagenen Vorgehensweise beschrieben. Darüber hinaus wird ein Wärmeübergang an den Ein- bzw. Auslassventilen berücksichtigt. Dabei wird analog [22] an den Einlassventilen die Korrelation nach Zapf [75] und an den Auslassventilen diejenige nach Beulshausen [5] herangezogen. Dabei ist anzumerken, dass sich nahezu alle aktuellen Beschreibungen des Wärmeübergangs an den Ein- und Auslassventilen auf die Beschreibung nach Zapf [75] beziehen. Beulshausen [5] hat in seiner Dissertation die Beschreibung der Wärmeübergänge an den Auslassventilen auf Basis der Erkenntnisse von Zapf weiter angepasst. Die Vorgehensweise bei der Abbildung der kühlmittelseitigen Wärmeübergänge wird in Abschnitt 4.1.4 erläutert. Die Wärmeleitfähigkeit und die Dicke der Motorstruktur zwischen Gas- und Kühlmittelseite wird mit Hilfe einer Stoffdatenbank und eines 3D-CAD-Modells des Versuchsmotors ermittelt [68].

### 4.1.4 Kühlsystem und thermische Massen

Bei der Modellierung des Kühlsystems ist grundsätzlich zwischen der hydraulischen und thermischen Modellierung zu unterscheiden. Während das thermische Modell Informationen zu den einzelnen Wärmeübergängen zwischen Kühlmittel und anderen Strukturen enthält, werden die Strömungsgeschwindigkeiten und Druckverluste im hydraulischen Modell berechnet. Zunächst soll die Modellierung des thermischen Verhaltens dargestellt werden.

Grundlage für die Bestimmung der kühlmittelseitigen Wärmeübergänge innerhalb des Motorblocks bildet eine 3D-Strömungssimulation mit Star-CCM+. Mit Hilfe dieser Berechnungsergebnisse werden für die Bereiche Zylinderkopf und Zylinderwand flächengemittelte Wärmeübergangskoeffizienten ermittelt. Zur Beschreibung wird ein Potenzansatz als Korrelation der Nusseltzahl  $Nu$  in Abhängigkeit der charakteristischen Reynoldszahl  $Re$  und der Prandtlzahl  $Pr$  verwendet (Gleichung 4.1). Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten aus der Nusseltzahl erfolgt definitionsgemäß unter Berücksichtigung der spezifischen Wärmeleitfähigkeit und der charakteristischen Länge.

$$Nu = (k_1 Re^{k_2} + k_3)(k_4 Pr^{k_5} + k_6) \quad (4.1)$$

Die restlichen Wärme übertragenden Komponenten  $i$  im Kühlsystem (z.B. AGR-Kühler, Heizungswärmeübertrager etc.) werden vereinfacht mit Hilfe thermischer Kennfelder abgebildet. Die charakteristischen Wärmestromkennfelder ( $\dot{Q}_{i,0}$ ) werden jeweils unter normierten Bedingungen am Einzelkomponentenprüfstand ermittelt. Üblicherweise werden dazu die Eintrittstemperaturen der beiden Fluide ( $T_{FL,x}$ ,  $T_{FL,y}$ ) in den Wärmeübertrager konstant gehalten, während die Fluidmassenströme beidseitig variiert werden ( $\dot{m}_{FL,x}$ ,  $\dot{m}_{FL,y}$ , Gleichung 4.2). Die Umrechnung des Systemverhaltens auf andere Betriebspunkte erfolgt unter der vereinfachten Annahme einer direkt proportionalen Abhängigkeit des Wärmestroms von der Differenz der Vorlauftemperaturen der beiden Fluide (Gleichung 4.3).

$$\frac{\dot{Q}_{i,0}}{T_{FL,x,0} - T_{FL,y,0}} = f(\dot{m}_{FL,x}, \dot{m}_{FL,y}) = f_i \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_i = f_i \cdot (T_{FL,x} - T_{FL,y}) \quad (4.3)$$

Die thermischen Massen nehmen signifikant Einfluss auf das instationäre Systemverhalten. Gerade die Brennraumwände, der Zylinderkopf und der Kolben haben einen Einfluss auf die Energieumwandlung im Brennraum. Aus diesem Grund werden die unmittelbar an den Brennraum angrenzenden thermischen Massen mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode beschrieben. Die Parametrierung erfolgt mit Hilfe von 3D-CAD-Daten. In größerem räumlichen Abstand zur Brennraumwand wird auf die Massenpunktmethode

zurückgegriffen. Die Aufbereitung der thermischen Punktmassen erfolgt über 3D-CAD-Daten und das Tool GEM3D. Die entstehenden Teilgeometrien werden mithilfe der jeweiligen Materialeigenschaften in thermische Punktmassen umgewandelt. Die thermischen Randbedingungen werden über Schnittstellen zu anderen thermischen Massen bzw. zu konvektiven Wärmeübergängen charakterisiert. Die Temperaturen der Strukturen berechnen sich aus der Temperatur und dem Wärmeübergangskoeffizienten des Verbrennungsgases einerseits und des Wassermantels andererseits.

Das hydraulische Netzwerk des Kühlkreislaufs ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Das System besteht aus mehreren Druckverlust erzeugenden Komponenten wie z.B. Zylinderkopf, Zylinderblock, AGR-Kühler, etc. sowie zweier Pumpen zum Druckaufbau. Neben der Hauptwasserpumpe wird eine kleinere elektrische Zusatzwasserpumpe eingesetzt, um in allen Betriebspunkten einen Mindestvolumenstrom über den Heizungswärmeübertrager sicherstellen zu können. Zur Ermittlung der Druckverlustkennlinien der einzelnen Komponenten im Kühlsystem wird eine hydraulische Vermessung an einem unbefeuerten Vollmotorprüfstand vorgenommen. Die Totaldruckverluste  $\Delta p_t$  einer Komponente werden in Abhängigkeit der gemessenen statischen Drücke  $p$ , des Massenstroms  $\dot{m}$ , der Dichte des Mediums  $\rho$  und der senkrecht zur Strömung stehenden Flächen  $A$  bestimmt.

$$\Delta p_t = p_e - p_a + \frac{1}{2} \frac{\dot{m}_{\text{KM}}^2}{\rho} (A_e^{-2} - A_a^{-2}) \quad (4.4)$$

Während die Ein- bzw. Austrittsflächen aus den CAD-Geometrien abgeleitet werden, werden die Massenströme am Prüfstand messtechnisch erfasst.

Analog dazu wird für die Kühlmittelpumpen ein charakteristisches Kennfeld in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl  $n_{\text{Pumpe}}$  erzeugt.

$$\frac{\Delta p}{\dot{V}} = f(n_{\text{Pumpe}}) \quad (4.5)$$



#### 4.1.5 Reibsystem und Ölsystem

Das eingesetzte Reibmodell ist entsprechend der Vorgehensweise nach Kochanowksi und Thiele [41] aufgebaut. Der Reibmitteldruck ( $p_{m,r}$ ) ergibt sich entsprechend als Summe der Einzelreibmitteldrücke der Subsysteme ( $p_{m,r,i}$ ).

$$p_{m,r} = \sum p_{m,r,i} \quad (4.6)$$

Die Berechnung der Reibmitteldrücke der Baugruppen erfolgt in Abhängigkeit der Motordrehzahl, des Raildrucks, der Motoröltemperatur, der Kühlmittelaustrittstemperatur aus dem Motor und des effektiven Mitteldrucks. Berücksichtigt werden dabei die in Tabelle 4.1 beschriebenen Baugruppen.

Das Ölsystem steht über die Reibleistung der einzelnen Subsysteme in Verbindung mit der effektiven Leistung des Motors. Weiterhin wird ein konvektiver Wärmeaustausch zwischen der Umgebung und der Motorstruktur berücksichtigt. Die Ölwanne wird in diesem Fall als längs angeströmte, ebene Platte modelliert, deren Wärmedurchgangskoeffizient mit der Fahrgeschwindigkeit korreliert. Vereinfacht wird ferner eine ideale Durchmischung des gesamten Ölvolumens in der Ölwanne angenommen. Auf eine Modellierung des Wärmeübergangs am Motorölkühler kann in diesem Fall verzichtet werden, da in den für die Untersuchungen relevanten Betriebspunkten der ölseitige Vorlauf durch einen Thermostaten verschlossen ist.

**Tabelle 4.1:** Baugruppen mit berücksichtigter Reibleistung

Hauptlager	Pleuellager
Kolbengruppe	Ventiltrieb
Nockenwelle	Wasserpumpe
Ölpumpe	Vakuumpumpe
Hochdruckpumpe	Generator

## 4.2 Validierung des Gesamtmotormodells

Das Simulationsmodell wird auf Basis der Erkenntnisse aus den Prüfstandsmessungen validiert. Im Speziellen werden nachfolgend die Cases A, B, C und K näher beleuchtet, um die Modellanpassung an verschiedene, möglichst unterschiedliche Betriebsparametersätze nachzuweisen.

### 4.2.1 Thermisch stationäre Betriebspunkte

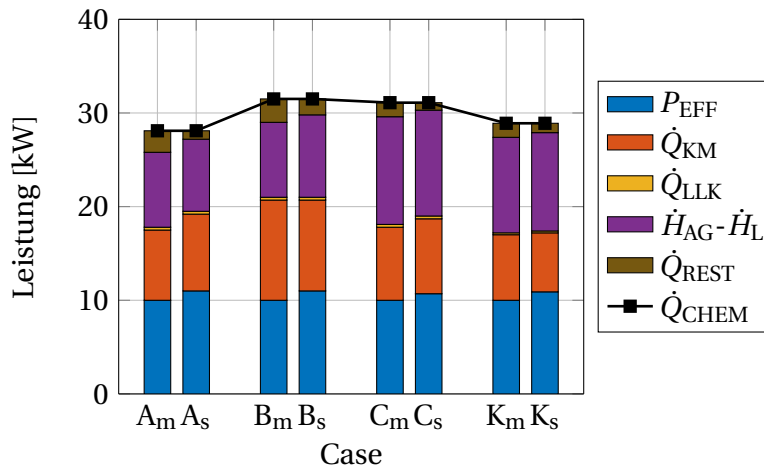
Zum Nachweis der Validität des Gesamtmotormodells werden zunächst die äußeren Leistungsbilanzen der thermisch stationären Messungen am Motorprüfstand (Abschnitt 3.4) mit den Ergebnissen der entsprechenden Simulationen verglichen. Randbedingungen wie beispielsweise die Kühlmitteltemperatur, die Gesamteinspritzmenge und die Umgebungstemperatur werden dem Simulationsmodell analog der Prüfstandsversuche vorgegeben. Exemplarisch werden nachfolgend vier Cases herausgegriffen und diskutiert. Neben dem Referenzbetriebspunkt Case A (Tabelle 3.1) werden auch die Betriebspunkte B, C und K herangezogen. Damit wird nachgewiesen, dass das Modell in der Lage ist, auch auf Verbrennungsanomalien, wie beispielsweise eine Verschiebung der Umsatzschwerpunktlage nach 20°KW nach ZOT, zu reagieren. Die gegenüber Case A abweichenden Parameter werden nochmals in Tabelle 4.2 dargestellt. Abbildung 4.2 zeigt zusammenfassend die Ergebnisse der

**Tabelle 4.2:** Betriebsparameter der Cases A, B, C und K

	Case A	Case B	Case C	Case K
$\lambda$	2,8	1,7	2,8	2,8
MFB <sub>50</sub> [°KW nach ZOT]	8	8	20	8
$T_{L,LLK,a}$ [°C]	20	20	20	30

Modellvalidierung auf Basis der vier genannten Betriebspunkte. Die dargestellten Leistungen sind auf den über den Kraftstoff eingebrachten, chemisch gebundenen Energiestrom normiert. Diese Größe wird dem Simulationsmodell als Sollwert übergeben und ist somit zwischen Messung und Simulation

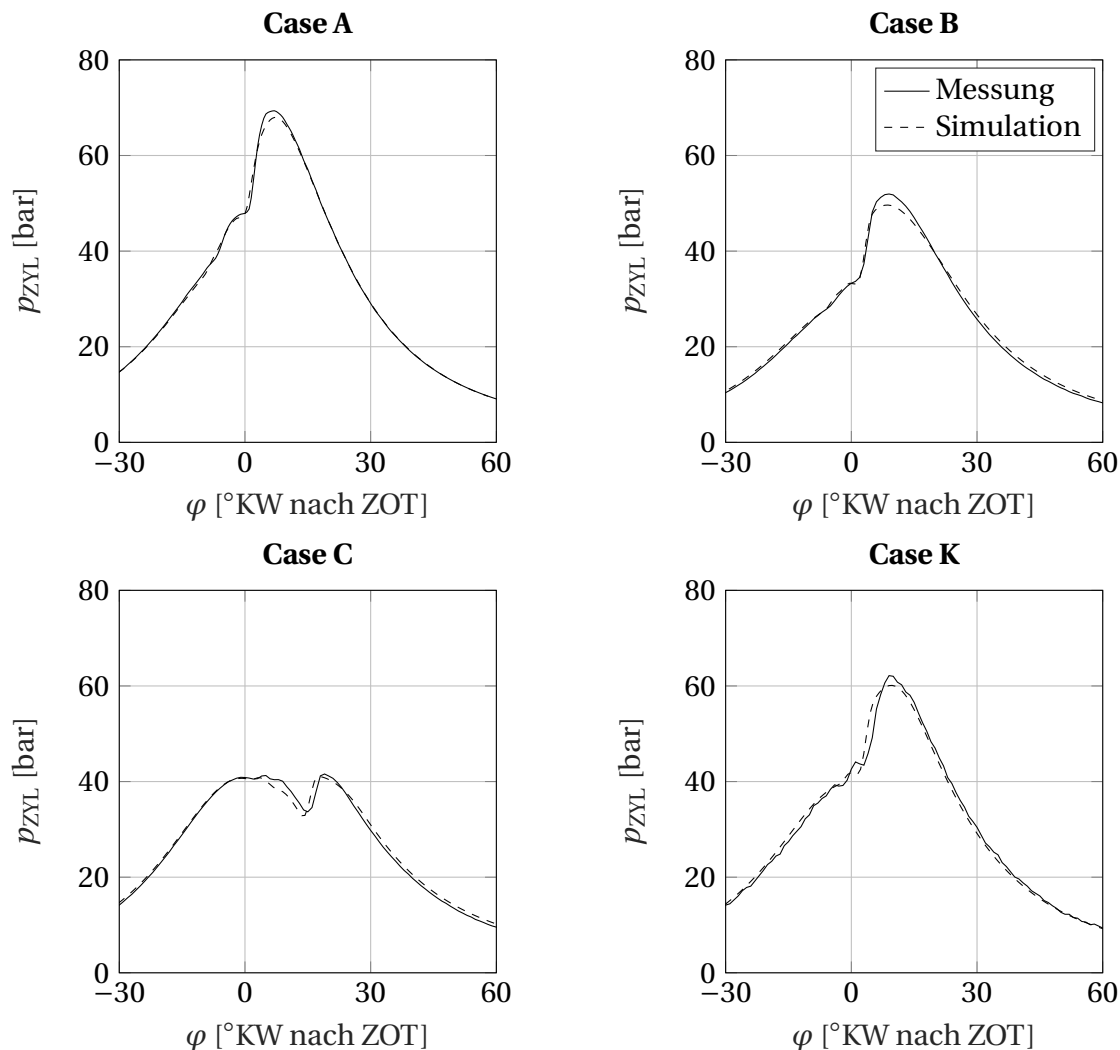
zwangsläufig identisch. Über alle Betriebspunkte hinweg zeigen sich die pro-



**Abbildung 4.2:** Vergleich der gemessenen (Index m) und simulierten (Index s) äußeren Leistungsbilanz in Case A, B, C und K (Tabelle 4.2)

zentual größten Unterschiede zwischen Simulation und Messung in der effektiven Motorleistung  $P_{EFF}$  (7%-10%) und dem als Rest deklarierten Wärmestrom  $\dot{Q}_{REST}$  (32%-61%). Die Abweichungen der restlichen Terme der Leistungsbilanz bewegen sich im Bereich von weniger als 10%. Da der Term  $\dot{Q}_{REST}$  per Definition zur Schließung des ersten Hauptsatzes genutzt und die eingebrachte Gesamtkraftstoffmenge als Vorgabe aus der Messung in die Simulation übernommen wird (siehe auch Abschnitt 2.4.1), stehen die Abweichungen der effektiven Leistung und des Restterms in unmittelbarem Zusammenhang. Ursächlich für diese Abweichungen sind die hinterlegten Reibmodelle, welche die Summe der einzelnen Reibmitteldrücke als zu niedrig bewerten. Zurückzuführen ist dies darauf, dass die Validierung des eingesetzten Reibmodells vorrangig bei effektiven Mitteldrücken stattfindet, welche über denen der thermisch stationären Untersuchungen liegen (Kapitel 3) [11]. Da der effektive Mitteldruck während der Untersuchungen konstant gehalten wird, wird auch von einem nahezu konstanten Fehler bei der Bestimmung des Reibmitteldrucks ausgegangen. Diese Abweichung wird in Kauf genommen, da der Kühlmittelwärmeeintrag  $\dot{Q}_{KM}$  im Fokus der Untersuchungen steht. Dieser wird in allen in Abbildung 4.2 dargestellten Betriebspunkten mit einer Abweichung von weniger als 10% abgebildet. Hinzu kommt, dass die Simulatio-

nen im Rahmen dieser Untersuchungen den Zweck verfolgen, diejenigen Betriebsstrategien zu identifizieren, deren Vermessung im Rahmen von Aufheizmessungen am Motorprüfstand sinnvoll erscheint. Insofern wird bei der letztendlichen Bewertung einer Maßnahme auf die Ergebnisse der Prüfstandsmessungen verwiesen.



**Abbildung 4.3:** Vergleich der gemessenen und simulierten Zylinderdruckverläufe in Case A, B, C und K (Tabelle 4.2)

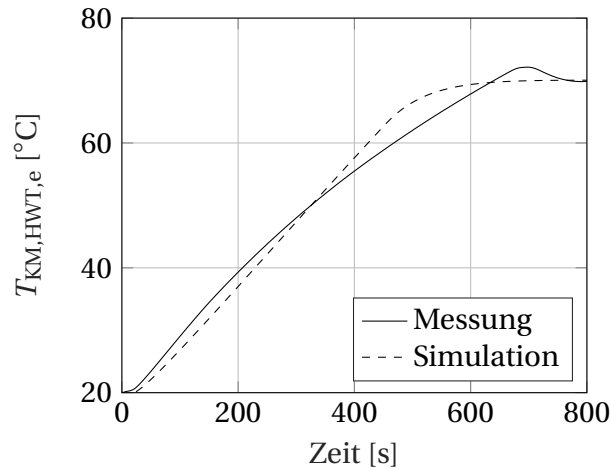
Abbildung 4.3 vergleicht den Zylinderinnendruckverlauf zwischen Simulation und Prüfstandsmessung<sup>1</sup> auf Basis der Betriebsbedingungen von Case A, B, C

<sup>1</sup>Druckverlauf wird über 100 Arbeitsspiele pro Zylinder gemittelt

und K. In allen Fällen zeigt sich eine gute Anpassung des simulierten Druckverlaufs an die messtechnisch erfassten Werte. Dies gilt insbesondere auch für die Cases B und C, an denen Eingriffe in den Verlauf der Verbrennung vorgenommen werden. In Abbildung 4.3 zeigen sich die für die jeweiligen Cases charakteristischen Druckverläufe, die bereits in Abschnitt 3.4 diskutiert wurden. Die berechneten Wandwärmeverluste und der nachfolgend bestimmte Kühlmittelwärmeeintrag liegen gemessen an der äußeren Leistungsbilanz im Rahmen der messtechnisch erfassbaren Toleranz (Abschnitt 3.3). Somit kann von einem hinreichend validierten Simulationsmodell ausgegangen werden.

#### **4.2.2 Thermisch instationäre Betriebspunkte**

Da das Simulationsmodell zur Bewertung unterschiedlicher Parametersätze im Aufheizverhalten genutzt werden soll, ist zudem eine Validierung im thermisch instationären Fall erforderlich. Im Fokus steht die Anpassung der thermischen Massen an das Motorverhalten am Prüfstand, welche im Falle der thermisch stationären Untersuchungen unberücksichtigt bleiben. Abbildung 4.4 zeigt den Vergleich der gemessenen und simulierten Kühlmitteltemperatur am Motoraustritt während der Warmlaufphase. Vor Beginn der Aufheizphase wird das Aggregat auf Umgebungstemperaturniveau ( $T_{\text{UMG}} = 20^{\circ}\text{C}$ ) vorkonditioniert. Anschließend wird der Motor mit einer konstanten effektiven Leistung von  $10\text{kW}$  bei  $1500\text{min}^{-1}$  betrieben. Die Wärmeentnahme über den Heizungswärmeübertrager ist während der Aufheizphase deaktiviert. Nach Abschluss der Warmlaufphase wird der HWT aktiviert und eine Kühlmitteltemperatur von  $70^{\circ}\text{C}$  eingeregelt. Durch die Trägheit der Temperaturregelung am Motorprüfstand ist im Temperaturverlauf des Kühlmittels ein leichtes Überschwingen nach ca. 650 Sekunden zu erkennen. Die Unterschiede der Aufheizkurven (Abbildung 4.4) werden nachfolgend diskutiert. Zunächst ist zu erwähnen, dass sich die Kraftstoffeinspritzmengen zwischen Simulation und realem Prüfstandsversuch unterscheiden. Am Motorprüfstand wird über das Motorsteuergerät die Einspritzmenge derart eingeregelt, dass sich an der Prüfstandsbremse eine effektive Leistung von  $10\text{kW}$  ergibt. Somit werden auftretende zeitlich veränderliche Reibungsverluste durch zeitweise Korrekturen der Einspritzmengen kompensiert. Aus Gründen der Rechenzeit



**Abbildung 4.4:** Vergleich der simulierten und gemessenen Kühlmitteltemperatur  $T_{KM,HWT,e}$  im Aufheizfall

und der Modellkomplexität wird bei der Modellerstellung auf die Abbildung eines Motorsteuergeräts verzichtet. Als Konsequenz muss während der Aufheizsimulationen ein konstanter Kraftstoffmassenstrom vorgegeben werden. Im Verlauf der ersten 200 Sekunden der Aufheizung macht sich dies durch einen steileren Gradienten der gemessenen gegenüber der simulierten Kühlmitteltemperatur bemerkbar. In diesem Zeitraum kompensiert die Software der Motorsteuerung die erhöhte Reibleistung durch eine Anhebung der eingespritzten Kraftstoffmenge, was sich wiederum auf den Kühlmittelwärmestrom auswirkt. Wie ebenfalls den thermisch stationären Untersuchungen entnommen werden kann, ergeben sich im Term  $\dot{Q}_{REST}$  Unterschiede zwischen Simulation und Messung. Diese sind zum Teil auf unterschiedliche Reibungsverluste zurückzuführen, können jedoch auch durch abweichende Wärmeverluste über die Motoroberfläche oder ungenau abgebildete Massenelemente der Motorstruktur begründet werden. Gerade die Bestimmung der thermischen Massen stellt eine aufwändige, nicht trivial zu lösende Aufgabe dar [61]. In Analogie zu den bereits erwähnten thermisch stationären Untersuchungen wird daher der Term  $\dot{Q}_{REST}$  in der Simulation unterschätzt. Dieses Verhalten bildet eine schlüssige Erklärung für den simulativ bestimmten Kühlmitteltemperaturverlauf, welcher 350 Sekunden nach Motorstart über dem gemessenen Temperaturniveau liegt. Da diese Effekte jedoch keine signifikanten Einflüsse

se auf die zu untersuchenden Motorbetriebsparameter erwarten lassen, wird das Modell als hinreichend genau angenommen und für die weiterführenden Untersuchungen herangezogen.

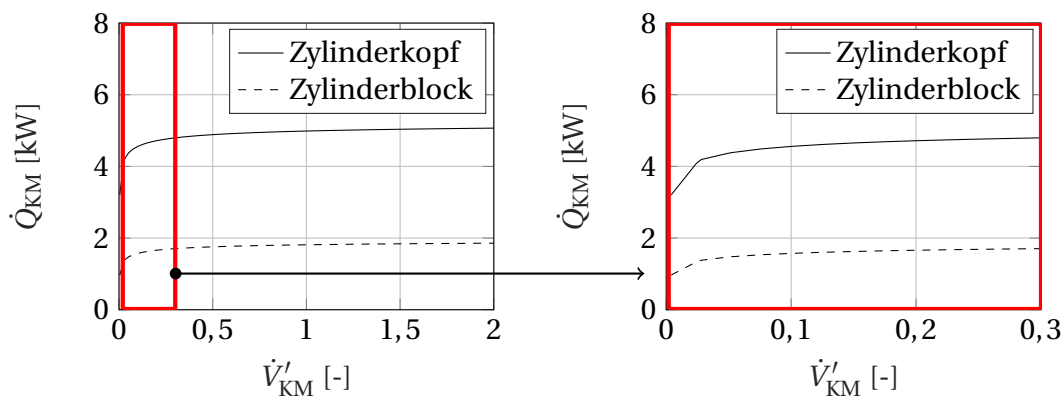
### **4.3 Parameterstudie**

Mit Hilfe des erstellten Simulationsmodells werden im Folgenden Untersuchungen durchgeführt, welche am Prüfstand nur mit erheblichem Aufwand umsetzbar sind. Damit ist vor allem die Variation des Kühlmittelvolumenstroms in Zylinderkopf und -block gemeint. Zudem werden Konzepte zur Ansaugluftvorkonditionierung untersucht, die im weiteren Verlauf der Arbeit als Grundlage für die Prüfstandsmessungen im thermisch instationären Betrieb genutzt werden.

#### **4.3.1 Kühlmittelvolumenstrom**

Der über den Zylinderkopf und den Zylinderblock ins Kühlmittel eingetragene Wärmestrom wird vom kühlmittelseitigen Wärmeübergang beeinflusst. Dieser wird einerseits von der geometrischen Gestaltung der kühlmittelführenden Komponenten bestimmt. Der Parametersatz ist somit aggregatespezifisch und entsprechend nicht durch Eingriffe in die Motorsteuerung beeinflussbar. Zur vollständigen Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ist es zudem erforderlich, die Strömungssituation in den einzelnen Bereichen des Kühlsystems zu kennen. Diese wird vorrangig von der Verteilung und der Gesamtfördermenge des Kühlmittels festgelegt. Bei Motoren mit mechanisch angetriebener Wasserpumpe, welche auch an dem untersuchten Versuchsmotor zu finden ist, besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Motordrehzahl und Kühlmittelvolumenstrom des Kühlmittels. Ausgenommen davon sind Betriebspunkte mit Kavitationsphänomenen. Der Proportionalitätsfaktor wird über das Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbelwelle und Antriebswelle der Wasserpumpe festgelegt. Frei regelbare Pumpen bieten die Möglichkeit, den Kühlmittelvolumenstrom an die

geometrische Charakteristik des Motorkonzeptes und an den jeweiligen Motorbetriebspunkt anzupassen [40]. Mit Hilfe des Gesamtmotormodells wird basierend auf dem Referenzbetriebspunkt Case A (Tabelle 3.1) eine Kühlmittelvolumenstromvariation innerhalb der Motorstruktur und deren Auswirkung auf den Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KM}}$  untersucht. Bis auf den Kühlmittelvolumenstrom  $\dot{V}_{\text{KM}}$  werden alle anderen Randbedingungen konstant gehalten. Dies betrifft vor allem die gemittelte Brennraumtemperatur und die Kühlmitteltemperatur am Motoraustritt.



**Abbildung 4.5:** Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KM}}$  am Zylinderkopf und -block in Abhängigkeit des normierten Kühlmittelvolumenstroms  $\dot{V}'_{\text{KM}}$

Abbildung 4.5 zeigt das charakteristische Wärmeübertragungsverhalten des untersuchten Antriebsaggregats in Abhängigkeit des gesamten Kühlmittelvolumenstroms. Dabei wird zwischen den über den Zylinderkopf und den Zylinderblock eingetragenen Wärmeströmen differenziert. Die jeweilige Verteilung der Kühlmittelströme zwischen Kopf und Block wird entsprechend der hydraulischen Charakteristik im Modell berücksichtigt. Zunächst ist festzustellen, dass der über den Zylinderblock eingetragene Wärmestrom in Case A etwa 36% des Wärmestroms am Zylinderkopf beträgt. Somit wird deutlich, dass der größte Anteil der ins Kühlsystem eingetragenen Wärme über den Zylinderkopf erfolgt. Das charakteristische Verhalten zeigt darüber hinaus, dass mit steigenden Kühlmittelvolumenströmen auch der Wärmestrom an den entsprechenden Komponenten kontinuierlich zunimmt. Zudem ist zu erkennen, dass ab Gesamtvolumenströmen von etwa 25% der in Case A geförderten Menge ein Sättigungseffekt auftritt (Abbildung 4.5 rechts). Da



der Wärmeübergangskoeffizient auf der Kühlmittelseite um ein Vielfaches über dem auf der Gasseite liegt, ist Letzterer begrenzend für den maximal übertragbaren Wärmestrom. Höhere Gesamtfördermengen verursachen somit einen höheren Leistungsbedarf der Pumpe ohne entsprechend den eingetragenen Wärmestrom zu beeinflussen. Durch eine Reduktion des Kühlmittelvolumenstroms innerhalb des Sättigungsbereiches kann eine Erhöhung der Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt und damit am HWT-Eintritt erzeugt werden.

Zu beachten ist bei dieser Maßnahme jedoch zwingend, dass neben der Motoraustrittstemperatur auch die Wandtemperaturen auf der Kühlmittelseite der Brennräume steigen. Der Kühlmittelvolumenstrom ist deshalb betriebspunktabhängig mindestens so hoch zu wählen, dass lokale Siedephänomene, die zur Schädigung des Kühlmittels führen können, verhindert werden.

#### 4.3.2 Ansaugluftvorkonditionierung

Grundsätzlich ist zwischen direkten und indirekten Ladeluftkonditionierungskonzepten zu unterscheiden. Bei erstgenannten Systemen (**direkte Ladeluftkonditionierung**) wird der Ladeluft-Wärmeübertrager als Luft-Luft-Wärmeübertrager ausgeführt. Bei diesen Konzepten erfolgt ein direkter Wärmeaustausch zwischen der Umgebungsluft und der durch die Verdichtung erwärmten Luft im Ansaugtrakt. Bauartbedingt ist somit in aller Regel nur eine Abkühlung der Ansaugluft möglich, weshalb dieses Konzept häufig auch als **direkte Ladeluftkühlung** bezeichnet wird.

Bei **indirekten Ladeluftkonditionierungskonzepten** wird ein Kühlmittel-Luft-Wärmeübertrager zur Konditionierung der Ladeluft in den Kühlkreislauf integriert. Auf diese Weise wird ein direkter Wärmeaustausch zwischen Ladeluftstrecke und Umgebung unterbunden. Eine Wärmeabfuhr an die Umgebung erfolgt zumeist über einen zusätzlichen, zuschaltbaren Kühlmittel-Luft-Wärmeübertrager, der in das Motorkühlsystem oder einen sekundären Kühlkreislauf eingebunden ist. Durch diese Steuerbarkeit der Wärmeabfuhr

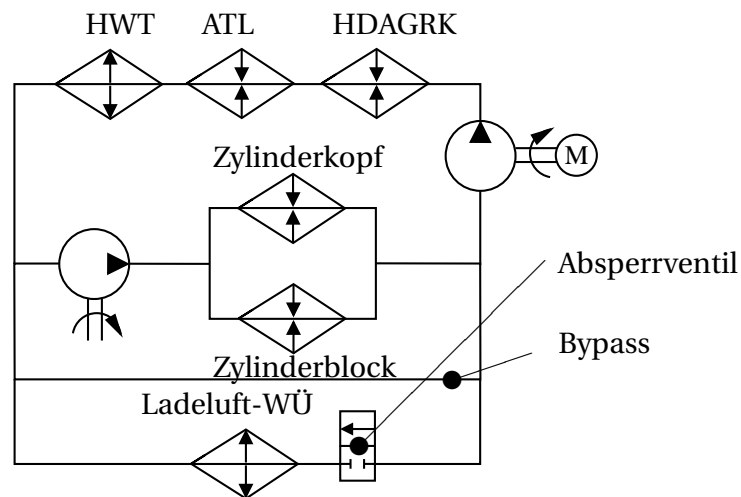
an die Umgebung kann Einfluss auf die Lufttemperatur im Ansaugtrakt genommen werden. Neben einer Abkühlung der durch die Verdichtung aufgeheizten Ansaugluft kann zusätzlich eine Beheizung der Ladeluft in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur erfolgen.

Im thermisch stationären Zustand zeigen die Ergebnisse aus Messreihe 4 (Abschnitt 3.4.4), dass der am Ladeluftwärmeübertrager (Ladeluft-WÜ) an die Umgebung abgeführte Wärmestrom betragsmäßig mit dem Rückgang des Kühlmittelwärmestroms korreliert. Übertragen auf den thermisch instationären Betrieb führt diese Wärmesenke konsequenterweise zu einer unerwünschten Verschleppung der Warmlaufphase. Da in den nachfolgenden Untersuchungen vorrangig das Aufheizverhalten aus tiefen Umgebungstemperaturen im Fokus stehen, wird auf die Untersuchung eines zusätzlichen Wasser-Luft-Wärmeübertragers zur Kühlung der Ladeluft verzichtet. Das Verhalten einer indirekten Ladeluftkonditionierung während eines Motorwarmlaufs soll im Folgenden simulativ untersucht werden.

Als Bewertungsgrundlage dient ein Motorwarmlauf aus  $-20^{\circ}\text{C}$  mit **direkter Ladeluftkonditionierung** und einer konstanten effektiven Leistung von  $10\text{kW}$  bei  $1250\text{min}^{-1}$ . Die Temperatur der Ladeluft stromab des Ladeluftwärmeübertragers beträgt  $-20^{\circ}\text{C}$ . Um auch die Auswirkungen auf den Kabinenwärmestrom bewerten zu können, wird der Heizungswärmeübertrager als Wärmesenke abgebildet. Die abgenommene Wärmemenge wird mit der in Gleichung 5.1 und Gleichung 5.2 beschriebenen Korrelation bestimmt.

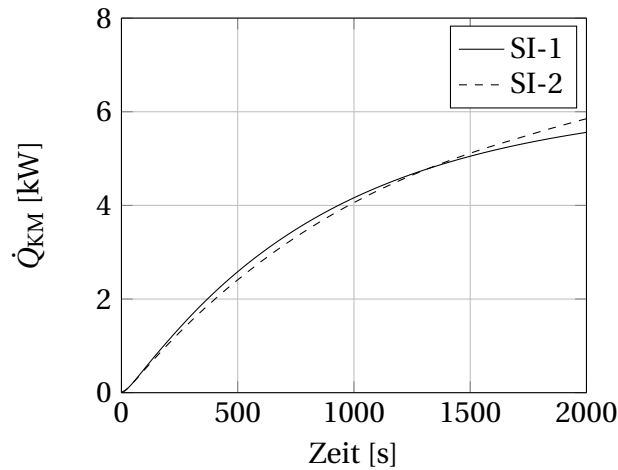
Im nächsten Schritt wird das direkte Ladeluftkonditionierungskonzept auf ein **indirektes Ladeluftkonditionierungskonzept** umgestellt. Dazu wird in einem zum Heizungswärmeübertrager parallel geschalteten Pfad der Ladeluftwärmeübertrager ins Kühlsystem integriert. Dieser zusätzliche Pfad ist über ein schaltbares Ventil absperrbar (Abbildung 4.6). Zunächst wird dieser Pfad jedoch kontinuierlich mit Kühlmittel durchströmt. Aufgrund der hohen Leistungsfähigkeit des Ladeluftwärmeübertragers und der permanenten Durchströmung mit warmem Kühlmittel vom Motorausstritt wird die Ladelufttemperatur nahezu auf das Temperaturniveau des Kühlmittels ange-

hoben. Bei der Spezifikation der Kühlsystemtopologie ist darauf zu achten, dass in sämtlichen Pfaden die jeweils erforderlichen Mindestvolumenströme erreicht werden. Dies betrifft insbesondere den Heizungspfad. Aus diesem Grund werden entsprechende Blenden in den zum Ladeluftwärmeübertrager führenden Wasserpfad eingebracht. Die überarbeitete Kühlsystemtopologie ist in Abbildung 4.6 dargestellt.



**Abbildung 4.6:** Kühlsystemtopologie mit indirekter Ladeluftkühlung

Um den Einfluss der Ladeluftvorkonditionierung auf die Leistungsbilanz des untersuchten Aggregats bewerten zu können, werden weitere Simulationen mit indirekter Ladeluftkonditionierung durchgeführt. Sowohl die thermischen Startbedingungen als auch die Randbedingungen zur abgegebenen mechanischen Leistung ( $P_{\text{EFF}}=10\text{kW}$ ) bleiben gegenüber der Bewertungsreferenz (Tabelle 4.3, SI-1) konstant. Der Kühlmittelwärmeeintrag  $\dot{Q}_{\text{KM}}$  ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Während in der Referenzsimulation (Tabelle 4.3, SI-1) der am Ladeluftkühler abgeführte Wärmestrom derart geregelt wird, dass eine konstante Lufttemperatur von  $-20^\circ\text{C}$  am Ladeluftwärmeübertrageraustritt eingehalten wird, wird in der Konfiguration mit indirekter Ladeluftkonditionierung eine dauerhafte Beheizung durch das Kühlmittel umgesetzt (Tabelle 4.3, SI-2). Durch die hohe Leistungsfähigkeit des eingesetzten Wärmeübertragers entspricht die luftseitige Austrittstemperatur in guter Näherung der Kühlmittelaustrittstemperatur. Dies führt, wie bereits



**Abbildung 4.7:** Simulative Untersuchung des Einflusses der Ladeluftvorkonditionierung auf die motorinternen Leistungen

zuvor erwähnt, zu einem starken Anstieg der Lufttemperaturen stromab des Ladeluftwärmeübertragers. Die wesentliche Erkenntnis dieser Versuchsreihe

**Tabelle 4.3:** Betriebsparameter während der simulativen Untersuchungen

	$T_{L,LLK,a}$
SI-1	$-20^{\circ}\text{C}$
SI-2	$\approx T_{KM,LLK,a}$

wird jedoch aus dem thermischen Verhalten des Kühlsystems gewonnen. Nach Beginn der Simulation liegt der am Heizungswärmeübertrager abgenommene Wärmestrom bei aktivierter Ladeluftbeheizung unter dem Niveau mit direkter Ladeluftkonditionierung. Durch die Integration eines zusätzlichen Pfades in das Kühlsystem wird das Gesamtvolumen des aufzuheizenden Kühlmittels erhöht. Zudem entsteht durch die Beheizung der Luft im Ladeluft-WÜ eine Temperaturdifferenz zwischen der Ladeluft stromab des Ladeluft-WÜ und den Komponenten des Saugrohres. Diese Komponenten sind thermische Massen, die durch die nun warme Ansaugluft erwärmt werden. Diese Wärmeverluste werden ebenfalls in Abbildung 4.7 ersichtlich. Bis ca. 1100s nach Beginn der Simulation steht bei einem Konzept mit beheizter

Ladeluft weniger Wärme am Heizungswärmeübertrager zur Verfügung. Erst ab diesem Zeitpunkt kehrt sich das Verhalten um und der in Abschnitt 3.4.4 ausgewiesene Effekt kann nachgewiesen werden. Für eine detailliertere Betrachtung der Leistungsbilanz und eine zusätzliche Optimierung in Hinblick auf die Betriebsstrategie werden im weiteren Verlauf die Untersuchungen am Vollmotorprüfstand fortgesetzt. Der Prüfstandsaufbau wird gemäß des hier spezifizierten Konzepts durchgeführt.

#### **4.4 Zusammenfassung der Ergebnisse**

Ziel war es, ein Simulationsmodell zur Analyse der innermotorischen Wärmeströme zu erstellen.

Dabei liegt ein besonderes Augenmerk darauf, dass das Modell in der Lage ist, den Brennverlauf nach Vorgabe von u.a. Einspritzmenge und -zeitpunkt prognostizieren zu können. Die Parametrierung des Modells erfolgte an Betriebspunkten, welche auch bereits in Abschnitt 3.4 untersucht worden sind. Somit lassen sich mit Hilfe des Simulationsmodells Rückschlüsse auf die innermotorischen Wärmeströme ziehen. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse fließen in die Interpretation der thermisch stationären Untersuchungen ein (Abbildung 3.15).

Darüber hinaus werden Untersuchungen zum Einfluss des Kühlmittelvolumenstroms im Zylinderkopf und -block auf das thermische Verhalten des Dieselmotors untersucht. Dabei zeigt sich, dass der ins Kühlmittel eingetragene Wärmestrom nur bedingt vom Kühlmittelvolumenstrom beeinflusst werden kann. Ursache für dieses Verhalten ist, dass der kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient bereits bei sehr niedrigen Kühlmittelvolumenströmen viel größer ist als der gasseitige. Somit stellt Letzterer den beschränkenden Faktor dar. Entsprechend lassen vollvariable Kühlmittelfördermengen keine nennenswerten Auswirkungen auf den Effizienzfaktor  $\Psi_{\text{EFF}}$  erwarten, weshalb auf eine experimentelle Untersuchung im weiteren Verlauf dieser Arbeit verzichtet wird.

Mit Hilfe des Simulationsmodells wird ein veränderter Aufbau des Thermomanagement-Systems vorgeschlagen, mit dem ein Wärmeaustausch zwischen der angesaugten Frischluft und dem Kühlmittel im Motorkühlsystem umgesetzt werden kann. Die durchgeführte Simulation bestätigt die Annahme, dass mit Hilfe dieser Maßnahme der Wärmeeintrag ins Kühlsystem gesteigert werden kann.

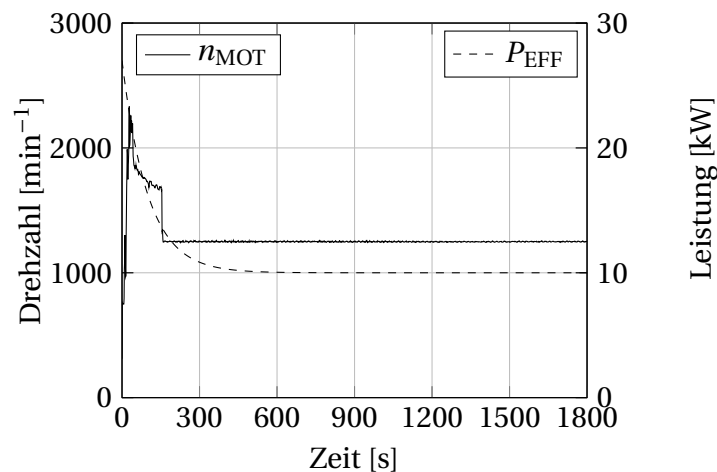
## 5 Thermisch instationäre Messungen am Motorprüfstand

Unter Berücksichtigung der simulativ und experimentell unter thermisch stationären Bedingungen gewonnenen Erkenntnisse werden Aufheizmessungen am Vollmotorprüfstand durchgeführt. Dazu wird neben den bereits zuvor spezifizierten Einflussparametern auch der Einfluss der thermischen Massen auf die äußere Leistungsbilanz am Motor untersucht. Als Versuchsträger dient der bereits während der thermisch stationären Untersuchungen eingesetzte Vollmotor. In folgendem Abschnitt werden vorgenommene Änderungen und Anpassungen des Versuchsaufbaus beschrieben und deren Auswirkungen auf das Systemverhalten mit Hilfe von Messungen dokumentiert.

### 5.1 Versuchsaufbau im thermisch instationären Betrieb

Bewertungsgrundlage für sämtliche im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Aufheizmessungen, sowohl am Gesamtfahrzeug als auch am Vollmotorprüfstand, bildet das Lastprofil entsprechend einer 50km/h Konstantfahrt eines Mittelklassenfahrzeugs bei einer Umgebungstemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$ . Dies entspricht den Bedingungen der Aufheizmessungen der VDA Richtlinie 220 [67]. Da im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen das thermische Verhalten des Antriebsaggregats im Fokus steht, wird anstelle der in [67] beschriebenen 15-minütigen Leerlaufphase die Konstantfahrt bis zur Einstellung eines thermischen Gleichgewichts fortgesetzt. Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Aufheizmessungen am Vollmotorprüfstand und am Gesamtfahrzeug (Kapitel 6) zu gewährleisten, wird die am Prüfstandsmotor eingestellte Motordrehzahl  $n_{\text{MOT}}$  und Gesamteinspritzmenge  $\dot{m}_{\text{CHEM}}$  aus einer vorab durchgeführten Messung am Gesamtfahrzeug (GI-1) übernommen,

welche in Kapitel 6 näher beschrieben wird (Tabelle 6.2). Nach Vorgabe dieser Parameter ergibt sich ein zeitlicher Verlauf der effektiven Motorleistung wie er in Abbildung 5.1 dargestellt ist. Dieser zeitliche Verlauf der Motorleistung  $P_{\text{EFF}}$  wird als Sollwert für die Untersuchungen in Abschnitt 5.3 verwendet. Der zeitliche Verlauf der Messergebnisse selbst kann in zwei Phasen einge-



**Abbildung 5.1:** Drehzahl und Leistungsvorgabe als Bewertungsgrundlage für die Aufheizmessungen am Vollmotorprüfstand

teilt werden: dem thermisch instationären Anteil zu Beginn der jeweiligen Messung (Phase 1) und dem thermisch stationären Anteil (Phase 2), in dem sich das System in einem thermischen Gleichgewichtszustand befindet (Abbildung 5.2). Dabei sind zwei wesentliche Unterschiede zwischen beiden Phasen zu erkennen (Abbildung 5.1). Während sich in der thermisch stationären Phase die effektive Antriebsleistung auf 10kW bei einer konstanten Motordrehzahl von  $1250\text{min}^{-1}$  beläuft, ergibt sich während der instationären Phase eine deutlich erhöhte Motordrehzahl und effektive Antriebsleistung. Ursächlich für die Überhöhung der Motordrehzahl ist die geöffnete Wandlerüberbrückungskupplung des Automatikgetriebes im Versuchsfahrzeug zu Messbeginn (Kapitel 6). Um bei den Prüfstandsmessungen die spätere Vergleichbarkeit mit den Fahrzeugmessungen zu gewährleisten, wird dieses spezifische Gesamtfahrzeugverhalten am Prüfstand abgebildet. Darüber hinaus liegt die effektive Antriebsleistung an der Kurbelwelle im thermisch instationären Anteil der Aufheizmessung (Phase 1, Abbildung 5.2) deutlich



über dem stationären Niveau (Phase 2, Abbildung 5.2). Dies ist auf erhöhte Reibleistungsverluste im Gesamtantriebsstrang bei tiefen Umgebungstemperaturen zurückzuführen (Getriebe, Differentiale, Radlager, etc.). Für eine detaillierte Leistungsbilanz im Gesamtantriebsstrang wird auf die Arbeit von Haupt [28] verwiesen.

Die Starttemperatur der Medien (Kühlmittel, Motoröl, Motorstruktur und Umgebungsluft) liegt zu Beginn der Aufheizmessungen bei  $-20^{\circ}\text{C}$ . Vor jeder Messung wird dazu eine mehrstündige Vorkonditionierung der Prüfzelle durchgeführt. Während der Warmlaufuntersuchungen werden bis auf die Konditioniereinheit der Ladeluft alle sekundären Kühlmittelkreisläufe seitens des Prüfstands deaktiviert (Abschnitt 3.2). Zur Simulation der Wärmeentnahme zur Kabinenbeheizung wird der Heizungswärmeübertrager des Versuchsmotors in ein Klimagerät integriert, welches sich motornah innerhalb der Prüfzelle befindet. Daraus ergibt sich die Option, durch Anschalten des Frischluftgebläses im Klimagerät einen konstanten Luftmassenstrom über den Heizungswärmeübertrager zu erzeugen und somit keine Wärme aus dem Kühlsystem zu entnehmen. Die erwärmte Luft am Austritt des Wärmeübertragers wird aus der Prüfzelle abgeführt, um eine Aufheizung der Zelle zu verhindern. Da eine Luftmassenstromregelung nur mit sehr hohem technischen Aufwand realisierbar ist, wird während der Untersuchungen auf eine indirekte Bestimmung der Luftmassenströme zurückgegriffen. Der Wärmestrom, welcher sich bei konstantem Luft- und Kühlmittelmassenstrom am Wärmeübertrager einstellt, ist in guter Näherung direkt proportional zur Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittel und Frischluft stromauf des Wärmeübertragers (Gleichung 5.1). Die Differenz aus beiden Fluidtemperaturen wird auch als Eintrittstemperaturdifferenz (ETD) bezeichnet

$$\dot{Q}_{\text{KM}} \propto (T_{\text{KM,HWT,e}} - T_{\text{L,HWT,e}}) \propto \text{ETD} \quad (5.1)$$

Die Leistung des Klimagebläses wird am Prüfstand mit Hilfe einer externen Stromversorgung derart eingeregelt, dass in allen Aufheizmessungen am Motorprüfstand und anschließend im Versuchsfahrzeug die Wärmeentnahme der gleichen Wärmestrom-ETD-Kennlinie (Gleichung 5.2) folgt. Auf diese Weise wird sowohl zwischen den Messreihen am Prüfstand als auch zu den Fahrzeugmessungen eine Vergleichbarkeit der abgenommenen Wärmemen-

ge gewährleistet. Unterschiede im zeitlichen Verlauf des Kühlmittelwärme-  
stroms zwischen einzelnen Messreihen können somit eindeutig auf die einzel-  
nen Betriebsparameteränderungen zurückgeführt werden. Die Sollwertfunk-  
tion, welche bei allen Messreihen zur Einstellung des Luftmassenstroms be-  
nutzt wird, ist nachfolgend dargestellt (Gleichung 5.2). Eine Wärmeentnahme  
entsprechend dieser Kennlinie wird bei dem verwendeten Wärmeübertrager  
bei einer Luftfördermenge von  $6\text{kg}/\text{min}$  erreicht. Ein Luftmassenstrom in dieser  
Höhe wird auch in [10] zur Beheizung von Fahrzeugkabinen vorgeschlagen.

$$\dot{Q}_{\text{KM,soll}} = \frac{4\text{kW}}{50\text{K}} \cdot \text{ETD} \quad (5.2)$$

Die Versuchsbedingungen, welche neben dem in Abbildung 5.1 gezeigten  
Drehzahl- und Leistungsverlauf während der Aufheizmessungen eingestellt  
werden, können Tabelle 5.1 entnommen werden. Die jeweils vorgenomme-  
nen Parameteränderungen werden in den nachfolgenden Abschnitten näher  
beschrieben. Die Basisaufheizmessung am Vollmotorprüfstand wird fortan als  
Messreihe PI-1 bezeichnet.

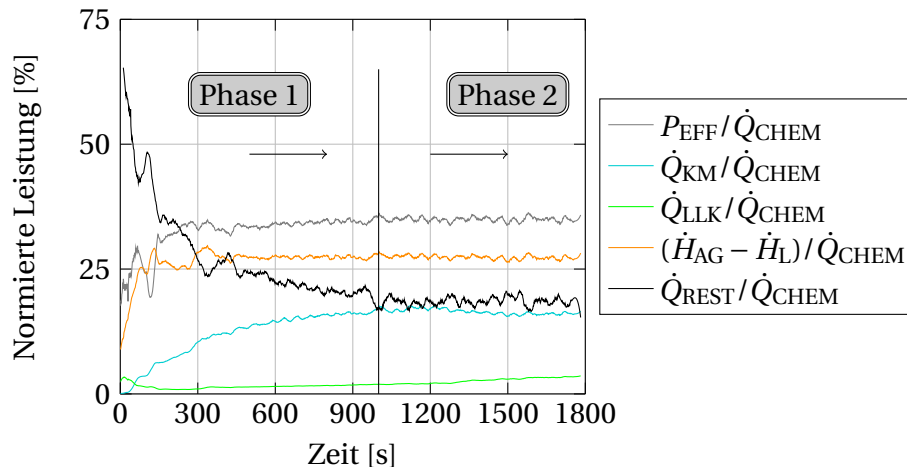
**Tabelle 5.1:** Versuchsrandbedingungen während der Aufheizmessung PI-1

Parameter	Wert
$P_{\text{EFF}}$	siehe Abbildung 5.1
$n_{\text{MOT}}$	siehe Abbildung 5.1
$P_{\text{EL}}$	0kW
$T_{\text{UMG}}$	$-20^{\circ}\text{C}$
$\dot{Q}_{\text{KM,soll}}$	siehe Gleichung 5.2
$T_{\text{L,LLK,a}}$	$-16^{\circ}\text{C}$
$\dot{m}_{\text{L}}$	unbeschränkt
$\text{MFB}_{50}$	$8^{\circ}\text{KW}$ nach ZOT

## 5.2 Äußere Leistungsbilanz am Vollmotorprüfstand

Bevor in den nachfolgenden Abschnitten näher auf die Einflüsse einzelner  
Parameteränderungen auf das Warmlaufverhalten eingegangen wird, soll

zuvor eine Gesamtleistungsbilanz anhand der Basisaufheizmessung am Motorprüfstand PI-1 erstellt werden. Maßnahmen zur Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses, wie in den Messreihen 1 bis 3 in Abschnitt 3.4 beschrieben, sind deaktiviert. In Analogie zu den in Abschnitt 3.4 erstellten



**Abbildung 5.2:** Normierte Leistungen während des Motorwarmlaufs in Messreihe PI-1 (Tabelle 5.1)

Leistungsbilanzen werden auch im Verlauf der Aufheizuntersuchungen die Leistungen auf den über den Kraftstoff eingebrachten, chemisch gebundenen Energiestrom  $\dot{Q}_{CHEM}$  normiert. Zunächst fällt in Abbildung 5.2 auf, dass sich zu Beginn der Aufheizphase der größte Anteil des über den Kraftstoff eingebrachten, chemisch gebundenen Energiestroms im Restterm ( $\dot{Q}_{REST}$ ) wiederfindet. Wie bereits in Abschnitt 2.4.1 beschrieben, werden darin unter anderem die Anteile der Oberflächenverluste, der motorinternen Reibungsverluste und der Aufheizung der thermischen Massen zusammengefasst. Zudem müssen zu Beginn der Aufheizmessung die beweglichen Teile im Antriebsstrang beschleunigt werden, was zusätzlichen Kraftstoffeinsatz erforderlich macht. Der hohe prozentuale Anteil von  $\dot{Q}_{REST}$  innerhalb der Gesamtleistungsbilanz im thermisch instationären Betrieb deutet einerseits auf Wirkungsgradverluste durch niedrige Medientemperaturen (u.a. Motoröltemperatur) und andererseits auf den großen Einfluss thermischer Massen hin. Gerade das zeitlich gegenläufige Verhalten zu Messbeginn zwischen dem normierten Restterm  $\dot{Q}_{REST}$  und der normierten effektiven Motorleistung

$P_{\text{EFF}}$  an der Prüfstandsbremse deutet auf nicht zu vernachlässigende motorinterne Reibungsverluste hin. Auch der Wärmeverlust am Ladeluftkühler, der in Messreihe 4 (Abschnitt 3.4.4) bereits beschrieben wurde, ist während der Aufheizmessungen messtechnisch erfassbar. Der durch das aktivierte Frischluftgebläse abgeführte Wärmestrom  $\dot{Q}_{\text{KM}}$  steigt bis etwa 1000 Sekunden nach Messbeginn solange kontinuierlich an, bis ein thermisch stationärer Zustand (Phase 2) erreicht wird.

In den nachfolgenden Abschnitten werden unterschiedliche Maßnahmen zur Verkürzung der Warmlaufdauer untersucht und hinsichtlich ihrer Wirksamkeit verglichen. Die Auswahl der Maßnahmen erfolgt unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus den thermisch stationären Untersuchungen (Abschnitt 3.4), den Simulationen (Kapitel 4) und der Leistungsbilanz im thermisch instationären Betrieb (Abschnitt 5.2).

## 5.3 Parameterstudie

Im Rahmen der thermisch instationären Untersuchungen am Motorprüfstand werden die Einflüsse dreier verschiedener Maßnahmen untersucht. Im ersten Schritt werden die Auswirkungen reduzierter thermischer Massen auf die Gesamtleistungsbilanz im Aufheizfall dargestellt. Dazu werden einzelne Kühlmittelpfade im Warmlauf fall abgesperrt, um eine schnellere Aufheizung des Kühlmittels zu erzielen. In einem weiteren Schritt werden die bereits simulierten Maßnahmen zur Ansaugluftvorkonditionierung vermessen. Diese Untersuchung erfolgt zweistufig: zunächst ohne, dann mit aktivierter Abgasrückführung. Um die AGR bei niedrigen Frischlufttemperaturen ohne Gefahr von Kondensatbildung im Ansaugtrakt aktivieren zu können, wird eine Betriebsstrategie des Thermomanagement-Systems erarbeitet. Die Systemeinstellungen während der Messreihen können Tabelle 5.2 entnommen werden:

**Tabelle 5.2:** Versuchsrandbedingungen während der Aufheizmessung am Vollmotorprüfstand

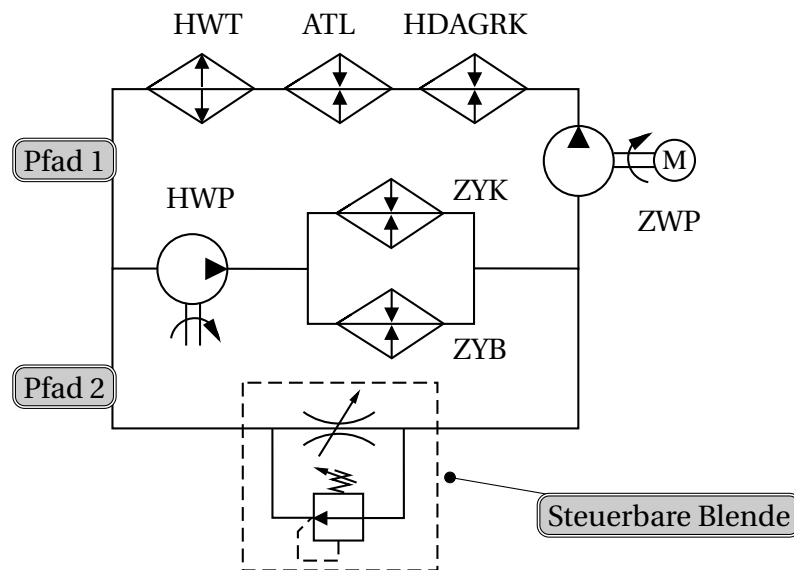
Messreihe	Thermische Massen	LLK-Konzept	AGR
PI-1	nicht abgesperrt	direkt	deaktiviert
PI-2	abgesperrt	direkt	deaktiviert
PI-3	nicht abgesperrt	indirekt	deaktiviert
PI-4	nicht abgesperrt	indirekt	aktiviert

### 5.3.1 Absperrung thermischer Massen

Der zeitliche Verlauf der Kühlmitteltemperatur hängt unmittelbar von der Gesamtkühlmittelmenge sowie der Masse und Oberfläche der umströmten Motorkomponenten ab. Um das Ziel einer kurzen Aufheizphase des Kühlmittels zu erreichen, müssen die aufzuheizenden Volumina auf ein Minimum reduziert werden. Das Kühlsystem des Versuchsmotors besteht aus zwei parallel geschalteten Pfaden (Abbildung 3.1). Ausgehend von der Hauptwasserpumpe durchströmt das Kühlmittel den Zylinderblock und -kopf. Im Anschluss wird

ein Teil des Kühlmittelstroms über den Abgasturbolader, den AGR-Kühler und den Heizungswärmeübertrager zurück zur Hauptwasserpumpe (HWP) geleitet (Pfad 1). Der Mindestvolumenstrom für die Komponenten in Pfad 1 wird über eine zusätzliche elektrische Kühlmittelpumpe (ZWP) sichergestellt. Parallel dazu fließt ein Großteil des Kühlmittelvolumenstroms innerhalb des Motorblocks zurück zur Hauptwasserpumpe. Diesem Pfad kommt gerade bei der Kühlung des Aggregats in hochlastigen Betriebspunkten große Bedeutung zu. Große Leitungsquerschnitte lassen hohe Gesamtfördermengen zu, welche zur Verhinderung von lokalen Siedeerscheinungen bei Lastspitzen erforderlich sind (Pfad 2). In Pfad 2 kann auch ein Hauptwasserkühler eingebunden werden, der in thermisch kritischen Betriebspunkten für einen Wärmeaustausch mit der Umgebung sorgt. Für eine schnelle Aufheizung ist diese motorinterne Rückführung des Kühlmittels zur Hauptwasserpumpe allerdings kontraproduktiv. Zum einen muss das Kühlmittelvolumen selbst aufgeheizt werden und zum anderen wirken die umliegenden Motorkomponenten als Wärmesenke. Darüber hinaus werden die kühlmittelführenden Leitungen von Umgebungsluft umströmt, was zusätzlich konvektive Wärmeverluste verursacht. Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen wird eine Betriebsstrategie entwickelt, welche eine Absperrung von Pfad 2 mit Hilfe einer steuerbaren Blende im Motorwarmlauf ermöglicht. Die konstruktive Umsetzung der Blende ist in einer Offenlegungsschrift einsehbar [9].

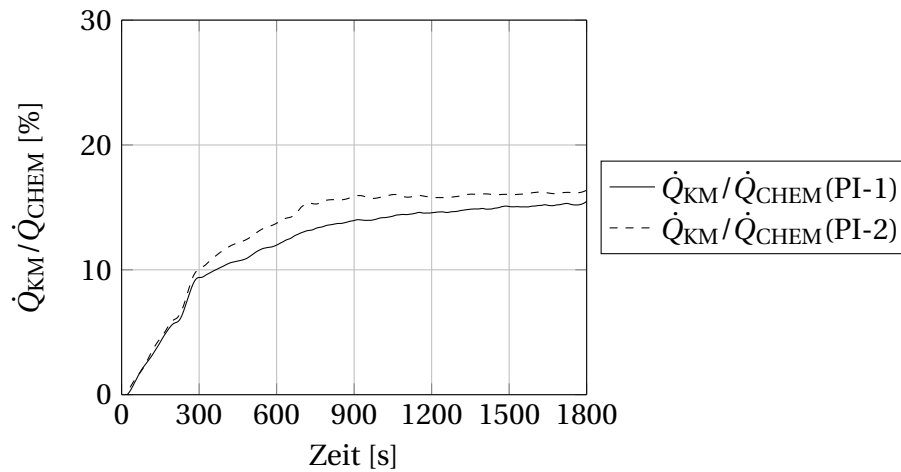
Wie in Abbildung 5.3 dargestellt, wird in dieser Versuchsreihe - ausgehend vom Ausgangszustand in Abbildung 3.1 - während der Warmlaufphase die motorinterne Kühlmittelrückführung zur Hauptwasserpumpe in Pfad 2 mit Hilfe einer steuerbaren Blende unterbunden. Als Führungsgröße zur Blendensteuerung dient die Kühlmitteltemperatur am Motoraustritt. Bei voll verschlossener Blende strömt die von der Hauptwasserpumpe geförderte Kühlmittelmenge ausschließlich über Pfad 1. Aufgrund veränderter Druckverhältnisse kann in diesem Betriebspunkt auf die elektrische Kühlmittelpumpe im Heizungspfad (Pfad 1) verzichtet werden. Durch die mechanische Ankopplung der Hauptwasserpumpe an die Kurbelwelle können bei niedrigen Kühlmitteltemperaturen und hohen Motordrehzahlen hohe statische Drücke am Eintritt der Blende erzeugt werden, welche die Komponenten im Kühlsystem



**Abbildung 5.3:** Versuchsaufbau zur Untersuchung des Einflusses reduzierter thermischer Massen in Messreihe PI-2 (siehe auch Abbildung 3.1)

nachhaltig schädigen können. Aus diesem Grund ist die Blende mit einem Überdruckventil versehen, das irreversible Schädigungen verhindert. Die Auswirkung der Absperrung des Kühlmittelvolumens in Pfad 2 auf das Aufheizverhalten ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

Bis 200 Sekunden nach Motorstart liegen in PI-1 und PI-2 die normierten Kühlmittelwärmeströme ( $\dot{Q}_{KM}/\dot{Q}_{CHEM}$ ) auf annähernd gleichem Niveau. In diesem Zeitraum ist der in Abbildung 5.4 gezeigte Kraftstoffeinsatz hoch und der Kühlmittelwärmestrom niedrig. In Konsequenz sinken die prozentualen Anteile des Kühlmittelwärmestroms an der Gesamtleistungsbilanz und die Unterschiede zwischen der Referenzmessung (PI-1) und der Messung mit reduzierten thermischen Massen (PI-2) fallen gering aus. Ursächlich für den zeitlich veränderlichen Kraftstoffeinsatz ist die Abbildung des realen Fahrzeugverhaltens inkl. der Wirkungsgradverluste im Antriebsstrang am Prüfstand (Abschnitt 5.1). Nach 300 Sekunden steigt der normierte Kühlmittelwärmestrom in PI-2 über das Niveau von PI-1 an und es zeigt sich der Einfluss der thermischen Massen. 900 Sekunden nach Motorstart stellt sich mit redu-



**Abbildung 5.4:** Einfluss reduzierter thermischer Massen auf den normierten Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM} / \dot{Q}_{CHEM}$  (Tabelle 5.2)

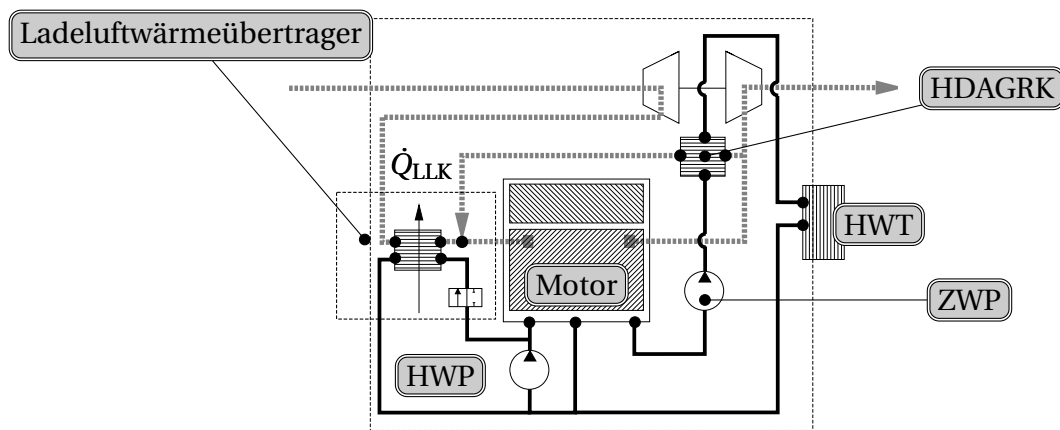
zierten thermischen Massen ein thermisch stationärer Zustand ein, während in der Referenzmessung eine weitere Zunahme des normierten Kühlmittelwärmeeintrags zu verzeichnen ist. Zum Ende der Messung nach 30 Minuten liegt der normierte Kühlmittelwärmestrom in PI-2 zwei Prozentpunkte über der Referenzmessung PI-1.

### 5.3.2 Ansaugluftvorkonditionierung

Da in Abschnitt 3.4.4 der Wärmeaustausch mit der Umgebung am Ladeluftwärmeübertrager als Wärmesenke identifiziert wurde, soll im nachfolgenden Abschnitt der Einfluss einer Ansaugluftvorkonditionierung untersucht werden. Für diese Versuchsreihe (PI-3) wird der bestehende Luft-Luft-Ladeluftwärmeübertrager durch einen Kühlmittel-Luft-Wärmeübertrager ersetzt und in das Kühlsystem des Versuchsmotors eingebunden (Abbildung 5.5). Auf diese Weise soll eine Möglichkeit geschaffen werden, den Kühlmittelwärmeeintrag in zwei Stufen zu steigern. Zunächst sollen durch die Anbindung des Ansaugsystems an das Kühlsystem die Wärmeverluste an die Umgebung auf ein Minimum reduziert werden. Darüber hinaus besteht in einem zweiten Schritt die Möglichkeit, durch eine Beheizung der Ansaugluft den



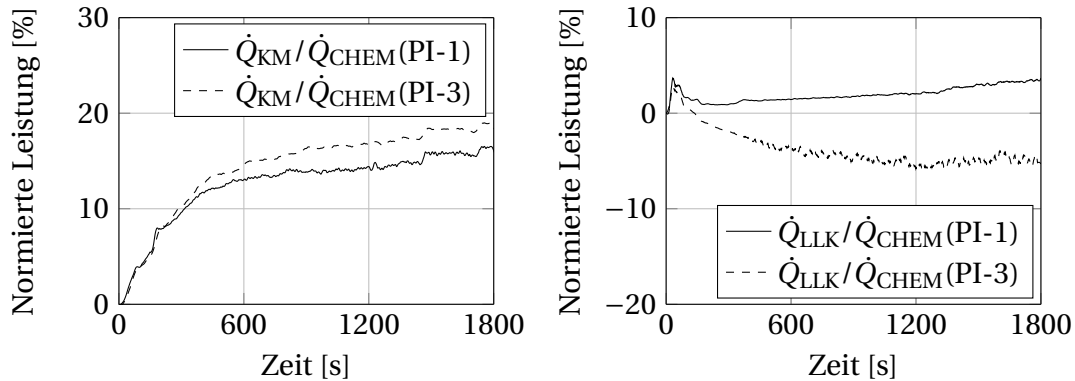
dauerhaften Einsatz von Abgasrückführung ohne die Bildung von Kondensat im Ansaugsystem zu gewährleisten. Die Integration des Ladeluftwärmeübertragers ins Kühlsystem erfolgt stromauf der Hauptwasserpumpe, wie schematisch in Abbildung 5.5 dargestellt. Die Durchströmung des Wärmeübertragers kann mit Hilfe eines elektrisch ansteuerbaren Absperrventils unterbunden werden. In Abbildung 5.5 ist sowohl der Luftpfad des Versuchsmotors als auch der Kühlkreislauf abgebildet.



**Abbildung 5.5:** Versuchsaufbau zur Untersuchung der Ladeluftvorkonditionierung

Während der Untersuchungen zum Einfluss der Ladeluftvorkonditionierung auf die Gesamtleistungsbilanz ist das Absperrventil dauerhaft ab Motorstart geöffnet. Auf diese Weise findet während der gesamten Aufheizmessung ein Wärmeaustausch zwischen Kühlmittel und Ladeluft statt, wobei ein negatives Vorzeichen einen Wärmefluss vom Kühlmittel zur Ladeluft beschreibt. Zur besseren Vergleichbarkeit wird in den nachfolgenden Abbildungen auch der normierte Kühlmittelwärmestrom ( $\dot{Q}_{KM}/\dot{Q}_{CHEM}$ ) aus der Messreihe PI-1 abgebildet.

Wie der zeitliche Verlauf des Wärmestroms am Ladeluftkühler zeigt, wird ca. eine Minute nach Motorstart Wärme von der Ladeluft ins Kühlsystem eingetragen (Abbildung 5.6 rechts). Dies lässt sich darauf zurückführen, dass nach Motorstart eine Beschleunigungsphase simuliert wird, die ein angehobenes



**Abbildung 5.6:** Einfluss einer Ladeluftvorkonditionierung auf den normierten Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM} / \dot{Q}_{CHEM}$  (links) und den Wärmestrom am Ladeluftkühler  $\dot{Q}_{LLK} / \dot{Q}_{CHEM}$  (rechts) (Tabelle 5.2)

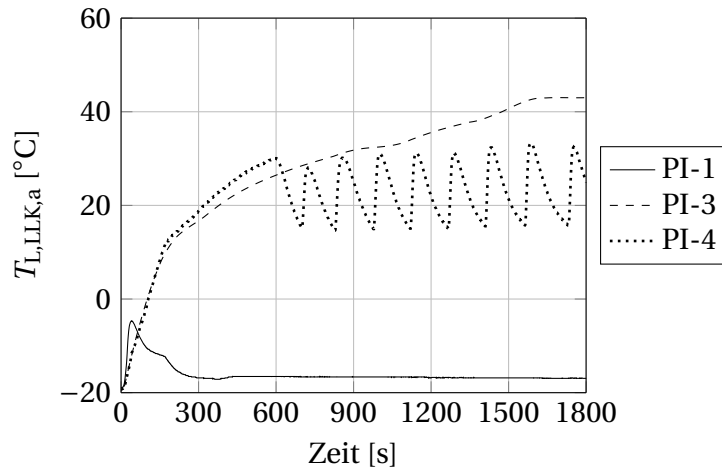
Ladedruckniveau erforderlich macht. Die Verdichtungsendtemperaturen liegen während der Beschleunigungsphase um ca. 20K über dem stationären Niveau (Abbildung 5.7). Durch die geringere thermische Trägheit der Ladeluft gegenüber dem Kühlmittel liegen während der Beschleunigungsphase die Lufttemperaturen am Ladeluftkühlereintritt über den Kühlmitteltemperaturen stromauf des Wärmeübertragers. In Konsequenz ergibt sich zunächst ein Wärmestrom von der Ladeluft zum Kühlmittel. Dieses Phänomen wird ebenfalls in Abbildung 5.7 deutlich. Während der ersten 100 Sekunden der Messung liegen die Lufttemperaturen stromab des Ladeluftwärmeübertragers in PI-3 unterhalb derer in PI-1. Nach diesen 100 Sekunden kehrt sich dieser Effekt durch nunmehr sinkende Verdichtungsendtemperaturen und kontinuierlich steigende Kühlmitteltemperaturen um. Darüber hinaus ist festzustellen, dass während der ersten 200 Sekunden nach Motorstart der normierte Kühlmittelwärmestrom mit Vorkonditionierung der Ladeluft (PI-3) auf dem Niveau der Referenzmessung (PI-1) bleibt (Abbildung 5.6 links). Ursächlich dafür sind die gestiegenen thermischen Massen im Kühlsystem durch die Einbindung des mit Kühlmittel durchströmten Wärmeübertragers und die thermischen Massen im Luftpfad stromab des Wärmeübertragers, welche sich durch die nunmehr höheren Ladelufttemperaturen stärker auswirken. Im weiteren Verlauf der Messung mit aktivierter Vorkonditionierung der Ladeluft

lässt sich ein erhöhter Wärmeeintrag ins Kühlsystem gegenüber der Referenzmessung nachweisen.

### 5.3.3 Ansaugluftvorkonditionierung und AGR-Rate

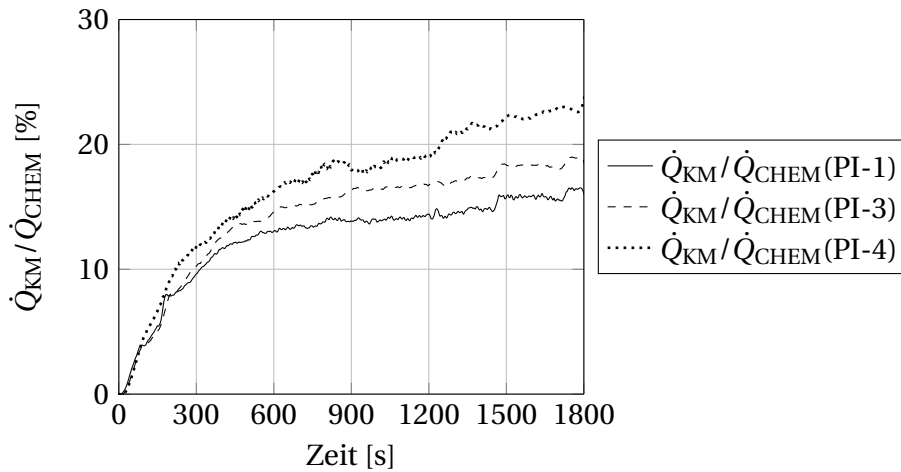
In einer weiteren Versuchsreihe soll nun die zuvor untersuchte Maßnahme zur Ladeluftvorkonditionierung in Kombination mit aktivierter Abgasrückführung (AGR) untersucht werden (PI-4). Wie in Abbildung 3.23 (links) ersichtlich ist, bietet der Einsatz von AGR gegenüber der reinen Ladeluftvorkonditionierung (PI-3) ein größeres Potential zur Steigerung des Kühlmittelwärmestroms. Aus diesem Grund wird eine frühestmögliche Aktivierung der AGR angestrebt.

Der Ladeluftwärmeübertrager selbst verursacht aufgrund seiner großen metallischen Oberflächen Wärmeverluste an die Umgebung. Vor diesem Hintergrund wird in der vorliegenden Messreihe das kühlmittelseitige Absperrventil des Ladeluftwärmeübertragers abhängig von der Ladelufttemperatur stromab des Wärmeübertragers gesteuert. Ab einer Temperatur von  $T_{L,LLK,a} = 30^{\circ}\text{C}$  wird das Ventil verschlossen und eine Durchströmung mit Kühlmittel unterbunden. Es wird erneut geöffnet, sobald die Lufttemperatur am Austritt des Wärmeübertragers auf  $15^{\circ}\text{C}$  abgesunken ist. Auf diese Weise soll zum einen die Gefahr der Kondensatbildung im Saugrohr reduziert und zum anderen die Oberflächenverluste an die Umgebung minimiert werden. Durch diese zweistufige Schaltung entstehen die in Abbildung 5.7 ersichtlichen Schwingungen der Ansauglufttemperatur in Messreihe PI-4. Ab ca. 200 Sekunden nach Motorstart wird der Versuchsmotor mit einer AGR-Rate von 30% betrieben. Erkennbar ist dies in Abbildung 5.8 durch den gesteigerten Wärmeeintrag ins Kühlsystem, der zu diesem Zeitpunkt einsetzt. Darüber hinaus steigen gegenüber der Messreihe mit reiner Ladeluft-Vorkonditionierung (PI-3) ab der AGR-Aktivierung auch die Ladelufttemperaturen an (Abbildung 5.7). Dies ist auf den steileren Gradienten der Kühlmitteltemperaturen in PI-4, verursacht durch die AGR, zurückzuführen. Gegen Ende der Messreihe liegt der normierte Kühlmittelwärmeeintrag um sechs Prozentpunkte höher als bei der Referenzmessung (PI-1). Gegenüber



**Abbildung 5.7:** Verlauf der Ladelufttemperatur  $T_{L,LLK,a}$  während der Aufheizmessungen (Tabelle 5.2)

der Versuchsreihe mit reiner Ladeluftvorkonditionierung wird eine Steigerung von vier Prozentpunkten erzielt.



**Abbildung 5.8:** Einfluss von Ladeluftvorkonditionierung und AGR auf den normierten Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}/\dot{Q}_{CHEM}$  (Tabelle 5.2)

## 5.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

Kapitel 5 untersucht das thermisch instationäre Verhalten des Dieselmotors am Motorprüfstand. Die untersuchten Parametersätze sind in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Da im Besonderen ein Konzept zur Verbesserung des

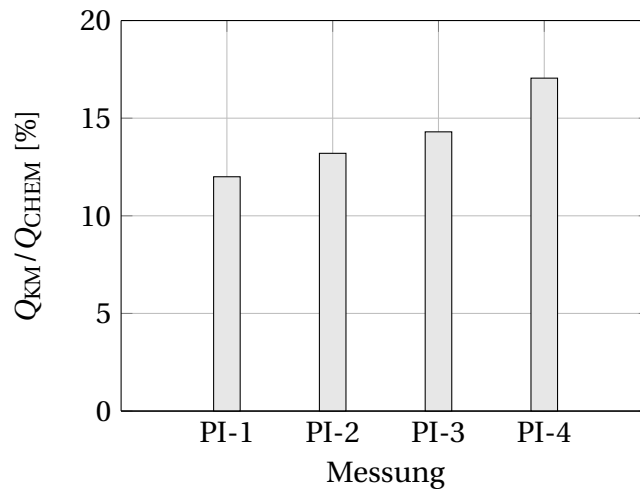
**Tabelle 5.3:** Zusammenfassung der untersuchten Betriebsparameter am Prüfstand (◦ unverändert, ↓ reduziert, ↑ gesteigert)

Messreihe	$dU/dt$	$\dot{Q}_{LLK}$	$r_{AGR}$
PI-1	◦	◦	◦
PI-2	↓	◦	◦
PI-3	◦	↓	◦
PI-4	◦	↓	↑

Kabinenaufheizverhaltens entwickelt wurde, wurden die Versuche an einem Motorprüfstand innerhalb einer Kältezelle durchgeführt. Zur Simulation des Gesamtfahrzeugverhaltens mit aktivierter Innenraumbeheizung am befeuerten Motorprüfstand wurde ein Prüfstands Aufbau entwickelt. Dazu gehört einerseits die Abbildung der Wärmeentnahme zur Kabinenbeheizung und andererseits die Berücksichtigung zeitlich abhängiger Verluste im Antriebsstrang eines Gesamtfahrzeugs. Konvektive Verluste über die Motoroberfläche aufgrund der im Fahrzeug herrschenden Motorraumdurchströmung konnten in diesen Versuchsreihen nicht untersucht werden. Dazu dienen die in Kapitel 6 beschriebenen Gesamtfahrzeugmessungen. Die Vorzüge der Simulation des Gesamtfahrzeugverhaltens am Motorprüfstand liegen zum einen in der umfangreichen messtechnischen Ausstattung, welche eine detaillierte Leistungsbilanzierung ermöglicht und Optimierungspotentiale offenbart. Zum anderen können die Prüfstandsmessungen während eines Entwicklungsprozesses bereits zu einem Zeitpunkt durchgeführt werden, zu dem das Gesamtfahrzeug noch nicht zur Verfügung steht. Entsprechend können bereits früh im Entwicklungsprozess die Weichen zur Einhaltung von Entwicklungszielen und gesetzlichen Vorschriften gestellt werden.

Die äußere Leistungsbilanz im Aufheizfall lässt einen erheblichen Einfluss der

thermischen Massen auf den zeitlichen Verlauf des Kühlmittelwärmestroms erkennen. Daraufhin wurde eine steuerbare Blende entwickelt, welche bei tiefen Kühlmitteltemperaturen die Abkopplung thermischer Massen erlaubt und somit das Aufheizverhalten begünstigt. Die verkürzte Aufheizdauer wurde auch experimentell nachgewiesen. In einem weiteren Schritt wurden die bereits im Verlaufe der thermisch stationären Untersuchungen betrachteten Maßnahmen im Aufheizfall beleuchtet. Dazu wurde eine Methode zur Ladeluftvorkonditionierung experimentell untersucht und in einer weiteren Messreihe auch mit AGR kombiniert (Tabelle 5.2). Ausgehend von der Refe-



**Abbildung 5.9:** Zusammenfassung der normierten Kühlmittelwärmeströme nach halbstündigem Prüfstandsbetrieb

renzmessung PI-1 wird in Messreihe PI-2 die Reduzierung der thermischen Massen umgesetzt. In Abbildung 5.9 werden die normierten Kühlmittelwärmeströme ( $\dot{Q}_{KM}/\dot{Q}_{CHEM}$ ) der halbstündigen Messreihen in integraler Form dargestellt (Gleichung 5.3).

$$\frac{Q_{KM}}{Q_{CHEM}} = \int_{t=0s}^{t=1800s} \frac{\dot{Q}_{KM} dt}{\dot{Q}_{CHEM}} dt \quad (5.3)$$

Darin wird in PI-2 eine Steigerung der normierten Kühlmittelwärmemenge um 1,2 Prozentpunkte nachgewiesen. Auch die in PI-3 untersuchte Ladeluftvorkonditionierung bestätigt den unter thermisch stationären Bedingungen nachgewiesenen Effekt dahingehend, dass eine reduzierte Wärmeabfuhr

am Ladeluftkühler nahezu vollständig dem Kühlmittelwärmestrom zugutekommt. Ein weiterer, überproportionaler Anstieg des normierten Kühlmittelwärmestroms kann durch die Kombination der Maßnahme PI-3 (+2,3 Prozentpunkte ggü. PI-1) mit aktivierter Abgasrückführung (PI-4) erzielt werden (+5,1 Prozentpunkte ggü. PI-1).

## **6 Thermisch instationäre Messungen am Gesamtfahrzeug**

Nach den Untersuchungen am Vollmotorprüfstand werden Aufheizmessungen am Gesamtfahrzeug durchgeführt. In diesem Schritt erweitert sich die Anzahl der Einflussfaktoren auf den Wärmehaushalt. Die entscheidenden Unterschiede zu den Motorprüfstandsmessungen sind dabei die thermischen Einflüsse der Motorraumdurchströmung und die Ankopplung der Kurbelwelle an den Gesamtantriebsstrang inkl. Getriebe, Antriebswellen, Radlager und Reifen.

### **6.1 Versuchsfahrzeug und Versuchsaufbau**

Als Versuchsfahrzeug kommt ein Mittelklassefahrzeug mit dem in Abschnitt 3.1 beschriebenen Antriebsaggregat zum Einsatz. Die an der Kurbelwelle abgegebene mechanische Leistung wird in ein Wandlerautomatikgetriebe weitergeleitet. Von dort aus erfolgt eine Leistungsverzweigung auf alle vier Räder. Das Klimagerät des Versuchsfahrzeugs sowie der darin integrierte Wärmeübertrager entsprechen den während der Prüfstandsmessungen genutzten Komponenten.

Um eine Vergleichbarkeit zwischen Prüfstands- und Fahrzeugmessungen zu gewährleisten, wird die messtechnische Ausstattung des Versuchsfahrzeugs entsprechend der Prüfstandsmesstechnik umgesetzt (Abschnitt 2.4.1). Ein Unterschied in der messtechnischen Ausstattung am Prüfstand und am Gesamtfahrzeug besteht im Verzicht auf die Erfassung der Rohemissionen, welche im Gesamtfahrzeugkontext nur mit unverhältnismäßig hohem Aufwand möglich ist.



Im Gegensatz zu den Messreihen am Vollmotorprüfstand ist eine messtechnische Erfassung des Drehmoments unmittelbar an der Kurbelwelle im Gesamtfahrzeug ebenfalls nicht ohne erheblichen Aufwand möglich. Alternativ besteht während der Messungen im Klimawindkanal die Option, die Gesamtzugkräfte der Achsen in Kombination mit der entsprechenden Drehzahl mit Hilfe der Prüfstandsrollen zu erfassen. Ein Rückschluss von der Fahrwiderstandsleistung auf die vom Motor an der Kurbelwelle abgegebene Leistung ist jedoch nicht statthaft, da gerade im Bereich tiefer Umgebungstemperaturen keine hinreichenden Informationen über die Verlustleistungen im Getriebe, in den Differentialen, den Radlagern und den Reifen zur Verfügung stehen. Somit wird ein unmittelbarer, messtechnisch erfassbarer Vergleich der effektiven Motorleistungen am Motorprüfstand und im Gesamtfahrzeug im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt.

Um dennoch vergleichbare Versuchsrandbedingungen zwischen Fahrzeug- und Prüfstandsmessungen zu erhalten, wird auf eine Einspritzmengenregelung zurückgegriffen, wie sie bereits in Abschnitt 5.1 beschrieben wird. Dabei wird der während der Basisaufheizmessung im Gesamtfahrzeug (GI-1) aufgezeichnete Einspritzmengenverlauf auf den Motorprüfstand übertragen. Einerseits ergibt sich daraus ein zeitlicher Verlauf der effektiven Motorleistung, der am Prüfstand über die Prüfstandsbremse erfasst wird und Grundlage für die Messreihen PI-2 bis PI-4 bildet. Andererseits wird in der Basisaufheizmessung am Gesamtfahrzeug (GI-1) entsprechend des Einspritzmengenverlaufs ein Drehmoment an Vorder- und Hinterachse erzeugt, das wiederum messtechnisch über die Rollen im Klimawindkanal aufgezeichnet wird.

Die während der Messung GI-1 erfasste Zugkraft an Vorder- und Hinterachse wird für die weiteren Aufheizmessungen am Gesamtfahrzeug als Sollwertvorgabe eingestellt. Somit kann auch während der Messungen am Gesamtfahrzeug der Einfluss der einzelnen Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch erfasst werden. Diese Vorgehensweise beruht auf der Annahme, dass die Wirkungsgrade im Antriebsstrang zwischen Kurbelwelle und Radauflandpunkt von den jeweils untersuchten innermotorischen Betriebs-

parametern unabhängig sind. Grundlage für die nachfolgend betrachteten Fahrversuche bildet eine halbstündige Konstantfahrt mit  $v_{\text{FZG}}=50\text{km/h}$  bei einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{UMG}}=-20^\circ\text{C}$  in Anlehnung an die VDA Richtlinie 220 [67]. Dazu wird das Fahrzeug auf einen zweiachsigen Rollenprüfstand aufgespannt und mit einer Windgeschwindigkeit entsprechend der Fahrgeschwindigkeit umströmt. Die im realen Fahrbetrieb auftretende Luftwiderstands- und Beschleunigungsleistung wird durch eine über die Prüfstandsrollen erzeugte Bremsleistung simuliert. Die Bestimmung der erforderlichen Bremsleistung erfolgt auf Basis fahrzeugspezifischer Parameter gemäß Gleichung 6.1 und Gleichung 6.2.

$$P_{\text{LW}} = \frac{\rho_L}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot v^3 \quad (6.1)$$

$$P_{\text{B}} = m_{\text{FZG}} \cdot a \cdot v \quad (6.2)$$

Der Leistungsbedarf zur Beschleunigung der rotierenden Massen (Räder, Motor, etc.) sowie der Rollwiderstand der Reifen werden nicht im Bremsmoment der Prüfstandsrolle berücksichtigt, da diese Faktoren bereits durch das Antreiben der Reifen und des Motors direkt auf die Kurbelwelle wirken. Während die Beschleunigungsleistung der rotierenden Massen in den untersuchten Betriebspunkten mit konstanter Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit keinen sensitiven Einfluss auf das Ergebnis erwarten lässt und deshalb an dieser Stelle vernachlässigt wird, bildet die Rollwiderstandsleistung (Gleichung 6.4) gerade bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten den größten Anteil an der gesamten Fahrwiderstandsleistung (Gleichung 6.5). Zu berücksichtigen ist ferner, dass bei Untersuchungen am Rollenprüfstand der Einfluss der Oberflächenkrümmung der Rolle auf den Rollwiderstand nicht vernachlässigt werden kann. Auch der Einfluss der tiefen Umgebungstemperatur im Klimawindkanal ist zwingend zu berücksichtigen.

Nach Unrau [66] kann der Rollwiderstandsbeiwert auf gekrümmten Fahrbahnoberflächen in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur wie folgt bestimmt werden:

$$f_{\text{R}}(25^\circ\text{C}) = f_{\text{R}}(T_{\text{UMG}}) \cdot [1 + (K_{\text{T}} \cdot (T_{\text{UMG}} - 25^\circ\text{C}))] \quad (6.3)$$

Entsprechend DIN18164 [37] kann  $K_{\text{T}} = 0,01$  angenommen werden. Unter der gegebenen Voraussetzung, dass  $f_{\text{R}}(25^\circ\text{C}) = 39\text{N}$  bei der Radaufstands-

kraft des Versuchsfahrzeugs von 4826N ist, ergibt sich bei einer Umgebungstemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  eine Rollwiderstandskraft von 71N. Entsprechend berechnet sich der Rollwiderstandsbeiwert bei genannter Radaufstandskraft zu  $f_{\text{R}}(-20^{\circ}\text{C}) = 0,015$ .

$$P_{\text{RW}} = m_{\text{FZG}} \cdot f_{\text{R}} \cdot v \cdot g \quad (6.4)$$

$$P_{\text{FW}} = P_{\text{LW}} + P_{\text{B}} + P_{\text{RW}} \quad (6.5)$$

Die für die Untersuchungen angesetzten Fahrzeugbetriebsparameter sind Tabelle 6.1 zu entnehmen. Der Rollwiderstandsbeiwert wird entsprechend [66] ermittelt.

**Tabelle 6.1:** Fahrzeugbetriebsparameter während der Aufheizmessungen

Parameter	Wert
$c_w$	0,28
$A$	2,2 m <sup>2</sup>
$m_{\text{FZG}}$	1765 kg
$f_{\text{R}}$	0,015
$g$	9,81 m s <sup>-2</sup>

Die Bestimmung der Wärmeentnahme am Heizungswärmeübertrager folgt Gleichung 5.2. Dazu wird das Frischluftgebläse im Frischluftbetrieb mit konstanter Drehzahl und unveränderten Klappenstellungen innerhalb des Klimagerätes betrieben.

## 6.2 Leistungsbilanz im Gesamtfahrzeug und am Prüfstand

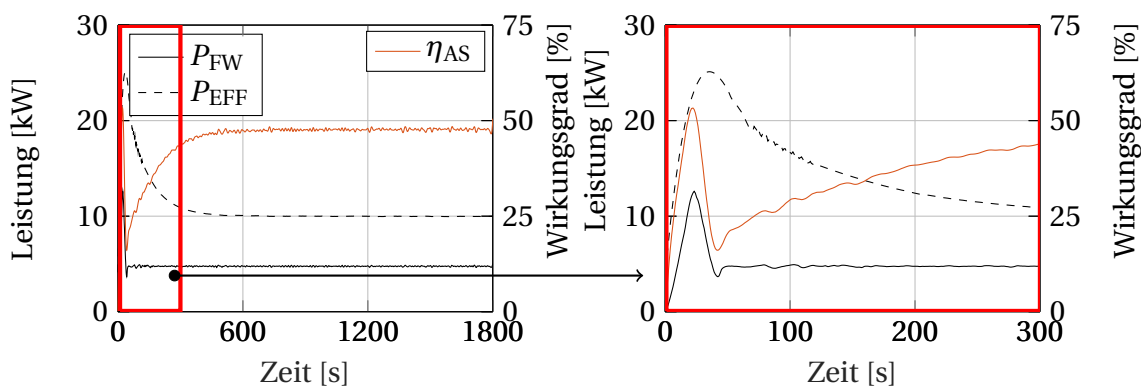
Mit dem Versuchsfahrzeug wird eine Referenzmessung (GI-1) durchgeführt, auf deren Basis die Einflüsse einzelner Maßnahmen bewertet werden können. Die Motorbetriebsparameter in GI-1 werden in Tabelle 5.1 beschrieben.

Um die Ergebnisse der Prüfstands- und Fahrzeugmessungen vergleichen zu können, muss während jeder Messung die gleiche effektive Leistung an

der Kurbelwelle anliegen. Dazu wurde der in GI-1 erfasste zeitliche Verlauf der Einspritzparameter als Sollwertvorgabe auf PI-1 übertragen. Aus dieser Prämisse abgeleitet wird die Annahme getroffen, dass während der Messung GI-1 der zeitliche Verlauf der in PI-1 messtechnisch erfassten effektiven Leistung an der Getriebeeingangswelle anliegt. Diese Abschätzung ermöglicht eine Leistungsbilanzierung am Gesamtantriebsstrang. Formal beschrieben werden kann dieser Zusammenhang über den Wirkungsgrad des Antriebsstranges  $\eta_{AS}$  (Gleichung 6.6).

$$P_{FW} = \eta_{AS} \cdot P_{EFF} \quad (6.6)$$

Der zeitliche Verlauf des Fahrwiderstands  $P_{FW}$  in Messreihe GI-1 lässt sich mit Hilfe der in Gleichung 6.5 beschriebenen Zusammenhänge ermitteln. Die effektive Motorleistung am Getriebeeingang  $P_{EFF}$  wird aus Messreihe PI-1 abgeleitet. Entsprechend kann ein zeitlich veränderlicher Wirkungsgrad  $\eta_{AS}$  am Antriebsstrang berechnet werden (Abbildung 6.1). Zu Beginn der



**Abbildung 6.1:** Fahrwiderstandsleistung  $P_{FW}$ , effektive Motorleistung  $P_{EFF}$  und Wirkungsgrad des Antriebsstrangs  $\eta_{AS}$  in der Aufheizmessung GI-1

Messung beschleunigt das Versuchsfahrzeug mit moderater Beschleunigung von maximal  $0,5 \text{ m/s}^2$  auf eine Endgeschwindigkeit von  $50 \text{ km/h}$ .

Ähnlich gestaltet sich auch der zeitliche Verlauf der effektiven Motorleistung, welche am Prüfstand erfasst wurde. Die Beschleunigungsphase ist ebenfalls gekennzeichnet durch eine Lastspitze, welche im weiteren Verlauf

der Messung auf ein stationäres Niveau abklingt. Aus den beiden beschriebenen Verläufen kann der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs abgeleitet werden. Dabei ist zu beachten, dass der berechnete Wirkungsgrad während der Beschleunigungsphase in seiner Aussagekraft beschränkt ist. Ursächlich dafür ist einerseits, dass die während der Beschleunigungsphase auftretenden Schaltvorgänge im Fahrzeuggetriebe am Prüfstand nicht abgebildet werden. Dadurch entstehen am Prüfstand keine Lastunterbrechungen und folglich abweichende Bedingungen zum Gesamtfahrzeugverhalten. Andererseits werden die Trägheiten der rotierenden Massen im Antriebsstrang in der Bestimmung der Fahrwiderstandsleistung nicht berücksichtigt. Aussagefähig werden die Ergebnisse des Antriebsstrangwirkungsgrades mit Abschluss der Beschleunigungsphase nach ca. 40 Sekunden Versuchsdauer (Abbildung 6.1 rechts). Zu diesem Zeitpunkt wird auch das lokale Minimum von  $\eta_{AS} = 17\%$  erreicht. Von da an steigt der Wirkungsgrad kontinuierlich an, bis bei einem Wert von 48% ein stationäres Niveau erreicht wird.

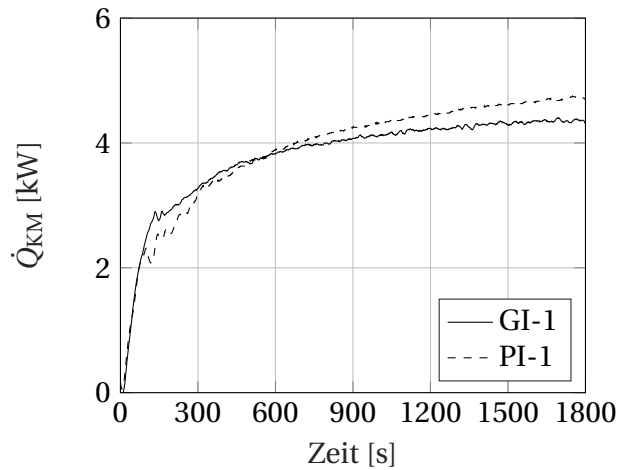
Ursächlich für den zunächst instationären Verlauf des Wirkungsgrades ist neben den temperaturbedingten Reibungsphänomenen auch die geöffnete Wandlerüberbrückungskupplung, welche erst 150 Sekunden nach Messbeginn geschlossen wird. Letztendlich ist festzustellen, dass ein zeitabhängiger Anstieg des Wirkungsgrades messbar ist, der maximal erzielte Wert unter den gegebenen Bedingungen trotzdem große Verbesserungspotentiale aufweist. Dieser Aspekt wird jedoch entsprechend der Fokussierung auf das Verhalten des Antriebssaggregats im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter beleuchtet. Im Hinblick auf die absolut ins Kühlsystem übertragene Wärmemenge sind Effizienzverbesserungen am Antriebsstrang im Auge zu behalten, da steigende Wirkungsgrade mit sinkenden effektiven Motorleistungen und entsprechend auch sinkenden Kühlmittelwärmeströmen verbunden sind.

Ob die am Vollmotorprüfstand gemessenen Kühlmittelwärmeströme mit denen im Gesamtfahrzeug vergleichbar sind, zeigt eine Gegenüberstellung der beiden Basismessungen PI-1 und GI-1. Da die jeweiligen Basismessungen mit identischen Einspritzmengen und -parametern durchgeführt wurden, können etwaig auftretende Unterschiede in erster Linie auf die veränderte

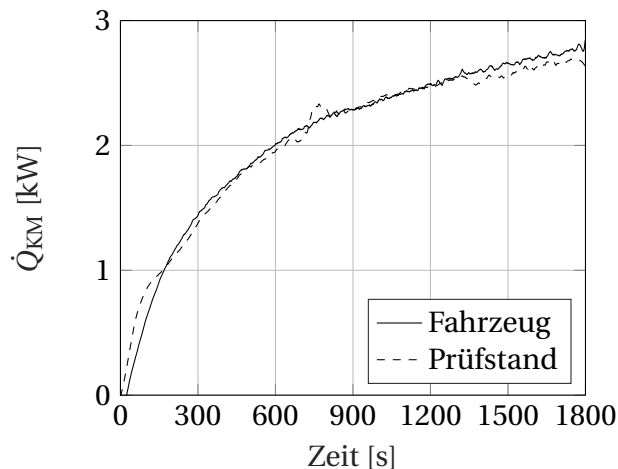
Umströmungssituation im Motorraum zurückgeführt werden. In den Messungen PI-1 und GI-1 werden über die gesamte Messdauer die gleichen Wärmemengen am Ladeluftwärmeübertrager abgeführt. Um die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmessungen im Hinblick auf den absoluten Wärmestrombedarf von Fahrzeugkabinen (Abbildung 2.2) bewertbar zu machen, erfolgt die Darstellung der Messergebnisse von nun an nicht mehr normiert auf den über den Kraftstoff eingebrachten, chemisch gebundenen Energiestrom, sondern in absoluter Form.

Abbildung 6.2 zeigt den Verlauf des Kühlmittelwärmestroms in den Basismessungen GI-1 bzw. PI-1. Im Verlauf der ersten 300s beider Messungen liegt der aufgezeichnete Wärmestrom am Motorprüfstand unterhalb der Fahrzeugmessung. Erklärt werden kann das Verhalten dadurch, dass während dieser Zeit der Kühlmittelvolumenstrom über den Heizungswärmeübertrager am Prüfstand knapp unterhalb des Sättigungsniveaus des Wärmeübertragers liegt. Dies wird verursacht durch die Position des Wärmeübertragers am Prüfstand, welcher aus konstruktiven Gründen im Vergleich zur Position im Fahrzeug um 90° gedreht erfolgen muss. Durch die in Folge steigenden Druckverluste im Heizungspfad ergeben sich bei niedrigen Kühlmitteltemperaturen und entsprechend geringen Viskositäten im Kühlmittel Volumenströme, die den Sättigungspunkt im Wärmeübertrager knapp unterschreiten. Mit steigenden Kühlmitteltemperaturen wird das Sättigungsniveau erreicht und die Wärmeströme zwischen Prüfstand und Fahrzeug werden vergleichbar. Ab ca. 600 Sekunden Versuchsdauer wächst der Unterschied auf bis zu 400W an, was auf die unterschiedlichen konvektiven Oberflächenverluste, verursacht durch die Motorraumdurchströmung im Fahrzeug, zurückgeführt wird.

Um diese Folgerung zu bestätigen, werden in einer separaten Versuchsreihe Aufheizmessungen im Leerlauf ohne Umströmung sowohl im Prüfstand als auch im Gesamtfahrzeug durchgeführt. Die Bestimmung der Wärmeentnahme folgt Gleichung 5.1. Wie Abbildung 6.3 entnommen werden kann, sind während dieser Messung keine nennenswerten Unterschiede im Aufheizverhalten festzustellen, was die vorherige Argumentation bzgl. der höheren konvektiven Verluste in GI-1 unterstreicht.



**Abbildung 6.2:** Vergleich der Kühlmittelwärmeströme am Motorprüfstand (PI-1) und am Gesamtfahrzeug (GI-1)



**Abbildung 6.3:** Vergleich der Kühlmittelwärmeströme am Motorprüfstand und am Gesamtfahrzeug im Leerlauf ohne Umströmung

Bezogen auf die erforderlichen Wärmeströme zur Beheizung der Fahrzeugkabine ist festzustellen, dass die unter den gegebenen Bedingungen berechneten Zielwerte für die Kabinenaufheizung gemäß Abschnitt 2.3 nach halbstündiger Fahrt um etwa 4kW verfehlt werden. Demnach kann dieses

Aggregat nicht ohne weitere Maßnahmen zur Kabinenbeheizung im Fahrzeug eingesetzt werden.

### 6.3 Parameterstudie

Ausgehend von der Untersuchung GI-1 werden in den nachfolgenden Abschnitten verschiedene Betriebs- und Umgebungsparameter im Aufheizfall variiert. In einem ersten Schritt wird dabei der Einfluss der konvektiven Oberflächenverluste - verursacht durch die Motorraumdurchströmung - bestimmt. Der darauffolgende Abschnitt bezieht sich auf die Auswirkung elektrischer Heizelemente auf die äußere Leistungsbilanz im Gesamtfahrzeug. Abschließend werden die bereits am Motorprüfstand untersuchten Maßnahmen zur Ansaugluftvorkonditionierung mit und ohne aktivierter Abgasrückführung im Gesamtfahrzeug bewertet. Die wichtigsten Systemeinstellungen während der Messreihen können Tabelle 6.2 entnommen werden:

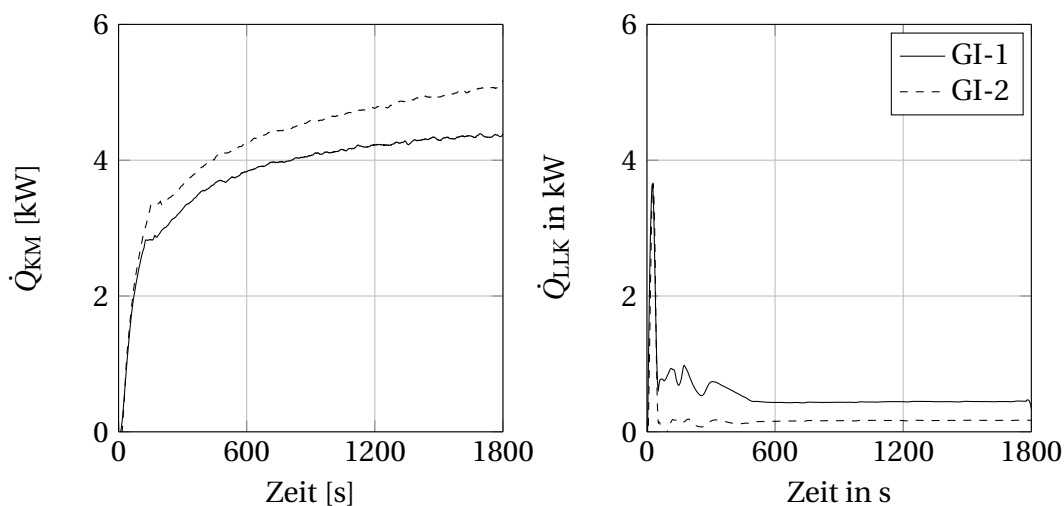
**Tabelle 6.2:** Versuchsrandbedingungen während der Aufheizmessung am Gesamtfahrzeug

Messreihe	Motorraumdurchströmung	Elektr. Verbraucher	LLK-Konzept	AGR
GI-1	nicht abgesperrt	deaktiviert	direkt	deaktiviert
GI-2	abgesperrt	deaktiviert	direkt	deaktiviert
GI-3	nicht abgesperrt	aktiviert	direkt	deaktiviert
GI-4	abgesperrt	deaktiviert	indirekt	deaktiviert
GI-5	abgesperrt	deaktiviert	indirekt	aktiviert



### 6.3.1 Einfluss konvektiver Wärmeverluste

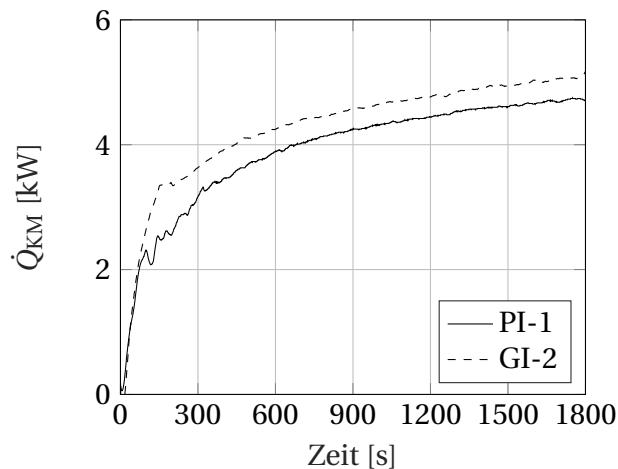
In Messreihe GI-2 wird der Einfluss der konvektiven Wärmeverluste des Antriebsaggregats auf die äußere Leistungsbilanz im Gesamtfahrzeugkontext untersucht. Dazu wird gegenüber Messreihe GI-1 der gesamte Luftmassenstrom durch den Motorraum durch einen vollständigen Verschluss des Ziergitters unterbunden. Die restlichen Betriebsparameter werden aus Messreihe GI-1 übernommen. Neben der konvektiven Wärmeabgabe der Motoroberfläche, welche bereits im vorangegangenen Abschnitt untersucht wurde, wird auch der Luftdurchsatz durch den direkten Ladeluftkühler minimiert. Entsprechend werden zusätzlich die dort anfallenden Wärmeverluste an die Umgebung reduziert. Praktisch realisiert werden kann dies beispielsweise durch den Einsatz einer Kühlerjalousie. Abbildung 6.4 zeigt die Unterschiede zwischen Messreihe GI-1 und GI-2 im Hinblick auf den ins Kühlmittel eingetragenen Wärmestrom (links) und den am Ladeluftkühler an die Umgebung abgeführten Wärmestrom (rechts). Durch Absperrung des Luftmassenstroms kann



**Abbildung 6.4:** Einfluss eines reduzierten Kühlluftmassenstroms

im untersuchten Betriebspunkt der Kühlmittelwärmestrom nach halbstündiger Fahrt um 800W auf mehr als 5kW gesteigert werden. Der am Ladeluftkühler abgeführte Wärmestrom wird von ca. 300W um knapp 200W reduziert. Gemäß den Erkenntnissen aus Abschnitt 3.4.4 ist davon auszugehen, dass dieser

Wärmestrom ins Kühlsystem eingetragen wird. Die verbleibende Differenz im Kühlmittelwärmestrom zwischen GI-1 und GI-2 wird auf die verringerte Wärmeabgabe über die Motoroberfläche zurückgeführt. Erwähnenswert ist der Unterschied zwischen den Messungen PI-1 und GI-2 (Abbildung 6.5). Beide Messungen werden ohne Umströmung durchgeführt. Jedoch verbleibt zwischen den in PI-1 und GI-2 erfassten Kühlmittelwärmeströmen eine Differenz von ca. 400W nach 30 Minuten Versuchsdauer.



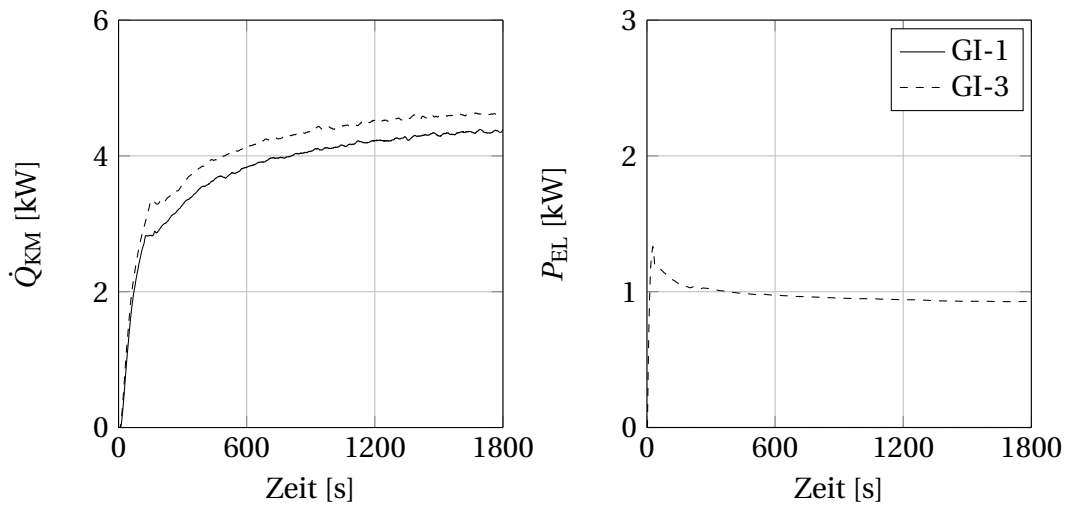
**Abbildung 6.5:** Vergleich der Kühlmittelwärmeströme am Motorprüfstand (PI-1) und am Gesamtfahrzeug (GI-2)

Ein Teil dieser Differenz ist auf die unterschiedlichen Wärmeströme am Ladeluftkühler zurückzuführen. Während in Messung PI-1 am Prüfstand eine konstante Ladelufttemperatur von  $-20^{\circ}\text{C}$  eingestellt wird, ergibt sich durch die in GI-2 gegenüber GI-1 reduzierte Kühlluftdurchströmung eine geringere Wärmeabfuhr am Ladeluftwärmeübertrager an die Umgebung. In Konsequenz ist auch gegenüber GI-1 ein steigender Kühlmittelwärmestrom zu erwarten, der nicht auf veränderte Oberflächenwärmeströme zurückgeführt werden kann. Gemäß der in Abbildung 6.4 dargestellten Ergebnissen ist davon auszugehen, dass sich der Einfluss in der Größenordnung von 200W beläuft. Dieser Argumentation folgend verbleibt ein Unterschied im Kühlmittelwärmestrom zwischen den Messungen PI-1 und GI-2, welcher mit dem gegebenen Messaufbau nicht näher untersucht werden kann. Der Vollständigkeit halber

wird an dieser Stelle auf mögliche Einflüsse hingewiesen: Zur Konditionierung der Prüfwelle des Motorprüfstands wird eine Lüftungsanlage eingesetzt, deren geringfügige Luftzirkulation die Strömungsgeschwindigkeit der Umgebungsluft an der Motoroberfläche beeinflusst. Dabei kann nicht sichergestellt werden, dass die Umströmungssituation am Prüfstand jener im Fahrzeug mit verschlossenem Ziergitter entspricht. Hinzu kommt, dass sowohl die im Versuchsfahrzeug als auch die am Motorprüfstand eingesetzte Messtechnik von Messtoleranzen beeinflusst wird, die wiederum Einfluss auf das berechnete Ergebnis nehmen. Ferner kann in den Messaufbauten PI-1 und GI-2 nicht sichergestellt werden, dass die Lufttemperatur im Umfeld der Motoroberfläche vergleichbaren Bedingungen unterliegt. Während der Prüfstandsmotor frei in einer Zelle steht, wird der Motor im Versuchsfahrzeug in unmittelbarer Nähe von isolierenden Flächen umgeben. Somit können lokale Wärmeübergangskoeffizienten und damit die lokal auftretenden Oberflächenwärmeströme in nicht messtechnisch erfassbarem Rahmen differieren.

### **6.3.2 Belastung durch elektrische Heizelemente**

In Messreihe GI-3 wird der Einfluss elektrischer Heizelemente auf den Kühlmittelwärmestrom im Gesamtfahrzeug untersucht. Entsprechend der Fahrzeugeinstellungen in Messreihe GI-1 wird das Antriebsaggregat durch den Einsatz eines elektrischen Zuheizelements im Klimagerät (PTC) mit einer zusätzlichen elektrischen Last beaufschlagt (Abbildung 6.6 rechts). Hier zeigt sich auch das charakteristische Verhalten des PTC-Heizelements, welches in Abhängigkeit der Temperatur der Keramiksteine seinen Leistungsbedarf regelt. Entsprechend Abbildung 6.6 (links) finden sich etwa 30% der elektrischen Leistung zusätzlich in Form eines Kühlmittelwärmestroms wieder. Dieser Anteil fällt dabei etwas geringer aus als in Messreihe 5 (Abschnitt 3.4.5) im thermisch stationären Fall prognostiziert. Begründet werden kann dieses Verhalten mit den unterschiedlichen Motordrehzahlen während der beiden Untersuchungen. Während in Messreihe 5 die effektive Leistung am Getriebeeingang von 10kW bei einer Drehzahl von  $1000\text{min}^{-1}$  erzeugt wird, so geschieht dies in der Aufheizmessung GI-3 bei einer Motordrehzahl von  $1250\text{min}^{-1}$ . In beiden Fällen muss die zusätzliche elektrische Belastung durch eine Momen-

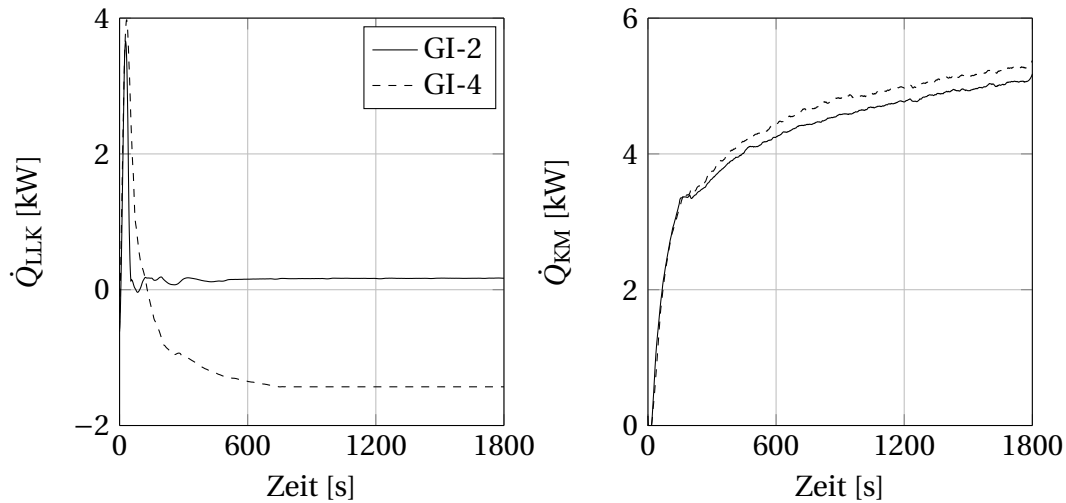


**Abbildung 6.6:** Einfluss elektrischer Verbraucher auf den K hlmittelw rme-  
strom

tenanhebung erfolgen. In Folge des formellen Zusammenhangs aus Drehzahl, Drehmoment und Leistung muss bei gleicher elektrischer Zusatzbelastung die Momentenanhebung in Messreihe 5 um den Faktor 1,25 höher als die erforderliche Anhebung in Messreihe GI-3 ausfallen. Wie aus Abbildung 3.2 entnommen werden kann, besteht bei dem untersuchten Antriebsaggregat im genannten Betriebsbereich ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen K hlmittelw rme-  
strom und Motormoment. Aus diesem Grund existiert ein motordrehzahlabh ngiger Unterschied im zusätzlichen K hlmittelw rme-  
strom aufgrund einer Belastung durch Nebenaggregate. Zudem ist ein Einfluss aufgrund drehzahlabhängiger Wirkungsgradunterschiede im Generator nicht auszuschließen.

### 6.3.3 Ansaugluftvorkonditionierung

Ausgehend von Messreihe GI-2, in der die Wechselwirkung zwischen Kühlluftmassenstrom und Kühlmittelwärmestrom untersucht wurde, wird in Messreihe GI-4 die Ansaugluftvorkonditionierung umgesetzt, die bereits in Abschnitt 5.3.2 beschrieben wird. Der Fahrzeugaufbau entspricht dabei Abbildung 5.5. Der zeitliche Verlauf des am Ladeluftkühler übertragenen Wärmestroms ist in Abbildung 6.7 (links) dargestellt. Während in Messreihe GI-2 mit direktem Ladeluftkühlungskonzept der Wärmestrom  $\dot{Q}_{LLK}$  unmittelbar an die Umgebung abgeführt wird, erfolgt in Messreihe GI-4 eine Beheizung der angesaugten Frischluft durch das Motorkühlmittel. Charakteristisch ist in beiden Messreihen, dass der zu Beginn der Messungen am Ladeluftkühler abgeführte Wärmestrom deutlich über dem stationären Wert liegt. Ursächlich dafür ist die Beschleunigungsphase, welche aufgrund der dort herrschenden Lastanforderungen erhöhte Ladedrücke erforderlich macht. In Folge ergeben sich während dieser Phase Ladelufttemperaturen, welche deutlich über den Werten während der Konstantfahrt liegen. In Messreihe GI-2 entsteht somit ein hohes treibendes Temperaturgefälle zwischen Ansaugluft und Umgebungstemperatur, was zu einem Anstieg des abgeführten Wärmestroms führt. Auch in Messreihe GI-4 steigt die Lufttemperatur am Verdichteraustritt während der Beschleunigungsphase sehr schnell an. Da die Medientemperaturen im Fahrzeug zu Beginn der Messung auf Umgebungstemperaturniveau ( $T_{UMG} = -20^{\circ}\text{C}$ ) liegen und die Kühlmitteltemperatur zu Messbeginn auf die Beschleunigungsphase träger reagiert als die Ladelufttemperatur, kann während dieser Zeit ein Wärmestrom von der Ladeluft zum Kühlmittel übertragen werden. Nach zwei Minuten Fahrzeit kehrt sich das treibende Temperaturgefälle um, worauf eine Beheizung der Ladeluft folgt. Im thermisch stationären Betrieb wird die Ladeluft mit 1,5kW vom Kühlmittel beheizt. Abbildung 6.7 (rechts) zeigt den Einfluss der Ladeluftvorkonditionierung auf den Kühlmittelwärmestrom. Dabei liegt der in Messreihe GI-4 erzielte Wert ab der Aktivierung der Wandlerüberbrückung 200W über dem in Messreihe GI-2 erzielten Ergebnis. Bemerkenswert ist, dass, wie bereits unter thermisch stationären Bedingungen prognostiziert, der reduzierte Wärmeverlust vollständig im Kühlmittelwärmestrom wiederzufinden ist. Auf diese Weise wirkt sich auch die



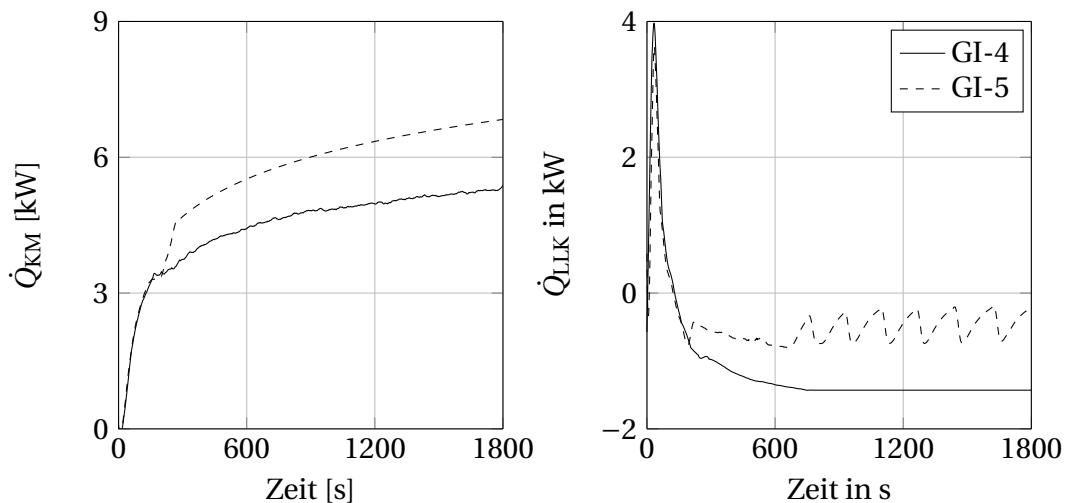
**Abbildung 6.7:** Einfluss der Ladeluftvorkonditionierung ohne Abgasrückführung auf den Wärmestrom am Ladeluftkühler  $\dot{Q}_{LLK}$  (links) und den Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  (rechts)

in Messreihe GI-4 umgesetzte Luftheizung mittels Kühlmittel nicht nachteilig auf den eingetragenen Kühlmittelwärmestrom aus. Vielmehr bietet dieses Konzept die Grundlage für die nachfolgenden Untersuchungen mit aktivierter Abgasrückführung.

#### 6.3.4 Ansaugluftvorkonditionierung und AGR-Rate

In Messreihe GI-5 wird das in Abschnitt 5.3.3 entwickelte Verfahren zur Ladeluftvorkonditionierung in Kombination mit der ungekühlten Abgasrückführung untersucht. Während der ersten 200 Sekunden Messdauer wird aufgrund zu niedriger Lufttemperaturen stromab des Ladeluftwärmeübertragers und entsprechender Kondensatbildungsgefahr auf den Einsatz von AGR verzichtet. Aus diesem Grund ergeben sich in diesem Zeitraum keine Unterschiede zwischen Messreihe GI-4 und GI-5 in den in Abbildung 6.8 dargestellten Wärmeströmen. Dies gilt sowohl für den Kühlmittelwärmestrom als auch für den Wärmestrom am Ladeluftwärmeübertrager. Ab einer Lufttemperatur von  $10^{\circ}\text{C}$  und einer Abgastemperatur von etwas mehr als  $200^{\circ}\text{C}$  wird eine konstante AGR-Rate von 30% aktiviert. Erkennbar ist dies am zeitlichen Verlauf

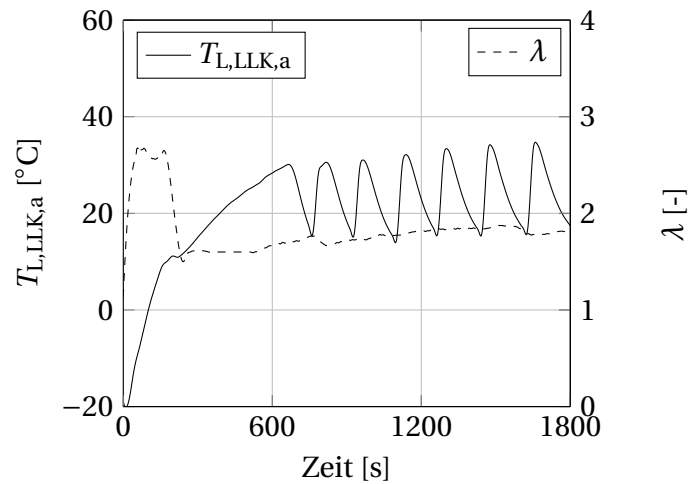
des Verbrennungsluftverhältnisses in Abbildung 6.9. Durch die Aktivierung der Abgasrückführung wird in Messreihe GI-5 auch der angesaugte Frischluftmassenstrom reduziert, was sich wiederum im Wärmestrom  $\dot{Q}_{LLK}$  bemerkbar macht. Die angesaugte Frischluft entzieht ab diesem Zeitpunkt weniger Wärme aus dem Kühlsystem.



**Abbildung 6.8:** Einfluss der Ladeluftvorkonditionierung mit Abgasrückführung auf den Kühlmittelwärmestrom  $\dot{Q}_{KM}$  (links) und den Wärmestrom am Ladeluftkühler  $\dot{Q}_{LLK}$  (rechts)

Ab einer Lufttemperatur von 30°C stromab des Ladeluftwärmeübertragers wird die Beheizung der Ladeluft durch einen Verschluss des elektrischen Ventils im Kühlsystem zeitweise unterbunden (Abbildung 5.5), um die thermische Bildung von Stickoxiden durch hohe Ansaugtemperaturen nicht weiter zu fördern. Sobald die Lufttemperatur stromab des Ladeluftwärmeübertragers auf 10°C abgesunken ist, wird eine erneute Heizphase aktiviert. Für zukünftige Untersuchungen ist eine stufenlose Regelung des Kühlmittelvolumenstroms zu empfehlen, um eine Glättung des zeitlichen Verlaufs der Ansauglufttemperatur zu erzielen.

Der Kühlmittelwärmestrom kann mit der gezeigten Maßnahme nach halbstündiger Fahrt um 35% gegenüber Messreihe GI-4 gesteigert werden. Dies



**Abbildung 6.9:** Lufttemperatur  $T_{L,LLK,a}$  stromab des Ladeluftkühlers und Verbrennungsluftverhältnis während Messung GI-5

bestätigt auch die Erkenntnisse aus Abschnitt 3.4.3 (Messreihe 3). Mit Hilfe dieser Maßnahmen (AGR und Ladeluftvorkonditionierung) wird im thermisch stationären Betrieb der erforderliche Wärmestrom zur Beheizung der Fahrzeugkabine (Abschnitt 2.3) erreicht.



## 6.4 Zusammenfassung der Ergebnisse

In Kapitel 6 wurde die Wirksamkeit verschiedener Motorbetriebsstrategien (Tabelle 6.3) im Gesamtfahrzeugkontext untersucht. Der Versuchsaufbau war an die Prüfbedingungen der VDA Norm 220 [67] angelehnt und entspricht einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 50km/h bei einer Umgebungstemperatur von -20°C. Die Versuchsdurchführung erfolgte bei reproduzierbaren Umgebungsbedingungen in einem Klimawindkanal.

**Tabelle 6.3:** Zusammenfassung der untersuchten Betriebsparameter am Gesamtfahrzeug (◦ unverändert, ↓ reduziert, ↑ gesteigert)

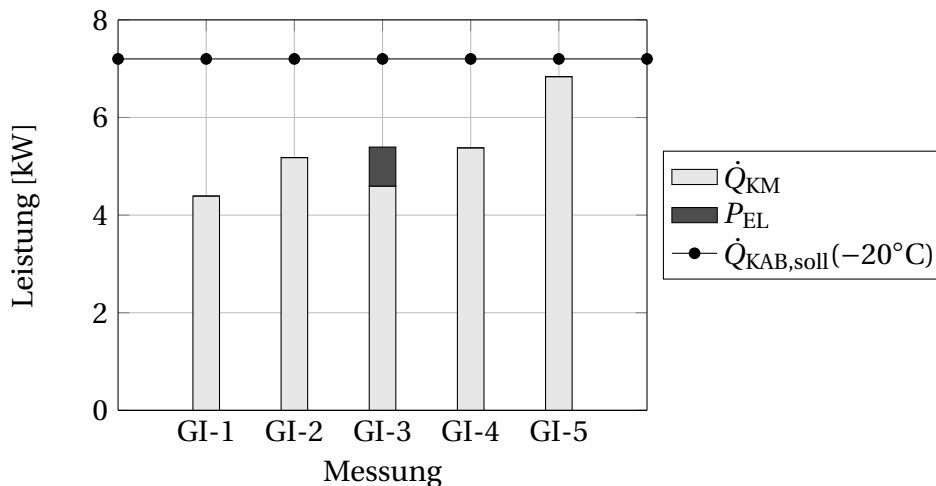
Messreihe	$\dot{Q}_{\text{REST}}$	$P_{\text{EL}}$	$\dot{Q}_{\text{LLK}}$	$r_{\text{AGR}}$
GI-1	◦	◦	◦	◦
GI-2	↓	◦	◦	◦
GI-3	◦	↑	◦	◦
GI-4	↓	◦	↓	◦
GI-5	↓	◦	↓	↑

Zunächst wurde das thermische Verhalten des Dieselmotors bei gleichen Motorbetriebsparametern am Prüfstand und im Gesamtfahrzeug verglichen. Vorrangig wurden hierbei unterschiedliche konvektive Verluste aufgrund des Luftmassenstroms im Fahrzeug festgestellt. Dabei lag der im Fahrzeug über die Motoroberfläche an die Umgebung abgeführte Wärmestrom 400W über dem Niveau am Motorprüfstand, was im stationären Betrieb ca. 10% des Kühlmittelwärmestroms entspricht.

In einem weiteren Schritt wurden die Wirkungsgradverluste im Antriebsstrang zwischen Getriebeeingang und Radaufstandspunkt im Gesamtfahrzeug untersucht. Der Wirkungsgrad des Antriebsstrangs zeigte ab Motorstart einen kontinuierlich steigenden Verlauf, erreichte jedoch unter den genannten Umgebungsbedingungen zu keinem Zeitpunkt mehr als 50%, was Optimierungspotentiale offenbarte.

Nach Diskussion der wesentlichen Unterschiede im thermischen Verhalten zwischen Prüfstand und Fahrzeug wurden die bereits in Kapitel 5 beschriebenen Maßnahmen im Fahrzeug umgesetzt und im Hinblick auf die absolut ins Kühlmittel freigesetzte Wärmeleistung bewertet. Die untersuchten Parameter (Oberflächenverluste, Einsatz elektrischer Verbraucher, Ladeluftkonditionierung und Abgasrückführung) sind in Tabelle 6.3 dargestellt.

Abbildung 6.10 stellt zusammenfassend die aus den untersuchten Maßnahmen resultierenden Kabinenwärmeströme nach halbstündiger Fahrt gegenüber. In dieser Darstellung werden die Ergebnisse mit dem in Abschnitt 2.3 berechneten Soll-Wärmestrom  $\dot{Q}_{KAB,soll}$  für die untersuchte Fahrzeugkabine verglichen.



**Abbildung 6.10:** Zusammenfassung der Kühlmittelwärmeströme  $\dot{Q}_{KAB}$  nach halbstündiger Fahrphase

Letztendlich zeigt sich, dass durch eine Kombination der untersuchten Maßnahmen die Unterdeckung der Leistungsanforderung für Heizleistung von 3kW auf 200W reduziert werden kann. Entsprechend ist für eine schnelle Aufheizung der Kabine Folgendes zu empfehlen:

- vollständige Absperrung der Kühlluft
- Beheizung der Ansaugluft
- maximal mögliche Abgasrückführungsrate

## 7 Zusammenfassung

Moderne Dieselfahrzeuge stehen immer öfter in der Kritik, nur unzureichend Wärme zur Beheizung der Fahrgastzelle zur Verfügung zu stellen. Ziel der vorliegenden Arbeit waren die Analyse und Optimierung dieselmotorischer Betriebsparameter hinsichtlich einer möglichst verbrauchs- und emissionsneutralen Maximierung des Kabinenwärmestroms.

Nach Identifikation der dieselmotorischen Stellgrößen, welche einen Einfluss auf die äußere Leistungsbilanz erwarten lassen, wurden **thermisch stationäre Untersuchungen am Motorprüfstand** durchgeführt. Neben dem Kraftstoffverbrauch und der Abgaszusammensetzung wurde auch der Kühlmittelwärmeeintrag erfasst. Erstmals wurde zur Bewertung der Maßnahmen ein Effizienzfaktor  $\Psi_{\text{EFF}}$  eingeführt, der die im jeweiligen Betriebspunkt freigesetzte Wärmemenge und die effektive mechanische Motorleistung auf den eingesetzten chemisch gebundenen Energiestrom bezieht. Mit Hilfe der äußeren Leistungsbilanz werden die Auswirkungen einer Variation dieser Stellgrößen quantifizierbar.

Die thermisch stationären Untersuchungen bilden eine wichtige Grundlage für die Aufheizmessungen. Um die gesamte Anzahl der zeitlich und organisatorisch aufwändigen Kaltstartversuche zu minimieren, werden die Aufheizmessungen nur mit Parameterkombinationen durchgeführt, die bereits im thermisch stationären Betrieb zu erhöhten Kühlmittelwärmeströmen geführt haben. Dazu zählte vor allem der Einsatz der Abgasrückführung (AGR) und die Vorkonditionierung der Ansaugluft. Diese beiden Maßnahmen zeigten in den untersuchten stationären Betriebspunkten bei hohen Kühlmittelwärmeströmen keine Beeinflussung des Kraftstoffverbrauchs. Der Einsatz von AGR wirkte zudem emissionsmindernd. Insbesondere Veränderungen der Umsatzschwerpunktlage und des angesaugten Frischluftmassenstroms

zeigten zwar einen stark positiven Einfluss auf den Kühlmittelwärmestrom, hatten aber gleichzeitig emissions- und verbrauchssteigernde Nebeneffekte.

Unter anderem zur Untersuchung der innermotorischen Wärmeströme wurde ein **Simulationsmodell des Versuchsmotors** aufgebaut. Mit Hilfe dieses Modells wurden die Wärmeübergänge von der Gasseite im Brennraum auf das Kühlmittel sowie die Auswirkungen von Veränderungen im Thermomanagement-System des Versuchsträgers untersucht. Simuliert wurde unter anderem der Einfluss verschiedener Kühlmittelvolumenströme auf das Wärmeübertragungsverhalten. Dabei zeigte sich, dass bereits bei sehr niedrigen Kühlmittelvolumenströmen ein Sättigungsbereich ausgebildet wird, der in Folge eine weitere Untersuchung vollvariabler Kühlmittelmasenströme als nicht zielführend erscheinen ließ. Unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus den thermisch stationären Untersuchungen wurde ein Konzept zur Konditionierung der Ansaugluft mit Hilfe des Motorkühlsystems entworfen. In einem weiteren Schritt wurde die Auswirkung des Konditionierungskonzepts auf das Aufheizverhalten untersucht. Dabei konnte ein insgesamt zunehmender Kühlmittelwärmestrom aufgrund reduzierter Verluste an die Umgebung festgestellt werden.

Im Rahmen der **thermisch instationären Messungen am Motorprüfstand** wurde zunächst ein Verfahren zur Abbildung eines Motorwarmlaufs mit aktivierter Kabinenbeheizung entwickelt. Auf diese Weise sollte ein realitätsnahes Gesamtfahrzeugverhalten am Prüfstand nachgestellt werden. Die besondere Herausforderung bestand dabei einerseits in der Vorgabe des Lastprofils, welche wirkungsgradbedingte Verluste im Antriebsstrang berücksichtigen musste. Andererseits wurde ein Versuchsaufbau entwickelt, der das Verhalten der Fahrzeugkabine im Winterfall am Prüfstand simuliert. Nach abgeschlossener Spezifikation des Lastprofils wurden Aufheizmessungen durchgeführt. Mit dem Prüfstands-aufbau wurden in einem ersten Schritt Untersuchungen zum Einfluss thermischer Massen im Aufheizfall durchgeführt. Für ein reduziertes Kühlmittelvolumen zeigte sich eine messtechnisch erfassbare Verkürzung der Warmlaufdauer. Die praktische Umsetzung der Absperrung der Kühlmittelmenge im Motorwarmlauf erfolgte mit Hilfe einer neu entwi-

---

ckelten steuerbaren Blende. In einem weiteren Schritt wurde die Wirksamkeit der bereits unter stationären Bedingungen als vorteilhaft identifizierten Parameter „hohe AGR-Rate“ und „Ansaugluftvorkonditionierung“ nachgewiesen.

Abschließend wurden **thermisch instationäre Messungen am Gesamtfahrzeug** durchgeführt. Dabei standen zwei Zielsetzungen im Vordergrund: Zunächst wurde mit Hilfe der Gesamtfahrzeugmessungen das thermische Verhalten des Versuchsmotors am Motorprüfstand plausibilisiert. Dies bezog sich insbesondere auf die konvektiven Verluste an der Motoroberfläche, welche sich aufgrund der nicht vorhandenen Motorraumdurchströmung am Motorprüfstand nur unzureichend ausbilden konnten. Welche Aussagekraft die am Prüfstand gewonnenen Erkenntnisse bzgl. des thermischen Verhaltens des Gesamtfahrzeugs haben, hängt entscheidend von der Abweichung der Oberflächenverluste zwischen Prüfstand und Fahrzeug ab. In einem weiteren Schritt wurden die bereits im Rahmen der Warmlaufuntersuchungen am Motorprüfstand beschriebenen Maßnahmen im Gesamtfahrzeug untersucht und deren Wirksamkeit abermals bestätigt. Zusätzlich konnte auch eine Steigerung des Kühlmittelwärmestroms durch eine reduzierte Durchströmung des Motorraums nachgewiesen werden. Als Zielgröße für den Wärmebedarf dienten dabei die aus der Fachliteratur bekannten Anforderungen zur Kabinenbeheizung im Winterfall.

Zusammenfassend werden nach Abschluss der Untersuchungen folgende Maßnahmen zur effizienten Steigerung des Kühlmittelwärmestroms vorgeschlagen:

- Reduzierung der aufzuheizenden Kühlmittelmenge (z.B. durch Einsatz einer Blende im Kühlsystem [9])
- Verringerung der konvektiven Verluste an der Motoroberfläche (z.B. durch den Einsatz einer Kühlerjalousie)
- Vorkonditionierung der Ladeluft
- Aktivierung von AGR

## 8 Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss unterschiedlicher Betriebsparameter eines Dieselmotors auf dessen Wärmefreisetzungsverhalten untersucht. Ziel der Untersuchungen ist eine verbrauchs- und emissionsneutrale Steigerung des Kühlmittelwärmeeintrags, um eine effizientere Beheizung der Fahrzeugkabine zu ermöglichen. Um zwischen den einzelnen Untersuchungen vergleichbare Versuchsrandbedingungen zu gewährleisten, wird ein konstanter Frischluftmassenstrom über den Kabinenwärmeübertrager eingestellt. Konsequenterweise ergibt sich daraus die Fragestellung, wie die **Verteilung des Wärmestroms innerhalb der Fahrzeugkabine** gestaltet werden muss, um hinsichtlich des Insassenkomforts maximale Wirkung zu erzielen. Beeinflusst werden kann dieser Parameter unter anderem über die Betriebsweise des Klimagerätes und die konstruktive Gestaltung der Luftführungen. Dabei spielen insbesondere thermophysiological Effekte wie der Einfluss von Luftgeschwindigkeiten und lokalen Temperaturunterschieden auf das thermische Empfinden des Menschen eine wichtige Rolle.

Welche Maßnahmen können ergriffen werden, um bei gleichbleibendem thermischen Komfort den **konvektiven Wärmebedarf reduzieren** zu können? Lösungsansätze hierzu bieten unter anderem lokale Heizelemente, welche die Insassen direkt mit den erforderlichen Wärmeströmen versorgen. Dass diese Maßnahmen Einfluss auf das Empfinden der Passagiere nehmen, wurde bereits in unterschiedlichen Arbeiten aufgezeigt. Eine dynamische Quantifizierung, aus der hervorgeht, um welchen Betrag der konvektive Wärmestrom beim Einsatz lokaler Heizelemente im jeweiligen Betriebspunkt und besonders im Aufheizfall reduziert werden kann, existiert jedoch bisher noch nicht. Eine Lösungsansatz zu dieser Problemstellung ist die **Kopplung**

---

**eines thermischen Motormodells an ein Modell der Fahrzeugkabine mit integriertem thermischen Komfort-Modell.** Auf diese Weise kann der Einfluss unterschiedlicher Beheizungskonzepte sowohl auf Verbrauch und Emissionen, als auch gleichzeitig auf das thermische Empfinden der Fahrzeuginsassen bewertet werden. Zur Durchführung dieser Gesamtsystembewertung könnte das hier erstellte verbrennungsmotorische Simulationsmodell mit dem Fahrzeugkabinenmodell aus der Arbeit von Lorenz [42] kombiniert werden.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden außerdem die Rohemissionen eines Dieselmotors erfasst. Ein darüber hinausgehender Erkenntnisgewinn lässt sich erzielen, indem auch **dieselmotorische Abgasnachbehandlungskomponenten** mit berücksichtigt werden. In einem ersten Schritt kann diese Bewertung auf Basis der vorliegenden Versuchsergebnisse vorgenommen werden. Hierzu können Simulationsmodelle der Komponenten zur Abgasreinigung genutzt werden. Für eine darauffolgende, umfassende Betrachtung des Systemverhaltens sind auch die Wechselwirkungen zwischen Abgasnachbehandlung und innermotorischen Verbrennungsabläufen zu berücksichtigen. Im thermisch instationären Fall sind auch temperaturabhängige Wirkungsgradunterschiede der Abgasnachbehandlungskomponenten zu beachten.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung der Wechselwirkungen dieselmotorischer Betriebsparameter mit dem zur Beheizung der Fahrgastzelle genutzten Kühlmittelwärmestrom. Die Fragestellung nach der Effizienz der Wärmeerzeugung wird jedoch umso interessanter, wenn mehrere Wärmequellen im Fahrzeug zur Verfügung stehen oder deren Einsatzfähigkeit zeitlich beschränkt ist. Insbesondere sind davon Hybridfahrzeuge betroffen, auf deren verbrennungsmotorische Wärmequelle nicht dauerhaft zurückgegriffen werden kann. Aus diesem Grund werden in diesen Fahrzeugen unterschiedliche Zusatzwärmequellen installiert (elektrische Zuheizer, Wärmepumpe, etc.), die dieses temporäre Defizit decken sollen. Die Frage, welche Wärmequelle die effizienteste Form der Wärmeerzeugung in Hybridfahrzeugen darstellt, kann nicht pauschal beantwortet werden, son-



dern hängt vom jeweiligen Betriebszustand ab. In diesem Zusammenhang wären **Untersuchungen zur Betriebsstrategie verschiedener Wärmequellen in elektrifizierten Antriebssträngen** eine logische Weiterführung der im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnen Erkenntnisse.

Wie in vielen anderen Bereichen spielt auch beim Einsatz von Wärmequellen im Fahrzeug das Nutzerverhalten eine wichtige Rolle. Dies liegt einerseits daran, dass das spezifische Nutzungsprofil des Automobils und damit auch das Aufheizverhalten stark von individuellen Faktoren geprägt ist. Zu den wichtigsten Faktoren zählen hierbei das Fahrgeschwindigkeitsprofil, die Dauer der einzelnen Fahrt, die jeweils herrschenden Umgebungsbedingungen, sowie die physiologischen Unterschiede der Fahrzeugnutzer. Somit muss auch in einem gewissen Rahmen Spielraum für Möglichkeiten zur Individualisierung gelassen werden. Um jedoch genauer als bisher auf das nutzerspezifische Verhalten reagieren zu können, sind **Datenerhebungen und Nutzungsanalysen mit Fokus auf den Einsatz verschiedener Wärmequellen** erforderlich. Mit zunehmender Digitalisierung und der Vernetzung der Einzelsysteme sind in diesem Bereich noch ungenutzte Potentiale verborgen.

## A Betreute Studienarbeiten

Im Rahmen des vorliegenden Forschungsprojektes wurden mehrere Studienarbeiten (Semester- und Masterarbeiten) unter der fachlichen und wissenschaftlichen Betreuung des Verfassers dieser Dissertation durchgeführt. Die erwähnten Arbeiten wurden zwischen den Jahren 2015 und 2018 am Lehrstuhl für Thermodynamik eingereicht. Die gewonnenen Erkenntnisse sind zum Teil auch Bestandteil dieser Dissertation.

Der Autor bedankt sich an dieser Stelle bei den Studierenden für ihren persönlichen Einsatz und die Unterstützung des Forschungsvorhabens.

<b>Student/-in</b>	<b>Titel</b>
Tobias Hirthammer	Energieoptimale Regelung eines steuerbaren Kühlluftetrtritts in Bezug auf die Ladelufttemperatur eines aufgeladenen Verbrennungsmotors, 2016.
Nicolas Gehring	Definition eines kundennahen Bewertungskriteriums der Produkteigenschaft „Innenraumaufheizung von Kraftfahrzeugen“, 2016.
Henry Krüger	Entwicklung eines 1D-Simulationsmodells zur Prognose des Aufheizverhaltens der Fahrzeugkabine und der Antriebsmaschine bei tiefen Umgebungstemperaturen, 2016
Daniela Cañeque Fernandez	Erstellung eines echtzeitfähigen Modells zur Bestimmung des Wärmestrombedarfs einer Fahrzeugkabine im Aufheizfall, 2017.

---

Jana Helder	Untersuchung des marktspezifischen Fahrzeugnutzungsverhaltens und der gesetzlichen Bestimmungen in Bezug auf den Wärmebedarf von Fahrzeugkabinen, 2017.
Maximilian Lehmeyer	Simulative Analyse und Optimierung verschiedener Motorbetriebsparameter in Bezug auf das thermische Verhalten eines Dieselmotors, 2017.

---

# Literaturverzeichnis

- [1] ADR42/05: Vehicle Standard (Australian Design Rule 42/05 - General Safety Requirements) 2018, Demisting of Windscreens. 2018
- [2] ALAHMER, A. ; ABDELHAMID, M. ; OMAR, M.: Design For Thermal Sensation And Comfort States in Vehicle Cabins. Applied Thermal Engineering 36, S. 126–140. 2012
- [3] ASHRAE: ANSI/ASHRAE Standard 55 - Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. 2010
- [4] BARGENDE, M.: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckanteil von Ottomotoren, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation. 1991
- [5] BEULSHAUSEN, J.: Thermomanagement als Maßnahme zur Reibungsreduktion von Verbrennungsmotoren, Technische Hochschule Aachen, Dissertation. 2014
- [6] CHAN, P.: Thermo Build, <https://cearun.grc.nasa.gov/cea/>. 2017
- [7] DAVIS, G. C. ; BORGNACKE, C.: The Effect of In-Cylinder Flow Processes (Swirl, Squish and Turbulence Intensity) on Engine Efficiency: Model Predictions. SAE Paper 820045. 1982
- [8] DIETZ, H. ; SATTELMAYER, T.: Influence of Cabin Heating Strategies on Fuel Consumption and Emission Behavior of an Automotive Diesel Engine. SAE Technical Paper 2018-01-5023. 2018
- [9] DIETZ, H. ; MEYER, B.: Verfahren zum Betreiben einer Brennkraftmaschine sowie entsprechende Brennkraftmaschine. Veröffentlichungsdatum 08.08.2019. DE102018201992. 2019

- [10] DIN 1946-3:2006-07: Raumluftechnik - Teil 3: Klimatisierung von Personenkraftwagen und Lastkraftwagen. 2006
- [11] DONN, C.: Untersuchung des thermischen Verhaltens und der Reibung an einem Dieselmotor mit getrennter Kopf-Block-Kühlung, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation. 2013
- [12] DONN, C. ; ZULEHNER, W. ; GHEBRU, D. ; SPICHER, U.: Experimental Heat Flux Analysis of an Automotive Diesel Engine in Steady-State Operation and During Warm-Up. SAE International 2011-24-0067. 2011
- [13] EICHELBERG, G.: Some New Investigations on Old Combustion-Engine Problems. Engineering 148, S. 463–547. 1939
- [14] ELSER, K.: Der instationäre Wärmeübergang in Dieselmotoren: (theoretische und experimentelle Untersuchungen), Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Band 15 von Mitteilungen aus dem Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmotorenbau. 1954
- [15] EMMRICH, T.: Beitrag zur Ermittlung der Wärmeübergänge in Brennräumen von Verbrennungsmotoren mit homogener und teilhomogener Energieumsetzung, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart, Dissertation. 2010
- [16] EWG/78/317: Richtlinie des Rates vom 21. Dezember 1977 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Entfrostsungs- und Trocknungsanlagen für die verglasten Flächen von Kraftfahrzeugen. 1977
- [17] FANGER, P.O. ; SCHOLER, M. ; OLESEN, B.: Vertical Air Temperature Differences and Comfort in Indoor Climate, Danish Building Research Institute Copenhagen, Dissertation. 1979
- [18] FIALA, D.: Dynamic Simulation of Human Heat Transfer and Thermal Comfort, De Montfort University Leicester, Dissertation. 1998
- [19] FMVSS103: U.S. Department of Transportation, Laboratory Test Procedure for FMVSS 103, Windshield Defrosting and Defogging Systems. 1996

- [20] FRANK, W: Fragen der Beheizung und Belüftung von Kraftfahrzeugen, Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ) 13, S. 369–376. 1971
- [21] GERSTLE, M.: Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren, Universität Hannover, Dissertation. 1966
- [22] GHEBRU, D.: Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug, Institut für Kolbenmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation. 2013
- [23] GHOJEL, J.I.: Review of the Development and Applications of the Wiebe Function: A Tribute to the Contribution of Ivan Wiebe to Engine Research, International Journal of Engine Research 11 2010 Nr. 4, S. 297–312. 2010
- [24] GOST 30593:2015: Interstate Standard; Motor Vehicles; Heating, Ventilation and Air-Conditioning Systems; Requirements for efficiency and safety. 2015
- [25] GROSSMANN, H.: Pkw-Klimatisierung. Springer-Vieweg. 2013
- [26] HAJIME, O. ; TABATA, K. ; NAKA, Y. ; TAKEDA, A. ; TOCHIHARA, Y.: Effects of Heated Seats in Vehicles on Thermal Comfort During the Initial Warm-Up Period, Applied Ergonomics Volume 43, Issue 2, March 2012, S. 360–367. 2012
- [27] HANSEN, J.: Untersuchung der Verbrennung und Rußbildung in einem Wirbelkammer-Dieselmotor mit Hilfe eines schnellen Gasentnahmeventils, RWTH Aachen, Dissertation. 1989
- [28] HAUPT, C.: Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten im Kraftfahrzeug, Technische Universität München, Dissertation. 2013
- [29] HAUTZINGER, H. ; TASSAUX-BECKER, B. ; HAMBACHER, R.: Mobilität der westdeutschen Bevölkerung. Berichte der Bundesanstalt für Straßenwe-

- sen - Verkehrsmobilität in Deutschland zu Beginn der 90er Jahre (Band 2), Unterreihe Mensch und Sicherheit M55. 1996
- [30] HENSEL, S.: Modellierung der Verbrennung und des Wandwärmeübergangs in Ottomotoren mit homogen kompressionsgezündeter Verbrennung, Institut für Kolbenmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation. 2009
- [31] HEPKE, H.: Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen, Technische Universität München, Dissertation. 2010
- [32] HEYMANN, E.: Diesel-Anteil in der EU sinkt 2015, aber nur leicht. Deutsche Bank Research. 2016
- [33] HOHENBERG, G.: Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. SAE Technical Paper 790825. 1979
- [34] HOPP, M.: Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen, Technische Hochschule Aachen, Dissertation. 2001
- [35] HÖRTH, L. ; SPINNLER, M. ; SATTELMAYER, T.: Effizienzanalyse verschiedener Kältekreisläufe zur Klimatisierung von Elektrofahrzeugen. VDI-Tagung - Thermomanagement für elektromotorisch angetriebene Fahrzeuge, 11.11.-12.11.2012, Stuttgart. 2012
- [36] HUBER, K.: Der Wärmeübergang schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren, Technische Universität München, Dissertation. 1990
- [37] ISO18164:2005-07: Nutzfahrzeug-, Bus-, Personenkraftwagen- und Motorradreifen - Verfahren zur Messung des Rollwiderstandes. 2005
- [38] ISO7730:2005: Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit. 2005

- [39] KLEINSCHMIDT, W. ; HEBEL, M.: Instationäre Wärmeübertragung in Verbrennungsmotoren: Theorie, Berechnung und Vergleich mit Versuchsergebnissen; Abschlußbericht zum Vorhaben KI 600/1-2, Univ. Gesamthochschule Siegen, Fachbereich Maschinentechnik. 1995
- [40] KNAUF, B. ; PANTOW, E.: Auslegung eines Kühlsystems mit elektrischer Kühlmittelpumpe. Motortechnische Zeitung (MTZ) 66 2005, Nr. 11, S. 878–884. 2005
- [41] KOCHANOWSKI, A. ; THIELE, E.: FVV-Vorhaben Nr.176, Motorreibung, Arbeitsfortschrittsbericht, Heft R 314. 1977
- [42] LORENZ, M.: Reduction of Heating Loads and Interior Window Fogging in Vehicles, Technische Universität München, Dissertation. 2015
- [43] LORENZ, M. ; FIALA, D. ; SPINNLER, M. ; SATTELMAYER, T.: A Coupled Numerical Model to Predict Heat Transfer and Passenger Thermal Comfort in Vehicle Cabins, SAE Technical Paper 2014-01-0664. 2014
- [44] MCBRIDE, B.J. ; ZEHE, M.J. ; GORDON, S.: NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species, NASA Technical Paper 2002-211556. 2002
- [45] MCKINLEY, T. L. ; ALLEYNE, A.G.: Real-Time Modeling of Liquid Cooling Networks in Vehicle Thermal Management Systems, SAE Technical Paper 2008-01-386. 2008
- [46] MERKER, G. ; STIESCH, G.: Technische Verbrennung. Motorische Verbrennung. Teubner Verlag, 1999
- [47] MOLLENHAUER, K. ; TSCHÖKE, H.: Handbuch Dieselmotoren. Springer-Verlag. 2007
- [48] NITZ, J. ; HUCHO, W.-H.: The Heat Transfer Coefficient of a Passenger Car's Body, SAE Technical Paper 790399. 2008
- [49] NUSSELT, W.: Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Verlag des Vereins deutscher Ingenieure. 1923



- [50] PASAOGLU, G. ; FIORELLO, D. ; MARTINO, A. ; SCARCELLA, G. ; ALEMANNI, A. ; ZUBARYEVA, A. ; THIEL, C.: Driving and Parking Patterns of European Car Drivers - a Mobility Survey, JRC Scientific and Policy Reports, Report EUR 25627 EN. 2012
- [51] PAULKE, S. ; KÖSTER, D. ; BADER, V. ; MENZEL, S. ; GUBALKE, A.: Thermal Simulations of a Volkswagen e-Golf Cabin Incorporating Human Thermal Comfort Models, SIMVEC, 17. Kongress, VDI-Bericht 2224, S.555–588. 2014
- [52] PFLAUM, W. ; MOLLENHAUER, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine, Die Verbrennungskraftmaschine Band 3, Springer-Verlag Wien. 1977
- [53] PFRIEM, H.: Nichtstationäre Wärmeübertragung in Gasen insbesondere in Kolbenmaschinen, VDI-Forschungsheft 413. 1942
- [54] PISCHINGER, F. ; LEPPERHOFF, G. ; HOUBEN, M.: Soot Formation and Oxidation in Diesel Engines, Springer Series in Chemical Physics, vol. 59, S.382–395, Springer-Verlag. 1994
- [55] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Auflage. (Der Fahrzeugantrieb), Springer-Verlag. 2009
- [56] PRÄBST, A. ; LORENZ, M. ; HOERTH, L. ; JANTA, M. ; SCHULZE-ARDEY, J. ; BENGLER, K. ; SATTELMAYER, T.: Forschungsprojekt Visio.M: Thermisches Gesamtkonzept und optimierte Klimaregelung, ATZ extra 2014, S. 34–39. 2014
- [57] REIF, K.: Dieselmotor-Management, 5. Auflage, Bosch Fachinformation Automobil, Springer-Vieweg. 2012
- [58] REISER, C. ; ZELLBECK, H. ; HÄRTLE, C. ; KLAISS, T.: Kundenfahrverhalten im Fokus der Fahrzeugentwicklung, Automobiltechnische Zeitung (ATZ) 07-08/2008 Jahrgang 110, S. 684–692. 2008
- [59] SAMHABER, C.: Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren, Technische Universität Graz, Dissertation. 2002

- [60] SATTELMAYER, T. ; POLIFKE, W.: Arbeitsunterlagen zu den Vorlesungen Wärmetransportphänomene und Wärme- und Stoffübertragung, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München. 2011
- [61] SMITH, L. ; PRESTON, W. ; DOWD, G.: Application of a First Law Heat Balance Method to a Turbocharged Automotive Diesel Engine, SAE Technical Paper 2009-01-2744. 2009
- [62] STIEBLER, H.: Luft- und brennstoffseitige Massnahmen zur internen NO<sub>x</sub>-Reduktion von schnell laufenden direkt eingespritzten Dieselmotoren, ETH Zürich, Dissertation. 1998
- [63] STRUPP, N. C. ; LEMKE, N.: Klimadaten und Nutzungsverhalten zur Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien, FAT Schriftenreihe 224. 2009
- [64] TEMMING, J.: Fahrzeugklimatisierung und Verkehrssicherheit: Auswirkungen sommerlichen Klimas in Kfz auf die Leistungsfähigkeit der Fahrer; (Ergebnisse einer Literaturstudie), FAT Schriftenreihe 117. 2003
- [65] UENO, M. ; AKAZAKI, S. ; YASUI, Y. ; IWAKI, Y.: A Quick Warm-Up System During Engine Start-Up Period Using Adaptive Control of Intake Air and Ignition Timing, SAE Technical Paper 2000-01-0551. 2000
- [66] UNRAU, H.-J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation. 2012
- [67] VDA220: Verband der Automobilindustrie, Standardaufheizung für Pkw mit 1 bis 2 Sitzreihen. 2005
- [68] VDI GESELLSCHAFT: VDI-Wärmeatlas, Springer Verlag. 2013
- [69] VERORDNUNG (EU) NR. 672/2010: Verordnung (EU) Nr. 672/2010 der Kommission vom 27. Juli 2010 über die Typgenehmigung von Entfrostsungs- und Trocknungsanlagen bestimmter Kraftfahrzeuge und zur Durchführung der Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des Europäischen

- Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen, Kraftfahrzeuganhängern und von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer allgemeinen Sicherheit. 2010
- [70] VIJAYAKRISHNAN VENKATESHMOHAN, M. K.: Predictive Diesel Combustion Using DI-Pulse in GT-Power, Chalmers University of Technology, Diplomarbeit. 2015
- [71] WACHTMEISTER, G.: Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München. 2010
- [72] WACHTMEISTER, G.: Skriptum zur Vorlesung Motorthermodynamik und Brennverfahren, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München. 2012
- [73] WENZEL, S. P.: Modellierung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen des Dieselmotors, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation. 2006
- [74] WOSCHNI, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 01/2009 Jahrgang 70, S. 82–89. 1970
- [75] ZAPF, H.: Beitrag zur Untersuchung des Wärmeüberganges während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 12/1969 Jahrgang 30, S. 461–465. 1969
- [76] ZHANG, H.: Human Thermal Sensation and Comfort in Transient and Non-Uniform Thermal Environments, University of California, Berkeley, Dissertation. 2003