

Technische Universität München

Lehrstuhl für Thermodynamik

Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen

Georg Hepke

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

Doktor – Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Brüggemann,
Universität Bayreuth

Die Dissertation wurde am 24.02.2010 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 26.07.2010 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit bei der BMW AG in München. Ich danke allen sehr herzlich, die mich während des Projektes unterstützt haben, allen voran:

- Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit
- Prof. Dr.-Ing. Dieter Brüggemann für die Übernahme des Zweitgutachtens und Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart für die Übernahme des Vorsitzes
- Dr. Andreas Eder, Dr. Klaas Kunze und Dr. Carsten Schwarz für die Betreuung seitens der BMW AG
- allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Abteilung Wärmemanagement Gesamtfahrzeug, die zum erfolgreichen Gelingen der Messungen und Simulationen beigetragen haben, namentlich Felix Schedel, Reinhard Holwarth, Marcel Dillhardt, Din El-Zeidan, Emmeram Klotz und Irina Lade
- meinen Eltern, die mich auf meinem ganzen Weg stets unterstützt haben

München, im Januar 2010

Georg Hepke

Kurzfassung

Die direkte Nutzung der thermischen Verlustenergie im Abgas des Verbrennungsmotors bietet prinzipiell zwei grundlegende Ansätze, die Effizienz von Kraftfahrzeugen zu erhöhen. Zum Einen bietet die Verwendung der Abgaswärme zur Beheizung des Fahrgastraums die Chance, auf Kraftstoffmehrverbrauch verursachende Zuheizmaßnahmen für thermodynamisch hocheffiziente Antriebe verzichten zu können. Zum Anderen kann die Abgaswärme zur Warmlaufbeschleunigung der Antriebsstrangkomponenten verwendet werden, wodurch mechanische Verlustleistung und folglich Motorlast und -verbrauch während der Warmlaufphase reduziert werden.

Die Arbeit analysiert mit Hilfe von Experiment und Gesamtfahrzeugsimulation, wie die im Abgas verfügbare Wärmemenge für ein bestmögliches Ergebnis hinsichtlich CO_2 -Reduktion und/oder Heizleistung im Fahrzeug verwendet werden muss. Dabei werden verschiedene Konzepte bzw. Systemaufbauten für die Verwendung der zurückgewonnenen Wärme im Fahrzeug behandelt. Ferner wird eine Einflussanalyse vorgestellt, in der die Auswirkung wesentlicher konstruktiver und umweltbezogener Rahmenbedingungen auf die Kraftstoffeinsparung durch Aufheizung des Antriebsstrangs aufgezeigt werden. Mit den aufgezeigten Ergebnissen bietet die Arbeit eine mögliche Referenz bei der Einführung von Systemen zur direkten Abgaswärmenutzung in eine gegebene Fahrzeugflotte.

Abstract

The direct use of thermal waste energy from the exhaust system of conventionally powered vehicles offers the possibility to further improve fuel efficiency via two ways: First, transferring thermal exhaust energy into the passenger cabin offers the chance to replace fuel-intensive auxiliary cabin heating units for thermodynamically highly efficient vehicles. Second, exhaust energy can be used to abbreviate the powertrain warm-up process yielding reduced mechanical losses and hence engine load and fuel consumption.

This study analyses by means of experiments and total vehicle numerical simulation how the available exhaust heat should be optimally used within the vehicle in order to obtain the best possible CO_2 reduction and/or heating performance. Within this context different concepts for the heat usage and distribution are discussed. Moreover a sensitivity analysis is presented, analysing which constructional and ambient parameters are dominant influences on the system performance with regard to the benefit of accelerated powertrain warm-up. Thus the presented results offer a possible reference when the introduction of such systems into a given vehicle fleet is under consideration.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Stand der Technik	4
1.2.1	Ansätze zur CO_2 -Reduktion im Kraftfahrzeug	4
1.2.2	Chancen und Wege der Abgasenergieerückgewinnung	5
1.3	Zielsetzung der Arbeit	9
2	Kraftfahrzeugtechnische Aspekte	11
2.1	Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors	11
2.2	Aspekte der Wärmeauskopplung	12
2.2.1	Integration in das Gesamtfahrzeug	12
2.2.2	Technische Realisation der Wärmeauskopplung	14
2.3	Aspekte der Wärmeverwendung	16
2.3.1	Warmlaufbeschleunigung des Antriebsstrangs	16
2.3.2	Unterstützung der Innenraumbeheizung	17
2.4	Vorüberlegungen	19
3	Versuchsaufbau und Durchführung	25
3.1	Versuchsaufbau	25
3.2	Versuchsdurchführung	28
4	Modellaufbau und Validierung	31
4.1	Modellierung des Antriebsstrangs	31
4.2	Thermische Modellierung der Abgasanlage	34
4.2.1	Aufbau des Abgasanlagenmodells	35
4.2.2	Randbedingungen	39
4.2.3	Innerer Gas-zu-Wand Wärmetransport	42
4.2.4	Äußerer Wand-zu-Umgebung Wärmetransport	44
4.2.5	Modellierung Abgaswärmetauscher	46
4.2.6	Modellierung Abgasnachbehandlungskomponenten	47
4.3	Modellvalidierung	51
4.3.1	Validierung des Abgasanlagenmodells	51

4.3.2	Validierung des Gesamtfahrzeugmodells	53
5	Ergebnisse und Diskussion	57
5.1	Systemausprägung (Diesel \Leftrightarrow Benzin)	57
5.2	Abgaswärmenutzung zur Warmlaufbeschleunigung	58
5.2.1	Experimentelle Ergebnisse	58
5.2.2	Simulationsergebnisse	59
5.3	Abgaswärmenutzung zur Heizunterstützung	68
5.3.1	Experimentelle Ergebnisse	68
5.3.2	Simulationsergebnisse	71
6	Zusammenfassung	87
6.1	Zusammenfassung der Ergebnisse	87
6.2	Zukunft der direkten Abgaswärmenutzung	89
A	Verwendete Zyklen	91
B	Komforttemperatur	93
C	Übertragungsverhalten der verwendeten Abgaswärmetauscher	95
	Literaturverzeichnis	97

Abbildungsverzeichnis

1.1	CO_2 - Gehalt in der Erdatmosphäre	2
1.2	Zusammensetzung der CO_2 -Emissionen nach Industriebereich	3
1.3	Ideale Wärmeverwendung im Kfz-Antriebsstrang	8
2.1	Aufteilung der eingesetzten Primärenergie im Verbrennungsmotor	12
2.2	Skizze des verwendeten Rohrbündelwärmetauschers	15
2.3	Schematischer Aufbau des verwendeten Thermosiphon-AWT	16
2.4	Temperaturabhängigkeit der Reibverluste im Antriebsstrang	17
2.5	Vereinfachtes Schema der PKW-Heizung	18
2.6	Widerstandskennlinie eines PTC-Elements	19
2.7	Theoretisch rekuperierbare thermische Abgasleistung	21
2.8	Aufheizraten der Antriebsstrangkomponenten	22
3.1	Versuchsaufbau des Abgaswärmetauschers zur Warmlaufbeschleunigung	26
3.2	Versuchsaufbau des Abgaswärmetauschers zur Heizunterstützung	27
4.1	Schematischer Gesamtaufbau des Simulationsmodells	33
4.2	Aufbau einer Abgasanlage	35
4.3	Skizze des verwendeten Basis-Rohrelements	36
4.4	Wärmekapazität des Abgas	39
4.5	Zyklusaufgelöster Abgasmassenstrom und -temperatur	41
4.6	Verhalten des Wärmetauschermodells	47
4.7	Wirkungsgrad der katalytischen Schadstoffkonvertierung	50

4.8	Validierung des stationären Verhaltens des AGA-Modells	51
4.9	Validierung des AGA-Modells bei sprunghafter Laständerung	52
4.10	Validierung des Fahrzeugmodells im Instationärbetrieb 1	54
4.11	Validierung des Fahrzeugmodells im Instationärbetrieb 2	55
5.1	Innenraum-Einstromtemperatur bei Diesel- und Ottofahrzeug	58
5.2	Öl- und Abgastemperaturen mit und ohne zusätzlicher Aufheizung des Antriebsstrangs	60
5.3	CO_2 -Einsparpotential bei unterschiedlichen AWT-Systemaufbauten (Warmlaufbeschleunigung)	62
5.4	Einflussanalyse von auslegungs- und umweltbezogenen Parametern	66
5.5	Vergleich der Kühlmitteltemperatur bei unterschiedlichen Heizungs- konfigurationen	69
5.6	Kühlmittel- und Abgastemperatur bei Abgaswärmerückgewinnung zur Heizleistungssteigerung	72
5.7	Integrationsschema des AWT über separaten Kreislauf	73
5.8	Vergleich der Heizleistung von unterschiedlichen Systemaufbauten	74
5.9	Übersicht der Systemaufbauten zur Innenraumheizung	77
5.10	Auswirkung erhöhter Abgastemperatur auf die Heizleistung	79
5.11	Heizleistung bei verschiedenen Abgastemperaturen	80
5.12	Heizungsregelung des virtuellen Modellfahrers	82
5.13	Monatl. Durchschnittstemperaturen (Flughafen München)	83
5.14	Innenraum-Einströmtemperaturen im Kundenbetrieb	84
A.1	Betrachtete gesetzliche Fahrzyklen	91
A.2	Auslegungszyklus zur Heizleistungsbestimmung	92
A.3	Betrachtete Praxiszyklen	92
B.1	Komforttemperatur	93
C.1	Wärmeübertragung und Druckverlust der verwendeten Abgaswärme- tauscher im Vergleich	96

Tabellenverzeichnis

2.1	Absolute Wärmekapazität der Komponenten des Antriebsstrangs . . .	23
3.1	Technische Daten der verwendeten Versuchsträger	26
4.1	Äußerer Wärmeübergangskoeffizient an der Abgasanlage	46
4.2	Lastfälle für die Validierung des Stationärverhaltens	52
5.1	Gemessene Verbrauchseinsparung bei Transfer der Abgaswärme ins Automatikgetriebe bzw. Hinterachsgetriebe	59
5.2	Kraftstoffverbrauch bei Verwendung des AWT zur Heizleistungsstei- gerung	75
5.3	Zusammenfassung der Simulationsrechnungen zur Bestimmung des Praxisverbrauchs	82
5.4	Zeit bis zum Erreichen der Zieltemperatur am HWT	85
5.5	Verbrauchseinsparung durch Einsatz des AWT im Praxiseinsatz . . .	86

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
c	$J/(kg K)$	spez. Wärmekapazität
C	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
d	m	Abgasrohrdurchmesser
f	$[-]$	Korrekturfaktor
F	$[-]$	Sichtfaktor
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H_{reak}	J/mol	Reaktionsenthalpie
H_u	J/kg	Heizwert
\dot{H}	J/s	Enthalpiestrom
J	$kg m^2$	Rotationsträgheitsmoment
K	K/s	Aufheizrate
\hat{K}	K/s	Aufheizratengewinn durch Abgaswärmenutzung
l	m	Länge des Rohr-Basissegments
\dot{m}	kg/s	Abgasmassenstrom
M	Nm	Drehmoment
p	bar	statischer Druck
P	W	mechanische Leistung
\dot{Q}	J/s	Wärmeleistung
R	$J/(mol K)$	spezifische Gaskonstante Abgas
T	$^{\circ}C$	Temperatur

Griechische Buchstaben

α	$W/(K m^2)$	Wärmeübergangskoeffizient
ϵ	$[-]$	Emissionskoeffizient
η	$[-]$	Wirkungsgrad
λ	$[-]$	Verbrennungsluftverhältnis
μ	$Pa s$	dynamische Viskosität
Ψ	$[-]$	Rohrreibungsbeiwert
ρ	kg/m^3	Dichte
σ	$W/(m^2 K^4)$	Stefan-Boltzmann-Konstante
ω	rad/s	Drehzahl

Indices

<i>AG</i>	abgasseitig
<i>aus</i>	am Austritt des Rohrsegments
<i>d</i>	auf den Rohrdurchmesser bezogen
<i>ein</i>	am Eintritt des Rohrsegments
<i>KM</i>	kühlmittelseitig
<i>mech</i>	mechanisch
<i>p</i>	isobar
<i>Prüfst.</i>	Prüfstandswert
<i>R</i>	Rohr

Abkürzungen

AG	Abgas
AGA	Abgasanlage
ATL	Abgasturbolader
AWT	Abgaswärmetauscher
CAF	engl.: convection augmentation factor
CO	Kohlenmonoxid
DOC	engl.: Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Dieselpartikelfilter
ESD	Endschalldämpfer
FTP	engl.: Federal Test Procedure (US-amerikan. Testzyklus)
HAG	Hinterachsgetriebe
HC	Kohlenwasserstoff
HWT	Heizungswärmetauscher
Kfz	Kraftfahrzeug
KM	Kühlmittel
MSD	Mittelschalldämpfer
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO _x	Stickstoff(di)oxid
PTC	engl.: positive temperature coefficient (in der Arbeit: elektrischer Zuheizung)
SCR	engl.: selective catalytic reduction
TEG	Thermo-elektrischer Generator
VKM	Verbrennungskraftmaschine

1. Einleitung

1.1 Motivation

Als „Die Herausforderung des Jahrhunderts“ wird in einem Artikel der Süddeutschen Zeitung vom 2.2.2007 die Notwendigkeit zum Schutz des globalen Klimas bezeichnet [1]. Denn seit der einsetzenden Industrialisierung in Europa gegen Ende des 19. Jahrhunderts steigt die Temperatur der Erdatmosphäre fast stetig an. Das vermehrte Auftreten von extremen Wetterlagen, wie z.B. heftigen Niederschlägen mit Überschwemmungen, Dürren und starken Orkanen werden als direkte Folge dieser Klimaerwärmung gesehen. Die sozialen und gesundheitlichen Konsequenzen für die betroffene Bevölkerungen sind vor allem in sogenannten Dritte-Welt Ländern oft verheerend. Hinzu kommt die Bedrohung vieler Tier- und Pflanzenarten aufgrund der Zerstörung des natürlichen Lebensraums, z.B. durch die Abschmelzen der Polkappen [10]. Viele Klima-Experten gehen davon aus, dass die Ursache für die Erwärmung in einem verstärkten Treibhauseffekt liegt, hervorgerufen durch die Konzentrationszunahme des treibhauswirksamen Kohlendioxid in der Erdatmosphäre. Tatsächlich kann z.B. mit Hilfe von Eisbohrungen in den Polarregionen der Erde belegt werden, dass die CO_2 -Konzentration zwischen dem Jahr 1000 bis etwa 1850 konstant bei ca. 280 ppm liegt, und anschließend auf über 380 ppm im Jahre 2007 angestiegen ist (siehe Abbildung 1.1).

Seit der Zeit der Industrialisierung werden für die Energieversorgung von Maschinen, Anlagen aber auch der Bevölkerung in großem Maßstab Verbrennungsvorgänge genutzt, wobei bei Verwendung von fossilen Energiequellen stets CO_2 als Abgas entsteht und in die Erdatmosphäre gelangt. Denn die im fossilen Brennstoff gebundenen, organischen Kohlenstoffe, die über Millionen Jahre hinweg durch die fossilierten Lebewesen der Atmosphäre entzogen und im Boden eingespeichert wurden, gelangen nun innerhalb kürzester Zeit als CO_2 wieder in die Atmosphäre zurück [28].

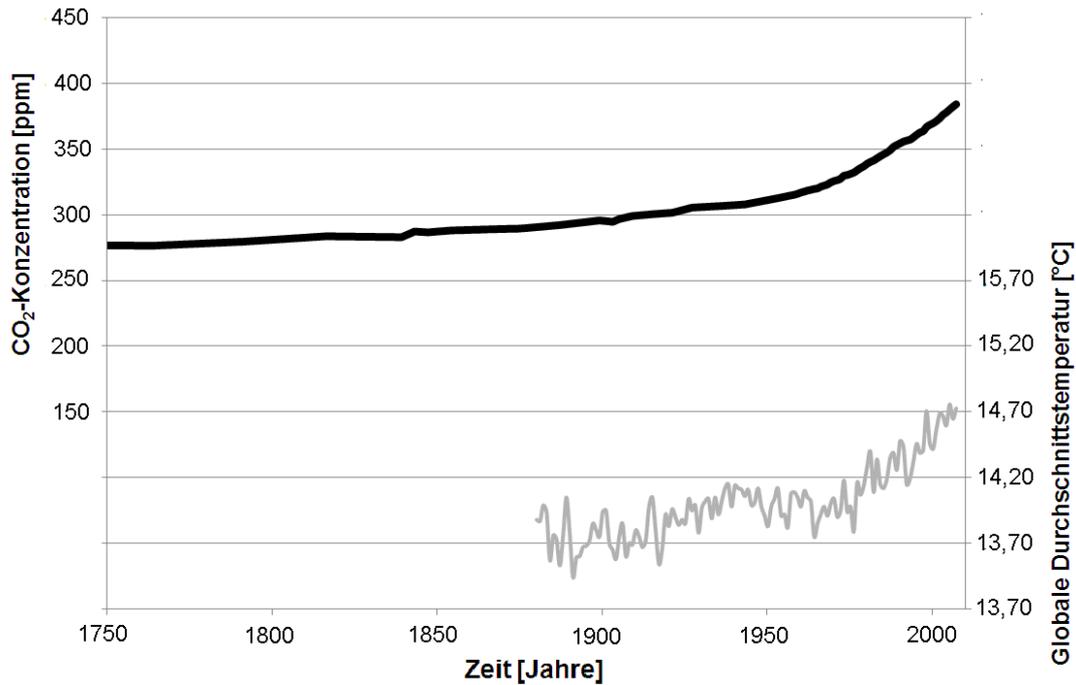


Abbildung 1.1: Temperatur und CO_2 -Konzentration in der Erdatmosphäre nach [51] und [2]

Aufgrund der genannten Folgen für Umwelt und Bevölkerung muss die Bekämpfung des sogenannten Klimawandels mit hoher Priorität vorangetrieben werden. Jedoch auch ohne Klimawandel ist ein effizienter Energie- und Rohstoffgebrauch aufgrund endlicher und teurer Ressourcen geboten. In fast sämtlichen Industrienationen werden daher umweltpolitische Maßnahmen verabschiedet, die eine gezielte Senkung des fossilen Brennstoffverbrauchs bzw. der CO_2 -Emissionen zum Ziel haben. Da allein der Verkehr in den wichtigsten Industrienationen mit etwa 17% bis 26% zu den gesamten CO_2 -Emissionen beiträgt, steht dabei auch das Automobil im Fokus der Betrachtungen (Abbildung 1.2) [49, 68].

Mit einigen, wenigen Ausnahmen, basieren sämtliche Kfz-Antriebe weltweit gegenwärtig auf der Verbrennung von fossilen Brennstoffen, in der Regel in einem Hubkolben-Verbrennungsmotor. Mit etwa 80% Marktanteil erreicht dabei der Ottomotor weltweit die größte Verbreitung (etwa 50% in Europa). Auch in den kommenden Jahren wird der Hubkolben-Verbrennungsmotor die dominierende Antriebsart darstellen und aufgrund des global stetig wachsenden Automobilbestands weiter an Anzahl gewinnen [29]. Denn alternativen Ansätzen stehen derzeit meist technologische sowie wirtschaftliche Defizite einer größeren Verbreitung im Weg. So scheitern reine Elektrofahrzeuge bislang an der ausreichenden, mobilen Verfügbarkeit bzw. Speicherbarkeit elektrischer Energie. Batterien können heute den Anforderungen bezüglich Energie- und Leistungsdichte für einen praxistauglichen Betrieb des Fahr-

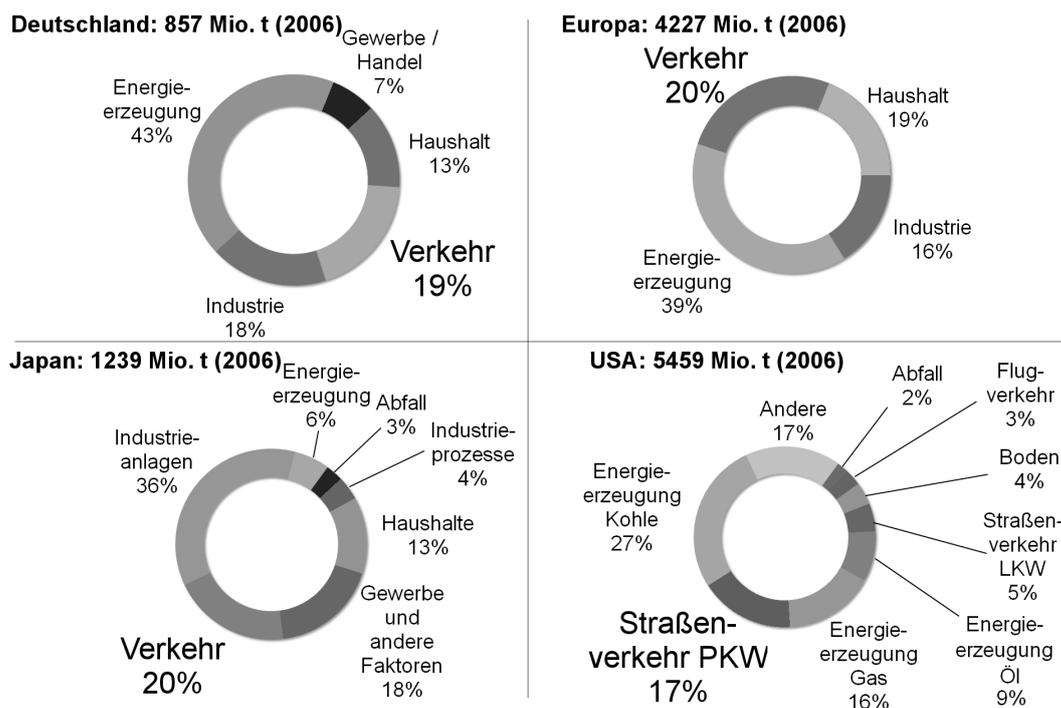


Abbildung 1.2: Zusammensetzung der CO_2 -Emissionen nach Weltregionen und Industriebereich [68]

zeugs mit Langstreckenfahrten höherer Geschwindigkeit nur zu einem geringen Teil gerecht werden. Hinzu kommen die Einschränkungen in der Leistungsabgabe unter extremen Temperaturen im Winter und Sommer [31, 56]. Auch der Verwendung von Wasserstoff als Energieträger für Brennstoffzellen oder Verbrennungskraftmaschinen stehen derzeit technologische Defizite bei der Speicherung entgegen. Dessen ungeachtet ist ein wirklich positiver Effekt für den globalen Klimaschutz dann erst gegeben, wenn die elektrische Energie für Batteriefahrzeuge bzw. die für die Wasserstoffgewinnung erforderliche Energie aus regenerativen, CO_2 -neutralen Quellen stammt. Andere Ansätze für die Zukunft klimaschonender Mobilität sehen die Verwendung von sogenanntem Biosprit vor, d.h. ein aus nachwachsenden Rohstoffen und damit für die Atmosphäre CO_2 -neutral erzeugter Brennstoff. Der globale Energiebedarf kann aus Biosprit allein jedoch bei weitem nicht gedeckt werden. Hinzu kommt unter Umständen die problematische Vernetzung mit dem landwirtschaftlichen Anbau von Nahrungsmitteln [52].

Umweltpolitische Maßnahmen zur CO_2 -Senkung in Kraftfahrzeugen lassen sich in zwei grundlegende Ansätze gliedern. Zum einen soll über CO_2 -basierte Kfz-Steuermodelle eine Lenkungswirkung der Kunden zum Kauf von CO_2 -armen Fahrzeugen erreicht werden. Zum anderen werden beispielsweise in der EU die Automobilhersteller selbst durch die verpflichtende Einhaltung sogenannter CO_2 -Flottengrenzwerte zur Herstellung von verbrauchsarmen Fahrzeugen angehalten. Dieser Grenzwert be-

zeichnet den mit dem jeweiligen Verkaufsanteil gewichteten, durchschnittlichen CO_2 -Ausstoß sämtlicher verkaufter Modelle eines Herstellers innerhalb eines Wirtschaftsraums [20]. Aus beiden Maßnahmen folgt für die Automobilhersteller der Zwang, möglichst CO_2 -arme Fahrzeuge zu entwickeln und zu vermarkten, um einen langfristigen, unternehmerischen Erfolg zu erzielen. Die hierfür nötigen Technologien müssen jedoch erdacht und entwickelt werden, wofür diese Arbeit einen Beitrag liefern will.

1.2 Stand der Technik

1.2.1 Ansätze zur CO_2 -Reduktion im Kraftfahrzeug

Die grundlegenden Ansätze zur CO_2 -Reduktion in konventionell angetriebenen Kraftfahrzeugen sind vielfältig und stehen oft in direktem Konflikt mit anderen Anforderungen, die entweder Kundenwünsche oder gesetzliche Rahmenbedingungen mit sich bringen. Aus energetischer Sicht können drei wesentliche Kategorien unterschieden werden:

1. Reduzierung des Energiebedarfs (klassischer Ansatz)

(a) Reduktion des Energieaufwands

Diese Kategorie umfasst sämtliche Optimierungsmaßnahmen, die die im Betrieb auftretende (innere) Motorbelastung reduzieren. Im Kraftflusspfad vom Motorbrennraum bis zu den Antriebsrädern stehen an letzter Stelle die auftretenden Fahrwiderstände. Hier setzen klassische Optimierungen auf dem Gebiet der Aerodynamik, des Leichtbaus und der Rollwiderstandsreduzierung ein. Weiterführend folgt die Reduzierung der mechanischen Reibverluste im gesamten Antriebsstrang sowie die Verringerung der Belastungen durch Zusatzaggregate [13, 17].

(b) Effizienzsteigerung der Energiewandlung

Forschungsaktivitäten hierfür konzentrieren sich derzeit vor allem auf die Entwicklung neuartiger Brennverfahren (geschichtete Direkteinspritzung / HCCI) sowie der mehrstufigen Turboaufladung kombiniert mit Downsizing. Aber auch motormechanische Maßnahmen wie z.B. variable Verdichtung stehen hierbei im Blickpunkt [24, 30, 42, 62].

2. Bedarfsgerechter Energieeinsatz

Einzelne, energetisch relevante Fahrzeug-Systeme werden gezielt erst im Bedarfsfall aktiviert und damit verbrauchsmäßig bedeutsam. Diese Gruppe umfasst Systeme, die z.B. den Verbrennungsmotor automatisch bei Stillstand des

Fahrzeugs stoppen, sowie bedarfsgeregelte Wasser-, Öl- und Lenkhilfepumpen. Derartige Ansätze werden gegenwärtig in breitem Maße in die Serienfertigung eingeführt [9].

3. Rückgewinnung (Rekuperation) von Energie

Ansätze dieser Gruppe umfassen die Rückgewinnung und Verwertung von Energieströmen, die sonst vom Fahrzeug ungenutzt in Form von Wärme an die Umgebung gelangen. Dabei ist sowohl die direkte Nutzung der Abwärme, als auch die Umwandlung in eine höherwertige, besser verwertbare Form, z.B. elektrische Energie, denkbar. Energieströme, die für eine Rekuperation besonders in Frage kommen, treten beim konventionell angetriebenen Fahrzeug vor allem an zwei Stellen auf: Zum einen besteht während einer Verzögerung des Fahrzeugs die Möglichkeit, durch intelligente Erhöhung der Generatorbelastung die abzubauen kinetische Energie im elektrischen Bordnetzspeicher aufzufangen und zu speichern. Dadurch kann die Generatorlast während einer folgenden Last-Phase entsprechend reduziert und das Bordnetz aus dem Speicher versorgt werden. Hierin liegt ein wesentlicher Vorteil von hybriden Fahrzeugen, die für die Aufnahme der anfallenden Bremsenergie einen großen elektrischen Speicherreservoir zur Verfügung haben. Zum anderen bietet die Rückgewinnung der beim motorischen Verbrennungsprozess entstehenden Abwärme in Kühlmittel und Abgas theoretisch ein erhebliches Kraftstoffeinsparpotential [38, 46, 49, 68].

1.2.2 Chancen und Wege der Abgasenergieerückgewinnung

Aktuelle Forschungs- und Entwicklungsprojekte verfolgen zwei grundlegende Ansätze, das Fahrzeug durch Nutzung der thermischen Abgasenergie effizienter zu machen. Der erste Ansatz zielt auf die Umwandlung der thermischen Abgasenergie in eine für das Fahrzeug nutzbare Energieform (elektrisch oder mechanisch) ab. Diese Wandlung unterliegt nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik jedoch einem oberen, physikalisch begrenztem Wirkungsgrad, der durch den Carnot-Prozess als idealen Kreisprozess beschrieben wird. Demnach lässt sich bei einer Abgastemperatur von 500 °C und einer Umgebungstemperatur von 20 °C theoretisch 62% der Wärmeenergie umwandeln. Dieser Wert ist jedoch technisch bei weitem nicht vollständig umsetzbar, da in der Realität z.B. Reibung und Energieverluste an die Umgebung auftreten.

Mit Hilfe sogenannter thermoelektrischer Generatoren (TEG) lässt sich Wärme direkt in elektrische Energie umwandeln. Dabei wird der Seebeck-Effekt genutzt, der die Umkehrung des bekannteren Peltier-Effekts beschreibt. Durch Aufprägen eines Temperaturgefälles, beispielsweise zwischen dem Abgas und einem Kühlmittel, erzeugen eine Vielzahl von thermoelektrischen Elementen (in der Regel eine Kombina-

tion aus p- und n-dotierten Halbleitermaterialien) eine Thermospannung. Wird diese in das elektrische Bordnetz des Fahrzeugs eingespeist resultiert über den Generator eine Entlastung des Verbrennungsmotors und folglich ein geringerer Kraftstoffverbrauch. Der durchschnittliche Bedarf an elektrischer Leistung im Kundenbetrieb beträgt bei einem Mittelklasse-Fahrzeug etwa 400 bis 600 W. Die theoretisch maximal erreichbare Verbrauchsreduktion resultiert somit aus dem vollständigen Wegfall dieser sonst vom Verbrennungsmotor aufzubringenden mechanischen Generatorlast. Der weiten Verbreitung dieser Technologie steht aus technischer Sicht jedoch der derzeit beschränkte Wirkungsgrad (etwa 18% bei $\Delta T = 250K$) und die unzureichende Temperaturbeständigkeit der heute verfügbaren thermoelektrischen Materialien entgegen. Dennoch lassen sich heute in einem Fahrzeug der oberen Mittelklasse bei Landstrassentempo etwa 300 W elektrischer Leistung aus dem Abgas gewinnen [49, 67].

Eine weitere Möglichkeit bietet die Wandlung der Abgaswärme in mechanische Energie mit Hilfe eines thermodynamischen Kreisprozesses, z.B. einem organischen Rankine-Zyklus. Hierbei wird ein flüssiges Arbeitsmedium verdichtet, erhitzt, verdampft und in eine Entspannungsmaschine geleitet, die die im Dampf gespeicherte Energie teilweise in mechanische Arbeit umsetzt. Das Abgas liefert hierbei die zur Verdampfung des Arbeitsmediums nötige Energie [65]. Die gewonnene mechanische Leistung wird zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs entweder direkt dem Antriebsstrang zur Verfügung gestellt oder zur Stromerzeugung in einem Generator verwendet. In [23] wird erstmals experimentell die Leistungsfähigkeit eines derartigen Systems und seine packagekonforme Integration in ein Kraftfahrzeug nachgewiesen. Besondere Herausforderung für den Serieneinsatz stellen jedoch die weitere Volumen-, Gewichts-, Komplexitäts- und Kostenreduzierung dar.

Für beide Rekuperationsansätze (TEG und Dampfprozess) gilt, dass eine Reihe von zusätzlichen, zum Teil noch nicht langjährig im Fahrzeug erprobten Komponenten in das Fahrzeug integriert werden müssen, wodurch Systemkomplexität und Abstimmungsaufwand enorm ansteigen. Letztlich sind es aber vor allem die Kosten, die beiden Systemen gegenwärtig die breite Serieneinführung erschweren.

Aufgrund der oben genannten Gründe, ist der technologische und wirtschaftliche Durchbruch bei den vorgestellten Ansätzen zur Wandlung von thermischer Abwärme in Kraftfahrzeugen wohl frühestens in ca. 10 Jahren zu erwarten. Da zudem die weitere Effizienzsteigerung über motorische Maßnahmen mit sehr hohem Aufwand einhergeht, wird daher trotz des relativ geringen Potentials bereits seit längerem die direkte Nutzung der Abgaswärme erforscht und teilweise bereits in der Serie angewandt¹.

¹Lexus RX 450h; Citroën C4 Picasso

Im Gegensatz zu den Ansätzen mit Energiewandlung, deren Wirkung hauptsächlich bei betriebswarmen Fahrzeug vorliegt, ist der Nutzen der direkten Abgasnutzung auf die Warmlaufphase beschränkt. Die eigentliche Nutzung erfolgt dabei durch geeignete Übertragung der Abgaswärme auf einen Kühl- oder Schmierkreislauf im Fahrzeug, was zu einer zusätzlichen Aufheizung führt. Zu diesem Zweck ist in den Abgastrakt des Fahrzeugs ein Abgaswärmetauscher (AWT) integriert. Ein positiver Effekt in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch ist dabei durch zwei mögliche Ansätze gegeben. Zum einen lassen sich mit der Abgaswärme die Komponenten des Antriebsstrangs nach einem Kaltstart schneller auf Betriebstemperatur bringen. Die mechanischen Verluste durch Reibung sowie die Öl-Pumpenlast im Motor und Automatikgetriebe werden in hohem Maße durch die Viskosität und damit der Temperatur des Schmierstoffs (Öl) beeinflusst. Eine beschleunigte Aufheizung des Antriebsstrangs mit Hilfe thermischer Abgasenergie führt somit zu frühzeitiger Reduktion der inneren Motorlast und folglich zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch. In einer Reihe von experimentellen Studien wurde dieser Effekt bereits nachgewiesen: Bals [7] erzielte im Rahmen von Motor-Prüfstandsuntersuchungen durch Einkopplung der Abgaswärme in das Motorkühlsystem eines 5-Zylinder 4-Taktmotors dessen deutlich beschleunigte Aufwärmung mit entsprechender Reibreduzierung im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) und im amerikanischen Testzyklus (FTP75) bei +25°C. Die Einkopplung in den Kühlkreislauf erfolgte dabei vor dem Kühlmittel-Öl-Wärmetauscher, so dass die zurückgewonnene Wärme zum großen Teil dem Ölkreislauf zu Gute kommt. Allerdings konnte nur im FTP75-Zyklus aufgrund der höheren, hier auftretenden Motorlasten ein nennenswerter Verbrauchsvorteil von etwa 2,4% nachgewiesen werden. Im NEFZ hingegen wurde mit diesem Systemaufbau nur eine moderate Kraftstoffeinsparung erzielt, wie auch Arbeiten von Genger [26] und Kay [44] (-0,75% Kraftstoffeinsparung) zeigen. Des Weiteren weist Geskes [27] darauf hin, dass durch Einkopplung der Abgaswärme in das Automatikgetriebe des Fahrzeugs größere Kraftstoffeinsparungen erzielbar sind, da dessen natürliche Aufheizrate im Vergleich zum Motor sehr gering ist. Auch Holzer [38] wies an einem V6-Ottomotor nach, dass mit einem zu Beginn des NEFZ auf +40°C temperierten (Wandler-)Automatikgetriebe bereits eine Verbrauchseinsparung von etwa 1.1% zu erreichen ist (ca. 2,9% bei einer anfänglichen Getriebeöltemperatur von +100°C). Kunze [47] analysierte in einer theoretischen Studie mit Hilfe von numerischen Methoden, wie eine gegebene Wärmemenge während der ersten 120 Sekunden nach einem Kaltstart auf die Komponenten des Antriebsstrangs zu verteilen ist, um ein optimales Ergebnis hinsichtlich CO_2 -Einsparung im NEFZ zu erreichen. Demnach besteht bei einer geringen verfügbaren Wärmemenge von bis zu 0,6 MJ das größte Potential darin, die Wärme vollständig in den Ölkreis des Automatikgetriebes einzubringen. Bei größeren verfügbaren Wärmemengen führt eine Aufteilung der Wär-

memenge auf die Antriebsstrangkomponenten gemäß Abbildung 1.3 zum optimalen Ergebnis. In der Abbildung bezeichnet die X-Achse die zur Verfügung stehende Wärmemenge in MJ, während die Y-Achse dessen optimale prozentuale Aufteilung auf die drei Antriebsstrangkomponenten aufzeigt.

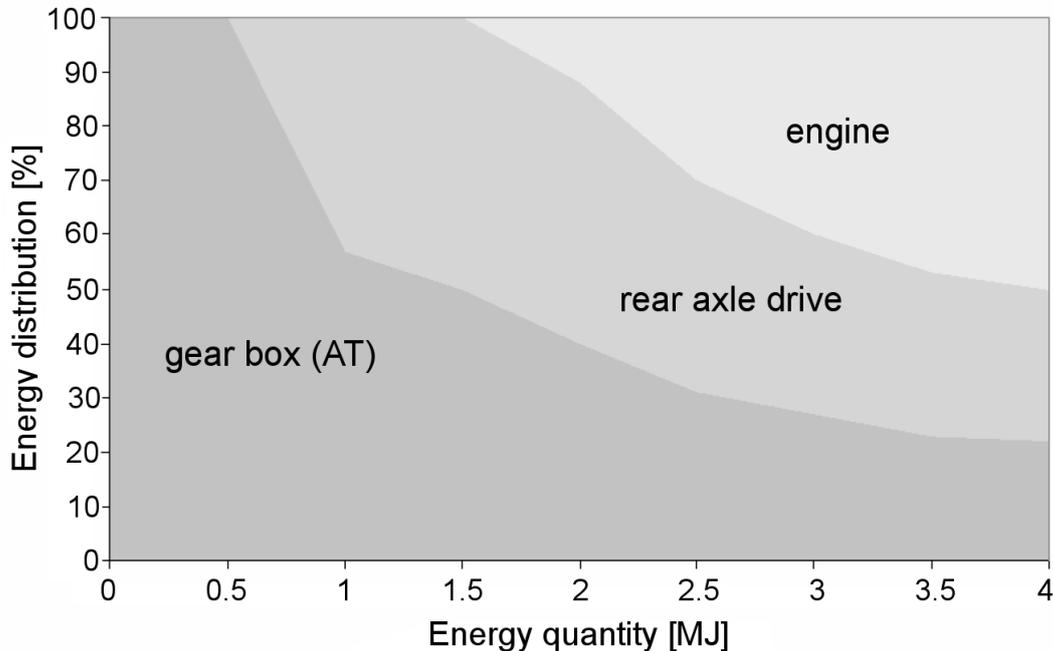


Abbildung 1.3: Verbrauchsoptimale Aufteilung einer gegebenen Wärmemenge (X-Achse) auf die Komponenten des Antriebsstrangs während der ersten 120 Sekunden des NEFZ (BMW 530i) [47]

Kitte [46] untersuchte ebenfalls unter Anwendung von Gesamtfahrzeugsimulation verschiedene Wärmemanagement-Maßnahmen zur CO_2 -Reduktion anhand eines Diesel - Hybridfahrzeugs. Dabei erfolgte auch die simulative Integration eines Abgaswärmetauschers in das Motorkühlsystem. Er ermittelte hierfür eine Verbrauchseinsparung von 3,4% im NEFZ bei $-20^\circ C$.

Die zweite Nutzungsmöglichkeit der Abgaswärme betrifft die Heizungsunterstützung des Innenraums bei tiefen Umgebungstemperaturen. Vor allem thermodynamisch hoch effiziente Fahrzeuge benötigen für eine komfortable Beheizung des Innenraums sogenannte Zuheizter, die den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs jedoch negativ beeinflussen (siehe Kapitel 2.3.2). Die Nutzung der Abgaswärme zur Innenraumheizung bringt daher die Chance mit sich, einen vorhandenen Zuheizter entsprechend kleiner zu dimensionieren bzw. komplett entfallen zu lassen und auf diese Weise Kraftstoffeinsparpotentiale zu erschließen. Hierfür muss jedoch mit Hilfe der Abgaswärmenutzung ausreichende Heizleistung aufgebracht werden. Geskes [27], Genger [26] und Srun [64] untersuchten bereits mit experimentellen Mitteln das Heizleistungspotential durch Abgaswärmenutzung anhand von Dieselfahrzeugen bei einer

niedriglastigen Konstantfahrt. Der verwendete Aufbau sah wiederum die kühlmit-telseitige Einkopplung der Abgaswärme vor Heizungswärmetauscher vor. Obwohl mit dieser Integrationsmöglichkeit bereits ein deutlicher Heizleistungsgewinn erzielt werden konnte, wurde das Leistungsniveau eines elektrischen PTC - Zuheizers (PTC = positive temperature coefficient) von 1000 W (siehe Kapitel 2.3.2) jedoch nicht erreicht. Erst durch Modifizierung des thermodynamischen Verbrennungsprozesses mit dem Ziel der Abgastemperaturerhöhung konnte die Heizleistung weiter gesteigert werden, was jedoch ebenfalls wiederum zu zusätzlichem Kraftstoffverbrauch führt [27].

1.3 Zielsetzung der Arbeit

Die direkte Nutzung der im Abgas enthaltenen, thermischen Energie verspricht aufgrund der bereits nachgewiesenen Potentiale ein lohnender Weg zu sein, mit heute verfügbarer Technologie die Effizienz von Kraftfahrzeugen weiter zu steigern. Zusätzliche Relevanz erfährt dieses Thema durch die Tatsache, dass nach vorliegenden Studien der BMW Group die Fahrzeuge häufig im Kurzstreckenverkehr mit relativ langen Standzeiten genutzt werden [4]. Für ein derartiges Nutzungsprofil bieten Warmlaufmaßnahmen mit gegebenenfalls effizienter Innenraumheizung ein besonders hohes Kraftstoffeinsparpotential.

Generell liegen bereits eine Reihe von Arbeiten zu diesem Thema sowohl mit dem Fokus auf die Antriebsstrangaufheizung als auch zur Heizunterstützung vor. Die meisten basieren auf experimentellen Studien an konkreten Fahrzeugen der Mittel- und Kompaktklasse (Diesel/Otto) unter Beschränkung auf einen oder zwei feste Systemaufbauten, die stets eine Wärmeeinkopplung in das Motorkühlsystem vorsehen. Eine tiefgreifende Potentialstudie unter Einbeziehung verschiedener Systemaufbauten, Fahrzeugtypen und Umgebungsbedingungen besteht nicht. Für eine derartige Betrachtung bietet sich aufgrund des hohen Versuchsaufwands die Anwendung der Simulation an. Hinzu kommen die komplexen und vielfältigen Wechselwirkungen beim Transfer thermischer Energie zwischen den einzelnen Fahrzeugkomponenten, die in ihrer Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch bzw. die Heizleistung nur bedingt mit Hilfe von Messungen vollständig zu erfassen sind.

Daher soll in dieser Studie basierend auf numerischen Methoden eine detailliertere Systemanalyse bzw. Potentialstudie im Kontext des Gesamtfahrzeugs durchgeführt werden. Hierfür wird ein eindimensionaler Simulationsansatz verwendet, der sämtliche mechanischen, thermischen und die wesentlichen elektrischen Energieströme im Fahrzeugantriebsstrang während der Warmlaufphase und im betriebswarmen Fall abbildet. Somit liegt nach Abstimmung und Validierung anhand von Messungen an

zwei Versuchsfahrzeugen ein bezüglich oben genannter Energieströme prognosefähiges Werkzeug für beliebige Fahrzyklen und Umgebungstemperaturen vor. Ziel ist es herauszuarbeiten, wie die rückgewonnene Abgaswärme für ein optimales Ergebnis hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und/oder der Heizleistung im Fahrzeug eingesetzt werden muss. Dies umfasst neben der Bewertung verschiedener konzeptioneller Systemaufbauten anhand von gesetzlichen und auslegungsrelevanten Fahrzyklen auch die Prüfung motorapplikativer Ansätze, die eine weitere Leistungssteigerung der Abgaswärmerückgewinnung durch motorische Anhebung der Abgastemperatur ermöglichen. Mit Hilfe einer Parameterstudie soll zudem aufgezeigt werden, welche konstruktiven und umweltbezogenen Parameter die Leistungsfähigkeit eines Abgaswärmetauschersystems zur Warmlaufbeschleunigung bestimmen und für welche Fahrzeuggattungen hierfür eine besondere Eignung vorliegt. Eine weitere Zielsetzung liegt in der detaillierten Bestimmung jener Kraftstoffeinsparung, die sich durch ein Abgaswärmetauscher-System im alltäglichen Fahrbetrieb über den Jahresverlauf ergibt. Die Arbeit soll damit eine Entscheidungsgrundlage für unternehmenstrategische Überlegungen zur Einführung solcher Abgasrückgewinnungssystemen in eine Fahrzeugflotte liefern.

2. Kraftfahrzeugtechnische Aspekte

2.1 Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors

Die Wandlung von Wärme in mechanische Energie ist nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik physikalisch begrenzt. In fahrzeugtauglichen Verbrennungskraftmaschinen (VKM) wird prinzipbedingt nur etwa ein Drittel der im Kraftstoff chemisch gebundenen Energie in mechanische Arbeit gewandelt. Die restliche Energie liegt als Abwärme vor. Sie gelangt etwa zu einem weiteren Drittel aus dem Brennraum über die Brennraumwände in die Motorstruktur und schließlich über die Strukturoberfläche und den Kühlkreislauf in die Umgebung. Die verbleibende Energiemenge wird ebenfalls in Form von Wärme über die Abgasströmung an die Umgebung abgeführt (vgl. Abbildung 2.1). Lediglich ein geringer Teil der im Abgas befindlichen Enthalpie wird heute in Abgasturboladern zur Vorverdichtung der angesaugten Frischluft genutzt, wodurch eine Verbesserung der Drehmomentabgabe bei gleichzeitiger Steigerung der Maximalleistung und des Gesamtwirkungsgrads erzielt werden kann [49, 55, 60].

Während die Abwärme über die Brennraumwände bereits zur Erwärmung und damit zur Reibreduzierung bzw. Effizienzsteigerung des Motors nach einem Kaltstart führt, ist die Abgasabwärme faktisch als für das System verloren zu betrachten. Die Zurückhaltung und Verwertung der thermischen Abgaswärme in direkter oder indirekter Form leistet daher einen unmittelbaren Beitrag, die Gesamteffizienz des Fahrzeugsystems zu erhöhen. Zudem liegt die Energie im Abgas aufgrund der hohen Temperaturen (bis 1100°C am Krümmereingang) räumlich sehr konzentriert vor, so dass eine Rückgewinnung in der Abgasanlage mit relativ geringem Bauraum- und

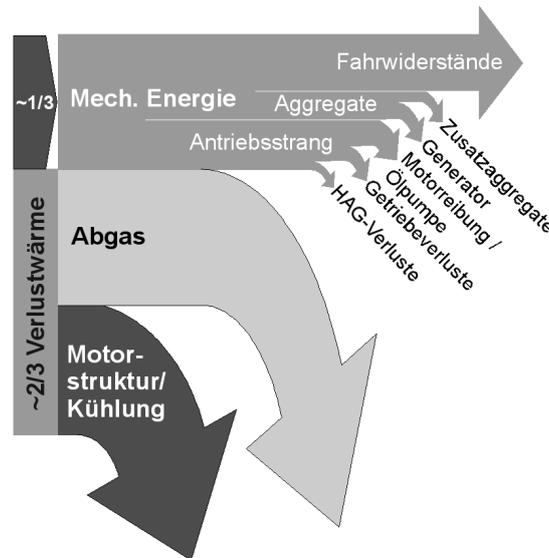


Abbildung 2.1: Aufteilung der eingesetzten Primärenergie im Verbrennungsmotor [49]

Gewichtsaufwand möglich ist. Außerdem steht die Abgaswärme binnen kurzer Zeit nach einem Kaltstart für die Nutzung zur Verfügung.

2.2 Aspekte der Wärmeauskopplung

2.2.1 Integration in das Gesamtfahrzeug

Die direkte Wärmerückgewinnung erfolgt durch Übertragung der Abgaswärme auf einen geeigneten Fluidkreislauf im Fahrzeug, dessen beschleunigte Erwärmung direkt oder indirekt zu einer Effizienzsteigerung des Antriebsstrangs oder zu gewünschten Sekundärfunktionen wie einer erhöhten Heizleistung führt. Die Wärmeübertragung wird technisch durch einen in die Abgasanlage des Fahrzeugs integrierten Abgaswärmetauscher (AWT) realisiert. Dabei sind jedoch Randbedingungen zu beachten, die sich aus dem komplexen Zusammenspiel der einzelnen Fahrzeug-Komponenten ergeben und nachfolgend aufgezeigt sind:

1. Abgasgedruck

Der Abgaswärmetauscher als zusätzliche Komponente im Abgasstrang verursacht eine erhöhte Drosselung des Abgasstroms. Zusätzlicher Strömungswiderstand im Abgasrohr führt jedoch zu erhöhter Ladungswechselarbeit der Kolben und hat somit einen negativen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und die maximale Leistungsabgabe des Motors. Laut Zellbeck [71] führt ein konstant um 100 mbar erhöhter, statischer Druck vor Katalysator im NEFZ bei +25 °C

zu einer Verbraucherhöhung von 0,5 %. Ferner verringert sich jedoch aufgrund des Dichteanstiegs infolge der Abkühlung im Abgaswärmetauscher der Druckverlust über nachfolgende Komponenten wie Schalldämpfer oder eventuell vorhandene Unterboden-Katalysatoren. Kay [44] wies bei einem Fahrzeug mit Unterbodenkatalysatoren sogar eine Reduzierung des Gesamtdruckverlustes nach erfolgter Integration eines Abgaswärmetauscher in das Abgassystem nach. Generell ist bei der geometrischen Auslegung trotzdem auf eine strömungsoptimierte Gestaltung des Abgaswärmetauschers besonderer Schwerpunkt zu legen, so dass die Ladungswechsel-Charakteristik des Verbrennungsmotors möglichst geringfügig beeinflusst wird. Mit Hilfe eines Umgehungskanals (Bypass), über Strömungsklappen angesteuert, kann eine Regulierung des Abgasmassenstroms durch den Abgaswärmetauscher und damit des Abgasgedrucks erfolgen.

2. Abschaltung der Wärmeübertragung

In Betriebszuständen, in denen keine zusätzliche Wärmeenergie im Fahrzeug benötigt wird bzw. sogar ein Überhitzen von Komponenten des Antriebsstrangs vermieden werden muss, ist eine Unterbindung der Wärmeübertragung im Abgaswärmetauscher vorzusehen. Dies kann ebenfalls z.B. durch einen Bypasskanal realisiert werden (siehe Kapitel 2.2.2).

3. Package und Gewicht

Im Sinne einer bestmöglichen Integration des Abgaswärmetauschers in das Gesamtfahrzeug ist bei gegebenen Bauraumvolumen ein möglichst hoher Übertragungswirkungsgrad bei möglichst geringer Masse vorzusehen.

4. Langzeitbeständigkeit

Für eine serienmäßige, praxistaugliche Verwendung ist die Langzeitbeständigkeit gegen mechanische (Vibrationen), thermische (Thermospannungen) und chemische Einwirkungen, z.B. durch Taupunktunterschreitung aggressiver Abgasbestandteile, sicherzustellen.

Außerdem sind hinsichtlich der Einbauposition des Abgaswärmetauschers in der Abgasanlage folgende Aspekte zu beachten: Die Temperatur des Abgases fällt bei der Durchströmung entlang des Abgasrohrs als Folge des Wärmeaustauschs mit der kühleren Umgebung stetig ab. Je nach Motorlast, Drehzahl, Fahrgeschwindigkeit und Umgebungstemperatur stellt sich eine Abkühlung von etwa 60 bis 120 K pro Meter Abgasrohr ein. Lediglich exotherme Nachoxidationsvorgänge in motornahen Bereichen der Abgasanlage sowie die katalytische Schadstoffkonvertierung in den Abgasnachbehandlungskomponenten führen zu zusätzlichem Wärmeeintrag und damit zur lokalen Erhöhung der Abgastemperatur [55].

Die Integration an einer für die optimale Wärmerückgewinnung vorteilhaften, d.h. heißen und somit motornahen Position ist in der Regel jedoch nicht möglich, da andere Komponenten der Abgasanlage bevorzugt mit Wärme versorgt werden müssen. So ist bei turbo-aufgeladenen Motoren für möglichst hohe Enthalpieausbeute in der Turbine und schnelles Ansprechverhalten (Response) eine ebenfalls möglichst motornahe Position der Abgasturbine vorzusehen. Weiterhin erreichen 3-Wege-Katalysatoren und Diesel-Oxidationskatalysatoren ihre maximale Konvertierungsrate von annähernd 98% erst ab einer Monolithtemperatur von 200°C bis 300°C (Diesel-Oxidations-Katalysator: $\sim 160^\circ\text{C}$). Diese sogenannte Light-Off Temperatur muss für die Einhaltung schärfster Abgasemissionsgesetze binnen kürzester Zeit nach einem Kaltstart erreicht werden, was eine motornahe Position der Katalysatoren zwingend notwendig macht. Ähnliches gilt für den Dieselpartikelfilter in der dieselmotorischen Abgasanlage, der nur bei motornaher Position die für eine Regeneration erforderlichen Temperaturen von ca. 650°C auch unter niedrigen Lastzuständen zuverlässig erreichen kann. Für die Abgaswärmetauscherintegration kommt somit nur eine Position nach Turbine und Abgasnachbehandlungskomponenten in Frage. Verfügt das Fahrzeug zusätzlich über weitere Abgasnachbehandlungseinheiten, die zum Schutz gegen Überhitzung motorfern im Unterboden verbaut werden müssen, aber für ihre Wirksamkeit trotzdem eine minimale Temperatur nicht unterschreiten dürfen, so ist eine effektive Abgaswärmerückgewinnung nur bedingt möglich.

2.2.2 Technische Realisation der Wärmeauskopplung

Im Folgenden werden zwei verschiedene, technologische Ansätze aufgezeigt, die im Sinne der oben formulierten Anforderungen geeignet sind.

- Rohrbündel- / Plattenwärmetauscher

Die einfachere Form eines Abgaswärmetauschers stellt der Platten- oder Rohrbündelwärmetauscher in Gegenstromweise dar. Abgas und das zu erheizende Fluid stehen über eine gemeinsame Trennwand in konvektiven Wärmeaustausch. Die Wirkungsweise sowie Auslegung derartiger Wärmetauscher ist in der Literatur ausführlich beschrieben (siehe z.B. [69]). Die Beeinflussung des Übertragungs-Wirkungsgrades und der Strömungswiderstände erfolgt maßgeblich durch geometrische Gestaltung der Rohre bzw. Platten. Zur Erhöhung der Wärmeübergangskoeffizienten und Vergrößerung der Wärmeaustauschflächen können dafür Rippen oder Nadeln in die Konstruktion eingebracht werden. Des Weiteren lässt sich die Abschaltung der Wärmeübertragung mit Hilfe eines sogenannte Umgehungskanals (Bypass) realisieren. Eine aktiv oder passiv geregelte Klappe steuert die Aufteilung des Abgasmassenstroms zwischen Abgaswärmetauscher und Umgehungskanal, so dass eine Leistungsregelung der Wärmeübertragung vorgenommen werden kann.

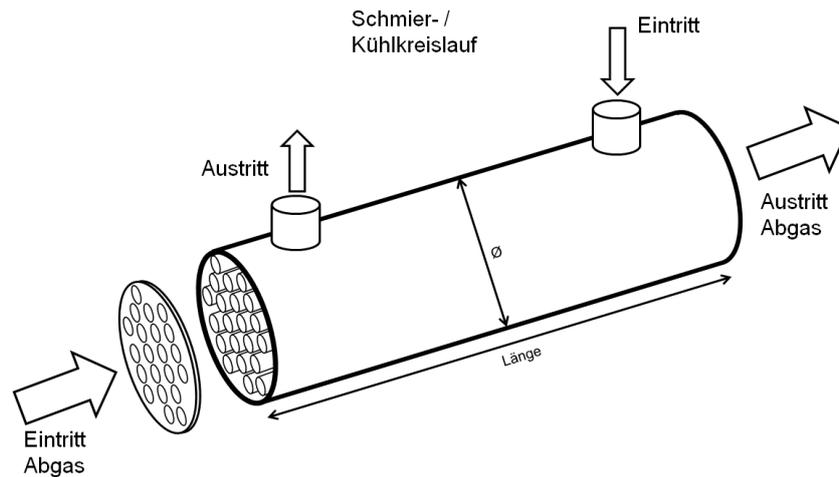


Abbildung 2.2: Skizze des in Versuchsfahrzeug 2 verwendeten Rohrbündelwärmetauschers in Gegenstromweise

- Thermosiphon

Ein zweiter Ansatz zur Übertragung der Abgaswärme auf ein nutzbringendes Fluid besteht in der Wärmeübertragung über ein Gravitationswärmerohr (Thermosiphon). Hierbei erfolgt die Wärmeübertragung mittelbar über einen schwerkraftgetriebenen Übertragungskreislauf. Dabei wird der Phasenwechsel des Übertragungsmediums gezielt ausgenutzt, um den Übertragungswirkungsgrad zu steigern. Ein prinzipielles Schema der Funktionsweise zeigt Abbildung 2.3.

Das Übertragungsmedium (z.B. Wasser) befindet sich in einem hermetisch verschlossenen Volumen, das in eine über Rohre verbundene Heiß- und Kaltzone aufgeteilt ist. Die Menge des Mediums und der interne Systemdruck werden so gewählt, dass das Medium in der Heißzone aufgrund der Erwärmung durch das Abgas verdampft. Über einen Dampfkanal gelangt es daraufhin in die Kaltzone, wo es die aufgenommene Wärme an das zu erheizende Fluid (z.B. Getriebeöl) abgibt und dabei wieder kondensiert. In flüssiger Form gelangt es schließlich über den Flüssigkeitskanal wieder in die Heißzone, wo der Kreislauf geschlossen wird.

Vorteile dieser Übertragungsweise liegen neben der vergleichsweise hohen Leistungsdichte vor allem in der leicht zu integrierenden Abschaltfunktion nach erfolgter Warmlaufunterstützung. Dies kann beispielsweise mit Hilfe eines Ventils realisiert werden, das in Abhängigkeit des internen Systemdrucks die Rückleitung für die flüssige Phase verschließt. Erreicht das zu erheizende Fluid eine gewisse Temperatur, unterbleibt die Kondensation des Übertragungsmediums, so dass in der Folge der interne Systemdruck ansteigt. Durch die dann erfolgenden

sichergestellt. Daher wird für den Druckaufbau in den Ölpumpen im Motor und Automatikgetriebe ebenfalls zusätzliche Antriebsenergie benötigt. Die Viskosität des verwendeten Schmieröls hat dabei erheblichen Einfluss auf die mechanische Übertragungsgüte des Antriebsstrangs, denn sie beeinflusst Reibung und erforderliche Öl-Pumpenleistung. Da die Viskosität des Öls stark temperaturabhängig ist, resultiert durch seine Erwärmung eine Reduzierung der mechanischen Verluste innerhalb der Komponente.

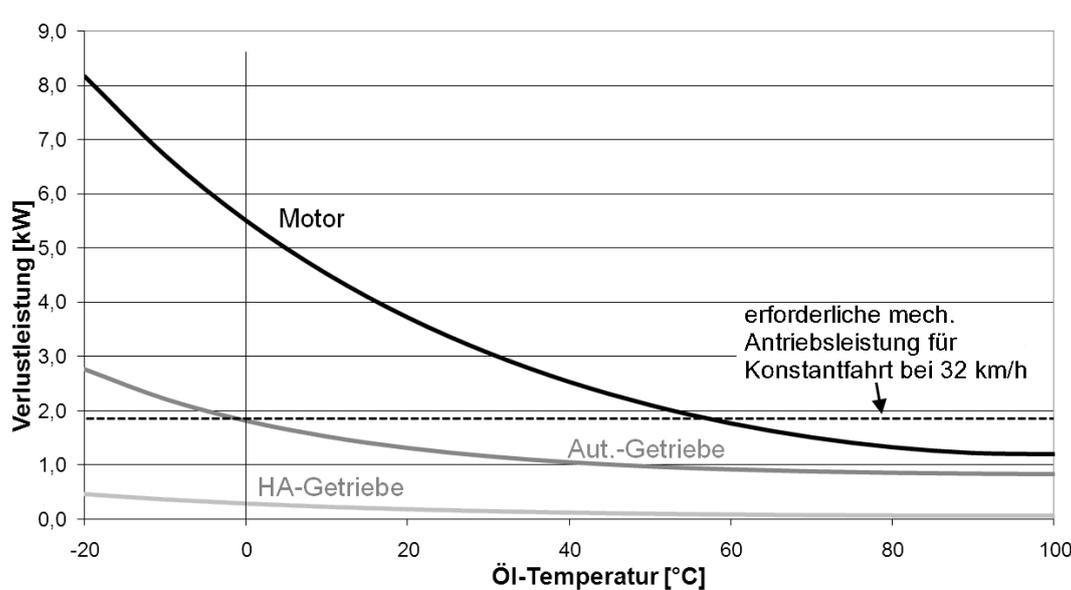


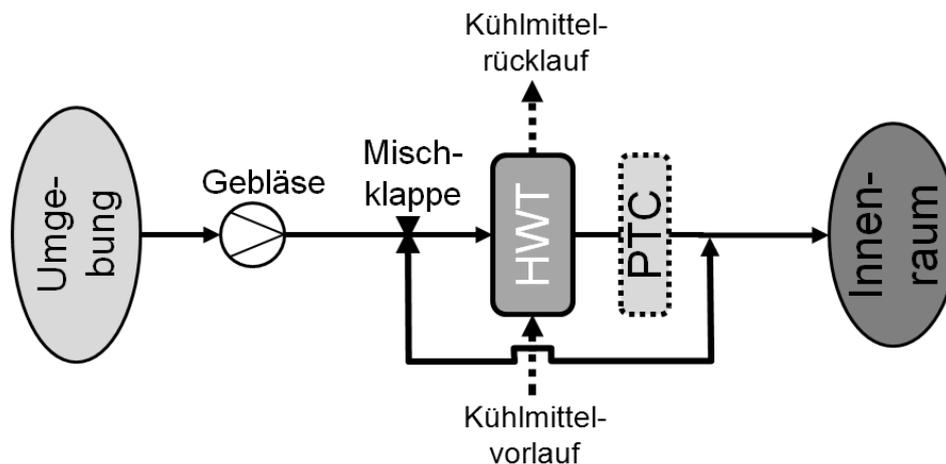
Abbildung 2.4: Temperaturabhängigkeit der Reibverluste im Antriebsstrang eines Mittelklassenfahrzeuges (2,0-Liter 4-Zylinder-Dieselmotor) bei einer Konstantfahrt bei 32 km/h im 3. Gang (der Arbeit vorausgegangene Reibleistungsmessungen der Antriebsstrangkomponenten)

Abbildung 2.4 zeigt die mechanische Verlustleistung der Komponenten des Antriebsstrangs in Abhängigkeit der jeweilig herrschenden Öltemperatur. Zugrunde liegt wiederum eine Konstantfahrt bei 32 km/h im 3. Gang. Die temperaturabhängige Verlustleistung ist für den Motor dabei am ausgeprägtesten, gefolgt vom Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe. Der Ansatz zur Warmlaufbeschleunigung des Antriebsstrangs verfolgt demnach das Ziel, die Komponenten des Antriebsstrangs nach einem Kaltstart mit Hilfe von Abgasenergie schneller zu erwärmen und dadurch entsprechend frühzeitig eine verlustoptimale Kraftübertragung zu erreichen.

2.3.2 Unterstützung der Innenraumbeheizung

Die Beheizung des Innenraums erfolgt bei konventionell angetriebenen Fahrzeugen üblicherweise durch Nutzung der im Kühlmittel befindlichen Motorabwärme. Die vom Gebläse angesaugte Umgebungsluft wird durch einen kühlmitteldurchströmten

Wärmetauscher (Heizungswärmetauscher) geführt und dabei erwärmt. Die erwärmte Luft gelangt schließlich über die Einströmdüsen in den Innenraum des Fahrzeugs [13]. Um die Einströmtemperatur der Luft zu regeln, ist in der Regel ein Umgehungs- kanal des Heizungswärmetauschers vorgesehen. Über eine Mischungs- klappe erfolgt eine Aufteilung des angesaugten Frischluftmassenstroms auf den Heizungswärmetau- scher oder den Umgehungs-kanal entsprechend des Fahrerwunsches (siehe Abbildung 2.5).



HWT: Heizungswärmetauscher

PTC: elektrischer Zuheizier

Abbildung 2.5: (vereinfachtes) Schema der PKW Fahrzeugheizung

Bei thermodynamisch hoch-effizienten Verbrennungsmotoren liegt nach einem Kaltstart bei tiefen Umgebungstemperaturen und geringlastiger Fahrt allerdings nicht genügend Abwärme im Kühlmittel vor, um sofort eine komfortable Innenraumauf- heizung sicherzustellen. Um dennoch eine möglichst rasche Aufheizung zu erreichen, werden heute meist sogenannte Zuheizier verbaut. Diese stellen zusätzliche Wärme durch Umwandlung von mechanischer (Viskokuheizier), chemischer (Brennstoffhei- zer) oder elektrischer Energie (PTC-Zuheizier) entweder dem Kühlmittelkreislauf oder direkt der in den Innenraum geführten Frischluft zur Verfügung [60]. Die größ- te, serienmäßige Verbreitung hat aufgrund seiner kompakten Abmaße, der hohen Lebensdauer, seiner Wartungsfreiheit sowie geringen Kosten der elektrische PTC- Zuheizier erlangt. Da die Wärmeleistung in der Regel direkt der in den Innenraum geführten Luft (nach HWT) zur Verfügung gestellt wird, erreicht er zudem sehr geringe Ansprechzeiten ([40, 60]).

PTC-Heizwiderstände (PTC = positive temperature coefficient) sind polykristalli- ne Keramiken, deren elektrischer Widerstand bei Erwärmung in einem definierten Temperaturbereich um mehrere Zehnerpotenzen ansteigt (vgl. Abbildung 2.6). Der

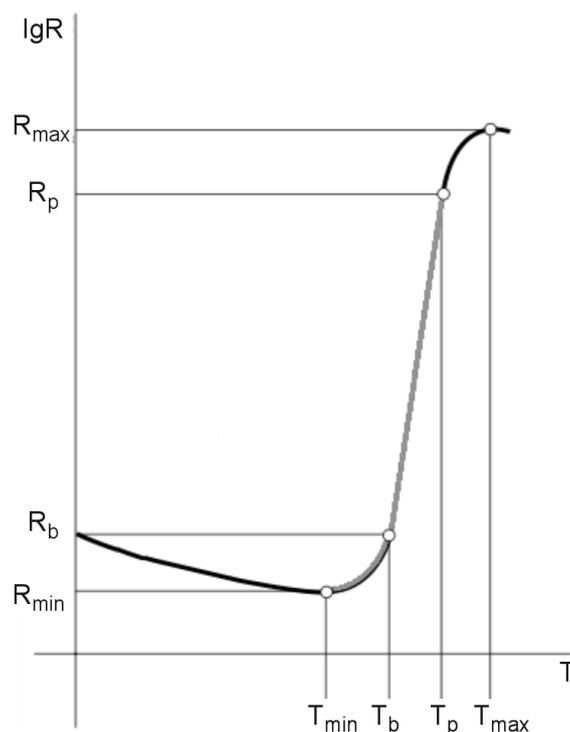


Abbildung 2.6: Widerstandskennlinie eines PTC-Elements

Zuheizer steht dabei immer im Gleichgewicht zwischen zugeführter elektrischer Leistung und der an die Luft abgegebenen Wärmeleistung. Er kann dabei nicht beliebig hohe Temperaturen annehmen, da durch die spezielle Widerstandscharakteristik der Widerstand überproportional ansteigt und somit eine Art Selbstlimitierung gegeben ist. Für den serienmäßigen Einsatz ist er in Leistungsbereichen von 1 bis 3 kW verfügbar [40]. Im betrachteten Mittelklasse-Fahrzeuge (2,0-Liter Dieselmotor) ist ein PTC-Zuheizer mit einer Wärmeleistung von 1000 W verbaut.

Der wesentliche Nachteil des elektrischen PTC-Zuheizers besteht jedoch im erheblichen Kraftstoffmehrverbrauch während seines Betriebs. Die Bereitstellung der zusätzlichen, elektrischen Leistung von 1000 W führt bei einem Generatorwirkungsgrad von 60 bis 75 % zu einer mechanischen Mehrleistung des Motors von etwa 1660 W bis 1400 W. Gerade bei geringlastigen Fahrten (langsamer Stop&Go-Betrieb) liegt diese Motormehrbelastung im Größenbereich der für die Fortbewegung des Fahrzeugs erforderlichen, mechanischen Leistung.

2.4 Vorüberlegungen

Im folgenden Abschnitt soll im Vorfeld der genauen, auf Simulationseinsatz basierenden Analyse eine Abschätzung des Nutzenpotentials der Abgaswärmerückgewinnung getroffen werden. In Abbildung 2.7 ist diejenige Wärmeleistung dargestellt, die im NEFZ bei einem 2,0-Liter Diesel-Mittelklassenfahrzeug theoretisch durch Abkühlung

des im Unterboden vorliegenden Abgases auf das Temperaturniveau des Motorkühlmittels für die Rückgewinnung zur Verfügung steht. Die Abbildung zeigt, dass die für die Rückgewinnung verfügbare Wärmemenge bei tiefer Start- und Umgebungstemperatur (-7°C) gegenüber warmen Bedingungen ($+23^{\circ}\text{C}$) deutlich erhöht ist. Dies liegt zum einen darin begründet, dass für eine effektive Katalysatoraufheizung unter kalten Bedingungen eine Anhebung der Abgastemperatur mit motorischen Maßnahmen erfolgt. Da gleichzeitig ein geringeres Kühlmitteltemperaturniveau vorliegt, ergibt sich ein größerer Temperaturunterschied zur Abgasströmung, der zu der erhöhten, theoretisch nutzbaren Wärmemenge führt. Ferner ist bei tiefen Umgebungstemperaturen die Abgasrückführung vollständig deaktiviert. Folglich nimmt in diesem Fall der effektiv durch das Abgasrohr strömende Abgasmassenstrom und damit der Enthalpiestrom zu.

Nach dem Start erfolgt zunächst die Aufwärmung der dem Abgaswärmetauscher in der AGA vorangestellten Komponenten, hauptsächlich des Abgasturboladers, des Katalysators und des Dieselpartikelfilters (DPF). Nach 160 Sekunden Fahrtzeit kann bei -7°C bereits eine Wärmeleistung von mindestens 900 W über den Abgaswärmetauscher zurückgewonnen und theoretisch zur Heizunterstützung verwendet werden. Im Durchschnitt über den gesamten NEFZ stehen sogar ca. 2250 W zur Verfügung. Somit ist prinzipiell die Möglichkeit gegeben, den im betrachteten Fahrzeug verbauten elektrischen Zuheizung mit einer Wärmeleistung von 1000 W vollständig zu ersetzen. Dagegen besteht bei $+23^{\circ}\text{C}$ gerade zu Beginn bis etwa 320 Sekunden ein nur mäßiges Wärmeangebot. Erst im Überlandteil des NEFZ (ab ca. 800 Sekunden) liegt ein größeres Wärmeangebot vor. Es ist daher bei dem betrachteten Dieselfahrzeug nur eine moderate Verbrauchseinsparung durch Warmlaufbeschleunigung der Antriebsstrangkomponenten zu erwarten. Bei der praktischen Umsetzung kann jedoch aufgrund des beschränkten Wärmeübertrager-Wirkungsgrades und Übertragungsverlusten an die Umgebung nur ein Teil dieses aufgezeigten Wärmeangebots genutzt werden. Um den genauen Nutzen zu quantifizieren, bedarf es daher einer tiefgreifenden Analyse mit Hilfe von Experiment und Simulation.

Im Weiteren erfolgt eine analytische Betrachtung mit dem Ziel, ohne detaillierte, simulative Untersuchung den nutzbringendsten Ansatz für die Wärmeverwendung zur Warmlaufbeschleunigung des Antriebsstrangs abzuschätzen. Ausgangspunkt hierfür ist das temperaturabhängige Verhalten der mechanischen Verluste in den Komponenten des Antriebsstrangs bei einer 32-km/h-Konstantfahrt (3. Gang) (Abbildung 2.4). Diese Geschwindigkeit entspricht in etwa der Durchschnittsgeschwindigkeit des NEFZ. Aus einer Reihe von simulativen Untersuchungen liegen zudem die Aufwärmkurven der Antriebsstrangkomponenten für verschiedene Fahrzyklen und Umgebungstemperaturen vor.

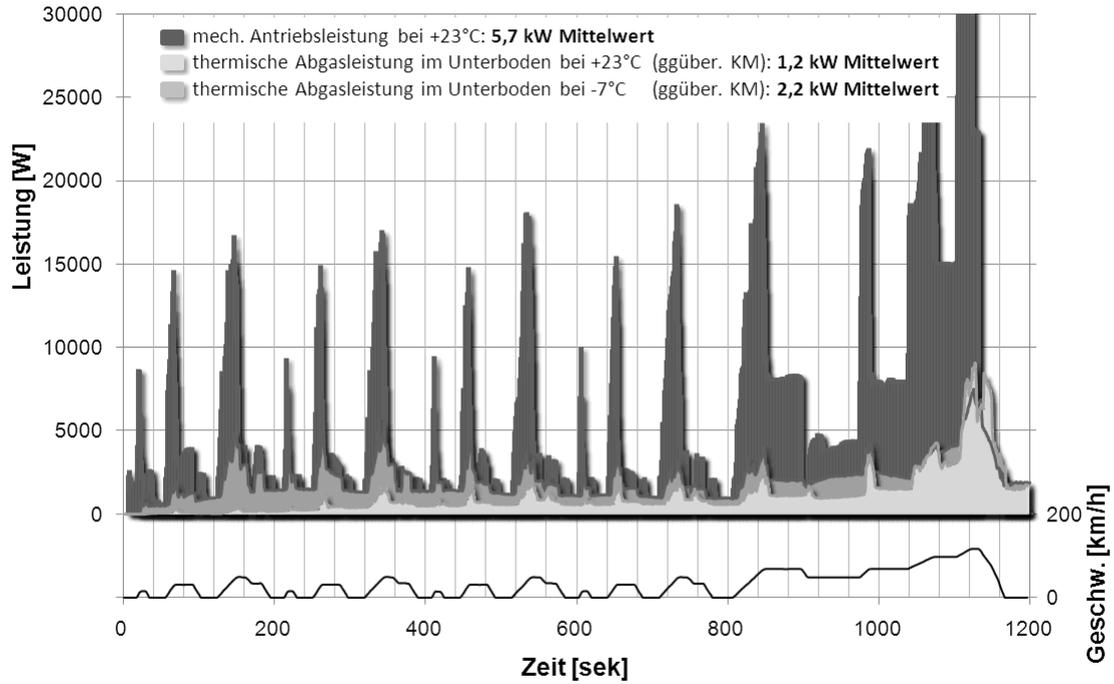
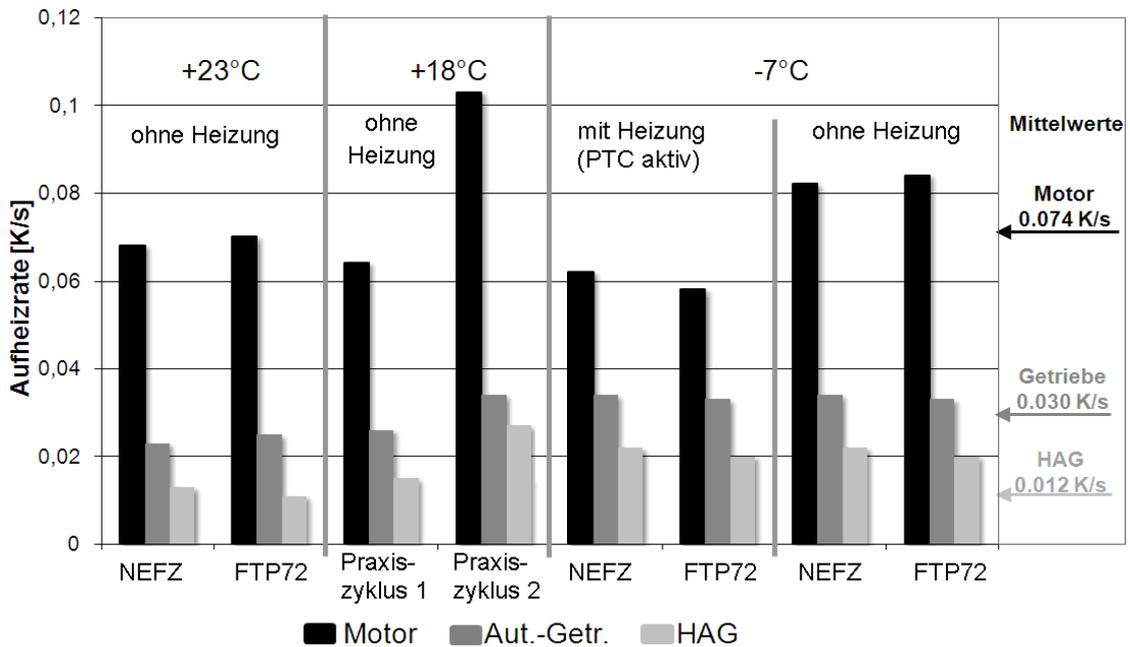


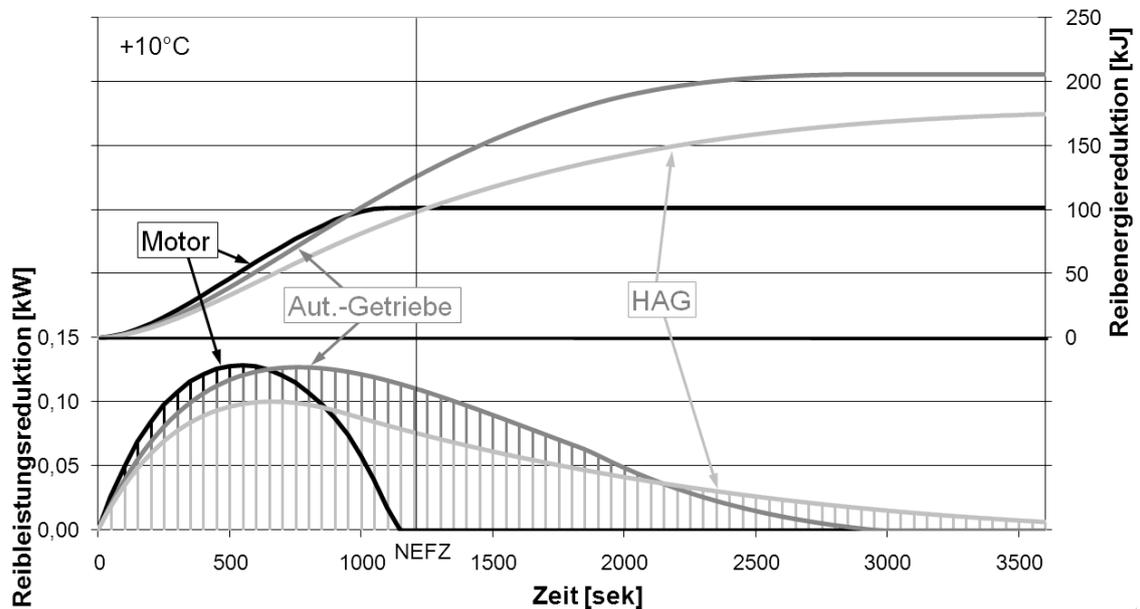
Abbildung 2.7: Theoretisch rekuperierbare, thermische Abgasleistung im Unterboden bei +23°C und -7°C gegenüber der Kühlmitteltemperatur (NEFZ, Mittelklassefahrzeug, 2,0l-Dieselmotor; Messung)

Aus diesen Aufwärmkurven kann die natürliche, d.h. ohne Warmlaufunterstützung vorliegende Aufheizrate K der Antriebsstrangkomponenten bestimmt werden. Diese ist als der linearisierte Temperaturanstieg im Schmiermittel der betrachteten Komponente während der ersten 600 Sekunden nach dem Start definiert. Die Aufheizrate wird im Wesentlichen von der in der Komponente übertragenen mechanischen Last, der herrschenden Drehzahl sowie der Umgebungs- bzw. Starttemperatur bestimmt. Der Motor weist mit $K_{Motor} = 0,074$ K/s die höchste Aufheizrate auf, da neben der inneren Reibung vor allem der Wärmestrom über die Brennraumwände für seine Aufheizung verantwortlich ist (siehe Abbildung 2.8(a)). Bei Heizungsbetrieb verzögert sich zudem seine Aufheizung aufgrund des permanenten Transfers von Motorwärme in den Fahrzeuginnenraum. Für Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe liegen entsprechend geringere Aufwärmraten von $K_{Aut.-Getr.} = 0,03$ K/s und $K_{HAG} = 0,012$ K/s vor. Wird nun theoretisch eine angenommene, verfügbare Wärmeleistung \dot{Q} von 1000 W sofort nach dem Start den Komponenten zugeführt, resultiert bei Anwendung einfacher energetischer Betrachtung nach Gleichung 2.1 eine Erhöhung der Aufheizrate $\hat{K}_{Komp.}$ gemäß den jeweiligen Wärmekapazitäten $c_{Komp.}$ der einzelnen Komponenten, die in Tabelle 2.1 zusammengefasst sind.

$$\hat{K}_{Komp.} = \dot{Q}/c_{Komp.} \quad (2.1)$$



(a) Aufheizraten der Antriebsstrangkomponenten während der ersten 600 Sekunden für verschiedene Fahrzyklen, Umgebungstemperaturen und Heizungskonfigurationen (Simulation)



(b) Reduktion der mech. Verluste im Triebstrang bei Aufheizung mit 1kW ab Start bei 10°C Umgebungstemperatur

Abbildung 2.8: Aufheizraten des Antriebsstrangs und Reduktion der mechanischen Verluste bei einer 32-km/h-Konstantfahrt im 3.Gang

Tabelle 2.1: Absolute Wärmekapazität der Komponenten des Antriebsstrangs und resultierende Aufwärmbeschleunigung bei Zufuhr von 1000W

	absolute Wärmekapazität (konst.) c [kJ/K]	natürliche Aufheizrate K [K/s]	Aufheiz- beschl. \hat{K} [K/s]	Beschl.- faktor $1 + (\hat{K}/K)$ [-]
Motor	155	0,074	0,0065	1,087
Automatikgetriebe	55	0,030	0,0182	1,606
Hinterachsgetriebe	12	0,012	0,0834	7,945

Mit Hilfe der unter Normalbedingungen vorliegenden Aufheizrate $K_{Komp.}$ und der zusätzlichen Aufheizrate $\hat{K}_{Komp.}$ infolge der Warmlaufunterstützung wird nach Gleichung 2.2 die zeitliche Temperaturentwicklung $T_{Komp.}$ der Komponenten während des unbeschleunigten und beschleunigten Warmlaufs ermittelt. Daraus lässt sich die mechanische Verlustleistung $P_{Verlust}$ ermitteln.

$$T_{Komp.}(t) = T_{start} + K_{Komp.} \cdot t \Rightarrow P_{Verlust}(t) \quad (2.2)$$

$$T_{Komp.;Beschl.}(t) = T_{start} + (K_{Komp.} + \hat{K}_{Komp.}) \cdot t \Rightarrow P_{Verlust;Beschl.}(t) \quad (2.3)$$

Die sich ergebende Reduzierung der Verlustleistung und der Verlustenergie infolge der zusätzlichen Erwärmung sind in Abbildung 2.8(b) für eine Starttemperatur von $T_{start} = +10^\circ\text{C}$ aufgezeigt. Zu erkennen ist dabei, dass für sehr kurze Fahrten bis etwa 900 Sekunden Dauer, die sofort nach Start eingebrachten 1000 W am effektivsten im Motor wirken würden. Da der Motor jedoch sehr frühzeitig seine Betriebstemperatur von ca. 90°C erreicht, ist ab diesem Zeitpunkt keine weitere Reibreduzierung und damit keine weitere Verbrauchsreduzierung durch zusätzliche Aufheizung mehr zu erreichen. Ein ebenfalls sehr hohes Reduktionspotential liegt bei Wärmetransfer in das Automatikgetriebe vor. Da hier die Aufheizung auf Betriebstemperatur unter Normalbedingungen deutlich langsamer als beim Motor erfolgt, kann bis etwa 2500 Sekunden ein positiver Verbrauchseffekt realisiert werden. Ab ca. 1000 Sekunden übertrifft die resultierende Energieeinsparung den Fall der Motoraufheizung. Da das Hinterachsgetriebe die geringste Aufheizrate unter Normalbedingungen aufweist, kann über lange Zeit (bis ca. 3700 Sekunden) theoretisch eine Reibreduzierung erreicht werden. Jedoch wird aufgrund des relativ geringen Anteils an den Gesamtverlusten im Antriebsstrang erst nach ca. 1250 Sekunden die Energieeinsparung der Motoraufheizung übertroffen.

Folglich kann der Wärmetransfer in das Automatikgetriebe für die betrachteten Bedingungen hinsichtlich Umgebungstemperatur und Fahrzyklus als optimale Wärmeverwendung betrachtet werden. Da jedoch bei einer realen Fahrt variierende Geschwindigkeiten mit Stillstandsphasen, wechselnden Motorlasten und Gangwechseln auftreten, kann auch hier eine genaue Analyse nur mit Hilfe von Experiment und Simulationseinsatz erfolgen. Außerdem ist das bei der realen Fahrt verfügbare Abgasenergieangebot nicht, wie hier angenommen, konstant und sofort ab Start verfügbar.

3. Versuchsaufbau und Durchführung

3.1 Versuchsaufbau

Im Rahmen der Arbeit wurden für die erste Potentialanalyse sowie zur Abstimmung und Validierung der Simulationsmodelle zwei Versuchsfahrzeuge aufgebaut und vermessen. Die Untersuchungen erfolgten mit jeweils einem Fahrzeug getrennt nach der verfolgten Zielsetzung (Unterstützung der Innenraumheizung bzw. Warmlaufbeschleunigung). Beide Fahrzeuge stammen aus aktueller Produktion der BMW Group. Tabelle 3.1 fasst ihre genauen Spezifikationen zusammen.

Die Abgasanlage des Versuchsfahrzeugs für den Antriebsstrangwarmlauf (Versuchsfahrzeug 1) ist zweiflutig ausgeführt, wobei im Rahmen der experimentellen Untersuchungen die Rückgewinnung der Abgaswärme lediglich an einer der beiden Fluten erfolgte. Hierfür wurde ein Thermosiphon-Abgaswärmetauscher im Unterboden des Fahrzeugs verbaut, der in verschiedenen Aufbaustufen die Abgaswärme auf das Öl im Automatikgetriebe oder im Hinterachsgetriebe überträgt. Für die Untersuchungen zur Automatikgetriebeaufheizung erfolgte die öl-seitige Integration des Abgaswärmetauschers in die externe Ölkühlleitung des Getriebes. Letztere ist üblicherweise bei Kraftfahrzeugen mit Automatikgetriebe vorhanden und stellt einen Wärmeaustausch zwischen Motorkühlmittel und Getriebeöl her. Dadurch wird eine Überhitzung des Getriebes vermieden und teilweise auch eine Warmlaufbeschleunigung durch Motorabwärme realisiert. Die externe Ölkühlleitung wird permanent mit Getriebeöl bei reduziertem Getriebehauptdruck durchströmt, sodass ein zusätzlicher Wärmeeintrag an dieser Stelle direkt dem Getriebewarmlauf zugutekommt. Abbildung 3.1 verdeutlicht den verwendeten Versuchsaufbau graphisch. Im Gegensatz zum Automatikgetriebe verfügt das Hinterachsgetriebe in der Regel lediglich

Tabelle 3.1: Technische Daten der verwendeten Versuchsträger

	Warmlaufbeschleunigung des Antriebsstrangs (Versuchsfahrzeug 1)	Heizunterstützung (Versuchsfahrzeug 2)
Handelsbezeichnung	BMW X6 xDrive35i	BMW 320d
Fahrzeugart	Geländewagen	Mittelklasse-PKW
Motor	6 Zylinder 2 Abgasturbolader Benzin (direkteinspritzend, homogen) 3,0 Liter Hubraum	4 Zylinder 1 Abgasturbolader Diesel (direkteinspritzend) 2,0 Liter Hubraum
Abgasanlage	zweiflutig	einflutig
Antrieb	Wandlerautomatik (ZF 6HP19) 6 Stufen Heckantrieb (Allrad deaktiv)	Wandlerautomatik (ZF 6HP19) 6 Stufen Heckantrieb
Abgaswärmetauscher	Thermosiphon	Rohrbündel

über eine Schleuderschmierung, sodass im Rahmen des Versuchs für den Öltransport zum Abgaswärmetauscher ein eigener Ölkreislauf mit einer Vor- und Rücklaufleitung aufgebaut wurde. Die Umwälzung des Öls ist dabei über eine gesonderte elektrische Pumpe geringer elektrischer Leistung ($< 10\text{W}$) sichergestellt. Generell erfolgte die Abschaltung der Wärmeübertragung im Wärmetauscher bei Erreichen der Zieltemperatur mit dem in Kapitel 2.2.2 beschriebenen, passiven Mechanismus. Um eine höhere Allgemeingültigkeit der Ergebnisse zu erzielen, wurde der serienmäßige Allradantrieb des Fahrzeugs mechanisch außer Kraft gesetzt.

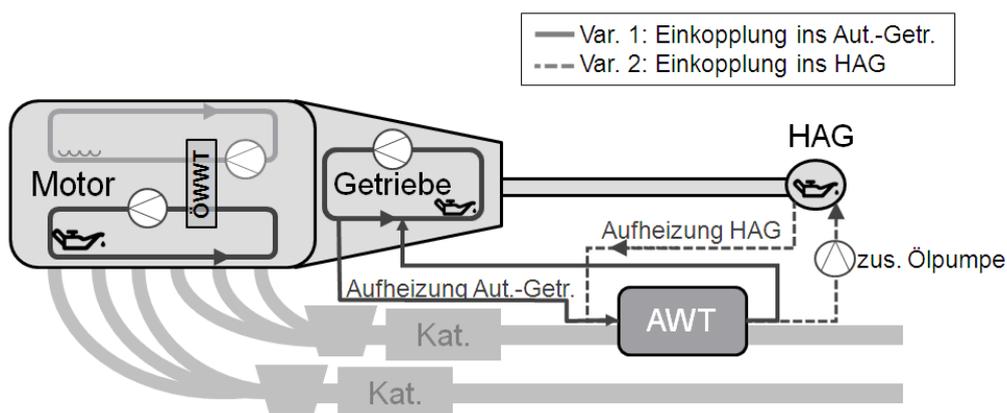


Abbildung 3.1: Integration des Abgaswärmetauschers zur Warmlaufbeschleunigung des Antriebsstrangs in Versuchsfahrzeug 1

Der Versuchsträgeraufbau mit dem Fokus auf Heizleistungsunterstützung (Versuchsfahrzeug 2) umfasst die Integration eines Rohrbündelwärmetauschers in die Abgas-

anlage hinter dem Partikelfilter im Unterboden des Fahrzeugs. Die kühlmittelseitige Anbindung erfolgt im Heizkreislauf des Fahrzeugs (Standard-Systemaufbau; siehe Abbildung 3.2). Hierfür wird das aus dem Motor kommende Kühlmittel zunächst durch den Abgaswärmetauscher geführt, bevor es im weiteren Verlauf an den Heizungswärmetauscher gelangt. Die permanente Durchströmung des Abgaswärmetauschers mit Kühlmittel während der Rekuperationsphase stellt die serienmäßig im Heizkreislauf vorhandene Zusatzwasserpumpe sicher.

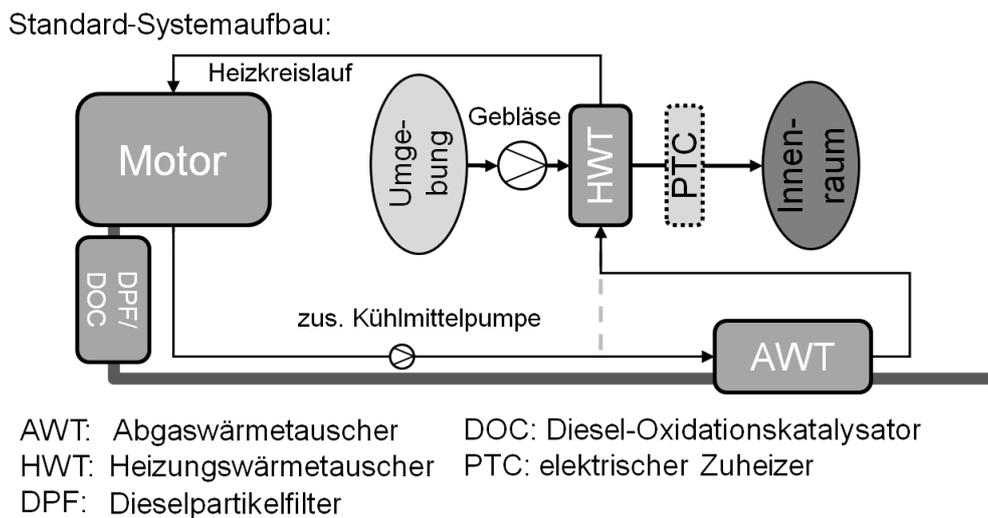


Abbildung 3.2: Integration des Abgaswärmetauschers zur Heizunterstützung in Versuchsfahrzeug 2 (Standard-Systemaufbau)

Für möglichst wenig Wärmeverlust an die Umgebung sind die Zu- und Ableitungen sowie der Abgaswärmetauscher selbst mit Isolationsmaterial ummantelt. Zudem ist ein Umgehungskanal (Bypass) vorgesehen, durch den das Abgas am Abgaswärmetauscher vorbei geführt wird, sobald kein Bedarf an thermischer Energie mehr im Fahrzeug besteht. Mit Hilfe einer aktiv angesteuerten Klappe wird entweder der Abgaswärmetauscher oder der Umgehungskanal für das Abgas zur Durchströmung freigegeben. Die Ansteuerung der Klappen erfolgt dabei derart, dass bei Überschreiten von festgelegten Grenzwerten der Motordrehzahl, Abgastemperatur und Motor-kühlmitteltemperatur der Abgasmassenstrom durch den Umgehungskanal geführt wird.

Beide Fahrzeuge wurden zur Erfassung der relevanten Temperaturen in den verschiedenen Medien mit NiCr-Ni Thermoelementen (Durchmesser = 0,5 mm) ausgestattet, die in einem zentralen Modul sekundlich abgetastet werden. Somit ist eine zuverlässige, im auftretenden Temperaturbereich ausreichend genaue Temperaturerfassung sichergestellt. Durch Messung der Temperatur des Abgases und des zu erhitzenden Schmier- oder Kühlkreislaufs sowohl vor als auch hinter dem Abgaswärmetauscher kann bei zusätzlicher Kenntnis der vorliegenden Massenströme eine Wärmebilanz-

betrachtung erfolgen. Zur Erfassung des Abgasmassenstroms, des Motorkupplungsmoments, der Motordrehzahl und der elektrischen Bordnetzlast werden die von der Motorsteuereinheit berechneten Werte herangezogen.

Zusätzlich zu den Messungen an den beiden oben vorgestellten Versuchsfahrzeugen, wurden für die Abstimmung und Validierung des Simulationsmodells auch bereits vorliegende Messdaten von einem 3,0-Liter 6-Zylinder Oberklassenfahrzeug herangezogen.

3.2 Versuchsdurchführung

Aus vorausgegangenen Experimenten ist bekannt, dass die genaue Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs und die hohe Reproduzierbarkeit des Lastkollektivs hohe Anforderungen an die experimentelle Versuchsdurchführung stellen. Daher erfolgte die Vermessung der Fahrzeuge auf einem Fahrzeug-Rollenprüfstand. Die Antriebsräder des Fahrzeugs übertragen dabei ihre Kraft auf Walzen, deren geschwindigkeitsabhängige Widerstandskraft mit Hilfe von im Vorfeld durch Ausrollen des Fahrzeugs ermittelten, fahrzeugspezifischen Kennlinien genau eingestellt wird. Um die Aussagekraft weiter zu erhöhen, besteht jeder Test aus insgesamt zwei Einzelläufen.

Für definierte Versuchsbedingungen wird das Fahrzeug vor der Messung vollständig auf die festgelegte Starttemperatur konditioniert. Zusätzlich sind folgende Versuchsparameter stets genau einzuhalten:

- Reifendruck (3,5 bar)
- Batterieladezustand (voll)
- Bordnetzverbrauch (sämtliche Zusatz-Verbraucher ausgeschaltet)
- Heizungseinstellung (bei aktivierter Heizung: 80% Gebläseleistung; maximale Heizung)

Für die Versuchsdurchführung bedient der Prüfstandsfahrer Gas- und Bremspedal des Fahrzeugs, um die vorgegebene, zeitabhängige Zielgeschwindigkeit gemäß des betrachteten Fahrzyklusses zu erreichen. Währenddessen werden sämtliche relevanten Größen durch die verbaute Messtechnik sekundlich aufgezeichnet. Die genaue Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs erfolgt durch Analyse des in Beuteln gesammelten Motorverbrennungsgases. Bei exakter Einstellung der oben genannten Versuchsparameter konnte eine Standardabweichung der Messungen von etwa $\pm 0,05$ l/km erreicht werden.

Den experimentellen Untersuchungen lagen stets die gesetzlichen Zyklen NEFZ und FTP72 zu Grunde. Für die Heizleistungsbetrachtungen wurde zudem ein niedriglastiger Motorbetrieb mit Hilfe einer Konstantfahrt bei 32 km/h (ungefähre Durchschnittsgeschwindigkeit des NEFZ) nachgestellt (siehe Anhang A).

4. Modellaufbau und Validierung

Für die simulative Analyse von Abgaswärmerückgewinnungssystemen ist die gesamt-hafte, mathematische Beschreibung des Kraftfahrzeugs als thermo-mechanisches System erforderlich. Hierfür wird im Rahmen der Arbeit ein null-dimensionales Punktmassenmodell verwendet. Hauptvorteil gegenüber einem detailliertem dreidimensionalen Ansatz ist die erheblich reduzierte Größe des zu lösenden Gleichungssystems, woraus vergleichsweise kurze Lösungszeiten resultieren. Somit ermöglicht dieser Simulationsansatz instationäre Betrachtungen und Parameterstudien bei akzeptabler Rechengeschwindigkeit. Das Simulationsmodell hat den Anspruch, sämtliche verbrauchsrelevanten thermischen, mechanischen und elektrischen Energieflüsse im Antrieb des Fahrzeug sowohl während der Warmlaufphase als auch für den betriebswarmen Fall abzubilden, so dass nach erfolgter Abstimmung und Validierung mit experimentellen Ergebnissen ein prognosefähiges Analysewerkzeug vorliegt. Im folgenden Kapitel soll auf die Vorgehensweise bei der Modellierung, die zugrunde liegenden Annahmen sowie der elementare Aufbau des Modells erläutert werden.

4.1 Modellierung des Antriebsstrangs

Der Antriebsstrang im Fahrzeug hat die Bereitstellung der für die Bewegung des Fahrzeugs notwendigen mechanischen Energie sowie deren Übertragung an die Antriebsräder zur Aufgabe. Er besteht bei den im Rahmen der Arbeit betrachteten Fahrzeugen aus den Hauptkomponenten Verbrennungsmotor, Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe (Differentialgetriebe), die über Wellen verbunden den Kraftfluss vom Brennraum an die Antriebsräder herstellen. Der Antriebsstrang steht somit stets im mechanischen Leistungsgleichgewicht zwischen der vom Fahrer zur Erreichung der Zielgeschwindigkeit gewählten Motorlast bzw. -drehzahl und den an den Antriebsrädern resultierenden Fahrwiderständen (Rollwiderstand, Massenträgheit,

Luftwiderstand) unter Berücksichtigung der in den einzelnen Komponenten auftretenden Reaktionskräften. Letztere bezeichnen die Verluste durch die rotatorische Massenträgheiten der übertragenden Wellen sowie die Reibung an Lagern, Zahnrädern, Zylinderlaufbuchsen, Pumpen und Flüssigkeiten. Im Betrieb des Fahrzeugs dissipiert die Reibleistung in Wärme und führt, neben dem thermodynamischen Energieeintrag über die Brennraumwände beim Verbrennungsmotor, zur Erhitzung der Komponenten. Der strukturelle Aufbau des Simulationsmodells sieht eine Aufteilung der Antriebsstrangkomponenten in ein mechanisches und ein thermisches Teilmodell vor. Abbildung 4.1 gibt einen schematischen Überblick über den Aufbau des Simulationsmodells.

Der mechanische Teil diskretisiert den Kraftfluss entlang des Triebstrangs in einzelne, über Knoten verbundene Sektionen, an denen nach Gleichung 4.1 jeweils das Gleichgewicht zwischen übertragenem Moment M , rotatorischer Massenträgheit J und dem auftretenden Reibmoment M_{reib} angesetzt wird.

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 + M_{reib} \cdot \omega_2 + J \cdot \dot{\omega}_2^2 \quad (4.1)$$

Die auftretenden Reibmomente M_{reib} sind aus vorausgegangenen Prüfstandsmessungen für sämtliche Komponenten in Abhängigkeit von Eingangsdrehmoment (bzw. des indizierten Mitteldrucks beim Motor), der Eingangsdrehzahl, der Öltemperatur sowie für das Automatikgetriebe auch von der eingelegten Fahrstufe bekannt, und mit Hilfe von mehrdimensionalen Kennfeldern im Modell hinterlegt. Das Rotationsträgheitsmoment J wurde aus vorhergehenden Geometriebetrachtungen bestimmt.

Für die Simulation regelt ein virtueller Fahrer das zum Erreichen der vorgegebenen Soll-Geschwindigkeit erforderliche Effektivdrehmoment des Motors, während die Motordrehzahl über die automatisch gewählte Getriebe-Fahrstufe eingestellt wird. Durch geeignete Formulierung der resultierenden Fahrwiderstandskräfte aus Trägheit, Rollwiderstand und Luftwiderstand an der Antriebsachse liegt für den mechanischen Modellteil ein geschlossenes Gleichungssystem vor. Neben den Fahrwiderständen wird zudem die mechanische Last der Zusatzaggregate wie der Wasserpumpe, der Lenkhilfepumpe und in Abhängig der vorliegenden elektrischen Bordnetzleistung auch des Generators berücksichtigt. Die im Betrieb auftretenden mechanischen Verluste werden dem thermischen Modellteil der jeweiligen Antriebsstrangkomponente am Ort ihrer Entstehung in Form von Wärme zugeführt.

Der thermische Modellteil umfasst die null-dimensionale Implementierung der Kühl- und Schmierkreisläufe (Kühlmittel- bzw. Ölkreislauf) sowie der Festkörperstrukturen. Das Leitungsnetzwerk der Fluidkreisläufe wird durch sequentielle Verbindung von verlustbehaftet durchströmten Rohrelementen aufgebaut. Jedes Rohrelement re-

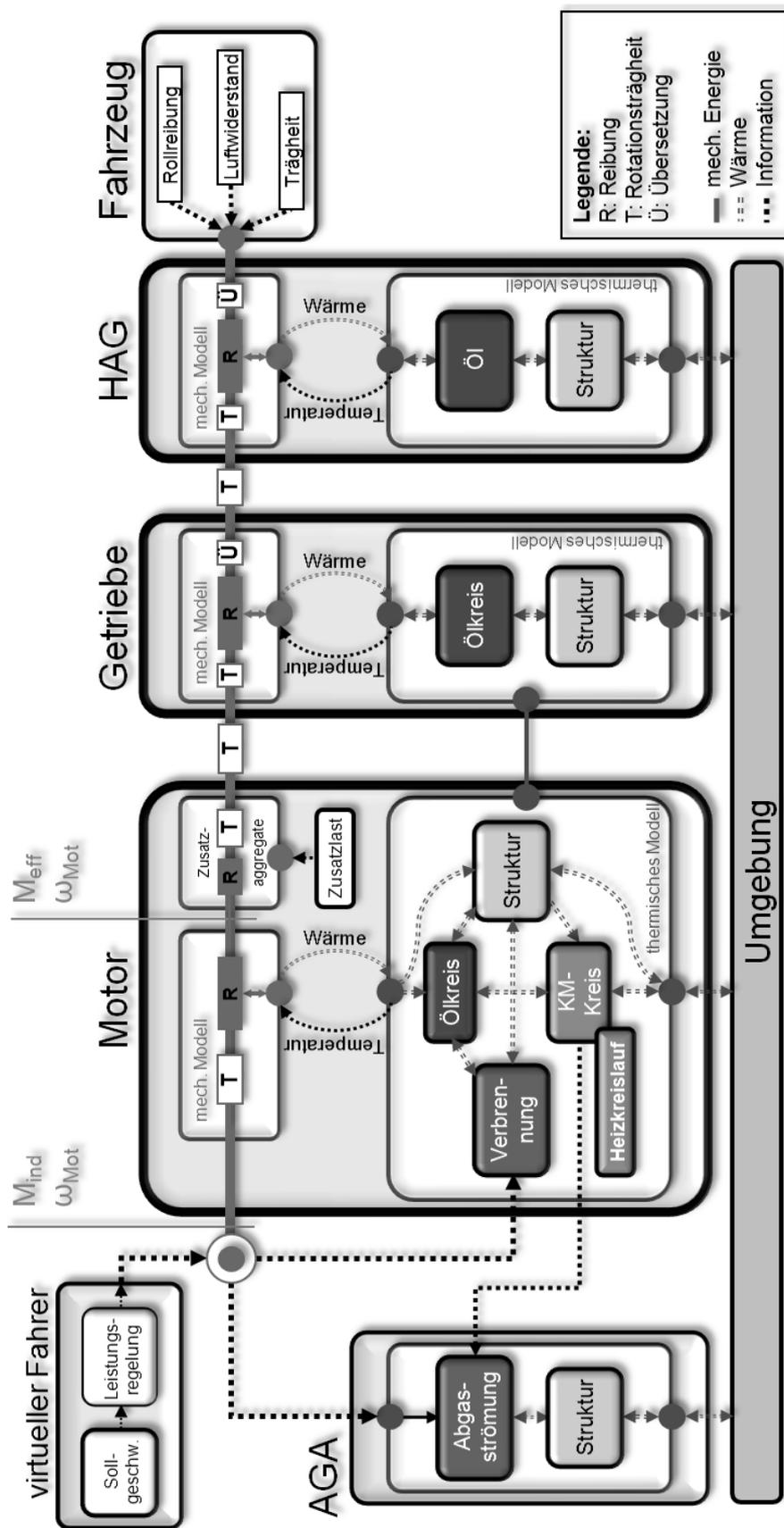


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau des Gesamtfahrzeugmodells

präsentiert ein Teilvolumen des Kreislaufs, in denen die stofflichen Fluideigenschaften, die thermische Trägheit sowie mit empirischen Formeln auch der Strömungswiderstand und der Wärmeaustausch mit der entsprechenden Struktur-Ersatzmasse abgebildet sind. Der jeweilige Massen- bzw. Volumenstrom im Kreislauf wird über Pumpenelemente nach drehzahl- und drehmomentabhängigen Kennfeldern aufgeprägt. Des Weiteren erfolgt die Modellierung der Festkörperstrukturen nach der sogenannten Ersatzmassenmethode. Dabei wird die gesamte Struktur der Komponenten mit einer geringen Anzahl von Ersatzmassen diskretisiert. Durch Anbringen entsprechender Wärmeübertragungsbeziehungen zwischen den einzelnen Massenpunkten resultiert so ein thermisches Netzwerk. An diesem werden entsprechende Randbedingungen hinsichtlich des Wärmeeintrags und Wärmeaustrags an die Umgebung formuliert. Neben der Aufheizung durch Reibung, die bei allen Antriebsstrangkomponenten auftritt, dominiert beim Motor der Wärmestrom über die Brennraumwände infolge des thermodynamischen Motorprozesses mit dem heißen Arbeitsgas. Die Berücksichtigung dieses Wärmeflusses an den entsprechenden Stellen des thermischen Netzwerks erfolgt quasi-stationär in einem eigenen Verbrennungsmodell in Abhängigkeit aller erforderlichen Prozessparameter (Motordrehzahl, innerer Motormoment, Umgebungstemperatur, Abgasrückführtrate). Hierfür werden mehrdimensionale Kennfelder implementiert, die aus vorausgegangenen Motorprüfstandsversuchen und anschließender Aufbereitung mit Hilfe von eindimensionaler Motorprozessrechnung vorlagen. Darüber hinaus erfolgt im Verbrennungsmodell auch die Bestimmung der eingespritzten Kraftstoffmenge und damit des Fahrzeugverbrauchs. Der Wärmeaustrag aus den thermischen Netzen an die Umgebung wird durch Ansetzen von elementargeometrischen Nusselt-Reynolds-Korrelationen aus der Literatur abgeschätzt [69].

Die Anzahl der die Festkörperstruktur und Fluidkreisläufe diskretisierenden Ersatzmassen bzw. Ersatzvolumen bestimmt den Detaillierungsgrad des erhaltenen Ergebnisses sowie die zur Lösung des Gleichungssystems erforderliche Rechenzeit. Laut Samhaber [61] kann zur Implementierung der Festkörperstrukturen bei Beschränkung auf eine sehr geringe Anzahl von Ersatzmassen trotzdem ein für die Betrachtungen im Rahmen der Arbeit ausreichende Genauigkeit erzielt werden. Daher wurden in Hinblick auf kurze Lösungszeiten die folgenden Ersatzmassenanzahlen gewählt: Motor: 4; Hinterachsgetriebe und Automatik-Getriebe jeweils 3 [8, 46, 59].

4.2 Thermische Modellierung der Abgasanlage

Besonderer Schwerpunkt wurde auf die Modellierung der Abgasanlage gelegt, da ihr naturgemäß eine wesentliche Rolle bei der Abgaswärmerückgewinnung zuteil wird. Zudem treten hier komplexe Wärmetransportphänomene auf, die mit geeigneten

Ansätzen in die 1D-Modellumgebung überführt werden müssen. Der Wärmeübergang auf der Innenseite des Abgasrohrs wird von der pulsierenden, hochgradig instationären, turbulenten Rohrströmung bestimmt. Die Anströmung von außen ist durch ein schwer erfassbares Strömungs- und Temperaturbild gekennzeichnet. Zugleich tritt Wärmeaustausch durch Strahlung über komplexe Oberflächengeometrien auf. Ziel der Modellierung ist die Prognose der instationären Abgastemperaturen bzw. des Abgasmassenstroms entlang des Abgasstrangs unter beliebigen Umgebungstemperaturen in Abhängigkeit vom effektiven Mitteldruck des Motors, der Motordrehzahl und der Fahrzeuggeschwindigkeit.

4.2.1 Aufbau des Abgasanlagenmodells

Der prinzipielle Aufbau einer Fahrzeug-Abgasanlage ist in Abbildung 4.2 schematisch dargestellt. Nach Verlassen der Auslasskanäle werden die Abgase der einzelnen Zylinder zunächst im Krümmer zu einem oder zwei Hauptabgassträngen zusammengefasst und bei modernen Motoren in der Regel einer Abgasturbine zugeführt. Daraufhin erfolgt üblicherweise die Durchströmung eines oder mehrerer Katalysatoren, deren motornahe Anordnung von wesentlicher Bedeutung für das rasche Erreichen ihrer sogenannten Light-Off Temperatur nach einem Kaltstart ist. Bei homogen verbrennenden Ottomotoren werden sogenannte Dreiwegekatalysatoren verwendet, die für $\lambda = 1$ die gleichzeitige Umwandlung von NO_x, CO und HC mit einer Konvertierungsrate $> 95\%$ ermöglichen. Bei Verbrennung mit Luftüberschuss (Dieselmotor) kommen Oxidationskatalysatoren zur Reduzierung der CO- und HC-Konzentration zum Einsatz. Die Reduktion der Stickoxide erfolgt mit Hilfe von DeNO_x- oder SCR-Katalysatoren, die aufgrund ihrer begrenzten Temperaturbeständigkeit meist im motorfernen Bereich verbaut sind [55].

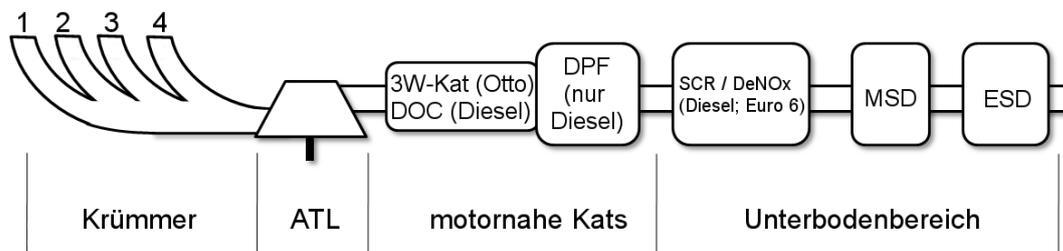


Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau der Abgasanlage eines 4-Zylindermotors (ATL: Abgasturbolader; DOC: Diesel-Oxidations-Katalysator; MSD: Mittelschalldämpfer; ESD: Endschalldämpfer)

Für die modellhafte Implementierung der Abgasanlage wird ein sogenannter quasi-stationärer 1D-Ansatz verwendet. Es wird dabei angenommen, dass die Gasströmung im Abgasrohr sich stets in einem stationären Zustand befindet. Instationäre Strömungsphänomene, wie z.B. die einsetzende Grenzschichtausbildung nach plötzlicher

Erhöhung des Abgasmassenstroms, sowie deren Auswirkungen auf den rohrinneren Wärmeübergang werden nicht berücksichtigt. Die Abgastemperatur und der Abgasmassenstrom werden zudem als zeitlich über den Arbeitszyklus der Motorzylinder gemittelte Größen betrachtet. Zugleich erfolgt die Beschreibung der Abgasströmung mit den Annahmen gemäß der Stromfadentheorie. Das Geschwindigkeits- und Temperaturprofil der Abgasströmung werden über den Rohrquerschnitt als konstant angesehen, so dass radial zur Strömungsrichtung auftretende Abhängigkeiten der Temperatur oder der Strömungsgeschwindigkeit nicht explizit berücksichtigt werden [5, 11, 19, 25, 41, 63].

Den prinzipiellen Modellaufbau des Abgasrohrs bildet die sequentielle Verknüpfung mehrerer Basis-Rohrsegmente, welche das gesamte Strömungs- und Rohrvolumen der Abgasanlage in einzelne Unter-Volumina unterteilen. Die Verknüpfung der Basis-Rohrsegmente erfolgt über sogenannte Verbindungsknoten, an denen der Abgasmassenstrom \dot{m}_{AG} , die spezifische Enthalpie h , der Enthalpiestrom $\dot{H} = \dot{m}_{AG} \cdot h$, der statische Absolutdruck p_{stat} sowie das vorliegende, brennkammerbezogene Verbrennungsluftverhältnis λ an das jeweils folgende Element übergeben werden (siehe Abbildung 4.3).

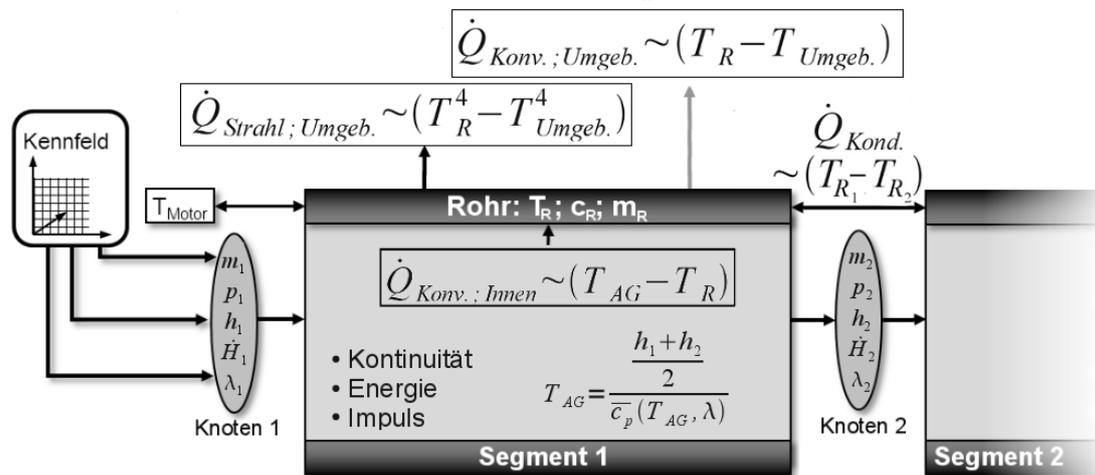


Abbildung 4.3: Schematische Skizze des Aufbaus eines Basis-Rohrsegment (\dot{m} = Massenstrom, p = statischer Druck, h = spez. Abgasenthalpie, \dot{H} = Enthalpiestrom, λ = Motor-Verbrennungsluftverhältnis)

Das Basis-Rohrsegment beinhaltet die energetische und stoffliche Bilanzierung der Gasströmung sowie der jeweiligen Rohrmasse. Die energetische Beschreibung der Rohrmasse erfolgt durch Bilanzierung der thermischen Energieströme aus äußerer Strahlung $\dot{Q}_{Strahl.;Umgeb.}$, äußerer Konvektion $\dot{Q}_{Konv.;Umgeb.}$, der inneren Konvektion $\dot{Q}_{Konv.;Innen}$ sowie der axialen Konduktion zu den nachfolgenden bzw. vorangestell-

ten Rohrsegmenten $\dot{Q}_{Kond.}$ unter Berücksichtigung des Wärmespeichervermögens des Rohres gemäß folgender Gleichung 4.2:

$$\dot{Q}_{Strahl.;Umgeb.} + \dot{Q}_{Konv.;Umgeb.} + \dot{Q}_{Konv.;Innen} + \sum \dot{Q}_{Kond.} = m_R c_R(T_R) \frac{\partial T_R}{\partial t} \quad (4.2)$$

Die Beschreibung der Gasströmung erfolgt durch Ansetzen der folgenden, strömungsmechanischen Bilanzierungsgleichungen:

- Massenbilanz der Strömung

Die innere Strömung durch das Volumen des Rohrsegments wird gemäß der eindimensionalen Betrachtungsweise als Stromfaden mit einer Einström- und Ausströmfläche behandelt. Unter stationären Bedingungen wird keine zusätzliche Gasmasse im betrachteten Volumen eingespeichert, sodass der Massenzu- und Massenabfluss gleich ist [18]:

$$-\dot{m}_{ein} + \dot{m}_{aus} = 0 \quad (4.3)$$

- Energiebilanz der Strömung

Das Ansetzen der Energiegleichung für ein Element mit Volumen V liefert unter den getroffenen Annahmen weiterhin (1. Hauptsatz der Thermodynamik):

$$\dot{Q}_{Konv.;Innen} + P_{mech} - \dot{m}_{ein} \left(h_{ein} + \frac{C_{ein}^2}{2} + gz_{ein} \right) + \dot{m}_{aus} \left(h_{aus} + \frac{C_{aus}^2}{2} + gz_{aus} \right) = 0 \quad (4.4)$$

Hierin ist $\dot{Q}_{Konv.;Innen}$ die im betrachteten Element an die Rohrwand konvektiv übertragene Wärme. Ihr Wert ist in der Abgasanlage in der Regel negativ, da das Rohr in den meisten Betriebspunkten eine geringere Temperatur als das Abgas aufweist. P_{mech} ist die vom bzw. am Gas geleistete, mechanische Arbeit und bei der Modellierung der Abgasanlage nur in der Turbine des Turboladers relevant. Des Weiteren bezeichnet h die am Eingang bzw. Ausgang des Elements vorliegende spezifische Enthalpie, die nach Gleichung 4.9 in direkter Abhängigkeit zur Gastemperatur steht. $\frac{C_{ein}^2}{2}$ bzw. $\frac{C_{aus}^2}{2}$ bezeichnen die spezifische, kinetische Energie des Gases am Eintritt bzw. am Austritt des Elements. Der Einfluss der geodätischen Höhe (gz_{ein} bzw. gz_{aus}) wird aufgrund der geringen Höhendifferenz im Element vernachlässigt.

Die Wärmespeicherfähigkeit des Gases wird aufgrund der geringen, im betrachteten Rohrvolumen vorhandenen Gasmasse nicht berücksichtigt. Ebenfalls erfolgt aufgrund der relativ hohen Strömungsgeschwindigkeit keine Berücksichtigung des konduktiven Wärmetransports in axialer Richtung innerhalb der Strömung.

- Impulsbilanz der Strömung

Um den Druckverlust über ein Element zu berücksichtigen, wird die Impulsgleichung nicht explizit gelöst, sondern ein Widerstandsgesetz verwendet. Dies beinhaltet die Annahme, dass der gesamte Druckverlust durch Reibung verursacht wird:

$$\Delta p = \Psi \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho C^2}{2} \quad (4.5)$$

Hierin sind l und d die Länge bzw. der Durchmesser des betreffenden Elements, C die querschnitts-gemittelte Strömungsgeschwindigkeit sowie ρ die querschnitts-gemittelte Gasdichte. Ψ bezeichnet den Rohrreibungsbeiwert, der durch folgende Korrelation zu der auf den Rohrdurchmesser basierenden, zyklusgemittelten Reynolds-Zahl für eine turbulente Rohrströmung bestimmt wird [57]:

$$\Psi = (0.790 \ln \overline{Re}_d - 1.64)^{-2} \quad (4.6)$$

Die in der Abgasanlage maximal auftretenden Gastemperaturen betragen etwa 1100 °C im Nennleistungspunkt bei einem statischen Absolutdruck von bis zu ca. 1800 mbar am motorseitigen Eintritt der Abgasanlage. Diese Rahmenbedingungen erlauben die Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Druck p , Temperatur T und Dichte ρ im Abgas in guter Näherung mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase (R = spezifische Gaskonstante) [55, 57].

$$p/\rho = R \cdot T \quad (4.7)$$

Der Zusammenhang zwischen Temperatur und spezifischer Enthalpie h ist bei einem idealen Gas nur Funktion der Temperatur und über die mittlere, spezifische Wärmekapazität $\overline{c}_p = f(T, \lambda)$ gegeben, die mit der Bezugstemperatur T_0 gemäß Gleichung 4.8 definiert ist ($\lambda = const.$).

$$\overline{c}_p(T) := \frac{1}{T - T_0} \int_{T_0}^T c_p(\tau) d\tau \quad (4.8)$$

Daraus folgt für die spezifische Enthalpie $h_{T_0}(T)$ [45]:

$$h_{T_0}(T) = \bar{c}_p(T) \cdot (T - T_0) \quad (4.9)$$

Für die Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität muss neben dem Temperatureinfluss auch der Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses λ berücksichtigt werden. Während die ottomotorische Verbrennung in der Teillast stets bei $\lambda = 1$ (Homogenbetrieb) stattfindet, variiert bei der dieselmotorischen Verbrennung das Verbrennungsluftverhältnis zwischen $\lambda \approx 1.1$ bei Vollast und $\lambda > 10$ im Leerlauf. In Schubphasen liegt bei beiden Brennverfahren $\lambda = \infty$ vor (Schubabschaltung). Das beim Dieselmotor lastabhängig wechselnde Verbrennungsluftverhältnis λ hat stark unterschiedliche Abgaszusammensetzung zur Folge, woraus sich eine Änderung der spezifischen Wärmekapazität ergibt (siehe Abbildung 4.4) [54].

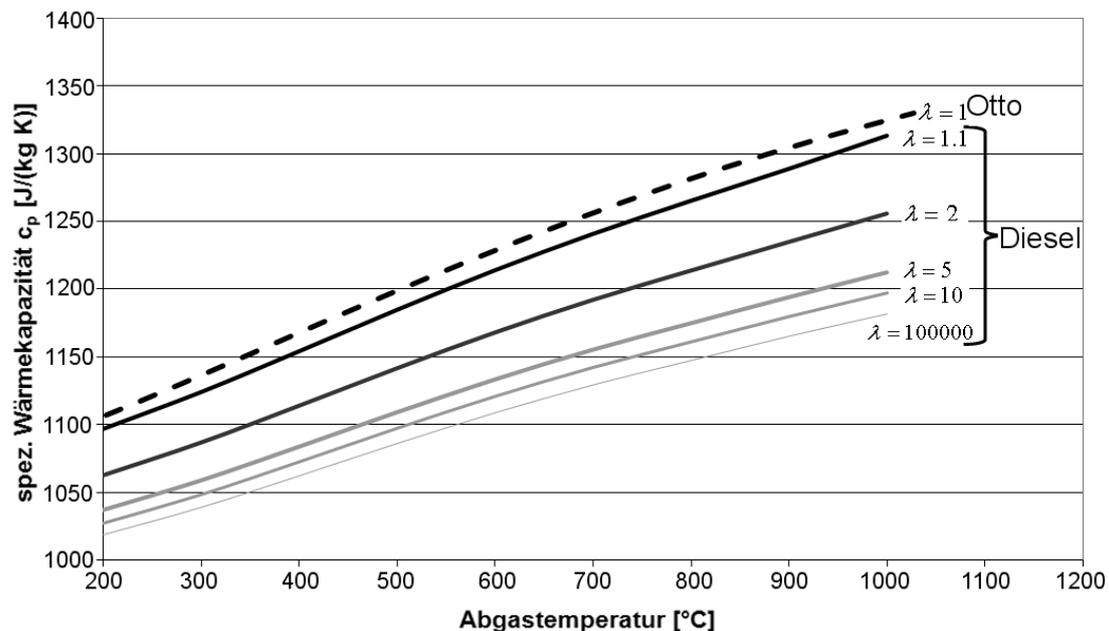


Abbildung 4.4: (isobare) spez. Wärmekapazität c_p des Abgases in Abhängigkeit von Temperatur und Verbrennungsluftverhältnis λ

Weitere Stoffeigenschaften, wie Viskosität und Wärmeleitfähigkeit, werden mit Hilfe eines Polynomansatzes in Abhängigkeit der Temperatur formuliert und im Modell hinterlegt. Der geringe Einfluss des Drucks sowie des Verbrennungsluftverhältnisses wird hierbei vernachlässigt.

4.2.2 Randbedingungen

Für die strömungsmechanische und thermische Beschreibung der Abgasströmung ist ein mathematisch geschlossenes Gleichungssystem erforderlich. Hierfür werden dem Abgasanlagenmodell an der Eintrittsstelle und Austrittsstelle Randbedingungen

aufgeprägt. Diese umfassen die Vorgabe der zyklus-gemittelten thermischen Abgasenergie in Form von Abgastemperatur und Abgasmassenstrom am Eintritt der Abgasanlage sowie die Gleichsetzung des statischen Absolutdrucks mit dem Umgebungsdruck am Austritt ($p_{\text{Austritt}} = p_{\text{Umgebung}} = 1013 \text{ mbar}$).

Die Implementierung der Randbedingungen am Abgasanlageneintritt erfolgt über Kennfelder auf Basis von vorangegangenen, stationären Motorprüfstandsversuchen für einen weiten Betriebsbereich in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Motormitteldruck. Für die genaue Quantifizierung der im Abgas eines Verbrennungsmotors transportierten, thermischen Energie bedarf es theoretisch der Kenntnis des zeitlichen, zyklus-aufgelösten Massenstrom- und Abgastemperaturverhaltens (vgl. Abbildung 4.5).

Da dies nur mit sehr hohem messtechnischen Aufwand ermittelt werden kann, wurde der Abgasmassenstrom mit Hilfe des motoreigenen Frischluft-Luftmassenmessers unter Berücksichtigung des zugeführten Kraftstoffmassenstroms sowie der vorliegenden Abgasrückführrate bestimmt. Der so erhaltene Wert entspricht in guter Näherung des zeitlich über den Arbeitszyklus gemittelten Massenstroms. Um nun darauf basierend den Energiegehalt im Abgas zu bestimmen, ist laut Caton [14] die Kenntnis der enthalpiestrom-gemittelten Abgastemperatur erforderlich. Zusätzlich bedarf es aufgrund des parabolischen Strömungsprofils der flussgewichtet, räumlich über den Rohrquerschnitt gemittelten Temperatur (adiabate Mischungstemperatur). Da jedoch deren direkte Bestimmung ebenfalls nur mit erheblichen Messaufwand möglich ist, erfolgte die Messung der Gastemperatur mit Hilfe von im Abgasrohr mittig angeordneten Thermoelementen. Dieses Vorgehen bedingt jedoch die folgenden Ungenauigkeiten.

Unter der Annahme einer voll-entwickelten, turbulenten Rohrströmung mit axial-symmetrischem Temperatur bzw. Strömungsprofil liegt an der strömungsmittigen Messposition die höchste Temperatur über dem Rohrquerschnitt vor und stellt somit nur bedingt einen für die Gesamtströmung repräsentativen Wert dar. Die so erhaltene Temperatur liegt demnach oberhalb der adiabaten Mischungstemperatur. Auf der anderen Seite stellt sich im Thermoelement bei Einwirkung der pulsierenden Abgasströmung (siehe Kapitel 4.2.3) infolge seiner Trägheit ein thermischer Gleichgewichtszustand ein, der in etwa der zeitlich-gemittelten, nicht jedoch der gewünschten enthalpiestrom-gemittelten Abgastemperatur entspricht. Die zeitlich-gemittelte Temperatur liegt unterhalb der enthalpiestrom-gemittelten Temperatur. Caton [14] kommt in einer simulativen und experimentellen Analyse zum Ergebnis, dass für den von ihm angenommenen Aufbau die mit Thermoelementen ermittelte Temperatur im Auslasstrakt eines einzelnen Zylinders ca. 90% der vorliegenden enthalpiestrom-gemittelten Temperatur beträgt.

Die beiden beschriebenen Phänomene führen dazu, dass die vom Thermoelement registrierte Temperatur nicht der enthalpiestrom-gemittelten, adiabaten Mischungstemperatur entspricht. Da jedoch eine entgegengerichtete, sich aufhebende Messabweichung durch die beiden Effekte vorliegt, wird im Rahmen der Studie vereinfachend angenommen, dass die mit Thermoelementen ermittelte Temperatur näherungsweise der enthalpiestrom-gemittelten, adiabaten Mischungstemperatur entspricht.

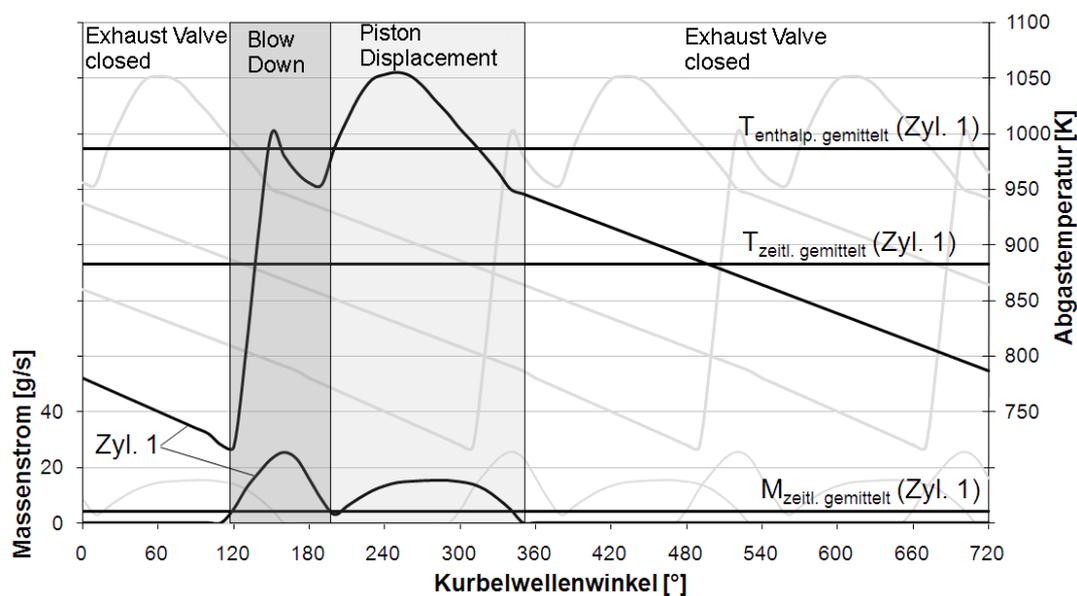


Abbildung 4.5: Zyklusaufgelöster Massenstrom und Temperaturverhalten im Zylinder-Auslasstrakt eines 4-Zylinder / 4-Takt Motors nach [14]

Ferner ist die Gültigkeit der so gewonnen Randbedingungen auf den betriebswarmen Motor unter den am Prüfstand herrschenden Umgebungstemperaturen (Prüfstandsbedingungen) beschränkt. Unter geänderten Umgebungstemperaturen sowie während der Motorwarmlaufphase liegt jedoch eine teils erhebliche Abweichung der Abgastemperaturen und des Massenstroms von den unter den Prüfstandsbedingungen ermittelten Werten ab. Dies ist zu einem Teil auf physikalische Vorgänge (höhere Motorreibung, abweichender Verbrennungsverlauf, Kondensatbildung an noch kalten Zylinder- oder Auslaßtraktwänden, abweichende inneren Wärmeübergänge, etc.) zurückzuführen [36, 72]. Darüber hinaus wird während des Motorwarmlaufs in der Regel mit applikativen Maßnahmen (Spätstellung des Zündwinkels, Variation des Einspritzzeitpunkts, -menge und -dauer, frühes Öffnen der Auslassventile, Sekundärlufteinblasung) [17] gezielt Einfluss auf die Verbrennung genommen, um einen runden Motorlauf sicherzustellen oder die Abgastemperatur zusätzlich für ein schnelles Aufheizen der motornahen Katalysatoren zu erhöhen. Ebenso wird die Abgasrückführrate in Abhängigkeit der Umgebungsbedingungen angepasst, was direkten Einfluss auf die tatsächlich durch den Abgasstrang und auch den Abgaswärmetauscher

strömenden Abgasmassenstrom hat. Wie bereits in Kapitel 2.4 erläutert, wird die Abgasrückführrate dabei nach verschiedenen Eingangsgrößen auch in Abhängigkeit der Umgebungs- bzw. Motortemperatur über ein abgasseitiges Ventil vom Motorsteuergerät eingestellt. So ist beispielsweise unter kalten Umgebungsbedingungen für ein günstiges NO_x -Emissionsverhalten keine Abgasrückführung notwendig.

Da die direkte Modellierung dieser, teils applikativ bedingter Einflüsse nur mit erheblichen Aufwand umgesetzt werden kann, wurden für die modellhafte Berücksichtigung die gemessenen Randbedingungen bzgl. Abgastemperatur und Abgasmassenstrom zusätzlich mit einem Korrekturfaktor f belegt. Dieser Faktor beinhaltet gemäß Gleichung 4.10 und 4.11 die Korrektur der unter betriebswarmen Bedingungen, am Prüfstand ermittelten Abgastemperatur bzw. -massenstrom auf das real vorliegende Niveau während des Motorwarmlaufs. Die Bestimmung von f erfolgte in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur und Motorkühlmitteltemperatur auf Basis von experimentellen Fahrzeuguntersuchungen.

$$T_{AG_{wahr}} = T_{AG_{Prüfst.}} \cdot f_T(T_{Kühlmittel}, T_{Umgeb.}) \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{AG_{wahr}} = \dot{m}_{AG_{Prüfst.}} \cdot f_m(T_{Kühlmittel}, T_{Umgeb.}) \quad (4.11)$$

Basierend auf der beschriebenen Modellstruktur liegt unter Einbeziehung des rohräußeren Wärmetransports an die Umgebung, der rohrinneren Druckbeziehungen sowie des konduktiven, axialen Wärmeflusses in der Rohrstruktur ein geschlossenes Gleichungssystem vor, welches mit numerischen Methoden gelöst werden kann. Sämtliche relevanten Abgasgrößen können somit an beliebiger Position der Abgasanlage ausgegeben werden.

4.2.3 Innerer Gas-zu-Wand Wärmetransport

Der rohrinnere Wärmeübergang $\dot{Q}_{Konv.;Innen}$ wird im Wesentlichen durch Zwangskonvektion des heißen, strömenden Abgases an das meist kühlere Abgasrohr bestimmt. Wärmeübertragung durch Strahlung der Gasmoleküle auf die Rohrwand ist von vergleichsweise geringer Bedeutung und wurde daher bei der Modellierung vernachlässigt [16]. Ebenso wird eine vollständig von eventuellen Festkörpern (Ruspartikel) freie Strömung angenommen, so dass hierdurch hervorgerufener Strahlungswärmeaustausch mit der Rohrwand ebenfalls keine Berücksichtigung findet.

Der innere, konvektive Wärmeübergang an das Abgasrohr ist geprägt durch den pulsierenden, turbulenten Charakter der Abgasströmung. Dieses Strömungsverhalten resultiert aus dem periodischen Öffnen und Schließen der Auslassventile, was je nach Motordrehzahl üblicherweise etwa 5 bis 60 Mal pro Sekunde (600 bis 7200

U/min) auftritt. Bei geöffnetem Ventil ähnelt die Strömung dabei einer turbulenten Rohrströmung mit entsprechend hohem Wandwärmeübergang. Hingegen beträgt während der Phase geschlossener Auslassventile die Strömungsgeschwindigkeit theoretisch gleich null, woraus ein relativ geringer Wärmeübergang resultiert [41]. Zugleich liegen bei Eintritt der Strömung in das Abgasrohr sehr dünne Temperatur- und Strömungsgrenzschichten vor, so dass sich im motornahen Bereich folglich besonders hohe Wärmeübergänge einstellen. Erst nach einer Lauflänge von ca. 15 bis 30 Rohrdurchmessern nähern sich die Grenzschichtdicken asymptotisch dem Wert der voll-entwickelten Strömung an. Zusätzlich wird der Wärmeübergang im motornahen Bereich durch die Bildung von Strömungsablösungen an den sich öffnenden bzw. schließenden Ventilen beeinflusst [41]. Die zyklus aufgelösten Abgastemperaturen sind analog zur Strömungscharakteristik ebenfalls durch stark instationäres Verhalten geprägt (vgl. Abbildung 4.5). Während der Auslassphase liegen sehr hohe Temperaturen vor. Bei geschlossenem Ventilen kühlt dann die stehende Strömung aufgrund freier Konvektion mit der Auslasskanalwand ab. Die Zusammenfassung der Auslasskanäle mehrerer Zylinder im Krümmer führt schließlich zur Überlagerung der einzelnen Abgasmassenströme und -temperaturen [14, 41].

Die wesentliche Größe zur Beschreibung des Strömungszustandes des Abgases ist die lokal entlang des Abgasrohrs, basierend auf dem Rohrdurchmesser d gebildete, zyklusgemittelte Reynoldszahl \overline{Re}_d . Diese liegt nach Krümmer etwa im Bereich $10^3 < \overline{Re}_d < 7 \cdot 10^4$, je nach Last- und Drehzahlzustand des Motors. Jedoch auch bei theoretisch unterkritischer Strömung ($\overline{Re}_d < 2300$) verhindern die beschriebenen Pulsations- sowie Drosseleffekte an den Auslassventilen die vollständige Dämpfung der eingebrachten Störungen und damit den Übergang zu einer laminaren Strömung [41].

In einer Vielzahl von experimentellen Studien wurden der rohrinnere Wärmeübergang im Abgassystem von Verbrennungsmotoren untersucht und darauf basierend entsprechende Korrelationen für seine Bestimmung angegeben [12, 15, 19, 53, 70]. Eine ausführliche Zusammenfassung bzw. Gegenüberstellung hierfür ist in Arbeiten von Eriksson [19] und Shayler [63] dargestellt. Die angegebenen Korrelation, meist der Form $Nu = A \cdot \overline{Re}_d^b \cdot \overline{Pr}^c$, weisen dabei jedoch erhebliche Differenzen untereinander auf. Diese Tatsache deutet darauf hin, dass große Unterschiede in der Ausprägung des inneren Wärmeübergangs je nach dem zugrunde liegenden Versuchsaufbau (Motortyp, Hubvolumen, Abgasanlagenkonfiguration, etc.) bestehen. Somit ist eine genaue Prüfung der verwendeten Korrelation für die gegebene Anwendung unbedingt erforderlich.

Der Großteil der Studien kommt allerdings zu der Erkenntnis, dass der konvektive Wärmeübergang im Abgasrohr eines Verbrennungsmotors deutlich höher ist als

die bei Anwendung von Standard-Wärmeübertragungsbeziehungen für turbulente Rohrstömungen aus der Literatur erhaltenen Werte. Der Grund hierfür wird hauptsächlich in dem pulsierenden Charakter der Strömung gesehen, der den vollständigen Aufbau der Grenzschicht erschwert. Um diesem Umstand gerecht zu werden, hat Wendland [70] einen Korrektur-Faktor (CAF = convective augmentation factor) vorgeschlagen, um den die Standardkorrelation für eine voll entwickelte, turbulente Rohr-Strömung zu erhöhen ist. Darauf aufbauend wird in einer Arbeit von Farrugia der CAF in einem weiten Motor-Betriebsbereich mit Hilfe einer geraden Verlängerung des Auslasskanals im Detail untersucht [21]. Dabei kommt er zu dem Ergebnis, dass CAF hauptsächlich von der zyklusgemittelten Reynoldszahl \overline{Re}_d und dem axialen Abstand vom Abgasanlageneintritt x abhängt. Diese Abhängigkeit wird durch folgende Formel (4.13) ausgedrückt, die für die Verwendung mit einer Nu-Re-Korrelation von Sieder-Tate (Gleichung 4.12) vorgesehen ist [39].

$$\overline{Nu}_{turb} = 0.027 \cdot \overline{Re}_d^{0.8} \cdot \overline{Pr}^{0.333} \cdot \left[\frac{\mu_{Mitte}}{\mu_{Rohr}} \right]^{0.14} \quad (4.12)$$

$$CAF(x, Re_d) = \left\{ \frac{28}{\overline{Re}_d^{0.36}} + \frac{2.1}{(x/d)\overline{Re}_d^{0.11}} \right\} \times \left\{ \frac{1}{\overline{Pr}^{0.333}} \left[\frac{\mu_{Rohr}}{\mu_{Mitte}} \right]^{0.14} \right\} \quad (4.13)$$

Des Weiteren liegt in Rohrkrümmungen der Abgasanlage eine Verkleinerung der thermischen und strömungsmechanischen Grenzschicht vor. Daraus folgt ein erhöhter, innerer Wärmeübergangskoeffizient. Dieser Effekt wird nach einem Vorschlag von Hausen [34] durch Einführung eines weiteren Faktors $f_{Krümmung}$ nach Gleichung 4.14 modelliert:

$$f_{Krümmung} = 1 + \frac{21 \cdot d}{\overline{Re}_d^{0.14} \cdot d_{Biegung}} \quad (4.14)$$

wobei $d_{Biegung}$ den Biegeradius des Abgasrohrs bezeichnet. Um letztlich die endgültige Nusselt-Zahl zu erhalten, wird die Nusselt-Zahl der voll-entwickelten, turbulenten Rohr-Strömung \overline{Nu}_{turb} (Gleichung 4.12) mit CAF und $f_{Krümmung}$ nach folgender Gleichung 4.15 korrigiert.

$$\overline{Nu}_{real} = \overline{Nu}_{turb} \cdot CAF \cdot f_{Krümmung} \quad (4.15)$$

4.2.4 Äußerer Wand-zu-Umgebung Wärmetransport

Der äußere Wärmetransport an der Abgasanlage erfolgt durch erzwungene und freie Konvektion zwischen dem heißen Abgasrohr und der vergleichsweise kühlen

Umgebungsluft sowie durch Wärmestrahlung an die umgebenden Oberflächen. Die quantitative Bestimmung im Rahmen einer 1D Betrachtung gestaltet sich generell sehr schwierig, da das Strömungsbild außerhalb der Abgasanlage hinsichtlich seiner Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung starke Turbulenzen aufweist und daher schwer zu charakterisieren ist. Der Grund hierfür liegt in den komplexen, die Strömung prägenden Geometrien der Bauteile im Motorraum bzw. Unterboden des Fahrzeugs sowie ihrer unterschiedlichen Oberflächentemperaturen. Die Formulierung des Strahlungsaustausch wird ebenfalls durch die komplexen geometrischen Verhältnisse, die hohe Anzahl der mit der Abgasanlage im Austausch stehenden Oberflächen sowie deren weitgehend unbekanntem Emissionseigenschaften erschwert [5].

Der externe Wärmeübergangskoeffizient an der Abgasanlage ist im Wesentlichen eine Funktion der Luft-Anström-Geschwindigkeit bzw. der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Anströmtemperatur sowie der Rohrwandtemperatur [69]. Um trotz der erwähnten Unschärfen der Strömungsverhältnisse zumindest eine Abschätzung hierfür anzugeben, sind in der Literatur verschiedene, auf $Nu-Re$ -Korrelationen basierende Vorschläge zu finden. Kandylas [41] empfiehlt die Anwendung der Standard-Nusselt-Reynolds-Korrelation nach [69] für einen turbulent, quer angeströmten Zylinder. Die Reynolds-Zahl wird dabei auf Basis der Überstromlänge des Rohres ermittelt, während für die Anströmgeschwindigkeit die Fahrzeuggeschwindigkeit verwendet wird. Eriksson hingegen [19] verwendet als Eingangsgröße für eine weitere empirische Nusselt-Reynolds-Korrelation einen fixen Bruchteil ($1/3$) der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Im Rahmen der vorliegenden Studie wurde der Wärmeübergangskoeffizient α jedoch direkt mit Hilfe von 3D-CFD Gesamtfahrzeugsimulation unter Berücksichtigung der Motorraum- und Unterbodenströmung bestimmt. Dies erfolgte repräsentativ für alle betrachteten Fahrzeuge anhand eines Oberklassenfahrzeugs (3.0l- 6 Zyl.- Ottomotor) für drei konkrete Fahrzustände bei 30, 60 und 200 km/h. Folgende Annahmen wurden bei der CFD-Rechnung getroffen:

- Vorgabe konstanter Oberflächentemperaturen der Abgasanlage sowie der Bauteile im Motorraum bzw. Unterbodenbereich gemäß experimenteller Erfahrungswerte in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit
- betriebswarmer Motor (Motoroberflächen- und Kühlmitteltemperatur am Kühlereingang 90°C)
- Kühler-Lüfter ist inaktiv und wird vom Fahrtwind überströmt

Letztlich wurden für die weitere Verwendung in der 1D-Modellumgebung die abschnittsweise (Krümmer, motornahe Katalysatoren, Unterboden), über die Oberflä-

Tabelle 4.1: Äußerer Wärmeübergangskoeffizient $\bar{\alpha}$ in $[W/m^2 \cdot K]$ an der Abgasanlage in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit

	0 km/h	30 km/h	60 km/h	200 km/h
Krümmmer	7	14	22	64
motornahe Kats	7	12	18	49
Unterboden	7	19	32	91

che gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen. Eine Abschätzung ergab zudem einen Wärmeübergangskoeffizienten bei Fahrzeugstillstand von $7 [W/m^2 \cdot K]$. Die Bestimmung des Koeffizienten für eine beliebige Fahrzeuggeschwindigkeit erfolgte letztlich mittels linearer Interpolation.

Der Wärmeaustausch durch Strahlung ist mit Hilfe der folgenden Strahlungsaustauschbeziehung im Modell hinterlegt [63].

$$\dot{Q}_{Strahlung} = F_v \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_{Rohr}^4 - T_{Umgebung}^4) \quad (4.16)$$

Hierin bezeichnet A die äußere Oberfläche, F_v den Grau-Körper Sichtfaktor, σ die Stefan-Boltzmann Konstante und ϵ die Oberflächenemissivität. Die Bestimmung der Sichtfaktoren erfolgte dabei mit analytischen Betrachtungen auf Basis von vereinfachten, geometrischen Beziehungen.

4.2.5 Modellierung Abgaswärmetauscher

Die Funktion des Abgaswärmetauschers besteht im effizienten Austausch thermischer Energie zwischen dem heißen Abgas und dem zu erheizenden Fluid. Im Rahmen der Arbeit werden hierfür zwei unterschiedliche Lösungen betrachtet, die bereits in Kapitel 2.2.2 beschrieben wurden: Rohrbündelwärmetauscher bzw. Thermosiphonwärmetauscher. Beide Ansätze werden mit dem gleichen, jedoch unterschiedlich bedateten Modell simulativ dargestellt. Eine umfassende Abhandlung über die Auslegung und Berechnungsweisen von Wärmeübertragern findet sich in [69] und [57].

Das Simulationsmodell des Abgaswärmetauschers ist aus je einem Rohr-Basiselement für die Abgasströmung (AG) und für die zu erheizende Kühlmittel- bzw. Ölströmung (KM) aufgebaut. Diese Strömungselemente stehen mit der Festkörperstruktur des Abgaswärmetauschers, im Modell dargestellt durch eine thermische Masse, in konvektiven Wärmeaustausch. Die dabei vorliegenden Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den beiden Strömungen und dem Festkörper werden mit Hilfe von Nu-Re-Korrelation der folgenden Form gebildet:

$$Nu_{AG} = a_{AG} \cdot (Re_{AG})^{b_{AG}} \quad (4.17)$$

$$Nu_{KM} = a_{KM} \cdot (Re_{KM})^{b_{KM}} \quad (4.18)$$

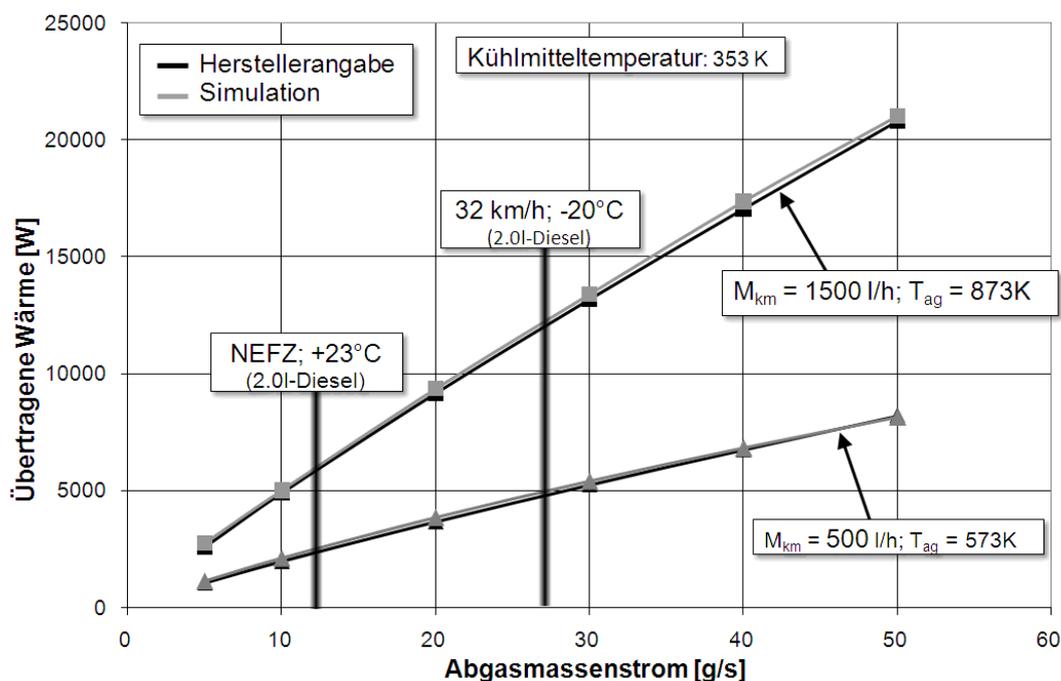


Abbildung 4.6: Gegenüberstellung von simulativ erhaltener Wärmeübertragung und Herstellerangabe bei Stationärbetrieb im Abgaswärmetauscher (Rohrbündelwärmetauscher); AG-Massenströme gelten für Versuchsfahrzeug 2

Mit Hilfe der Parameter a und b sowie der bekannten Wärmeaustauschfläche wird das Wärmeübertragungsverhalten für das Abgas bzw. das zu erheizende Fluid im Wärmetauscher eingestellt. Die Abstimmung der Parameter erfolgt derart, dass die im Modell errechnete Wärmeübertragung dem in Kennfeldform vorliegenden, stationären Übertragungsverhalten aus Herstellerangabe entspricht. Abbildung 4.6 stellt die mit Hilfe des Simulationsmodells erhaltene Wärmeübertragung der Herstellerangabe gegenüber.

4.2.6 Modellierung Abgasnachbehandlungskomponenten

Katalytische Abgasnachbehandlung

Die katalytische Abgasnachbehandlung dient der Reduzierung der im Abgas enthaltenen gasförmigen Schadstoffe CO , HC und NO_x , die aufgrund nicht-idealer Verbrennung entstehen. Dies umfasst die Oxidation des bei Sauerstoffmangel entstehenden CO sowie der unverbrannten Kohlenwasserstoffe HC zu ungefährlichem

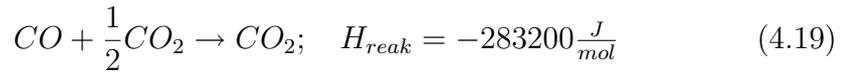
CO_2 bzw. H_2O (Oxidations-Katalysator). Zugleich erfolgt bei Motoren mit Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = 1$ (homogen-betriebener Ottomotor) eine Reduktion des NO_x zu unschädlichen N_2 [13].

Da derartige Reaktionen wesentlich von der begrenzenden Wand beeinflusst werden, können sie durch eine Oberflächenvergrößerung deutlich beschleunigt werden. Dabei werden bestimmte Reaktionspartner an der katalytisch aktiven Zellwand im Monolith adsorbiert, so dass die Bindungen der Moleküle geschwächt werden. Dies ermöglicht den Verlauf der Reaktion über andere Zwischenprodukte bei gleichen Ausgangs- und Endprodukten. Die Beschaffenheit der katalytischen Oberfläche bleibt dabei im Wesentlichen unverändert [55].

Der wesentliche Bestandteil einer katalytischen Abgasnachbehandlungskomponente ist daher der Monolith, der zur Oberflächenvergrößerung die Abgasströmung auf eine Vielzahl von feinen, wabenförmigen Kanälen aufteilt. Da der optimale Konvertierungswirkungsgrad sich erst ab einer gewissen Monolithtemperatur einstellt, verringert eine ihn umgebende Isolationsschicht den Wärmeabfluss in die äußere Gehäusestruktur. Eine zusätzliche Oberflächenvergrößerung erfolgt schließlich durch Aufbringen einer porösen Unterschicht auf den Monolithen, die als Träger für die eigentliche, katalytische Schicht fungiert [13, 35, 55].

Für die modellmäßige Umsetzung wird die gesamte Monolithstruktur von einer thermischen Masse abgebildet. Diese steht über die Kanalwände in konvektiven Wärmeaustausch mit der Abgasströmung. Die spezifische Wärmekapazität des keramischen Monolithen wurde dabei gemäß der bei Holder [37] angegebenen Temperaturabhängigkeit implementiert. Aufgrund der geringen Kanalquerschnittsfläche erfolgt bei Eintritt der Strömung in die einzelnen Kanäle des Monolithen eine Dämpfung der Turbulenzen, so dass ein laminarer Strömungszustand vorliegt. Der Wärmeübergang wird daher mit einer Nusselt-Zahl von 3,66 (laminare Rohrströmung mit konstantem Wärmefluss) angenommen. Der konduktive Wärmepfad vom Monolithen in die Isolationsschicht und die umgebende Gehäusestruktur wird mit ebenfalls mit geeigneten Wärmeaustauschbeziehungen modelliert.

Die im Katalysator ablaufenden Reaktionen sind zudem exotherm und verursachen bei der Durchströmung in weiten Betriebsbereichen eine Zunahme der Abgastemperatur. Für die Prognose der auftretenden Abgastemperaturen ist daher die modellmäßige Abbildung dieser Effekte notwendig. Da ferner die genaue Abgaszusammensetzung im Rahmen der Studie von untergeordnetem Interesse ist, wurde hierfür ein Ansatz nach Shayler gewählt, der die Vielzahl der real ablaufenden Reaktionsschritte auf die folgenden drei, wesentlichen Netto-Reaktionen beschränkt [63]:



Die frei werdende Energie \dot{Q}_{reak} wird für die drei angegebenen Schadstoffkomponenten nach folgendem Zusammenhang bestimmt:

$$\dot{Q}_{reak;Komp.} = \dot{m}_{Komp.} \cdot \eta \cdot \frac{H_{reak;Komp.}}{M} \quad (4.22)$$

Darin bezeichnet η der Konvertierungswirkungsgrad (vereinfachend als identisch für alle Schadstoffkomponenten angenommen), H_{reak} die Reaktionsenthalpie und M die molare Masse des Schadstoffes. Um den Massenstrom $\dot{m}_{Komp.}$ der jeweiligen Komponente zu bestimmen, wird die aus vorausgegangenen Prüfstandsmessungen bekannte Konzentration der genannten Schadstoffe in Abhängigkeit von Motordrehzahl und -drehmoment herangezogen. Die gesamte, entstehende Reaktionswärme ergibt sich letztlich als Summe der Reaktionswärmen der drei betrachteten Schadstoffkomponenten:

$$\dot{Q}_{reak;ges.} = \dot{Q}_{reak;CO} + \dot{Q}_{reak;HC} + \dot{Q}_{reak;NO_x} \quad (4.23)$$

Da die Reaktionen im Wesentlichen an der katalytisch aktiven Schicht ablaufen, erfolgt auch hier die Freisetzung der entsprechenden Reaktionswärmen. Daher wird im Modell die entstehende Reaktionswärme direkt der thermischen Ersatzmasse des Monolithen zugeführt. Die Aufheizung bzw. Abkühlung der Abgasströmung resultiert folglich aus dem konvektiven Wärmeaustausch zwischen Abgas und Monolith.

Die Konvertierungsrate η der einzelnen Schadstoffe im Monolithen ist neben dem Verbrennungsluftverhältnis λ abhängig von der Monolithtemperatur. Im Rahmen der Modellierung wird für alle Schadstoffkomponenten gemäß des Ansatzes von Shayler [63] vereinfacht die in Abbildung 4.7 dargestellte Abhängigkeit aus [55] verwendet.

Partikelfilter

Für die Reduzierung der im Abgas enthaltenen Rußpartikel verfügen moderne Dieselmotoren über sogenannte Dieselpartikelfilter. Die Partikel, typischerweise bis 100nm große Agglomerationen von Kohlenstoff mit angelagerten Kohlenwasserstoffen und

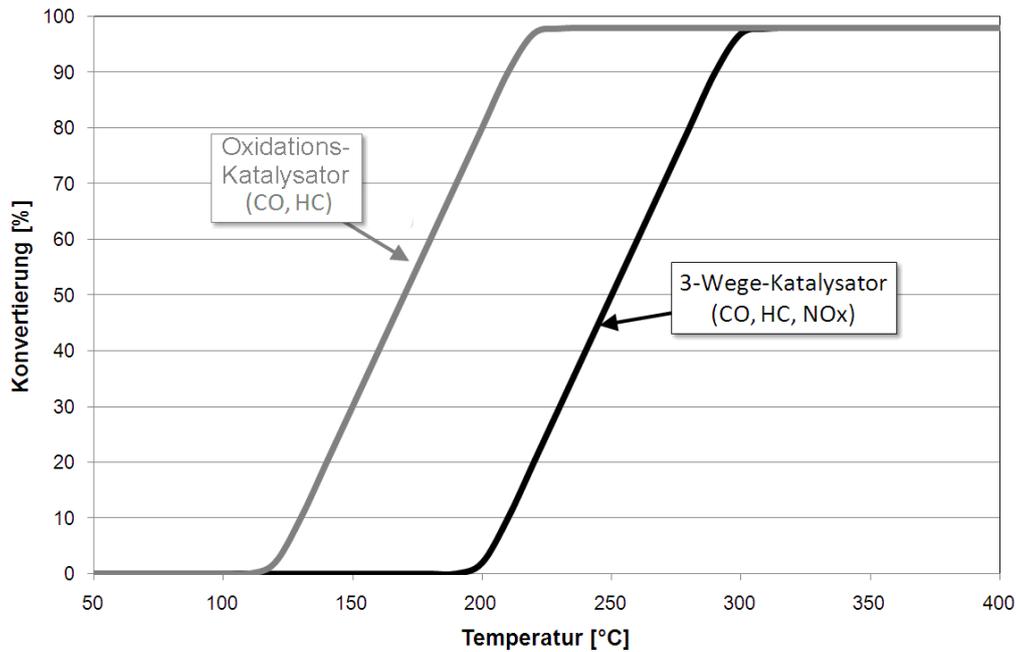


Abbildung 4.7: Im Simulationsmodell angenommene, temperaturabhängige Schadstoffkonvertierung sämtlicher Schadstoffkomponenten für Oxidationskatalysator (Diesel) und 3-Wege-Katalysator (Otto, homogen) [55]

Asche, werden beim Durchströmen des Filters zurückgehalten. Hierfür werden ähnlich dem Aufbau einer katalytischer Abgasnachbehandlungs Komponente keramische Monolithen mit wechselseitig auf der Ein- bzw. Auslassseite geschlossenen Kanälen verwendet. Der Modellaufbau des Dieselpartikelfilters entspricht daher dem des katalytischen Monolithen mit einer thermischen Ersatzmasse, die in konvektivem Wärmeaustausch mit der Abgasströmung steht [54].

Ferner ist sobald der Filter seine vollständige Aufnahmekapazität erreicht hat ein periodisches Abbrennen der zurückgehaltenen Rußpartikel notwendig. Hierfür wird mit innermotorischen Maßnahmen die Abgastemperatur für etwa 12 Minuten auf die Zündgrenze von Ruß (650°C bis 700°C) angehoben, wobei der Ruß mit O_2 verbrennt [13]. Diese bei realer Fahrt periodisch auftretende Regeneration wird im jedoch im Modell nicht wiedergegeben.

Letztlich ist mit den geschilderten Simulationsansätzen eine vollständige Bestimmung sämtlicher Wärmeströme in der Abgasanlage möglich. Dennoch werden aufgrund ihrer Komplexität und des geringen Einflusses auf die Temperatur eine Reihe von real auftretenden Phänomenen nicht explizit im Modell berücksichtigt:

- Taupunktunterschreitung des Abgases nach Kaltstart
- Wärmeeintrag durch Nachoxidation unverbrannter HCs im Krümmer

- Rückwirkung des erhöhten Abgasgedrucks auf den Kraftstoffverbrauch
- Periodische Regeneration des Dieselpartikelfilters

4.3 Modellvalidierung

Die Validierung der Modelle erfolgt durch Vergleich der Simulationsergebnisse mit den am Versuchsfahrzeug erhaltenen Messergebnissen. Besonderes Augenmerk liegt auf der korrekten Prognose der auftretenden Temperaturen im Abgas und in sämtlichen Fluidkreisläufen der Komponenten des Antriebsstrangs. Ebenfalls von Bedeutung ist die genaue Wiedergabe des Abgasmassenstroms, des Fahrzeugverbrauchs sowie bei Ausrichtung des Abgaswärmetauscher auf Heizunterstützung auch des Innenraumheizverhaltens.

4.3.1 Validierung des Abgasanlagenmodells

In einem ersten Schritt wird das korrekte Verhalten der Abgastemperatur entlang der Abgasanlage im stationären Fahrbetrieb verifiziert. Dazu werden anhand von vier Fahrzeugbetriebspunkten (siehe Tabelle 4.2), vorgegeben durch Motorlast-, Motor-drehzahl und Fahrzeuggeschwindigkeit, die Abgastemperaturen für $t \rightarrow \infty$ (Beharrungszustand) aus Simulation und Messung gegenübergestellt. Dieser Betrachtung liegt wiederum das bereits vorgestellte Oberklassenfahrzeug mit homogen betrieb-nem Ottomotor (3,0 Liter; 6-Zylinder) zugrunde.

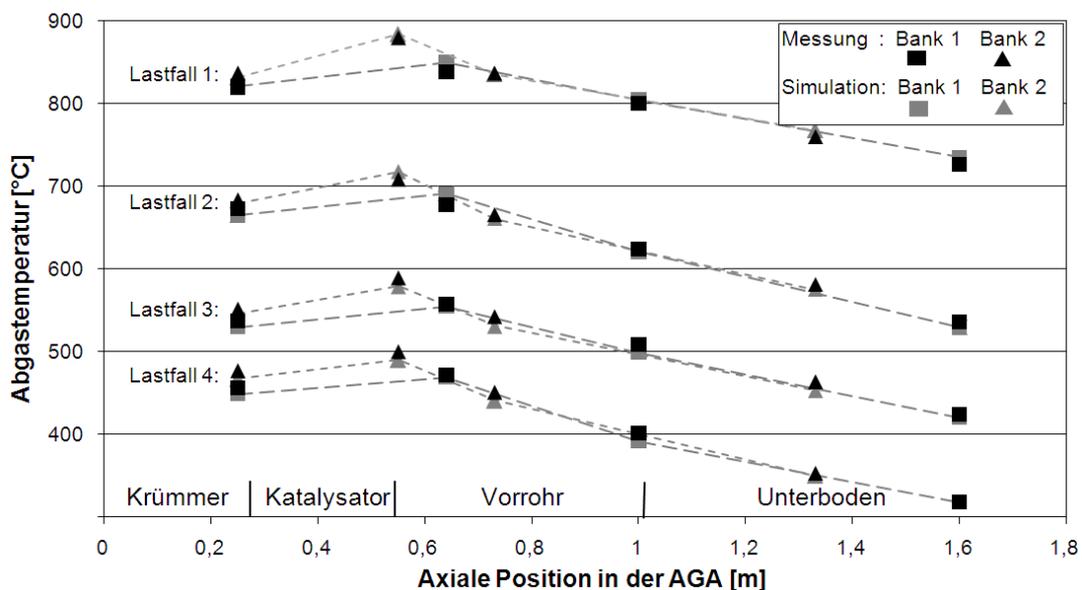


Abbildung 4.8: Stationäre Abgastemperaturen (Beharrungszustand) entlang der Abgasanlage in Messung und Simulation (3,0 Liter, 6-Zylinder; Oberklassefahrzeug)

Tabelle 4.2: Lastfälle für die Validierung des Stationärverhaltens

	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4
Motordrehzahl [U/min]	1500	2000	3000	4000
Mitteldruck [bar]	2	3	4	6
Geschwindigkeit [km/h]	20	40	80	110

In Abbildung 4.8 sind die simulativ erhaltenen Werte aus Simulation und Messung graphisch gegenübergestellt. Das Simulationsmodell gibt die gemessenen Temperaturen an den vier betrachteten Vergleichspositionen der Abgasanlage gut wieder. Die gute Übereinstimmung an den verschiedenen Positionen in allen betrachteten Lastfällen deutet grundsätzlich auf eine korrekte Bestimmung des motorseitigen Energieeintrags und eine geeignete Modellierung der rohrinneren und äußeren Energieströme hin. Des Weiteren wird die Temperaturerhöhung über den 3-Wege-Katalysator infolge der exothermen Schadstoffkonvertierung ebenfalls im Modell gut wiedergegeben. Die verwendete Modellierungsweise wird somit im Wesentlichen bestätigt.

Weitergehend erfolgt die Verifikation des korrekten, instationären Verhaltens anhand der Sprungantwort des Modells auf einen plötzlich auftretenden Lastwechsel. Hierfür wird eine in kurzem Abstand wiederholte Beschleunigung des betriebswarmen Fahrzeugs von etwa 80 auf 123 km/h und anschließender Verzögerung simuliert und mit entsprechenden Messungen verglichen.

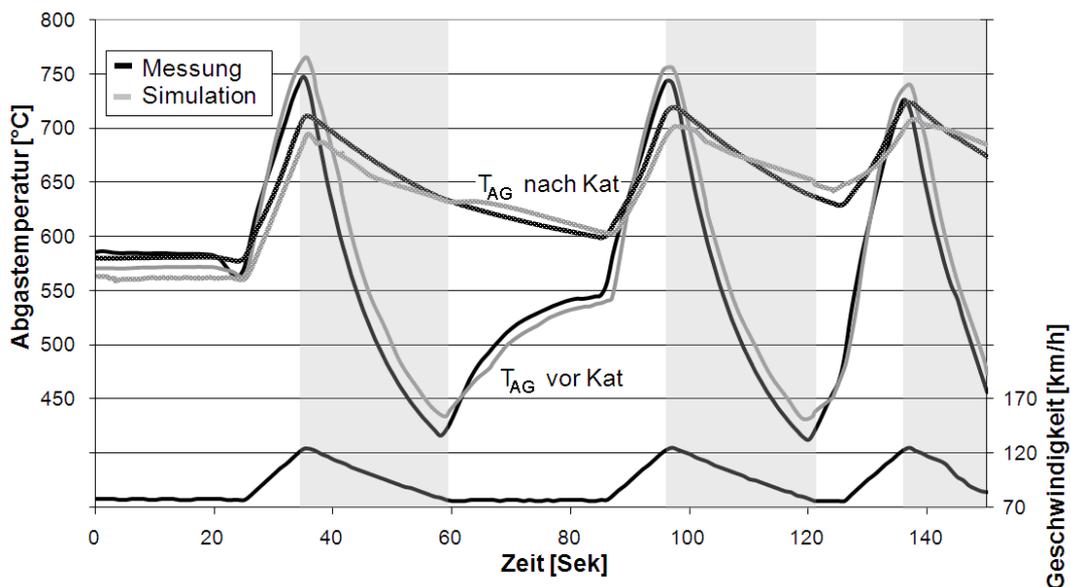


Abbildung 4.9: Systemantwort auf sprunghafte Änderung der Randbedingungen bei wiederholter Beschleunigung von 80 auf 123 km/h und anschließender Verzögerung (3,0 Liter, 6-Zylinder; Oberklassefahrzeug)

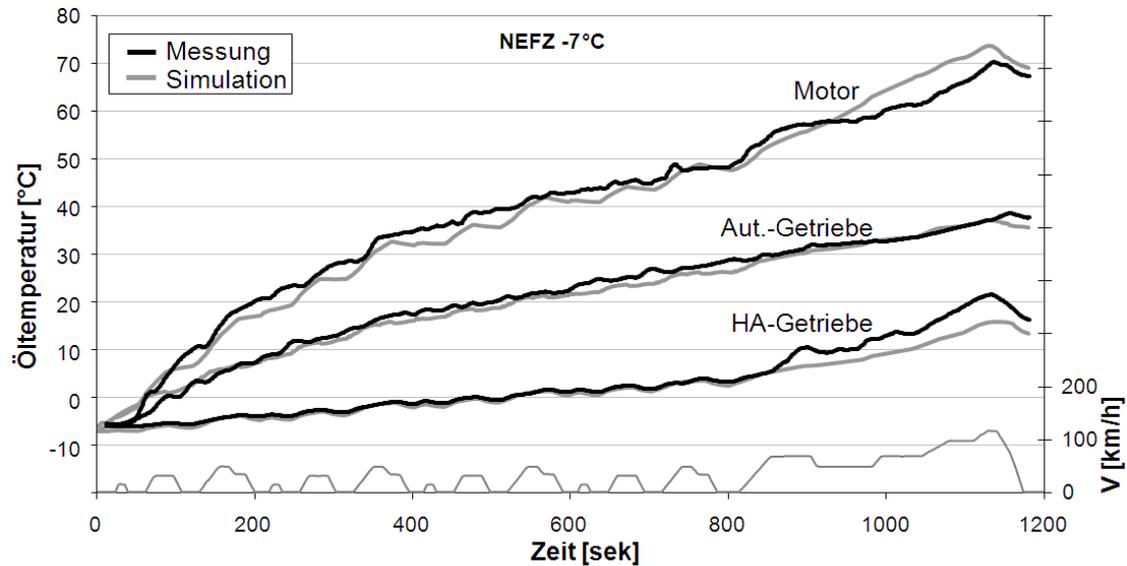
Auch hier ergeben sich gute Übereinstimmungen der erhaltenen Simulationswerte mit den Messungen. Das dynamische Temperaturverhalten des Abgases vor und nach Katalysator wird sowohl während der Beschleunigungsphasen als auch in den Schubphasen mit hoher Genauigkeit berechnet. Der weitgehend identische Temperaturverlauf deutet damit auf eine korrekte Implementierung der Monolithmassen sowie der auftretenden Wärmeübergänge hin.

4.3.2 Validierung des Gesamtfahrzeugmodells

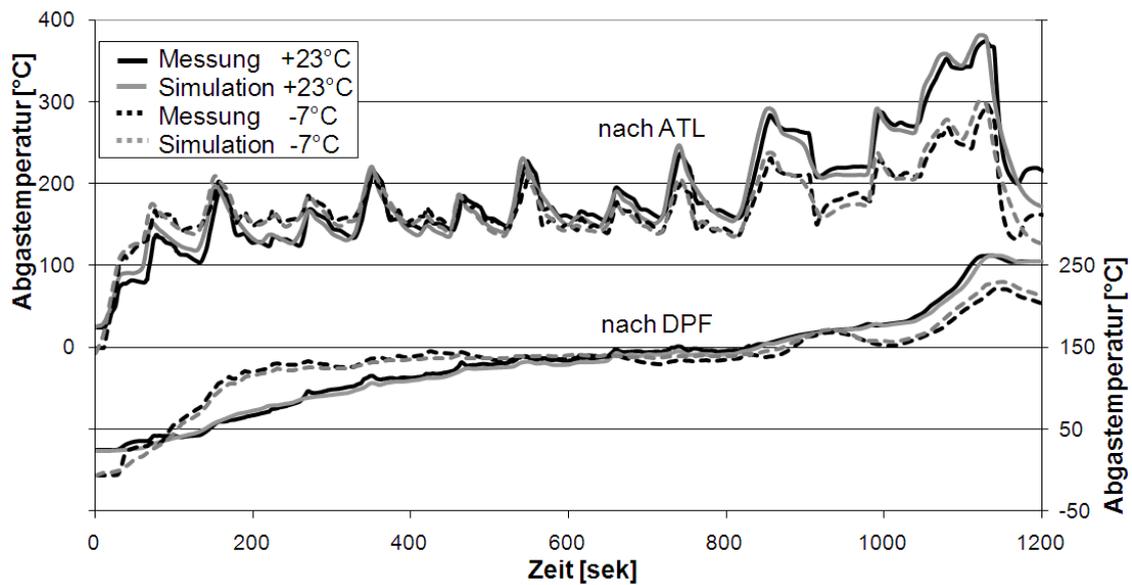
Im Folgenden soll das korrekte Verhalten des Verbunds von Abgasanlagenmodells mit dem Gesamtfahrzeugmodell verifiziert werden. Hierfür zeigt Abbildung 4.10(a) die Öltemperaturen in den Komponenten des Antriebsstrangs während des Warmlaufs im NEFZ in Messung und Simulation. Dabei liegen Umgebungstemperaturen von $+23^{\circ}\text{C}$ und -7°C zu Grunde. Das betrachtete Fahrzeug ist ein Mittelklassenfahrzeug mit 2,0-Liter 4-Zylinder-Dieselmotor.

Auch im Zusammenspiel der einzelnen Modelle gelingt die simulative Wiedergabe der gemessenen Aufheizkurven mit ausreichender Genauigkeit. Geringfügige Abweichungen in den Öltemperaturen zwischen Simulation und Messung ergeben sich vor allem zu Beginn des Fahrzyklus, insbesondere bei -7°C . Die Ursache hierfür liegt in der geringen Anzahl der zur Diskretisierung der Festkörperstrukturen verwendeten, thermischen Ersatzmassen. Dieses Vorgehen lässt nur bedingt eine präzise Berücksichtigung von großen Temperaturdifferenzen innerhalb der Komponenten, wie sie vor allem bei tiefen Umgebungstemperaturen auftreten, zu. So ist durch feinere Diskretisierung eine noch höhere Prognosequalität zu erwarten. Des Weiteren liegt im hohen Temperaturbereich eine von der Messung abweichende Motoröltemperatur vor, was auf verschiedenes Verhalten des Kühlmittelthermostats in Messung und Simulation zurückzuführen ist, aber für die Warmlaufbetrachtungen keinen bedeutenden Einfluss darstellt. Abbildung 4.10(b) zeigt darüber hinaus die Gegenüberstellung der Abgastemperatur nach Abgasturbolader und der Katalysator / DPF-Einheit. Auch hier liegt eine gute Übereinstimmung von Messung und Simulation vor.

Die Bewertung der Heizleistung erfolgt des Weiteren anhand einer 32-km/h- Konstantfahrt mit anschließender Standphase. Daher wird das korrekte Verhalten des Simulationsmodells auch hierfür verifiziert. In Abbildung 4.11 zeigt sich dabei ebenfalls gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung.

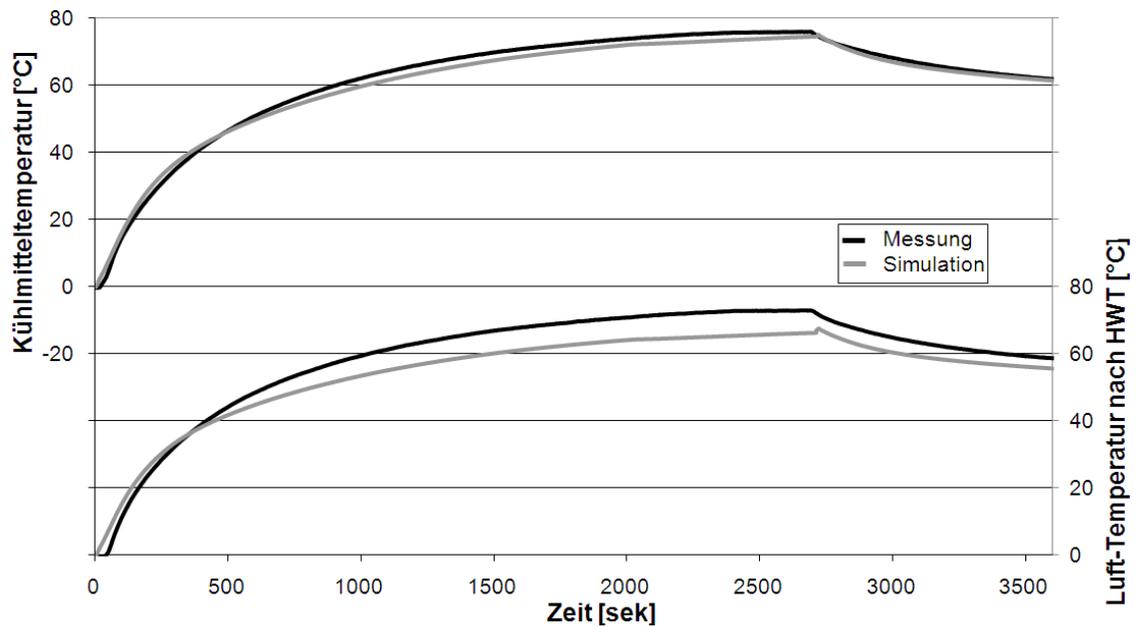


(a) Öltemperaturen in den Komponenten des Antriebsstrangs in Simulation und Messung

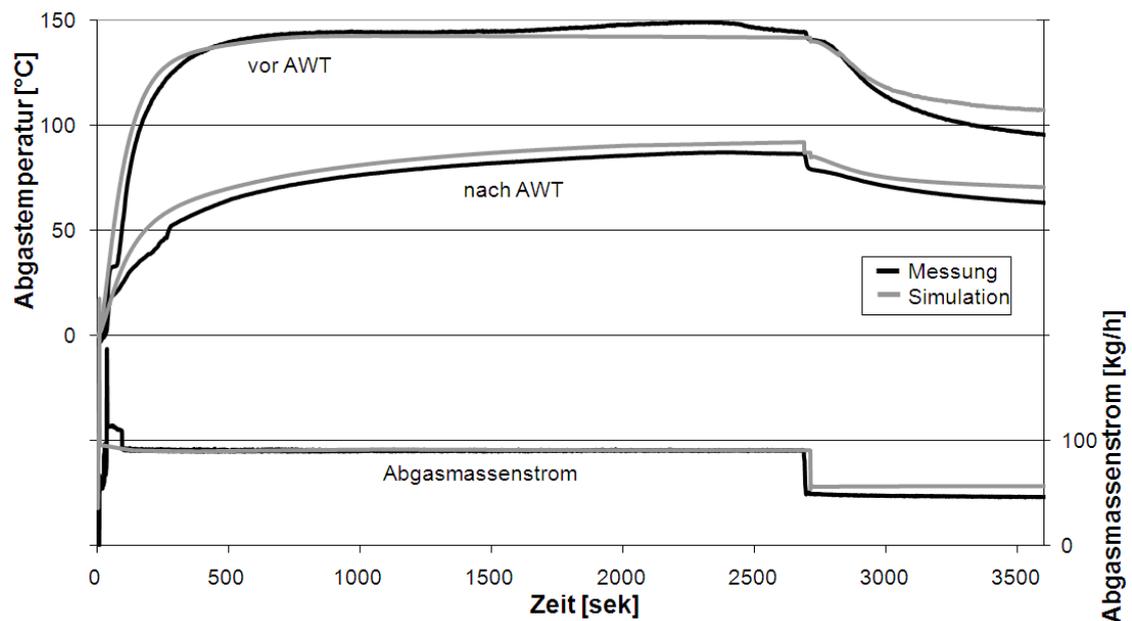


(b) Abgastemperaturen nach Abgasturbine und Katalysator- / DPF-Einheit

Abbildung 4.10: Validierung der Abgastemperaturen und Öltemperaturen im Antriebsstrang eines Mittelklassenfahrzeugs im NEFZ bei $+23^{\circ}\text{C}$ und -7°C (Versuchsfahrzeug 2)



(a) Kühlmitteltemperatur und Luft-Austrittstemperatur am Heizmodul



(b) Abgastemperaturen vor und nach Katalysator- / DPF-Einheit

Abbildung 4.11: Validierung der Temperatur von Abgas, Kühlmittel und Luft am Austritt des Heizmoduls bei einer Konstantfahrt mit anschließender Standphase bei -10°C (Versuchsfahrzeug 2)

5. Ergebnisse und Diskussion

5.1 Systemausprägung (Diesel \Leftrightarrow Benzin)

Ein System zur direkten Abgaswärmenutzung kann prinzipiell im Fahrzeug für die beiden bereits geschilderten Zielsetzungen Heizleistungsunterstützung und Warmlaufbeschleunigung eingesetzt werden. Jedoch ist jeweils nur eine dieser beiden Ausprägungen mit optimalem Ergebnis darstellbar. Liegt bei einem gegebenen Fahrzeug ausreichendes Heizungsvermögen vor, so kann der Schwerpunkt vollständig auf die Warmlaufbeschleunigung gelegt werden. Im anderen Fall, d.h. bei unzureichendem Heizverhalten, ist die Sicherstellung des thermischen Komforts der Insassen mit vorherrschender Priorität zu gewährleisten. Aus gegenwärtiger Sicht liegt unzureichendes Heizverhalten hauptsächlich bei dieselmotorisch betriebenen Fahrzeugen vor. In Abbildung 5.1 sind vergleichend die gemessenen Innenraum- Einstromtemperaturen (Fußbereich) zweier hinsichtlich Karosserie und Ausstattung weitgehend identischer Fahrzeuge (Mittelklasse) aus der aktuellen BMW-Modellpalette mit Diesel- bzw. mit Ottomotor dargestellt. Beide Motoren sind direkt-einspritzende 4-Zylinder mit 2,0-Liter Hubraum. Den gezeigten Temperaturverläufen liegt eine niedriglastige Konstantfahrt bei 32 km/h nach einem Kaltstart bei -20°C zugrunde. Trotz des aktivierten elektrischen PTC-Zuheizers weist das dieselmotorisch angetriebene Fahrzeug aufgrund seines verzögerten Motor-Warmlaufverhaltens eine deutlich geringere Heizleistung auf als das ottomotorische Fahrzeug. Nach etwa 1000 Sekunden beträgt die Temperaturdifferenz bereits über 20°C . Nach gegenwärtigem Stand richtet sich daher die Ausprägung eines Abgaswärmerückgewinnungssystem maßgebend danach, ob ein diesel- oder ottomotorisch betriebenes Fahrzeug vorliegt. Zukünftig ist allerdings davon auszugehen, dass auch ottomotorische Fahrzeuge aufgrund weiterer Wirkungsgradsteigerungen vermehrt eine Unterstützung der Innenraumheizung erfordern [27].

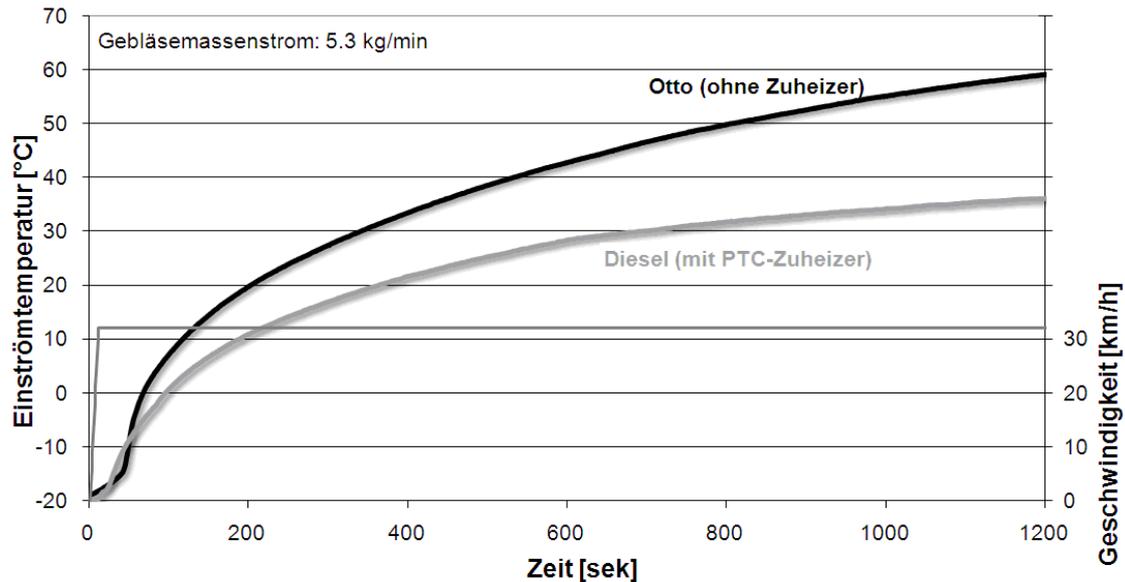


Abbildung 5.1: Vergleich der Innenraum-Einströmtemperatur (Fußraum) zwischen Diesel- und Ottofahrzeug (Mittelklassenfahrzeug; 2,0-Liter-Direkteinspritzer; 32 km/h; -20 °C; Messung)

5.2 Abgaswärmenutzung zur Warmlaufbeschleunigung

5.2.1 Experimentelle Ergebnisse

Für eine erste Potentialermittlung, wurde anhand von Versuchsfahrzeug 1 die Aufwärmung von Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe durch Abgaswärmenutzung experimentell ermittelt. Die Rückgewinnung der Abgaswärme erfolgte dabei lediglich an einer der beiden im Fahrzeug vorhandenen Abgasfluten. Den in Abbildung 5.2(a) dargestellten Aufheizkurven ist zu entnehmen, dass sich durch den zusätzlichen Wärmeeintrag in die Komponente eine deutlich beschleunigte Aufheizung ergibt. Die Abbildung zeigt vergleichend die gemessenen Aufheizkurven von Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe im NEFZ bei +23 °C Umgebungstemperatur jeweils mit und ohne zusätzlicher Aufheizung durch Abgasenergie. Der im Versuchsfahrzeug verbaute Thermosiphon-Abgaswärmetauscher beinhaltet ferner eine integrierte Abschaltfunktion nach dem im Kapitel 2.2.2 erläuterten Prinzip. Das System war im Experiment so eingestellt, dass die Wärmeübertragung aus dem Abgas bei Erreichen einer Öltemperatur von etwa 65 °C stark reduziert bzw. vollständig unterbunden wird. Somit ergibt sich in den Messungen bereits ein sehr frühes Abschalten des Wärmetransports bei etwa 900 Sekunden (Getriebe) bzw. 800 Sekunden (Hinterachsgetriebe). Der maximale Temperaturunterschied zwischen Referenzmessung und aufgeheiztem Fall wird folglich kurz vor Erreichen dieses Abschaltpunkts

Tabelle 5.1: Gemessene Verbrauchseinsparung bei Transfer der Abgaswärme ins Automatikgetriebe bzw. Hinterachsgetriebe

	NEFZ	FTP72
Automatikgetriebe	1,35 %	1,47 %
Hinterachsgetriebe	1,21 %	1,26 %

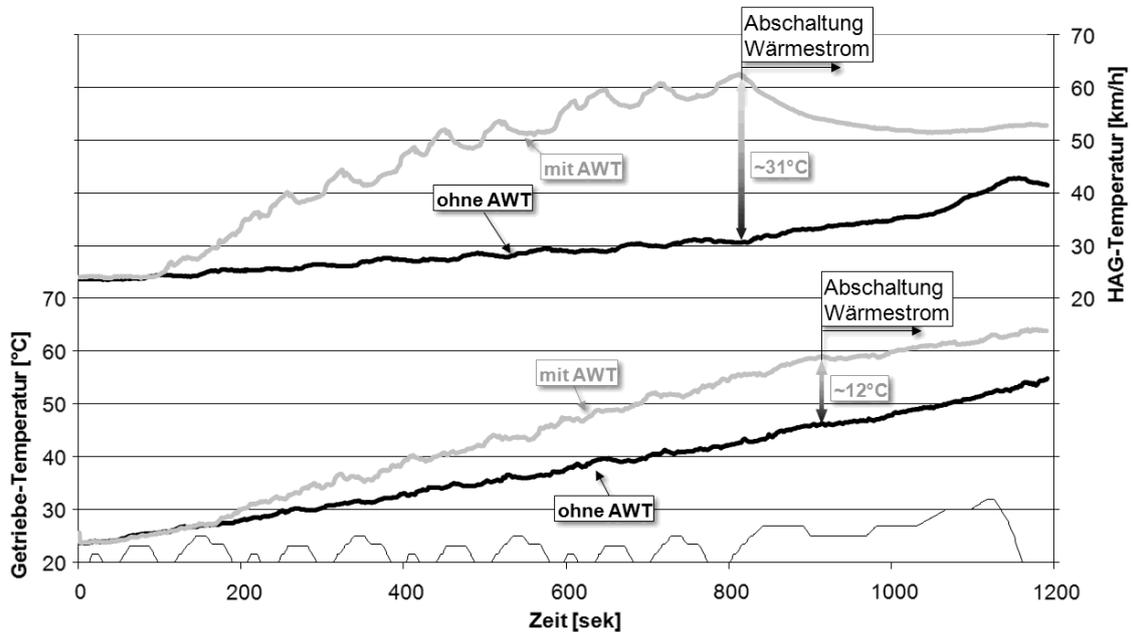
erreicht. Er beträgt aufgrund der verschiedenen thermischen Kapazitäten der Komponenten $\sim 12^\circ\text{C}$ beim Automatik-Getriebe und $\sim 31^\circ\text{C}$ beim Hinterachsgetriebe. Nach erfolgter Abschaltung des Abgaswärmetauschers sinkt die Öltemperatur im beschleunigten Fall aufgrund der höheren Wärmeabfuhr an die Umgebung allmählich wieder auf das Niveau der Referenzmessung ohne Abgasaufheizung ab.

Des Weiteren führt die zusätzliche Wärmeeinkopplung erst mit einer gewissen Verzögerung von etwa 150 (Automatik-Getriebe) bzw. 200 (Hinterachsgetriebe) Sekunden zu der gewünschten Temperaturerhöhung. Dies ist zum einen auf die durch Zu- und Rücklaufleitung etwas erhöhte Ölmenge (etwa 500 ml) im System zurückzuführen. Zum anderen wird die in die Abgasanlage einströmende thermische Energie nach dem Motorstart zunächst fast vollständig von stromaufwärts liegenden thermischen Massen (ATL, Katalysator, Krümmer) aufgenommen, so dass für eine sofort wirksame Wärmerückgewinnung keine ausreichend hohe thermische Energie am Abgaswärmetauscher zur Verfügung steht (siehe Abbildung 5.2(b)).

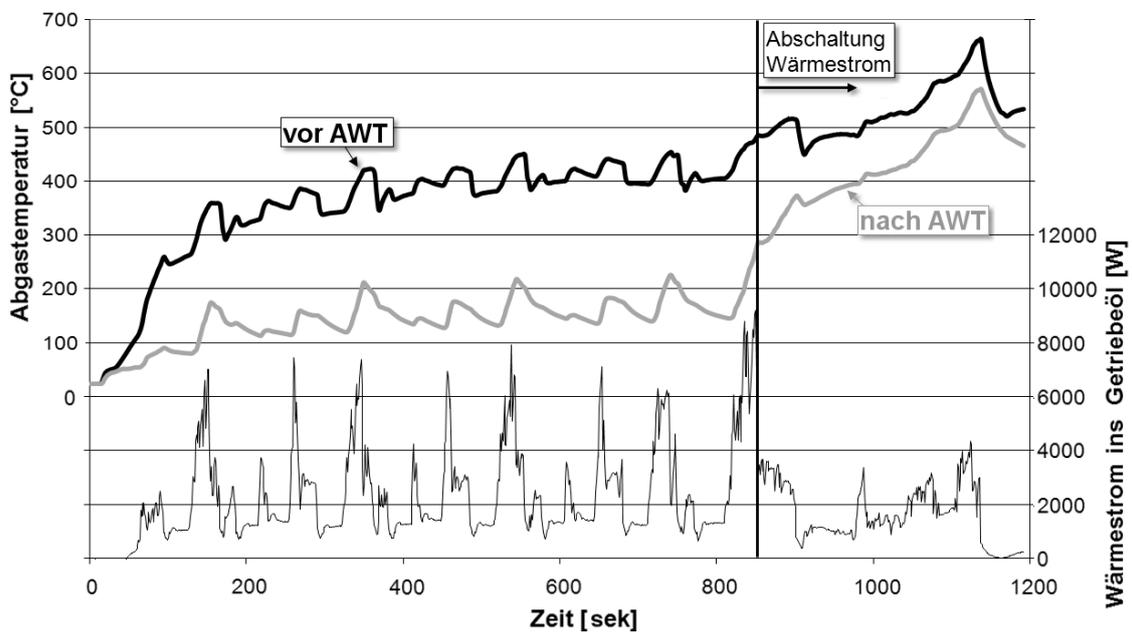
Trotz der frühzeitigen Abschaltung des Abgaswärmetauschers wurden in den betrachteten Zyklen NEFZ und FTP72 die in Tabelle 5.1 zusammengefassten CO_2 - bzw. Kraftstoffeinsparungen ermittelt. Demnach liegt bei Einkopplung der Abgaswärme ins Automatikgetriebe entsprechend den in Kapitel 2.4 durchgeführten Überlegungen ein höheres Einsparpotential vor. Im Vergleich von NEFZ und FTP72 wurden für letzteren etwas höhere Einsparungen ermittelt, was auf die gerade zu Beginn des Zyklus erhöhte Motorlast und das damit einhergehende, gestiegene Abgasenergieangebot zurückgeführt wird. Eine genauere Analyse der mit verschiedenen Systemaufbauten erzielbaren Kraftstoffeinsparung findet im Folgenden mit Hilfe der Simulation statt.

5.2.2 Simulationsergebnisse

Nach der Validierung und Abstimmung steht mit dem Simulationsmodell ein Werkzeug zur Verfügung, das eine weiterführende Systemanalyse unter frei wählbaren Randbedingungen bezüglich Fahrzyklus, Außentemperatur, Fahrzeugart und Heizanforderung erlaubt. Um die prinzipielle Leistungsfähigkeit hinsichtlich des Kraftstoffeinsparpotentials von Abgaswärmetauscher-Systemen zu beurteilen, werden im



(a) Öltemperaturen in Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe mit und ohne zusätzlicher Aufheizung durch Abgasenergie



(b) Abgastemperatur vor und nach Abgaswärmetauscher sowie über den Abgaswärmetauscher übertragener Wärmestrom

Abbildung 5.2: Öl- und Abgastemperaturen mit und ohne zusätzlicher Aufheizung mit Abgasenergie (NEFZ; +23 °C; Messung; Versuchsfahrzeug 1)

Folgenden neben den im Experiment realisierten, konzeptionellen Aufbauten weitere Ansätze betrachtet. Diese umfassen bei weiterhin einflutiger Abgasnutzung die Integration des Abgaswärmetauscher in den Motorölkreislauf, sowie bei zweiflutiger Abgasnutzung die Aufteilung der in den einzelnen Fluten zurückgewonnenen Wärme auf verschiedene Komponenten des Antriebsstrangs. Um für die Betrachtungen das breite Band aller Fahrzeugkategorien besser zu abzudecken, wird abweichend von dem im Experiment verwendeten Fahrzeugtyp (Geländewagen) die simulative Betrachtung auf Basis eines Mittelklassenfahrzeugs (3,0-Liter 6-Zylindermotor) durchgeführt. Als Fahrzyklen liegen wiederum der europäische NEFZ und der amerikanische FTP72 zugrunde. Die Zyklen unterscheiden sich wie bereits angedeutet neben ihrer etwas verschiedenen Längen vor allem in der Motorbelastung bzw. dessen zeitlichen Verlauf. Im NEFZ liegen zu Beginn der Fahrt sehr niedrige Lasten mit vielen Standphasen vor. Erst während der Überlandphase gegen Ende des Zyklus erreicht die Motorlast ein erhöhtes Niveau. Im FTP72 dagegen ergibt sich ein vertauschter Verlauf mit relativ hoher Last zu Beginn und niedriglastiger Stop&Go-Fahrt gegen Ende. Damit die in der Praxis vorkommende Bandbreite der thermischen Einsatzbedingungen Berücksichtigung findet, werden die Betrachtungen bei $+23^{\circ}\text{C}$ und zusätzlich bei -7°C durchgeführt. Für den letzteren Fall wird zudem die volle Heizleistung eingestellt (80% Gebläsemassenstrom, max. Heizung).

Die erhaltenen Simulationsergebnisse sind in Abbildung 5.3 graphisch zusammengefasst. Die beiden Diagramm-Achsen zeigen die prozentuale, gegenüber dem Basisfahrzeug ohne Abgaswärmenutzung erzielte Verbrauchs- bzw. CO_2 -Einsparung. Dabei bezeichnet die X-Achse die erhaltenen Werte unter warmer Umgebungsbedingung ($+23^{\circ}\text{C}$) und die Y-Achse entsprechend für -7°C .

Die erhaltenen Einsparungen der einzelnen Systemaufbauten entsprechen für den Fall der einflutigen Abgasnutzung in ihrer Reihenfolge dem bereits im Kapitel 2.4 prognostizierten Verhalten. In beiden Zyklen ist der Eintrag der Abgaswärme bei $+23^{\circ}\text{C}$ Umgebungstemperatur ins Automatikgetriebe am effizientesten, gefolgt vom Hinterachsgetriebe. Das Kraftstoffeinsparpotential liegt für das betrachtete Fahrzeug mit einflutigem Abgaswärmetauscher im NEFZ ($+23^{\circ}\text{C}$) bei $\sim 1.3\%$ gefolgt vom Hinterachsgetriebe mit $\sim 1\%$. Die Abweichung zu den in Kapitel 5.2.1 gezeigten Messungen ergeben sich aus den unterschiedlichen, zugrunde liegenden Fahrzeugen, den verschiedenen Abgaswärmetauschern sowie dessen sehr frühen Abschaltpunktes im Versuch. Des Weiteren resultiert aus der Wärmeeinkopplung in das Motoröl lediglich eine moderate Verbrauchseinsparung. Wie bereits beschrieben, erfolgt die Aufheizung des Motors im Gegensatz zu den beiden Getrieben im Wesentlichen durch den Eintrag an Verbrennungswärme über die Brennraumwände. Dies führt ohnehin stets zu einer vergleichsweise schnellen und auch stark motorlastabhängigen

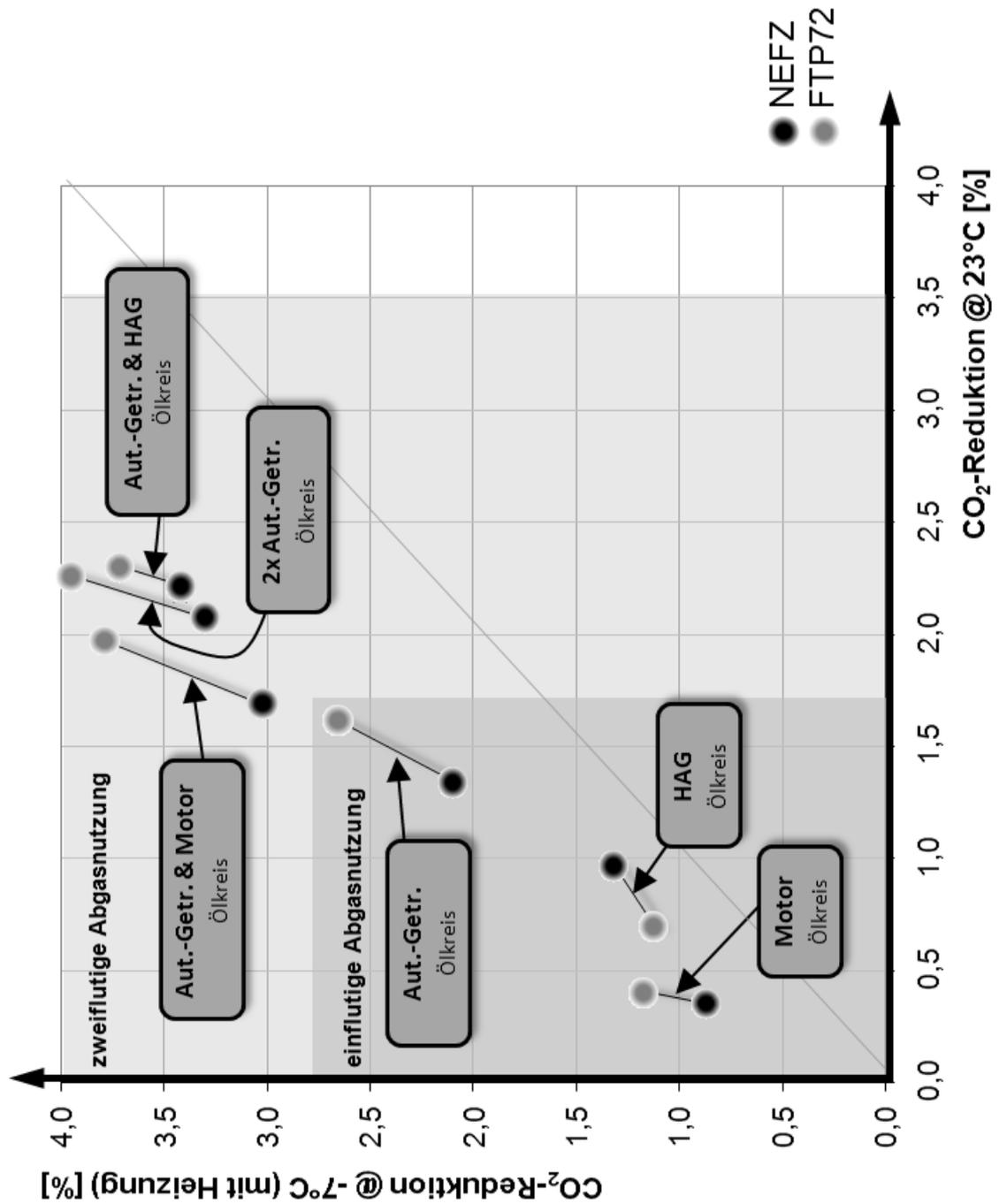


Abbildung 5.3: CO_2 -Einsparpotential durch Abgaswärmenutzung zur Warmlaufbeschleunigung bei unterschiedlichen Systemaufbauten, Zyklen und Umgebungstemperaturen (Mittelklassenfahrzeug; 3,0-Liter 6 Zylinder-Otto-Motor; zweiflutige AGA; Simulation)

Aufwärmung, die durch den Beitrag der zurückgewonnenen Abgaswärme nur relativ schwach zusätzlich beschleunigt wird.

Das für $+23^{\circ}\text{C}$ geltende Verhalten der verschiedenen Aufbauten liegt in der Tendenz auch bei -7°C vor, wobei generell hier die Einsparpotentiale ein deutlich höheres Niveau erreichen. Aufgrund des logarithmischen Verlaufs der Ölviskosität über der Temperatur, bewirkt eine gegebene Temperaturerhöhung im tiefen Temperaturbereich eine vergleichsweise hohe Verlustleistungsreduzierung. Eine Einkopplung der Wärme in das Motoröl ist zudem auch bei -7°C nicht optimal, obwohl die Heizung einen permanenten Entzug thermischer Energie aus dem Motorkühlkreislauf bewirkt und dadurch dessen Warmlauf stark verzögert. Aus diesem Grund ist der Potentialzuwachs bei -7°C gegenüber $+23^{\circ}\text{C}$ bei Wärmeverwendung im Motor mit einem Faktor von ~ 3 am größten, während für Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe hierfür lediglich ein Faktor von etwa ~ 1.5 vorliegt.

Aufgrund der zu Beginn des FTP72-Zyklus erhöhten Motorlast und des Abgaswärmeangebots stellen sich hier entsprechend erhöhte Verbrauchseinsparungen ein, da gerade die anfängliche Wärmezufuhr von entscheidender Bedeutung für eine hohe Potentialausbeute ist. Während dadurch das Automatikgetriebe deutlich profitiert, liegt bei Wärmeverwendung im Motoröl nur eine moderate Potentialsteigerung vor. Bei erhöhter Motorlast liegt neben erhöhter Abgasenergie auch ein erhöhter Wärmestrom über die Brennraumwände vor, so dass der Motorwarmlauf ohnehin sehr stark mit der Motorlast korreliert. Dahingegen resultiert aus der erhöhten übertragenen mechanischen Leistung für die beiden Getriebe nur eine unwesentlich erhöhte Aufheizrate, so dass diese umso mehr von dem erhöhten Wärmeangebot aus dem Abgas profitieren. Dessen ungeachtet ergeben sich bei Wärmeeinkopplung ins Hinterachsgetriebe im FTP72 dennoch geringere Einsparungen als im NEFZ. Dies ist auf folgenden sekundären Effekt zurückzuführen. Das Hinterachsgetriebe erreicht im FTP72 bei Aufheizung mit Abgasenergie sehr früh seine Betriebstemperatur von etwa 90°C und kann ab diesem Zeitpunkt keinen weiteren Beitrag zur Verbrauchsreduzierung liefern.

Bei zweiflutiger Abgasnutzung resultiert bei vollständiger Nutzung der Abgaswärme zur Getriebeaufheizung im NEFZ ein Verbrauchsvorteil von $\sim 2,1\%$ ($\sim 2,3\%$ im FTP72). Allerdings liegt bei Aufteilung der in den beiden Abgasfluten zurückgewonnenen Energie auf Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe für den NEFZ ein noch höheres Potential von etwa $2,22\%$ ($+23^{\circ}\text{C}$) vor. Auch hier sinkt bei Betrachtung des FTP72 wiederum das Einsparpotential, da das Hinterachsgetriebe seine Betriebstemperatur erreicht und danach keinen weiteren Beitrag zur Verbrauchsreduzierung liefern kann.

Fazit:

Generell stellt die Wärmeverwendung im Automatikgetriebe die nutzbringendste Form der Wärmerückgewinnung dar. Bei zweiflutiger Abgaswärmenutzung ist das größte Potential im NEFZ durch Aufteilung der Wärme auf Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe zu erzielen. Bei längeren und höherlastigen Zyklen erreicht das Hinterachsgetriebe so früh seine Betriebstemperatur, dass sein Beitrag zur Verbrauchsreduzierung zunehmend geringer ausfällt. In diesen Fällen ist die komplette Einkopplung der Abgaswärme beider Abgasfluten ins Automatikgetriebe zielführend. Dieser Aufbau bietet sich daher für eine möglichst praxisnahe Auslegung des Systems an.

Im Anschluss an die Potentialermittlung für die verschiedenen Aufbauten zur Abgaswärmerückgewinnung soll im Folgenden eine Einflussanalyse von auslegungs- und umweltbezogenen Parametern aufgezeigt werden. Ziel der Betrachtung ist es zudem herauszuarbeiten, für welchen Fahrzeugtyp, charakterisiert durch die Fahrzeugklasse und die Motorgröße (-hubvolumen), die Abgaswärmerückgewinnung besonders geeignet ist und wie sich wesentliche konstruktive Merkmale auf das Kraftstoffeinsparpotential auswirken. Ausgehend von einem Referenzfahrzeug werden gezielt einzelne Systemparameter geändert und der Einfluss auf das Ergebnis ermittelt. Als Referenzfahrzeug wird ein Mittelklassenfahrzeug mit 3,0 6-Zylinder Otto-Motor herangezogen, welches zur Erreichung des größtmöglichen Kraftstoffeinsparpotential im NEFZ über eine zweiflutige Abgaswärmenutzung mit Aufteilung auf Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe verfügt. Der Einfluss der folgenden Parameter wurde dabei betrachtet:

- Fahrzeugklasse

Die Fahrzeugklasse wird im Simulationsmodell durch folgende, in der Tabelle zusammengefassten Parameter definiert.

	Kompaktkl.	Mittelkl.	Oberkl.	Luxuskl.	SUV
Masse [kg]	1410	1495	1580	1860	2070
Frontalfläche [m^2]	2,09	2,17	2,26	2,41	2,82
elektr. Grundlast [A]	30	30	35	40	40
Rad-Radius [m]	0,31	0,31	0,32	0,34	0,36
Rad-Träg.-mom. [$kg \cdot m^2$]	1,26	1,31	1,46	1,97	2,48

- Motorgröße

Zusätzlich zur Fahrzeugklasse wird der Einfluss der Größe bzw. des Hubvolumens des verwendeten Motors für die Betrachtung herangezogen. Zentrale Frage ist dabei, in wie weit eine Substitution des 3,0-Liter 6-Zylindermotors durch einen kleinhubigeren Motor (2,0-Liter 4-Zylinder) gleicher Leistung das Kraftstoffeinsparpotential eines Abgaswärmetauschersystems beeinflusst. Dieses sogenannte „Downsizing“ ist ein aktueller Ansatz die CO_2 -Emissionen von Kfz zu reduzieren und wird zukünftig eine wachsende Verbreitung finden [30]. Um mit dem vorhandenen Motorwarmlaufmodell des 6-Zylinders das thermische und mechanische Verhalten des verkleinerten Motors anzunähern, wurden eine Reihe von Änderungen implementiert. Da die Verkleinerung prinzipiell den Wegfall zweier Zylinder bedeutet, wurde die thermische Gesamtmasse der Festkörperstruktur sowie die auftretende Reibleistung um den Faktor $4/6$ reduziert. Bei gleicher Drehzahl und Leistungsabgabe steigt durch den reduzierten Hubraum der innere Zylinder-Mitteldruck. Da der thermische Energieeintrag über die Brennraumwände ohnehin zylinderspezifisch auf Basis des indizierten Mitteldrucks ermittelt wird, bedarf es hierbei keiner weiteren Anpassungen. Die Änderungen der in die Abgasanlage eingebrachten Energie erfolgte zudem durch Hinterlegung entsprechend angepasster Kennfelder für Abgastemperatur und Massenstrom.

- Wirkungsgrad der Abgaswärmetauscher

Um den Einfluss des Wärmeübertragungsverhaltens der Abgaswärmetauscher auf das Ergebnis darzustellen, werden die bereits vorgestellten Wärmetauscherkonzepte (Rohrbündel- Abgaswärmetauscher und Thermosiphon- Abgaswärmetauscher) in der Analyse betrachtet. Als objektive Referenz dient zusätzlich ein idealer Gegenstrom-Wärmetauscher, der die maximal theoretisch mögliche Potentialauschöpfung seitens der Abgaswärmetauscher-Komponente markiert.

- Position der Abgaswärmetauscher im Abgasstrang

Als zusätzlicher konstruktiver Parameter ist die Position der beiden Abgaswärmetauscher von Bedeutung. Anhand einer Reihe von diskreten Einbaupositionen soll der Einfluss auf das Kraftstoffeinsparungspotential herausgearbeitet werden.

- Umgebungstemperatur

Schließlich wird die Leistungsfähigkeit des Systems unter verschiedenen Umgebungstemperaturen betrachtet. Hierfür werden diskrete Umgebungstemperaturen von $+23^\circ C$, $+18^\circ C$, $+12^\circ C$, $0^\circ C$ und $-7^\circ C$ angenommen. Um zudem

das reale Verhalten im praxisnahen Kundenbetrieb anzunähern, ist bei tiefen Temperaturen ($> +15^{\circ}\text{C}$) die Heizung aktiv, d.h. 80% Gebläseleistung mit vollständiger Durchströmung des Heizungswärmetauschers.

Abbildung 5.4 gibt die erhaltenen Ergebnisse in graphischer Form wieder. Ausgehend vom Referenzfahrzeug mit einer ermittelten Kraftstoffeinsparung von 2,17% (Wärmeverwendung in Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe; NEFZ; $+23^{\circ}\text{C}$; siehe Abbildung 5.3) sind auf der X-Achse die sich bei Änderung der jeweils angegebenen Parameter einstellenden Potentiale angegeben.

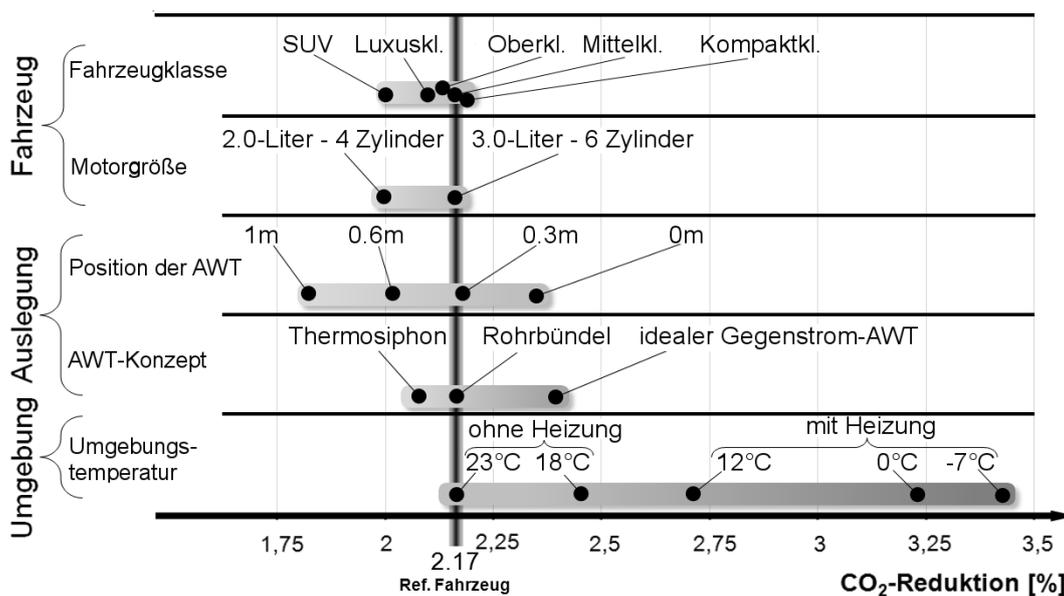


Abbildung 5.4: Einflussanalyse von auslegungs- und umweltbezogenen Parametern auf das Kraftstoffeinsparpotential durch Warmlaufbeschleunigung

Generell zeigen die Ergebnisse einen moderaten Einfluss des Fahrzeugtyps auf das Kraftstoffeinsparpotential. Je größer und schwerer das betrachtete Fahrzeug ist, desto höher ist die zurückgewonnene Abgasenergie, die in die beiden Getriebe (Automatikgetriebe / Hinterachsgetriebe) eingebracht wird. Obwohl dadurch die absolut eingesparte Kraftstoffmenge mit zunehmender Fahrzeuggröße zunimmt, liegt dennoch eine Verringerung des prozentualen Einsparpotentials hin zu größeren Fahrzeugen vor. Der Unterschied zwischen einem SUV und einem Fahrzeug der Kompaktklasse beträgt etwa 0,2 Prozentpunkte. Des Weiteren sinkt das Potential auch bei Verwendung des kleineren Motors. Im Rahmen der Betrachtungen wird angenommen, dass der kleinere 4-Zylinder während des Fahrzyklus mit der gleichen Drehzahl wie der 6-Zylinder betrieben wird (gleiches Schaltverhalten des Automatikgetriebes). Folglich liegt zur Erbringung der gleichen mechanischen Leistung ein erhöhter innerer Mitteldruck vor. Der 4-Zylinder weist aufgrund seiner geringeren inneren Reibung

und der Betriebspunktverschiebung jedoch einen etwas höheren Gesamtwirkungsgrad auf als der 6-Zylinder, so dass entsprechend weniger thermische Abwärme im Abgas vorliegt. Dadurch resultiert eine weniger ausgeprägte Warmlaufbeschleunigung der Antriebsstrangkomponenten und folglich ein reduziertes Kraftstoffeinsparpotential. Bei dem betrachteten Mittelklassenfahrzeug beträgt die Verringerung des Einsparpotentials etwa 0,17 Prozentpunkte.

Einen wesentlichen konstruktiven Systemparameter stellt zudem die Position der Abgaswärmetauscher im Abgasstrang dar. Durch Verlust thermischer Energie an die thermische Masse des Abgasrohrs und die Umgebung nimmt der thermische Energiegehalt des Abgases mit zunehmendem Abstand von den Katalysatoren ab. Dadurch resultiert ein geringeres Einsparpotential mit steigender Entfernung von den Katalysatoren. Die Simulation liefert dabei die Erkenntnis, dass pro 0.3 m zusätzlichen Abstand vom Kat sich eine Reduzierung der Kraftstoffeinsparung von etwa 0.17 Prozentpunkten ergibt. Ist ein katalysatornaher Einbau beispielsweise aus Packagegründen nicht möglich, so kann durch eine Isolierung der Abgasanlage die Abkühlung des Gases vermindert werden und so zusätzliches Potential erschlossen werden.

Ebenfalls bedeutend ist der Wirkungsgrad des verbauten Abgaswärmetauschers. In der vorliegenden Studie erreicht der etwas effizientere Rohrbündelwärmetauscher (in Gegenstromweise; siehe Anhang C) eine Steigerung des Potentials um etwa 0.12 Prozentpunkte. Bei Betrieb des Rohrbündelwärmetauschers in Gleichstromweise (z.B. zur Vermeidung von unzulässig hohen Thermospannungen im Wärmetauscher) ist ein geringeres Verbrauchspotential zu erwarten. Allein durch Wirkungsgradoptimierung im Abgaswärmetauscher kann das Ergebnis weiter auf eine theoretische maximale Verbrauchseinsparung (idealer Wärmeübertrager in Gegenstromweise) von $\sim 2.4\%$ gesteigert werden.

Letztlich hat die Umgebungstemperatur bei Weitem den dominantesten Einfluss auf das Kraftstoffeinsparpotential. Wie bereits aus der oben gezeigten Potentialstudie bekannt, nimmt das Kraftstoffeinsparpotential mit abnehmenden Umgebungstemperaturen zu. Während sich bei Referenztemperatur von $+23\text{ }^{\circ}\text{C}$ eine Verbrauchseinsparung von 2,17% ergibt, liegt bei $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ bereits eine Einsparung von fast 3,5 % vor. Es liegt somit eine besondere Eignung des Abgaswärmerückgewinnungssystems für kalte Regionen vor.

Fazit:

Die durchgeführte Einflussstudie zeigt die dominierende Auswirkung der Umgebungstemperatur auf das Gesamtergebnis. Bedeutend sind ebenfalls die Position der Abgaswärmetauscher sowie der Übertragungswirkungsgrad. Hingegen stellen Fahrzeugklasse und die Größe des verbauten Motors einen eher mäßigen Einflussfaktor

dar. Zusammenfassend ergibt sich eine besondere Eignung eines derartigen Abgaswärmerückgewinnungssystem unter kalten Einsatzbedingungen (Nordland) bei kleinen Fahrzeugen mit relativ großen Motor.

5.3 Abgaswärmenutzung zur Heizunterstützung

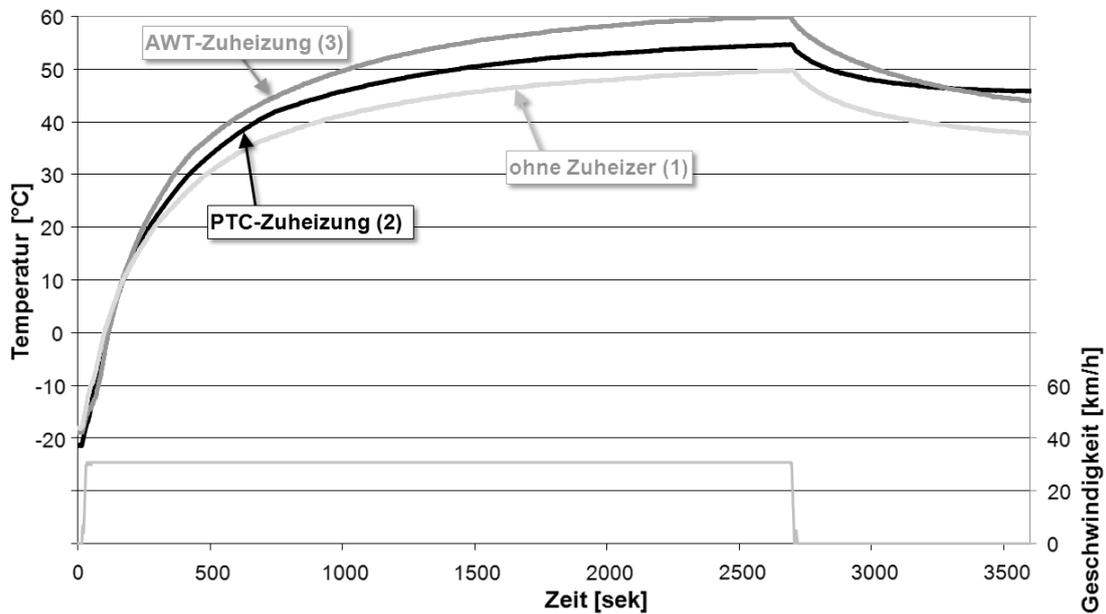
Die im folgenden Kapitel behandelten Ergebnisse unterliegen dem primären Ziel, mit Hilfe der Abgaswärmerückgewinnung eine möglichst effektive Beheizung des Innenraums sicherzustellen.

5.3.1 Experimentelle Ergebnisse

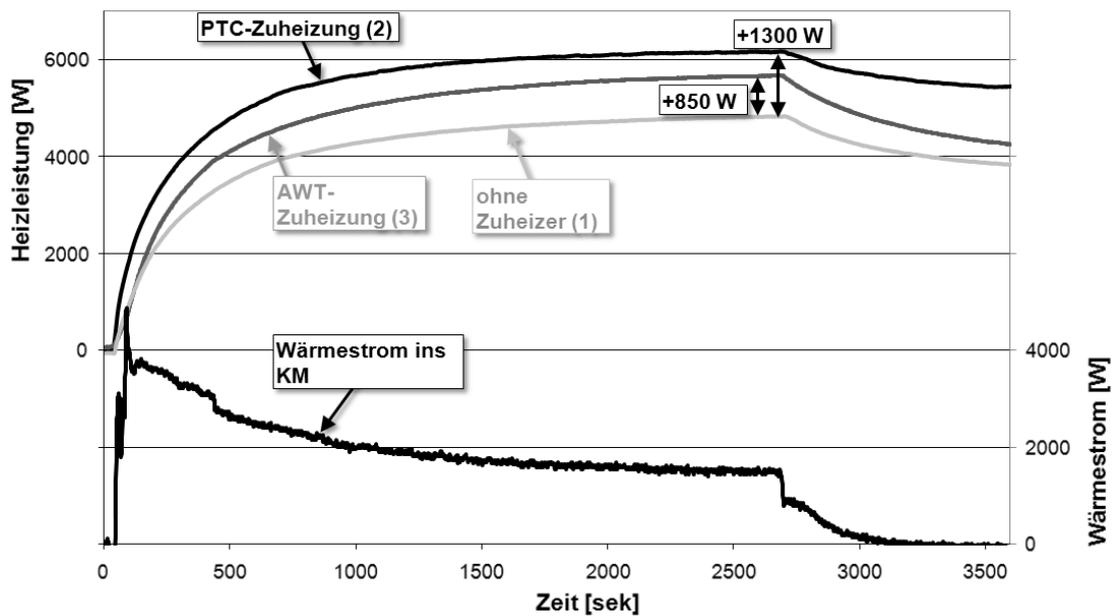
Versuchsfahrzeug 2 stellt den experimentellen Aufbau für die Abgasnutzung zur Heizleistungsunterstützung dar. Die Beurteilung der Heizleistung erfolgt im Rahmen der Arbeit anhand einer 2700 sekündigen Konstantfahrt bei 32 km/h (3. Gang) und -20°C Umgebungstemperatur mit anschließender Standphase von 900 Sekunden.

Die Steigerung der Heizleistung mit dem im Versuchsfahrzeug realisierten Systemaufbau (Standard-Systemaufbau) resultiert aus der zusätzlichen Erwärmung des Motorkühlmittels durch thermische Abgasenergie. Um die aus dem Abgas gewonnene Wärme möglichst gezielt in den Fahrzeug-Innenraum zu führen, erfolgt die Wärmeeinkopplung im Heizkreislauf vor dem Heizungswärmetauscher (siehe Abbildung 3.2). Auf diese Weise erreicht die erhöhte Temperatur, die das Kühlmittel nach Durchströmen des Abgaswärmetauschers erfahren hat ($2-3^{\circ}\text{C}$), direkt den nachgeschalteten Heizungswärmetauscher. Durch den größeren Temperaturunterschied zwischen Kühlmittel und angesaugter Frischluft resultiert hier ein gegenüber dem Basisaufbau (ohne Abgaswärmetauscher) erhöhter Wärmestrom und somit eine gesteigerte Luft-Einströmtemperatur in den Fahrzeug-Innenraum.

In Abbildung 5.5(a) sind die gemessenen Kühlmitteltemperaturen für die drei experimentell betrachteten Fälle dargestellt: 1. ohne Zuheizmaßnahme, 2. mit elektrischer PTC-Zuheizung (luftseitig) und 3. mit Abgaswärme-Zuheizung. Für alle drei Fälle zeigt sich zunächst (bis etwa 150 Sekunden) ein fast identisches Aufheizverhalten. Erst ab diesem Zeitpunkt liegen signifikante Abweichungen der Aufheizkurven vor. Die geringste Kühlmitteltemperatur liegt dabei für den Fall ohne Zuheizung (1) vor. Sie beträgt kurz vor Beginn der Standphase (bei 2700 Sekunden) nur etwa $+50^{\circ}\text{C}$. Bei PTC-Betrieb erhöht sich infolge der gestiegenen elektrischen Bordnetzbelastung die Generatorlast, so dass folglich eine erhöhte Effektivleistung vom Motor aufgebracht werden muss. Daraus resultiert erhöhter Kraftstoffumsatz, der zu erhöhten Brennraumtemperaturen und folglich auch zu einer steileren Aufheizkurve des Kühlmittels auf ein höheres Temperaturniveau führt. Die höchste Kühlmitteltemperatur



(a) Kühlmitteltemperatur bei verschiedenen Heizkonzepten



(b) Heizleistung verschiedener Heizkonzepte

Abbildung 5.5: Vergleich der Kühlmitteltemperatur (a) und Heizleistung (b) für folgende Konzepte (Messung): 1.) ohne Zuheizung, 2.) elektrische PTC-Zuheizung, 3.) Abgaswärmetauscher-Zuheizung (Standard-Systemaufbau; Versuchsfahrzeug 2; Messung))

wird jedoch bei Abgaswärmetauscher-Betrieb erreicht, obwohl die zu erwärmende, im System befindliche Kühlmittelmenge aufgrund des Abgaswärmetauschers mit seinen Zu- und Rückleitungen erhöht ist (+500 ml). Während des Standbetriebs nach 2700 Sekunden liegt bei allen drei betrachteten Fällen eine Abkühlung des Motors vor. Aufgrund der geringeren Leistungsabgabe bzw. des geringeren Kraftstoffumsatzes im Standbetrieb übertrifft der Wärmeaustrag über die Motorstruktur und den Heizungswärmetauscher den Wärmeeintrag durch die Brennraumwände und die Motorreibung. Die stärkste Abkühlung stellt sich dabei bei Abgaswärmetauscherbetrieb ein, da mit der verringerten Motorleistung auch eine Abnahme des Abgasenergieangebots einhergeht. Gegen Ende des Versuchs liegt die Kühlmitteltemperatur unterhalb derer bei PTC-Betrieb, dessen Abkühlung aufgrund der stets konstant anliegenden Generatorlast nur moderat ausfällt. Trotz der bis zur Standphase im Vergleich höchsten Kühlmitteltemperatur bei Abgaswärmetauscher-Betrieb erreicht der PTC-Zuheizer die höchste Heizleistung und stellt somit das für die Auslegung des thermischen Komforts zu erreichende Leistungsziel dar (Abbildung 5.5(b)). Die hohe Spontaneität des elektrischen PTC-Zuheizers bewirkt vor allem zu Beginn einen deutlichen Heizleistungsvorteil, der kurz vor Beginn der Standphase etwa 450 W gegenüber dem Abgaswärmetauscherbetrieb und etwa 1300 W gegenüber dem Fall ohne Zuheizer beträgt. Demnach setzt sich zu diesem Zeitpunkt die zusätzliche Heizleistung bei PTC-Betrieb aus den 1000 W elektrischer Leistung sowie 300 W infolge der erhöhten Kühlmitteltemperatur zusammen.

Bei Abgaswärmetauscherbetrieb beträgt der ins Kühlmittel eingekoppelte Wärmestrom kurz nach Start aufgrund des zunächst hohen Temperaturunterschieds zwischen Kühlmittel und Abgas über 4000 W. Im weiteren Verlauf erfolgt jedoch eine Annäherung von Abgastemperatur und Kühlmitteltemperatur, so dass die zurückgewonnene Wärmeleistung auf etwa 1600 W kurz vor Beginn der Standphase abfällt. Bei Stillstand des Fahrzeugs reicht die thermische Abgasenergie kaum aus, um noch einen positiven Aufwärmeeffekt zu bewirken. Prinzipiell steht damit zu Beginn des Zyklus genügend Wärmeleistung zu Verfügung, um das Heizleistungsniveau des PTC-Zuheizers zu erreichen bzw. zu übertreffen. Der betrachtete Systemaufbau bringt es jedoch mit sich, dass die rückgewonnene Wärme die Aufheizung der gesamten thermischen Motormasse bewirkt. Aufgrund der hohen thermischen Kapazität des Motors resultiert so nur eine moderate Steigerung der Kühlmitteltemperatur und folglich der Heizleistung. Ein gezielter Transfer der Abgaswärme in den Innenraum erfolgt nicht. Allerdings führt die Erhöhung der Motortemperatur zu einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs infolge der reduzierten Motorölviskosität (siehe Simulationsergebnisse in Tabelle 5.2).

Obwohl der Schwerpunkt im Rahmen dieses Kapitels auf der Nutzung der Abgaswärme für die Heizleistungssteigerung liegt, ergibt sich mit dem untersuchten Sy-

stemaufbau auch ein beschleunigter Warmlauf des Motors unter hohen Umgebungstemperaturen, wenn keine Heizung erforderlich ist. Abbildung 5.6(a) zeigt die im NEFZ bei +23°C gemessenen Kühlmitteltemperaturen mit und ohne Abgaswärmenutzung. So wurde mit Hilfe des Abgaswärmetauschers eine Temperaturerhöhung des Kühlmittels um bis zu 4°C erzielt. Die im Versuchsfahrzeug verwendete AWT-Steuerung sah ferner eine Abschaltung der Wärmeübertragung aus dem Abgas bei einer Kühlmitteltemperatur von $\sim 85^\circ\text{C}$ vor, so dass ab diesem Zeitpunkt bereits wieder eine Angleichung von beschleunigter und serienmäßiger Aufheizkurve erfolgt.

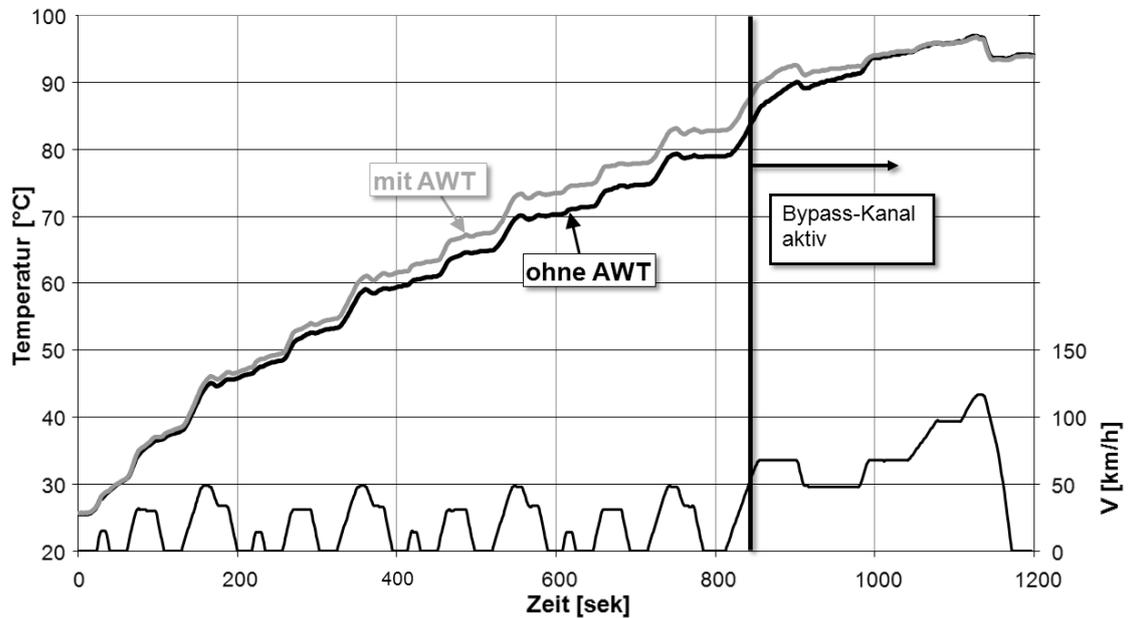
Da zudem unter warmen Umgebungsbedingungen die Abgasrückführung des Motors aktiv ist, resultiert eine Verringerung des effektiv durch die Abgasanlage strömenden Massenstroms (siehe Kapitel 2.4). Die dadurch verzögerte Aufheizung des thermisch trägen DPF führt gerade in der Anfangsphase des NEFZ zu einem verlangsamten Temperaturentwurf am Abgaswärmetauscher und somit bis etwa 200 Sekunden kaum zu einem positiven Beitrag zur Aufheizung des Motors. Dennoch wurde infolge der erhöhten Kühlmitteltemperatur eine Verbrauchseinsparung von etwa 0,3% ermittelt. Dieser Wert liegt damit unterhalb der von Kay [44] mit identischer Abgaswärmetauscher-Konfiguration, jedoch einem 1,8-Liter Otto-DI Motor (Ford Mondeo) gemessenen Verbrauchseinsparung von 0,75%. Die Ursache hierfür liegt dabei im höheren Abgasenergieangebot des Otto-Motors.

5.3.2 Simulationsergebnisse

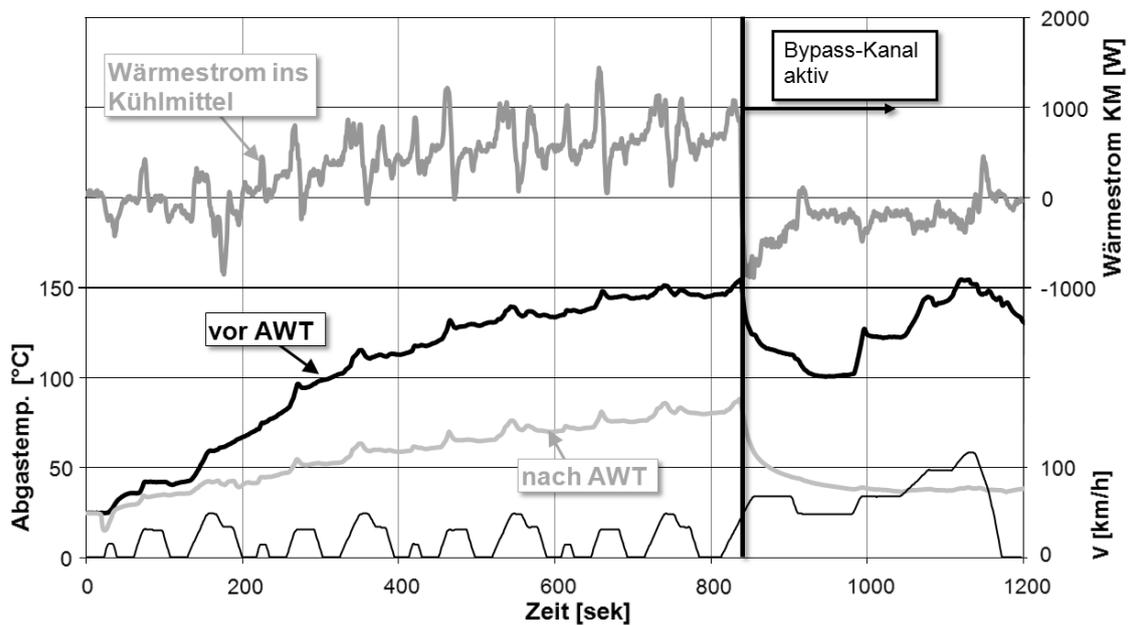
Wie bereits gezeigt, kann der im Experiment betrachtete Systemaufbau als alleinige Zuheizmaßnahme den thermischen Komfort nicht in ausreichendem Maße sicherstellen. Es verbleibt gegenüber dem elektrischen PTC-Zuheizer ein deutliches Heizleistungsdefizit, das nach 100 Sekunden etwa 50 W und nach 2700 Sekunden etwa 450 W beträgt. Daher werden mit Hilfe der Simulation im Folgenden zwei Ansätze untersucht, die eine weitere Heizleistungssteigerung des Abgaswärmetauschersystems ermöglichen. Die Ansätze umfassen zum Einen die Optimierung des Wärmemanagements durch eine geänderte systemische Einkopplung des Abgaswärmetauschers und zum anderen die Bestimmung der Heizleistungssteigerung durch motorische Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur.

Heizleistungssteigerung durch optimierten Systemaufbau

In Kapitel 5.3.1 wurde bereits erläutert, dass der Standard-Systemaufbau primär eine Erwärmung des gesamten Motors bewirkt und so kein gezielter Transfer der Abgaswärme in den Innenraum des Fahrzeugs besteht. Im Sinne einer Optimierung des Wärmemanagements wurde daher der in Abbildung 5.7 schematisch gezeichnete Aufbau entwickelt und simulativ umgesetzt. Dabei wird die Abgaswärme zunächst



(a) Kühlmitteltemperaturen mit und ohne Aufheizung durch Abgasenergie



(b) Abgastemperatur und Wärmestrom über AWT

Abbildung 5.6: Kühlmittel- und Abgastemperatur bei Abgaswärmerückgewinnung im NEFZ bei +23°C durch Wärmeeinkopplung in den Heizkreislauf (Mittelklassenfahrzeug; 2,0-Liter 4 Zylinder-Diesel-Motor; Messung)

auf einen komplett separaten Fluidkreislauf übertragen. Als Übertragungsmedium wurde im Rahmen der Arbeit Kühlmittel angenommen, wobei prinzipiell auch die Verwendung anderer Fluide denkbar ist. Die Umwälzung dieses Kreislaufs übernimmt eine zusätzliche elektrische Hilfs-Pumpe geringer Leistung ($<10\text{ W}$). Im separaten Kreislauf ist ein zweiter Heizungswärmetauscher (HWT 2) integriert, der dem originalen Heizungswärmetauscher (HWT 1) des Motorheizkreislaufs luftseitig nachgeschaltet ist. Mit Hilfe des Heizungsgebläses wird die Umgebungsluft angesaugt und nachfolgend über die beiden Wärmetauscher geführt. Da der separate Kreislauf eine deutlich geringe thermische Trägheit aufweist, resultiert infolge des Eintrags an thermischer Abgasenergie eine sehr schnelle Aufheizung. Liegt seine Aufheizrate über der des Motorkühlkreislaufs, so wird die aus der Umgebung angesaugte Luft in zwei Stufen erwärmt und erreicht schließlich annähernd die Temperatur des separaten Kreislaufs. Dadurch findet ein direkter Transfer der zurückgewonnenen Wärme in den Innenraum des Fahrzeugs statt.

Darüber hinaus kann der Kreislauf optional mit einem zusätzlichen, parallel zum zweiten Heizungswärmetauscher (HWT 2) geschalteten Wärmetauscher (WT) erweitert werden, der mit dem Ölkreis eines der Antriebsstrangkomponenten in thermischem Energieaustausch steht. Somit ist es möglich, wenn aufgrund warmer Umgebungsbedingungen keine Heizleistungsunterstützung erforderlich ist, die zurückgewonnene Wärme zur Warmlaufbeschleunigung des Antriebsstrangs zu verwenden. Mit Hilfe eines aktiv oder passiv gesteuerten 3-Wege-Ventils kann der Fluidmassenstrom zwischen WT oder HWT 2 aufgeteilt werden, so dass eine je nach Bedarf der vorliegenden Fahrsituation entsprechende Energieverteilung vorgenommen kann.

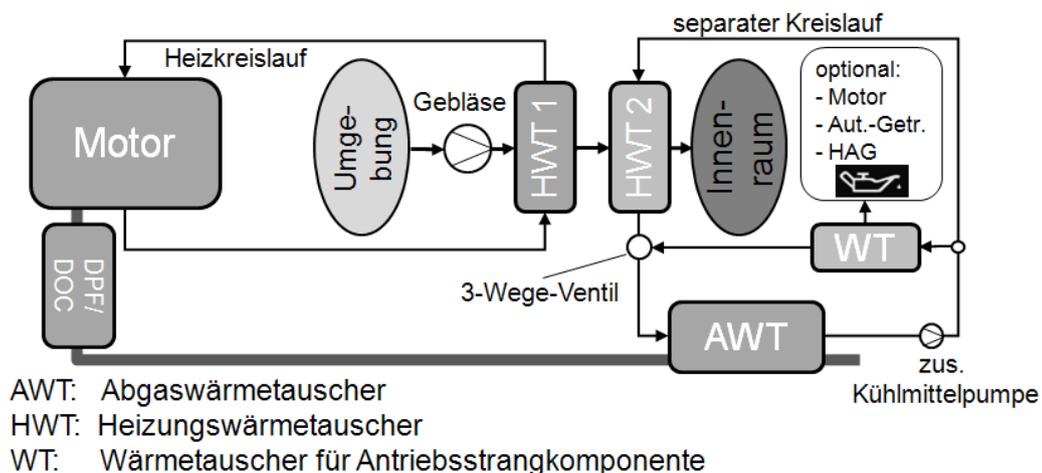


Abbildung 5.7: Integrationsschema des Abgaswärmetauscher über separaten Kreislauf

In Abbildung 5.8 sind die simulativ erhaltenen Heizleistungen der verschiedenen Zuheizkonzepte vergleichend dargestellt. Die Einkopplung der Abgaswärme in den separaten Kreislauf führt dabei zu einer gegenüber dem Standard-Systemaufbau (AWT im Heizkreislauf) deutlich gesteigerten Heizleistung. Nach etwa 2200 Sekunden wird sogar das Niveau des PTC-Zuheizers leicht überschritten. Erst mit Beginn der Standphase fällt die Heizleistung wiederum aufgrund des reduzierten Abgaswärmeangebots allmählich auf das Niveau des Standard-Systemaufbaus zurück. Jedoch ist die sofortige Heizleistungsabgabe des elektrischen PTC-Zuheizers zu Fahrtbeginn auch mit diesem Systemaufbau nicht zu erreichen.

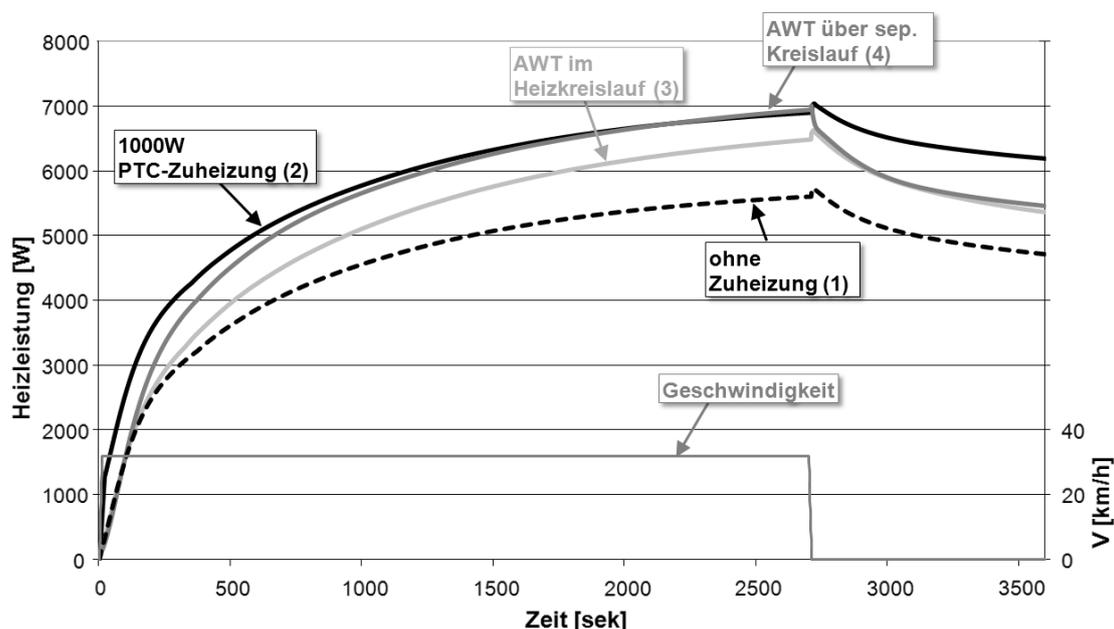


Abbildung 5.8: Vergleich der Heizleistung für die Fälle (Simulation): 1.) ohne Zuheizung, 2.) elektrische PTC-Zuheizung, 3.) Abgaswärmetauscher-Zuheizung (Standard-Systemaufbau) 4.) Abgaswärmetauscher-Zuheizung (Einkopplung über separaten Kreislauf), (Umgebungstemperatur: $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Neben der erzielbaren Heizleistung ist auch der jeweilige Kraftstoffverbrauch von Bedeutung. Tabelle 5.2 fasst die für die betrachteten Fälle ermittelten Werte zusammen. Im Vergleich zum Basisfall ohne Zuheizung führt die Einkopplung der Abgaswärme in den Heizkreislauf (Standard-Systemaufbau) auch zur deutlichen Erhöhung der Motoröltemperatur, so dass sich in der Folge ein Verbrauchsreduktion von $\sim 4\%$ ergibt. Da bei der Abgaswärmetauscher-Integration über den separaten Kreislauf keine thermische Beeinflussung der Motor-Fluidkreisläufe erfolgt, entspricht der Verbrauch dem Basisfall. Der höchste Verbrauch von etwa $\sim 114\%$ gegenüber dem Basisfall liegt erwartungsgemäß bei PTC-Betrieb vor, da hier eine Mehrbelastung des Generators infolge der erhöhten Bordnetzbelastung vorliegt.

Tabelle 5.2: Absoluter und relativer Kraftstoffverbrauch der verschiedenen Heizungskonfigurationen (32 km/h-Konstantfahrt; 2,0-Liter 4-Zylinder; Mittelklassenfahrzeug; -20 °C)

	ohne Zuheizung	AWT (Standard-Systemaufbau)	AWT (separater Kreislauf)	elek. PTC
absoluter Verbrauch	1.879 [l]	1.804 [l]	1.879 [l]	2.157 [l]
prozentual	100%	96%	100%	114.8%

In Abbildung 5.9 sind zusammenfassend die einzelnen Potentiale verschiedener Systemkonzepte bezüglich Verbrauchseinsparung im NEFZ bei +23 °C (X-Achse) und Heizleistung bei -20 °C (Y-Achse) dargestellt. Zusätzlich wird die geschätzte Reihenfolge des Integrationsaufwands der einzelnen Systemaufbauten mit Hilfe des Pfeils gekennzeichnet. Basis der Betrachtung ist ein Referenzfahrzeug ohne jegliche Heizleistungsunterstützung und Warmlaufbeschleunigung. Demgegenüber ergibt sich bei kühlmittelseitiger Einkopplung des Abgaswärmetauschers in den Heizkreislauf (Variante 1.a) neben der bereits gezeigten Heizleistungssteigerung eine Verbrauchseinsparung im NEFZ von etwa 0,3%. Da der vorhandene Heizkreislauf lediglich mit einer zusätzlichen Verschlauchung für die Vor- und Rückleitung zum Abgaswärmetauscher erweitert wird, entspricht dies dem einfachsten Aufbau. Wird der Abgaswärmetauscher direkt in den Motorölkreislauf integriert (Variante 1.d), verschiebt sich die Systemleistung etwas zu Lasten der Heizleistung hin zu einer gesteigerten Verbrauchseinsparung von ~0,4%. Dies ergibt sich aus dem direkten Einfluss der Öltemperatur auf die Motor-Reibleistung bzw. folglich auf den Kraftstoffverbrauch. Die Systemintegrationsaufwand nimmt jedoch hauptsächlich aufgrund der erforderlichen Verwendung von druckresistenten Ölleitungen, sowie der notwendigen Bereitstellung einer geeigneten Stelle für die Integration in den Motorkreislauf zu. Die höchste Verbrauchseinsparung im NEFZ bietet wiederum die direkte Wärmeinkopplung in das Automatikgetriebe (Variante 1.b). Aufgrund der üblicherweise bereits vorhandenen Ölkühlschleife, die sich für die Integration des Abgaswärmetauschers besonders anbietet, liegt ebenfalls ein eher geringer Integrationsaufwand vor. Der Verbrauchsvorteil im NEFZ wurde zu 0,9% bestimmt. Jedoch ist mit diesem Aufbau keine zusätzliche Heizleistungssteigerung zu erzielen.

Eine signifikante Steigerung der Heizleistung durch optimierten Systemaufbau ist erst durch Verwendung des beschriebenen getrennten Kreislaufs möglich (Kasten mit gestrichelter Umrandung). Gegenüber dem Referenzfall werden mit diesem Aufbau nach 20 minütiger Konstantfahrt etwa 18,7 % mehr thermische Energie in den Innenraum des Fahrzeugs eingetragen. Bei zusätzlicher Integration eines weiteren Wärmetauschers zur Erwärmung des Automatikgetriebes (Variante 2.b) ist zugleich ein NEFZ-Verbrauchspotential von etwa 0,8% darstellbar. Demnach bietet dieser

Aufbau die Möglichkeit, sowohl eine zur Sicherstellung des thermischen Komforts ausreichende Heizleistung sowie einen deutlichen Verrauchsvorteil im NEFZ zu realisieren. Jedoch liegt aufgrund der notwendigen Integration von einer Reihe von zusätzlichen Komponenten und Leitungen ein relativ komplexes System mit voraussichtlich hohen Kosten und Bauraumbedarf vor.

Motorische Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur

Ein weiterer Ansatz zur Steigerung der Heizleistung von Abgaswärmerückgewinnungssystemen besteht theoretisch in der Modifizierung des motorischen Verbrennungsprozesses mit dem Ziel der Abgastemperaturanhebung. Daraus resultiert ein erhöhter thermischer Energiegehalt im Abgas, der für eine Rekuperation im Abgaswärmetauscher zur Verfügung steht.

Moderne Dieselmotoren nutzen beispielsweise dieses Vorgehen, um die im DPF zurückgehaltenen Rußpartikel periodisch abzubrennen (DPF-Regeneration). Hierfür müssen in weiten Lastbereichen zuverlässig Abgas-Temperaturen von ca. 650 °C erreicht werden. Dies wird über eine verzögerte Haupteinspritzung zusammen mit früher (angelagerte) oder später Nacheinspritzung je nach vorliegender Motorlast erreicht. Zusätzlich ist bei geringer Last für eine stabile Verbrennungsführung die Androsselung der angesaugten Frischluft erforderlich [54]. Jedoch lassen sekundäre Einflussfaktoren dieser motorischen Maßnahmen auf die Beständigkeit der Katalysatoren und des Motorschmieröls gerade unter kalten Bedingungen keine beliebig hohen Abgastemperatursteigerungen zu.

Um die Auswirkung der zusätzlich angehobenen Abgastemperatur auf die Heizleistung und den resultierenden Kraftstoffverbrauch simulativ darzustellen, wurde ein vereinfachter Modellierungsansatz verwendet. Dabei wird davon ausgegangen, dass eine angenommene Menge zusätzlich eingebrachten Kraftstoffs vollständig in thermische Abgasenergie umgewandelt wird. Auswirkungen des modifizierten Verbrennungsprozess auf den Wärmestrom über die Brennraumwände und Auslasskanalwände in die Motorstruktur werden dabei vernachlässigt. Mit Hilfe des Heizwerts für Dieselkraftstoff ($H_u = 43 \text{ MJ/kg}$) wird die Erhöhung der Abgasenthalpie nach folgender Abhängigkeit bestimmt.

$$\dot{Q}_{zus} = \dot{m}_{Diesel} \cdot H_u \quad (5.1)$$

Hierbei bezeichnet \dot{m}_{Diesel} den zusätzlich eingebrachten Kraftstoffmassenfluss und \dot{Q}_{zus} die daraus resultierende, in die Abgasströmung eingebrachte Wärmeleistung. Die Validierung dieses Modellierungsansatz anhand von Fahrzeug-Messungen mit zwangsausgelöster DPF-Regeneration liefert gute Übereinstimmung sowohl im Abgastemperaturverhalten als auch im Kraftstoffverbrauch.

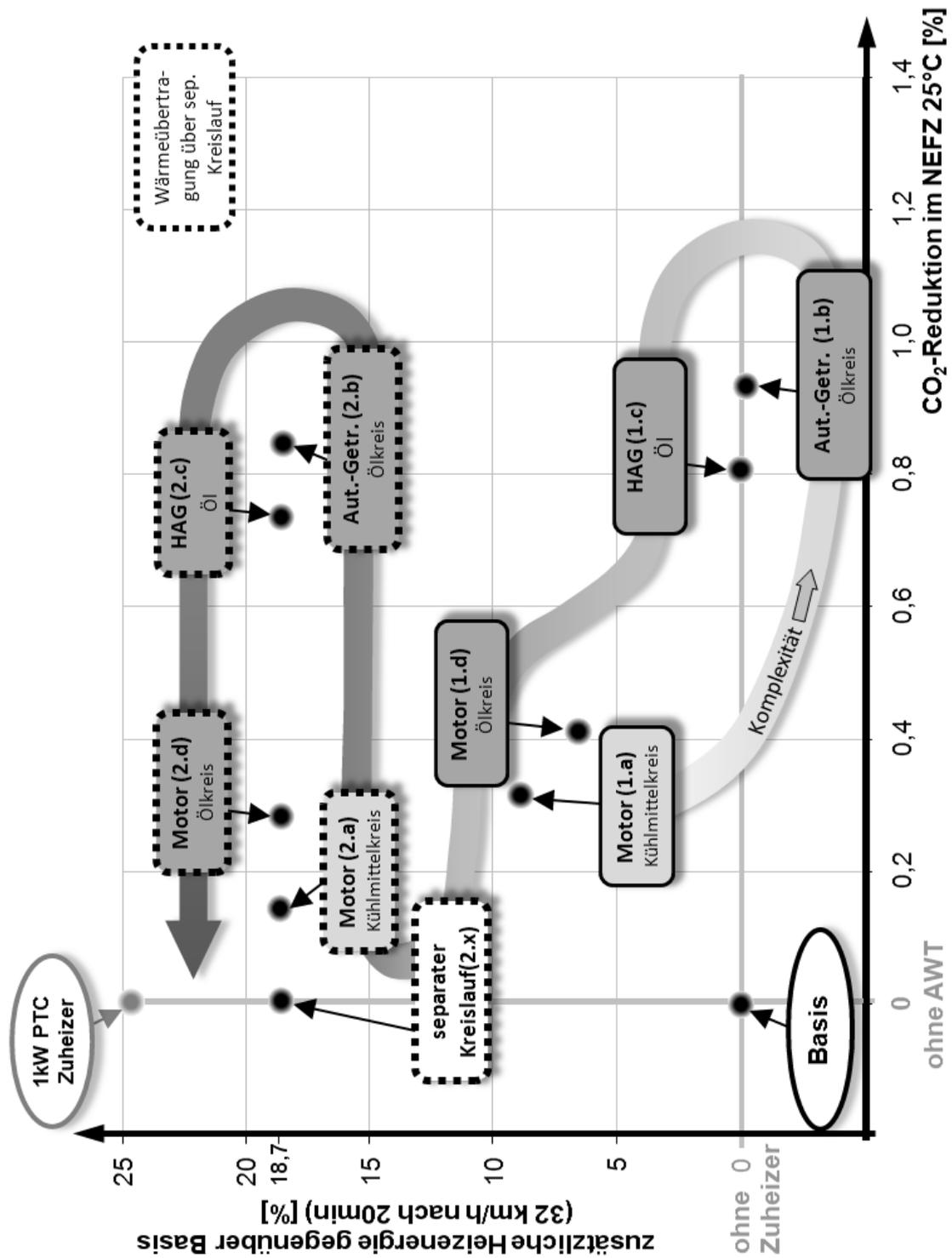


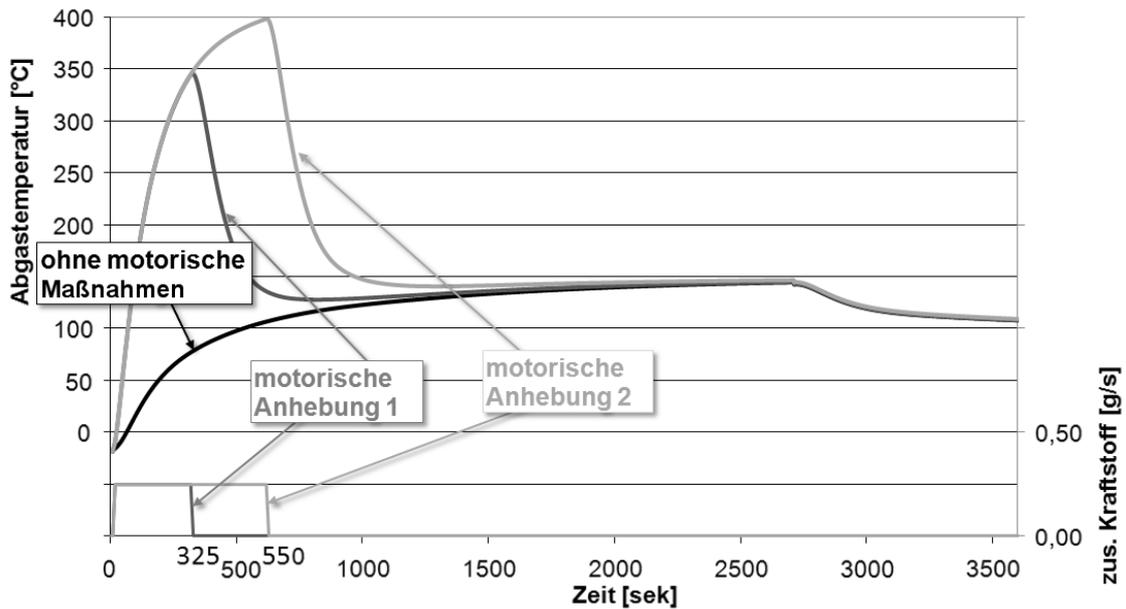
Abbildung 5.9: Leistungsfähigkeit verschiedener Systemaufbauten bzgl. CO₂-Reduktion (NEFZ; 23°C) und Heizleistung (20 Minuten 32-km/h-Konstantfahrt; -20°C)

Im Folgenden wird weiter aufgezeigt, in welchem Maße die mit motorischen Maßnahmen erzielte Abgastemperaturerhöhung eine Steigerung der Heizleistung des Abgaswärmetauschersystems bewirkt. Dabei liegt wiederum ein Abgaswärmetauschersystem mit Wärmeeinkopplung in den Heizkreislauf (Standard-Systemaufbau) zugrunde. Für die Betrachtung wird mit Hilfe des oben beschriebenen Modellierungsansatz ein angenommener, zusätzlicher Kraftstoffmassenstrom von $0,025 \text{ g/s}$ für eine gegebene Dauer von 325 Sekunden bzw. 550 Sekunden von Beginn ab dem Abgassystem zugeführt. Der Abgasmassenstrom bleibt dabei im Simulationsmodell unberührt. Dies bedingt die Annahme, dass der Verbrennungsprozess mit der gesteigerten Kraftstoffmenge ohne zusätzliche Androsselung der Luftansaugung weiterhin stabil geführt werden kann.

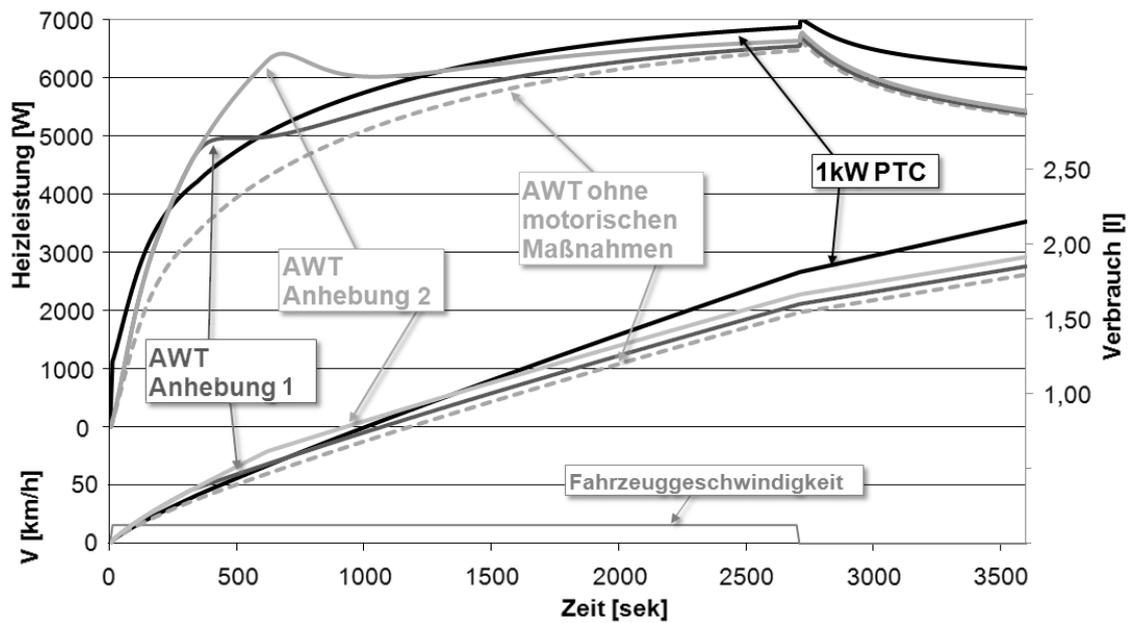
Infolge des zusätzlichen Kraftstoffs liegt ein deutlicher Anstieg der Abgastemperatur vor (siehe Abbildung 5.10(a)). So ist mit der angenommenen Kraftstoffmenge eine theoretische Temperaturerhöhung am Abgasanlagen-Eingang von ca. 360 °C möglich. Aufgrund der thermischen Trägheit des stromaufwärts liegenden Katalysators und DPF gelangt der motorisch bewirkte Temperaturanstieg jedoch erst mit Verzögerung an den Abgaswärmetauscher.

Die zusätzlich vorliegende Abgasenergie wird im Abgaswärmetauscher größtenteils wieder zurückgewonnen. Dadurch steigen die Aufheizrate des Motors und somit das Heizleistungsverhalten (siehe Abbildung 5.10(b)) deutlich. Nach etwa 240 Sekunden wird mit den angenommenen Bedingungen das Niveau des PTC-Zuheizers bereits übertroffen. Lediglich unmittelbar nach Start bleibt der PTC-Zuheizer aufgrund seiner sofort verfügbaren Wärmeabgabe überlegen. Ebenfalls in Abbildung 5.10(b) gezeigt ist der resultierende Kraftstoffverbrauch. Zwar liegt der Verbrauch durch den Eintrag von zusätzlichem Kraftstoff zunächst über dem Niveau des elektrischen PTC-Zuheizers. Sobald jedoch die zusätzliche Anhebung der Abgastemperatur unterbleibt, stellt sich auch aufgrund der nunmehr erhöhten Motortemperatur ein deutlich geringerer Kraftstoffverbrauch ein. Letztlich liegt der Kraftstoffverbrauch über den gesamten Fahrzyklus trotz der zeitweisen Anhebung der Abgastemperatur deutlich unterhalb dessen bei kontinuierlichem PTC-Einsatz.

Abbildung 5.11 zeigt abschließend das Heizleistungsverhalten bei verschiedenen, konstant über dem Zyklus erhöhten Abgastemperaturen im Vergleich zum PTC-Zuheizer. Es zeigt sich dabei, dass bereits mit einer konstanten Erhöhung der Abgastemperatur von ca. 100 bis 120 °C gegenüber dem Betrieb ohne zusätzlichen Motormaßnahmen das Heizleistungsniveau des elektrischen PTC-Zuheizers erreicht bzw. übertroffen werden kann. Der Heizungsvorteil stellt sich dabei nach etwa 220 Sekunden ein. Der Mehrverbrauch infolge der Abgastemperaturerhöhung um 100 °C beschränkt sich im betrachteten Heizzyklus dabei auf etwa 9% gegenüber dem Fall



(a) Abgastemperatursteigerung am AWT durch Umsetzung einer zusätzlich eingebrachten Kraftstoffmenge von 0,25 g/s für eine Dauer von 325 und 550 Sekunden



(b) Bei Anhebung der Abgastemperatur resultierende Heizleistungssteigerung und Kraftstoffmeherverbrauch

Abbildung 5.10: Auswirkung auf Abgastemperatur und Heizverhalten bei zusätzlichem Kraftstoffumsatz (Standard-Systemaufbau) von 0,25 g/s für eine Dauer von 325 und 550 Sekunden (Mittelklassenfahrzeug; 2,0-Liter 4 Zylinder-Diesel-Motor; 32-km/h; -20°C; Simulation)

ohne motorapplikative Maßnahmen. So liegt trotz des Eintrags von zusätzlichem Kraftstoff ein Verbrauchsvorteil von etwa 10% gegenüber dem elektrischen PTC-Zuheizer vor.

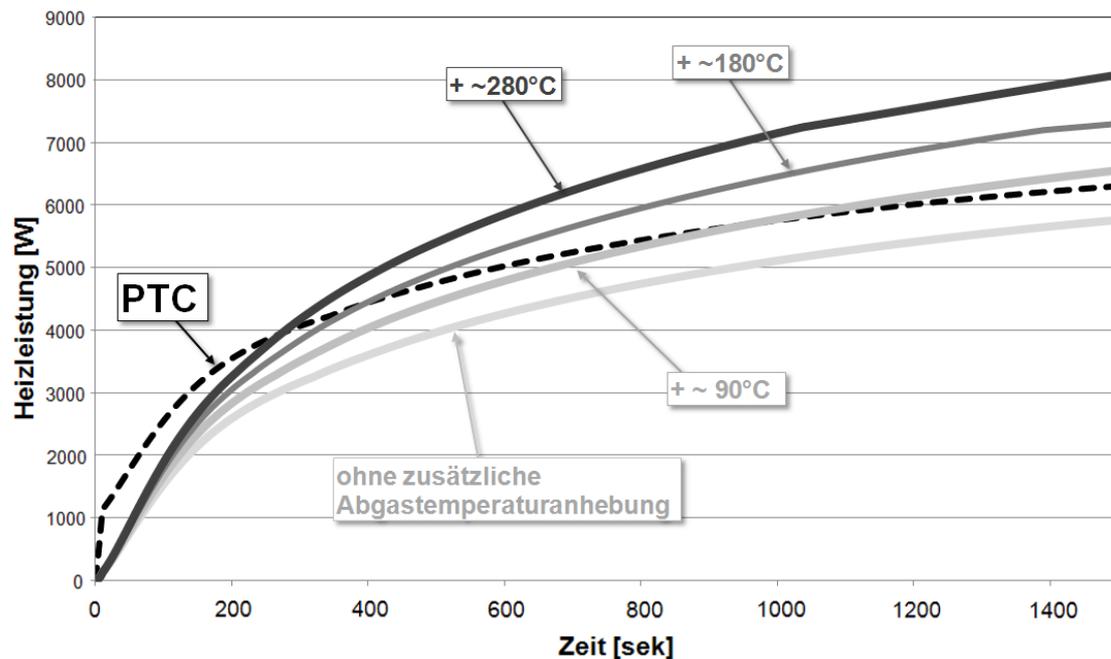


Abbildung 5.11: Heizleistung bei verschiedener Abgastemperaturerhebung (Mittelklassenfahrzeug; 2,0-Liter 4 Zylinder-Diesel-Motor; 32-km/h; -20 °C; Simulation)

Nutzen der Abgaswärmerückgewinnung im Praxiseinsatz

Da die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von PKW nach der offiziellen EU Richtlinie 80/1268/EWG bei Umgebungstemperaturen von 20-30 °C ohne Heizanforderung erfolgt, finden Maßnahmen zur effizienten Innenraumbeheizung dabei keine Berücksichtigung. Ihr Vorteil liegt vor allem in der alltäglichen Fahrzeugverwendung unter tiefen Umgebungstemperaturen. Im folgenden Abschnitt wird daher das Simulationsmodell für eine Abschätzung jenes Verbrauchsvorteils verwendet, der sich bei Ersatz des elektrischen PTC-Zuheizers durch ein Abgaswärmetauschersystem im alltäglichen Fahrbetrieb über den mitteleuropäischen Jahrestemperaturverlauf ergibt. Dabei werden beide der oben beschriebenen Abgaswärmetauscher-Systemaufbauten berücksichtigt. Dies ist zum einen die Wärmeeinkopplung in den Heizkreislauf (Variante 1.a) des Fahrzeugs, da es sich hierbei um die einfachste Integrationsmöglichkeit handelt, und zum anderen der Aufbau mit dem separaten Kreislauf und der zusätzlichen Möglichkeit der Getriebeaufwärmung (Variante 2.b), der ein sehr hohes Leistungspotential bzgl. Zuheizung und Kraftstoffverbrauch bietet. Für eine möglichst realistische Nachstellung der praktischen Fahrzeugnutzung in der Simulation werden dabei folgende Annahmen getroffen:

Heizungsregelung

Für die Bestimmung des Praxis-Verbrauchspotential ist es erforderlich, in der Simulation das Heizungs-Regelverhalten des realen Fahrers bzw. der Klimaautomatik nachzustellen. Da dies bei manuell geregelter Heizung von der Gewohnheit sowie dem subjektiven Empfinden des Fahrers, der Anzahl der im Fahrzeug befindlichen Passagiere, der genauen Einstellung der Eintrömdüsen und der fahrzeugspezifischen Regelungsstrategie des elektrischen Zuheizers sowie im Falle einer Klimaautomatik von den herstellerepezifisch hinterlegten Funktionen abhängt, wird im Rahmen der Betrachtung der nachfolgend beschriebene, vereinfachte Regelungsansatz verwendet. Zentrale Regelungsgröße ist hierbei die Temperatur der von außen angesaugten Umgebungsluft nach Durchströmung des Heizungswärmetauschers und gegebenenfalls des PTC-Zuheizers. Hierfür wird in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur ein nach dem Kaltstart schnellstmöglich zu erreichender Zielwert (Komforttemperatur) gemäß Abbildung B.1 im Anhang festgelegt. Mit abnehmender Umgebungstemperatur liegt eine steigende Komforttemperatur vor, da bei kalten Bedingungen ebenfalls sicherheitskritische Aspekte z.B. die zuverlässige und schnelle Enteisung der Frontscheibe von großer Bedeutung sind. Dieses Vorgehen stellt insofern eine Vereinfachung der realen Vorgänge dar, da die als Regelgröße fungierende Lufttemperatur am Heizmodulaustritt keine Information über die im Fahrgastraum tatsächlich herrschende Temperatur beinhaltet. Ferner wird zudem angenommen, dass der elektrische PTC nur unterhalb einer Umgebungstemperatur von $+5^{\circ}\text{C}$ aktiv ist.

Die implementierte Heizungsregelung ist in Abbildung 5.12 graphisch dargestellt. Nach einem Kaltstart wird zunächst immer maximale Heizleistung eingestellt, d.h. eine Gebläseleistung von 80% mit vollständiger Strömungsführung durch den Heizungswärmetauscher sowie bei PTC-Betrieb ($< 5^{\circ}\text{C}$) dessen volle Heizleistung von 1000 W. Der komplette von außen angesaugte Luftstrom passiert den Heizungswärmetauscher und gegebenenfalls das PTC-Element. Sobald nun die festgelegte Komforttemperatur erreicht ist, wird bei zunächst konstantem Gebläsemassenstrom die Heizleistung derart geregelt, dass sich eine konstante Lufttemperatur (= Zieltemperatur) im Ausströmkanal des Heizmoduls einstellt. Dies beinhaltet bei PTC-Betrieb vorerst die geregelte, stufenlose Reduzierung der PTC-Leistung bis zu seiner vollständigen Abschaltung. Im Falle der Abgaswärmetauscher-Einkopplung über den separaten Kreislauf wird damit begonnen, mit Hilfe des in Kapitel 5.3.2 beschriebenen Systemaufbaus überschüssige Wärmeenergie zur Aufheizung des Automatikgetriebes zu verwenden. Letztlich bedarf es aufgrund der weiter fortschreitenden Kühlmittelaufheizung für die Konstanthaltung der Lufttemperatur nach dem Heizmodul keiner zusätzlichen Heizunterstützung. Ab diesem Zeitpunkt wird bei weiter steigender Kühlmitteltemperatur mit Hilfe eines Klappensystems ein variabler Teil des Gebläsemassenstroms am HWT vorbei gelenkt (Mischungsclappe), was ebenfalls

Tabelle 5.3: Zusammenfassung der Simulationsrechnungen zur Bestimmung des Praxisverbrauchs

	Rechnung 1	Rechnung 2	Rechnung 3	Rechnung 4	Rechnung 5	Rechnung 6
Umgebungstemperatur	$-0,6^{\circ}C$	$+0,6^{\circ}C$	$+4,0^{\circ}C$	$+9,0^{\circ}C$	$+13,8^{\circ}C$	$+18,0^{\circ}C$
Zieltemperatur am Heizmodul-Ausgang	48,4	47,6	45,3	32,7	27,7	25,1
PTC aktiv	ja	ja	ja	nein	nein	nein

eine Reduzierung der Heizleistung bewirkt. Weiterhin wird angenommen, dass 60 Sekunden nach erstmaligen Erreichen der Komforttemperatur die Gebläseleistung von 80% auf 20% reduziert wird.

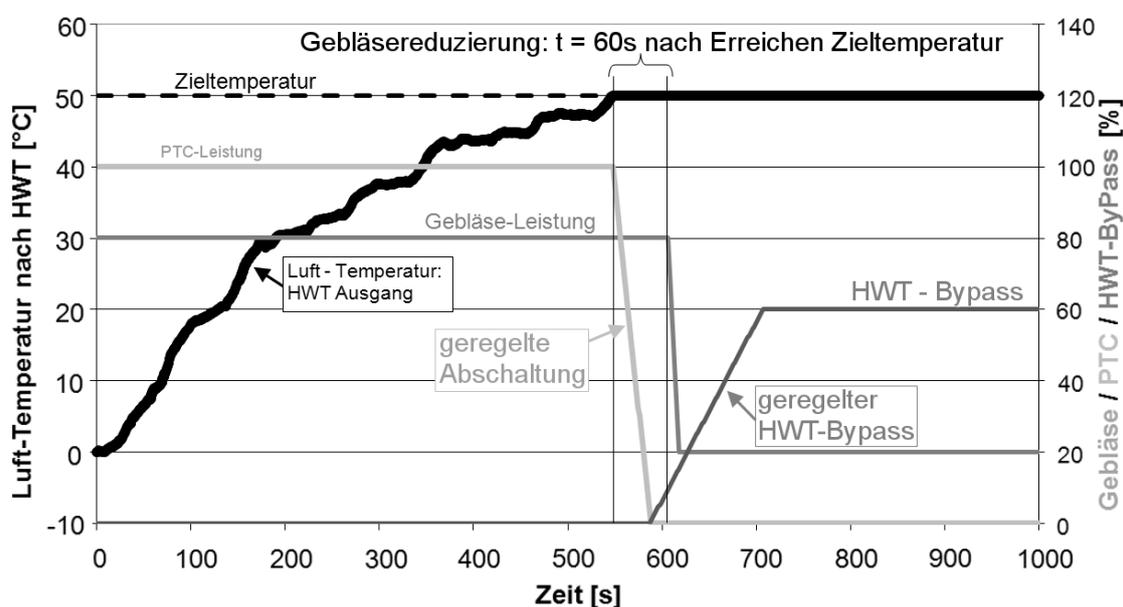


Abbildung 5.12: angenommen Heizungsregelung

Bordnetzbelastung

Um eine praxisnahe Verwendung des Fahrzeugs nachzustellen, wurde eine konstante Bordnetzbelastung von 50 A angenommen. Dies ist durch Betrieb von zusätzlichen elektrischen Verbrauchern wie Radio, Navigationssystem, Licht, Heckscheibenheizung, etc. begründet.

Außentemperaturen

Um den Einfluss der jährlichen, saisonalen Temperaturschwankungen zu erfassen, werden für die Betrachtungen die monatsweise gemittelten Tagesdurchschnittstemperaturen am Flughafen München herangezogen (Abbildung 5.13).

Für die Simulationsdurchführung wurde der Jahres-Temperaturverlauf dahingehend vereinfacht, dass ähnliche, monatliche Temperaturwerte zu einer Simulationsrech-

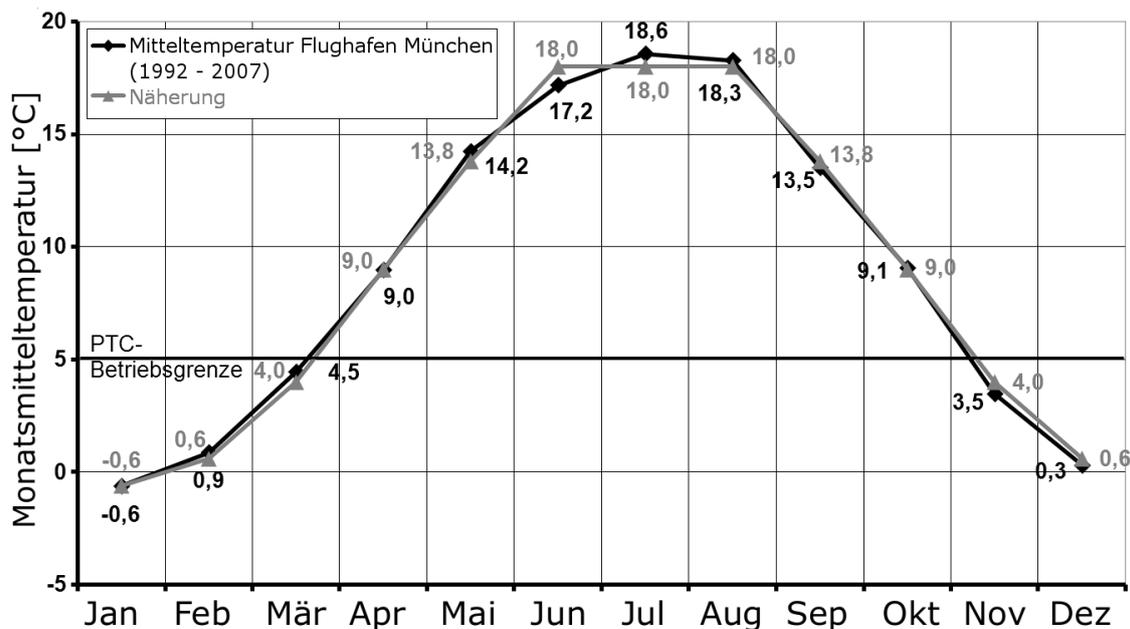


Abbildung 5.13: Monatsweise gemittelte Umgebungstemperaturen für München Flughafen nach [3]

nung zusammengefasst werden. Dadurch resultieren letztlich die 6 Simulationsrechnungen, deren Parameter in Tabelle 5.3 zusammengefasst sind.

Zyklen

Im Gegensatz zu den bisher betrachteten gesetzlichen bzw. auslegungsrelevanten Zyklen soll im Rahmen dieser Betrachtung ein praxisnahes Fahrverhalten im Vordergrund stehen. Hierfür liegen zwei auf Basis des Artemis-Zyklus ([6]) erstellten Fahrzyklen vor, die das breite Spektrum des Kundenfahrverhaltens in Bezug auf Fahrtdauer und Motorlast / Drehzahl nachstellen (siehe Abbildung A.3). Praxiszyklus 1 liegt eine 33-minütige, zunächst niedriglastige Stop&Go-Fahrt zu Beginn mit steigenden Motorlasten gegen Ende zu Grunde. Dahingegen definiert Praxiszyklus 2 eine kürzere (10 Minuten) und dynamischere Fahrt.

Abbildung 5.14 zeigt die ermittelten Innenraum- Einstromtemperaturen (luftseitig, HWT-Ausgang) für die drei untersuchten Heizungskonfigurationen am Beispiel von Praxiszyklus 2 (Umgebungstemperatur: $-0,6^{\circ}\text{C}$). Nach Erreichen der Zieltemperatur von $\sim 48^{\circ}\text{C}$ wird die beschriebene Regelung wirksam, so dass im weiteren Verlauf das Temperaturniveau konstant gehalten wird. Die Aufheizkurven zeigen wiederum die nach dem Start sofortige Wärmezufuhr des elektrischen PTC-Elements. Die Aufwärmkurve bei AWT-Integration in den Heizkreislauf (Standard-Systemaufbau) bleibt dabei gerade zu Beginn deutlich hinter dem PTC-Element zurück und erreicht schließlich etwa 18 Sekunden später die definierte Zieltemperatur. Auch bei Einkopplung des Abgaswärmetauschers über den separaten Kreislauf besteht anfänglich ein

Heizungsdefizit gegenüber dem PTC. Nach etwa 90 Sekunden liegt jedoch bereits ein Temperaturvorteil vor. Die Zieltemperatur wird folglich etwa 81 Sekunden (t_1 zu t_2) früher als das PTC-Element erreicht. Weiterhin zeigen die Ergebnisse, dass aufgrund der geringen thermischen Masse des separaten Kreislaufs eine enge dynamische Kopplung zwischen Einströmtemperatur und der entsprechend dem Fahrzyklus abgegebenen Motorleistung vorliegt. Während der Standphase bei ca. 110 Sekunden liegt aufgrund des mangelnden Abgasenergieangebots sogar ein deutlicher Rückgang der Einströmtemperaturen vor.

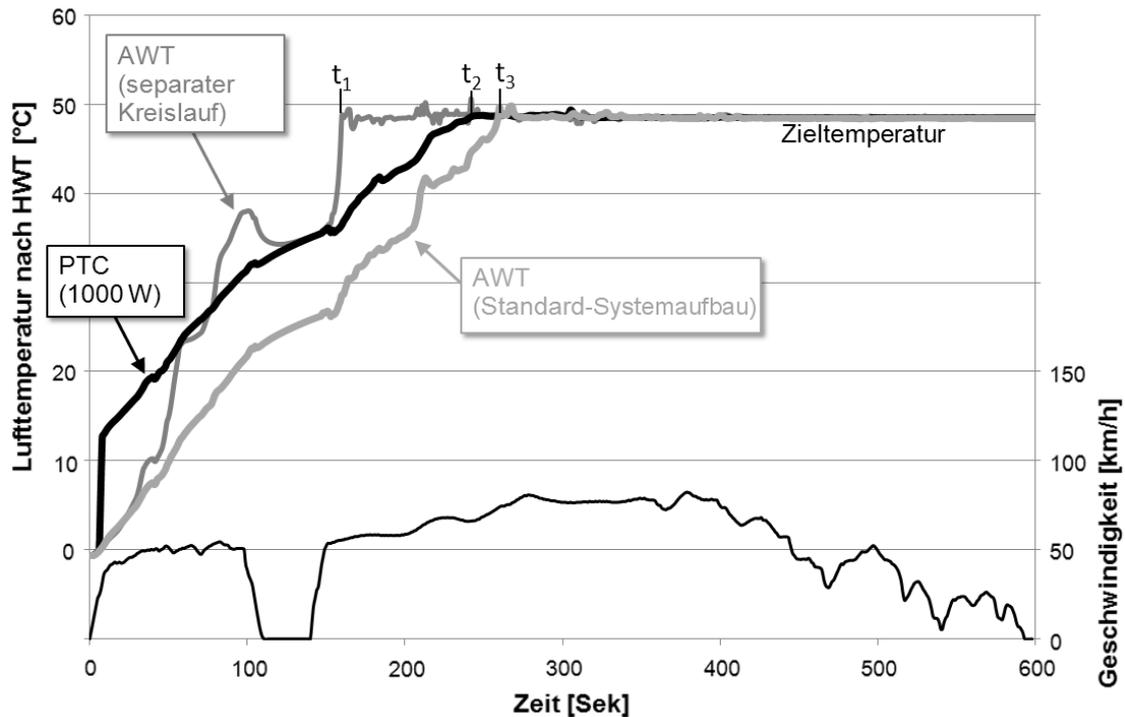


Abbildung 5.14: Beispielhafte Entwicklung der Innenraum-Einströmtemperaturen im Kundenbetrieb bei unterschiedlicher Heizungskonfiguration (Praxiszyklus 2, Umgebungstemperatur: $-0,6^{\circ}\text{C}$)

In Tabelle 5.4 ist nachfolgend die zeitliche Differenz aufgezeigt, die für das Erreichen der Zieltemperatur bei Einsatz der beiden Abgaswärmetauscher-Systemaufbauten gegenüber dem elektrischen PTC-Element resultiert. Grundsätzlich ergeben sich mit Abgaswärmetauscherheizung bei Umgebungstemperaturen oberhalb von $+5^{\circ}\text{C}$ verkürzte Zeiten (positiver Wert), da hier das PTC-Element gemäß Annahme nicht aktiv ist. Ausnahmen bestehen für den Abgaswärmetauscher-Aufbau mit separatem Kreislauf bei sehr warmen Bedingungen ($+18^{\circ}\text{C}$), wofür geringfügig längere Zeiten gegenüber PTC-Betrieb vorliegen. Diese resultieren aus der unter diesen Bedingungen etwas verzögerten Aufheizung des separaten Kreislaufs unmittelbar nach Start. Wesentliche Aufheizverzögerungen gegenüber PTC-Betrieb von bis zu 161 Sekunden (Praxiszyklus 1) liegen erst für Umgebungstemperatur unterhalb von $+5^{\circ}\text{C}$ bei

Tabelle 5.4: Relative Zeit gegenüber PTC-Betrieb bis Erreichen der Zieltemperatur (Luft nach HWT)

			Relative Zeit bis Zieltemperatur [s] (gegenüber PTC-Betrieb; + bedeutet Verbesserung)			
			AWT in Heizkreislauf		AWT in sep. Kreislauf	
Außen-Temp. [°C]	Ziel.-Temp. am HWT [°C]	Häufigkeit pro Jahr [%]	Praxiszyklus 1 (niedr. Last)	Praxiszyklus 2 (höhere Last)	Praxiszyklus 1 (niedr. Last)	Praxiszyklus 2 (höhere Last)
-0,6	48,4	8,33	-109	-18	+26	+81
+0,6	47,6	16,66	-102	-37	+13	+60
+4,0	45,3	16,66	-161	-55	-81	+26
+9,0	32,7	16,66	+27	+13	+88	+90
+13,8	27,7	16,66	+6	+3	+19	+23
+18,0	25,1	24,99	+1	0	-8	-1

Abgaswärmetauscher-Einkopplung in den Heizkreislauf vor, da mit diesem Aufbau, wie bereits gezeigt, keine effektive Wärmenutzung besteht. Der Systemaufbau über den separaten Heizkreislauf kann seine Vorteile des gezielteren Energiemanagements hierbei nutzen, um in beiden Fahrzyklen deutlich verkürzte Zeiten zur Zieltemperaturerreichung zu realisieren. Die Ausnahme bei +4°C (Praxiszyklus 1) resultiert aus der längeren Standphase im Zyklus zwischen 370 und 420 Sekunden, während derer ein unzureichendes Abgasenergieangebot vorliegt und damit die Erreichung der Zieltemperatur verzögert wird. Darüber hinaus ist der Einfluss des Fahrzyklus auf das Aufheizverhalten bei Abgaswärmetauscherbetrieb deutlich erkennbar. Da in Praxiszyklus 2 gerade zu Beginn aufgrund der höheren, geforderten Motorlasten ein größeres Abgasenergieangebot im Vergleich zu Praxiszyklus 1 vorliegt, ergeben sich hier deutlich kürzere Aufheizzeiten. Daher ist gerade bei Fahrten mit geringer Last (städtischer Stop&Go-Verkehr) der Aufbau mit separaten Kreislauf vorzuziehen.

Schließlich sind die gegenüber dem elektrischen PTC-Betrieb resultierenden Verbrauchseinsparungen in Tabelle 5.5 aufgeschlüsselt nach der vorliegenden Umgebungstemperatur, dem verwendeten Abgaswärmetauscher-Systemaufbau und dem zugrunde liegenden Fahrzyklus dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass die wesentlichen Verbrauchseinsparungen aus dem Wegfall der zusätzlichen Bordnetzbelastung durch den elektrischen PTC-Zuheizer bei Außentemperaturen unterhalb von +5°C resultieren. Zudem gilt, dass mit abnehmender Umgebungstemperatur ein entsprechend längerer Betrieb des PTC-Zuheizers zur Erreichung der Zieltemperatur erforderlich ist. Demnach liegen steigende Verbrauchseinsparungen mit sinkender Aussentemperatur vor. Unregelmäßigkeiten ergeben sich infolge von längeren Standphasen in den Fahrzyklen, während derer die Aufheizung des Innenraums bei Abgaswärmenutzung aufgrund der geringen Motorlast verzögert wird. Des Weiteren liegen im Vergleich von Praxiszyklus 1 mit Praxiszyklus 2 für letzteren durchweg unab-

Tabelle 5.5: Verbrauchseinsparung in Abhängigkeit der angegebenen Umgebungstemperaturen gegenüber Betrieb mit PTC

			Verbrauchsreduktion AWT [%] (gegenüber PTC-Betrieb)			
			AWT in Heizkreislauf		AWT in sep. Kreislauf	
Außen-Temp. [°C]	Ziel.-Temp. am HWT [°C]	Häufigkeit pro Jahr [%]	Praxiszyklus 1 (niedr. Last)	Praxiszyklus 2 (höhere Last)	Praxiszyklus 1 (niedr. Last)	Praxiszyklus 2 (höhere Last)
-0,6	48,4	8,33	-2,8	-5,9	-3,6	-5,5
+0,6	47,6	16,66	-2,6	-5,7	-3,6	-5,6
+4,0	45,3	16,66	-2,0	-4,7	-3,0	-4,9
+9,0	32,7	16,66	-0,4	-1,2	-1,3	-1,5
+13,8	27,7	16,66	-0,3	-0,8	-1,2	-1,2
+18,0	25,1	24,99	-0,2	-0,8	-1,0	-1,1
Gesamt			-1,2	-2,8	-2,1	-2,9

hängig des verwendeten Wärmeeinkopplungskonzept deutlich erhöhte Verbrauchseinsparungen vor. Dies ist wiederum auf die höheren Motorlasten und das damit erhöhte Abgaswärmeangebot in Praxiszyklus 2 zurückzuführen. Im Vergleich der beiden Wärmeverwendungskonzepte ist der Abgaswärmetauscher im separaten Kreislauf verbrauchsmäßig meist überlegen, da, wie bereits gezeigt wurde, die Verwendung der zurückgewonnene Wärme im Automatikgetriebe einen höheren Beitrag zur Verbrauchseinsparung als die Aufheizung des Motors liefert. Lediglich im kurzen Praxiszyklus 2 unter tiefen Außentemperaturen besteht ein geringer Verbrauchsvorteil für den Abgaswärmetauscher im Heizkreislauf, was jedoch mit einem mäßigen Heizkomfort erkauft wird.

Gesamthaft resultiert ein über das Jahr gemittelter Verbrauchsvorteil bei Einkopplung in den Heizkreislauf von etwa 1 bis 2%, sowie bei Verwendung des separaten Kreislauf von bis zu 3%.

6. Zusammenfassung

6.1 Zusammenfassung der Ergebnisse

Im Weiteren folgt eine Zusammenfassung der im Rahmen der Arbeit gewonnenen Erkenntnisse:

1. Anhand von Messung und Simulation wurde gezeigt, dass die Komponenten des Antriebsstrangs durch Nutzung der Abgaswärme nach einem Kaltstart deutlich schneller ihre Betriebstemperatur erreichen. Daraus ergibt sich eine messbare Kraftstoffreduktion, die je nach Verwendung der zurückgewonnenen Wärme in den verschiedenen Antriebsstrangkomponenten unterschiedlich ausgeprägt ist. Aufgrund der Kombination aus geringer natürlicher Aufheizrate, vergleichsweise geringen Wärmekapazität sowie relativ hohen Reibverlusten, stellt aus heutiger Sicht das Automatikgetriebe dabei die Komponente mit dem höchsten Kraftstoffeinsparpotential durch Abgasaufheizung dar. Bei vollständigen Transfer der im Unterboden eines Mittelklassenwagens (3,0-Liter 6-Zylinder-Ottomotor) vorhandenen Abgaswärme in das Automatikgetriebe wurde im NEFZ bei +23°C eine Kraftstoffreduktion von etwa 2,1% errechnet. Im FTP72, der etwas länger ist und zu Beginn höhere Motorlasten erfordert, ergibt sich mit diesem Aufbau eine noch etwas höhere Einsparung von 2,25%. Durch weitere Verbesserungen der mechanischen Übertragungsgüte und des Wärmemanagements kommender Generationen von Automatikgetrieben sind zukünftig jedoch eher abnehmende Einsparpotentiale zu erwarten. Die Komponente mit dem nächstgelegenen Nutzenpotential ist das Hinterachsgetriebe. Bei Aufteilung der zurückgewonnenen Abgaswärme auf Automatikgetriebe und Hinterachsgetriebe, beispielsweise durch eine zweiflutige Abgasanlage mit

jeweils einem eigenen Abgaswärmetauscher, beträgt im NEFZ bei $+23^{\circ}\text{C}$ die größte erreichbare Verbrauchseinsparung 2,22%.

2. Basierend auf diesem effektivsten Abgaswärmetauscher-Systemaufbau wurde eine Parameterstudie der wichtigsten konstruktiven und umweltbezogenen Einflussfaktoren auf den Kraftstoffverbrauch im NEFZ erstellt. Demnach liegt prinzipiell eine Abnahme der prozentualen Kraftstoffeinsparung mit zunehmender Fahrzeuggröße vor. Die errechnete Einsparung bei Fahrzeugen mit 3,0-Liter 6-Zylinder-Motor reicht von 2,0% für einen SUV bis 2,19% für einen Kompaktklassenwagen. Darüber hinaus liegt für den betrachteten Systemaufbau bei Verwendung eines kleineren Motors gleicher Leistung ein geringeres Einsparpotential vor. Durch Substitution des 3,0-Liter-Motors gegen einen Motor mit 2,0 Liter Hubraum und gleicher Leistung resultiert für ein Mittelklassenfahrzeug eine Potentialverringerung von etwa 0,17 Prozentpunkten. Damit ergibt sich tendenziell eine besondere Eignung der Abgasnutzung für kleine Fahrzeuge mit relativ großem Motor. Ein hoher Einflussfaktor auf das Ergebnis besteht zudem in der konstruktiven Ausführung des Abgaswärmetauscher-Systems. So zeigen die Ergebnisse, dass allein die Einbauposition des AWT in der Abgasanlage wesentlich die Verbrauchseinsparung beeinflusst. Durch Vergrößerung des Abstands zwischen Fahrzeugkatalysator und Abgaswärmetauscher um 30 cm liegt ein um 0,17% reduziertes Potential vor. Ebenfalls von Bedeutung ist der Übertragungswirkungsgrad des Abgaswärmetauschers. Die nur theoretisch erreichbare Referenz ist dabei der ideale Wärmeübertrager. Damit kann gegenüber dem Rohrbündelwärmetauscher ein Potentialzuwachs von 0,14% realisiert werden. Letztlich liegt der mächtigste Einflussfaktor jedoch in der Umgebungstemperatur. Die Verbrauchseinsparung wächst bei -7°C auf über 3,3% gegenüber einem Wert von 2,17% bei $+23^{\circ}\text{C}$.
3. Die Nutzung der Abgaswärme zur Unterstützung der Heizleistung von hocheffizienten Fahrzeugen bietet die Möglichkeit, auf kraftstoffzehrende Zuheizmaßnahmen verzichten zu können. Die hierfür erforderliche Heizleistung kann durch die einfachste Integrationsmöglichkeit des Abgaswärmetauschers (Integration im Heizkreislauf) nur bedingt ohne größere Komforteinbußen gegenüber einem elektrischen PTC-Zuheizer bereitgestellt werden. Als Sekundäreffekt ergibt sich jedoch auch unter warmen Bedingungen eine beschleunigte Motoraufwärmung, die zu einer Verbrauchssenkung im NEFZ bei $+23^{\circ}\text{C}$ um etwa 0,3% führt. Zur weiteren Heizleistungssteigerung werden zwei Ansätze diskutiert. Der erste ermöglicht durch Einkopplung der Abgaswärme in einen separaten Kreislauf ein gezieltes Wärmemanagement mit direktem Wärmetransfer in den Innenraum. Dadurch kann zum Einen die Heizleistung des

Abgaswärmetauscher-Systems deutlich gesteigert werden. Zum Anderen bietet dieser Ansatz die Möglichkeit, durch Erweiterung des Systemaufbaus zusätzlich Abgaswärme in das Automatikgetriebe zu dessen Warmlaufbeschleunigung einzukoppeln. Dabei reduziert sich der Kraftstoffverbrauch im NEFZ bei $+23^{\circ}\text{C}$ um etwa 0,8%. Der zweite Ansatz betrifft die Möglichkeit, über motorische Maßnahmen zur Anhebung der Abgastemperatur die Heizleistung entsprechend zu steigern. Mit dem vorgestellten Simulationsansatz kann demonstriert werden, dass die folglich erhöhte Wärmemenge im Abgas zu einem großen Teil durch den Abgaswärmetauscher wieder zurückgewonnen werden kann. Demnach resultiert bereits eine relativ geringe Erhöhung der Abgastemperatur von etwa 100 bis 180°C in deutlich gesteigerter Heizleistung, die einen vollständigen Ersatz des elektrischen PTC-Zuheizers ermöglicht. Denkbar ist somit auch eine Kombination beider vorgestellter Ansätze.

4. Schließlich wurde mit Hilfe des Simulationsmodells der Vorteil berechnet, der sich hinsichtlich Verbrauch und Heizverhalten bei Ersatz des elektrischen PTC-Zuheizers durch ein AWT-System über den Jahresverlauf in der täglichen Fahrpraxis ergibt. Als Systemaufbau wurden dabei der Standard-Systemaufbau und der separate Kreislauf betrachtet. Um das Praxisverhalten so gut wie möglich simulativ nachzustellen, wurden dabei Fahrzyklus, Regelverhalten des Fahrers und Außentemperaturprofil über den Jahresverlauf berücksichtigt. Demnach resultiert durch Einkopplung der Abgaswärme in den Heizkreislauf durch Entfall des elektrischen Zuheizers sowie aufgrund des Warmlaufeffekts bei hohen Umgebungstemperaturen eine jährliche Verbrauchseinsparung von etwa 1,2% bis 2,8%, wobei die Heizleistung dabei teilweise deutlich hinter dem PTC zurückbleibt. Bei Wärmeeinkopplung in den separaten Kreislauf können dabei insgesamt etwas höhere Verbrauchseinsparungen von 2,1% bis 2,9% erzielt werden. Darüber hinaus liegt ebenfalls eine deutlich gesteigerte Heizleistung vor.

6.2 Zukunft der direkten Abgaswärmenutzung

Da die weitere Reduzierung der CO_2 -Emissionen mit konventionellen Mitteln immer komplexer und aufwändiger wird, bietet die direkte Nutzung der Abgaswärme eine attraktive Möglichkeit, die Effizienz von Kraftfahrzeugen weiter zu steigern. Zudem lassen sich derartige Systeme mit bereits verfügbarer Technik realisieren, so dass die Herausforderungen bei der Serieneinführung hauptsächlich betriebswirtschaftlicher Natur sind.

Die geforderte Senkung der CO_2 -Emissionen von Kraftfahrzeugen kann nur durch Verbund mehrerer, sich ergänzender Einzelmaßnahmen gelingen. Aufgrund der im

Versuch nachgewiesenen und simulativ ermittelten Kraftstoffeinsparung kann die direkte Abgaswärmenutzung dabei ein sinnvoller Baustein sein. Wesentlich ist für unternehmensstrategische Überlegungen zur Serieneinführung derartiger Systeme jedoch auch die Wirksamkeit in den vom Gesetzgeber festgelegten Fahrzyklen. In Europa erfolgt die offizielle Bestimmung der CO_2 -Emission von Fahrzeugen auf Basis des NEFZ bei 20-30°C Umgebungstemperatur. Nur wenn eine verbrauchsreduzierende Maßnahme hier wirksam ist, entsteht ein direkter, anrechnungsfähiger Vorteil für den Fahrzeughersteller in Bezug auf die CO_2 -Flottenemission. Für verbrauchsreduzierende Maßnahmen, die hauptsächlich im Kundenbetrieb und nicht im gesetzlichen Zyklus wirksam sind, besteht bei der derzeitigen, europäischen Gesetzgebung keine Möglichkeit einer Anrechnung auf den Flottenwert. Während die Abgaswärmenutzung zur Warmlaufbeschleunigung unmittelbar einen Verbrauchsvorteil im offiziellen Prüfzyklus bewirkt, bleibt der Effekt von energieeffizienten Heizungssystemen hier unberücksichtigt. Es besteht aus Herstellersicht demnach nur bedingt ein Anreiz zu Serieneinführung derartiger Systeme. Hier sind geeignete politische Rahmenbedingungen gefragt, die eine Anrechnungsmöglichkeit von rein im Kundenbetrieb wirksamen, verbrauchsreduzierenden Maßnahmen auf den Fahrzeugflottenwert schaffen.

Darüber hinaus bietet die heutige Serieneinführung von Abgaswärmerückgewinnungssystem die Möglichkeit, als Wegbereiter für zukünftige Technologien zur Wandlung der anfallenden Abwärme in besser nutzbare Energieformen, z.B. über thermoelektrische Generatoren (TEG) in elektrische Energie, zu fungieren. Diese bestehen im Prinzip aus einem Abgaswärmetauscher, erweitert durch eine Schicht aus thermoelektrisch aktiven Material. Die heutige Serieneinführung eines Abgaswärmetauschers kann dabei den nötigen Bauraum und die erforderlichen Schnittstellen an die Fahrzeugkreisläufe vorhalten, so dass die zukünftige Integration eines TEG mit geringerem Aufwand möglich wird. Durch späteren Austausch des Abgaswärmetauschers mit einem dann für die Serie verfügbaren TEG ließe sich sowohl während der Warmlaufphase als auch im betriebswarmen Fall kontinuierlich Abgaswärme nutzbringend zurückgewinnen.

A. Verwendete Zyklen

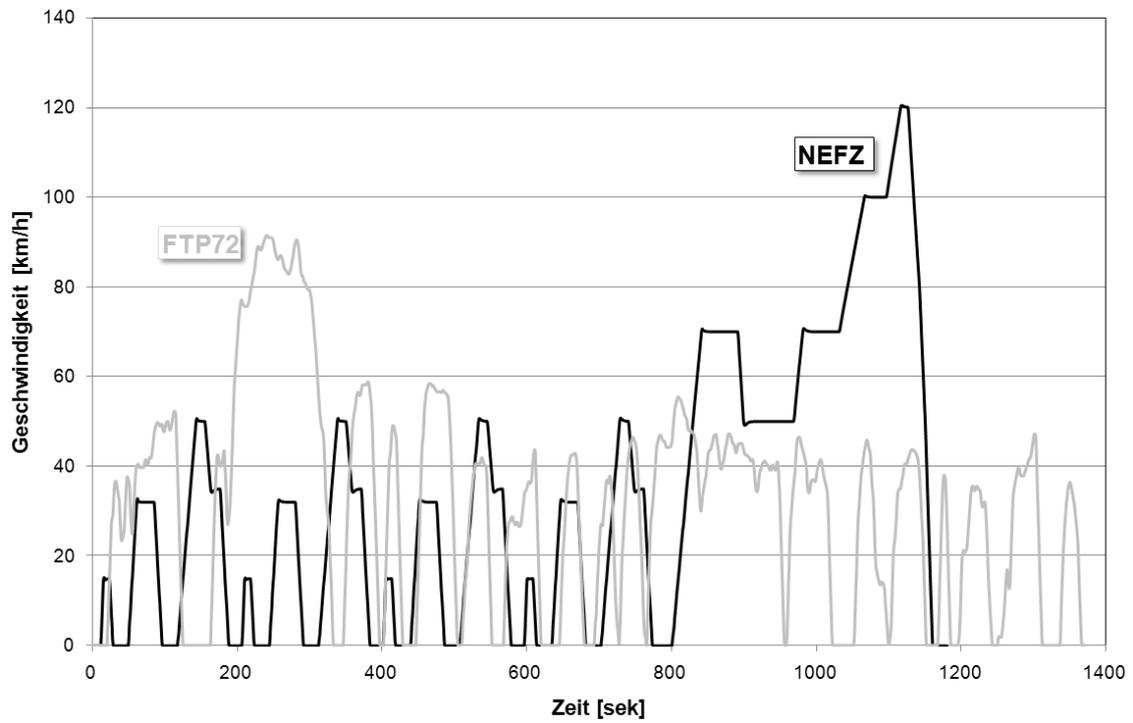


Abbildung A.1: Im Rahmen der Arbeit betrachtete gesetzliche Fahrzyklen

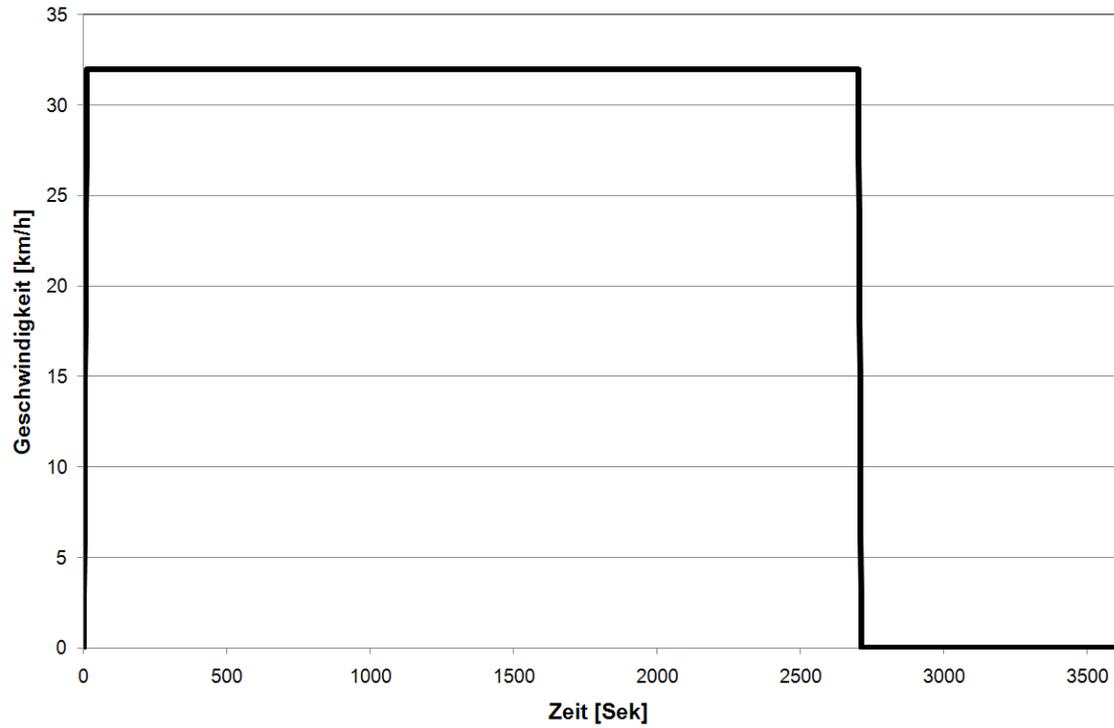


Abbildung A.2: Im Rahmen der Arbeit betrachteter Zyklus zur Bestimmung der Heizleistung

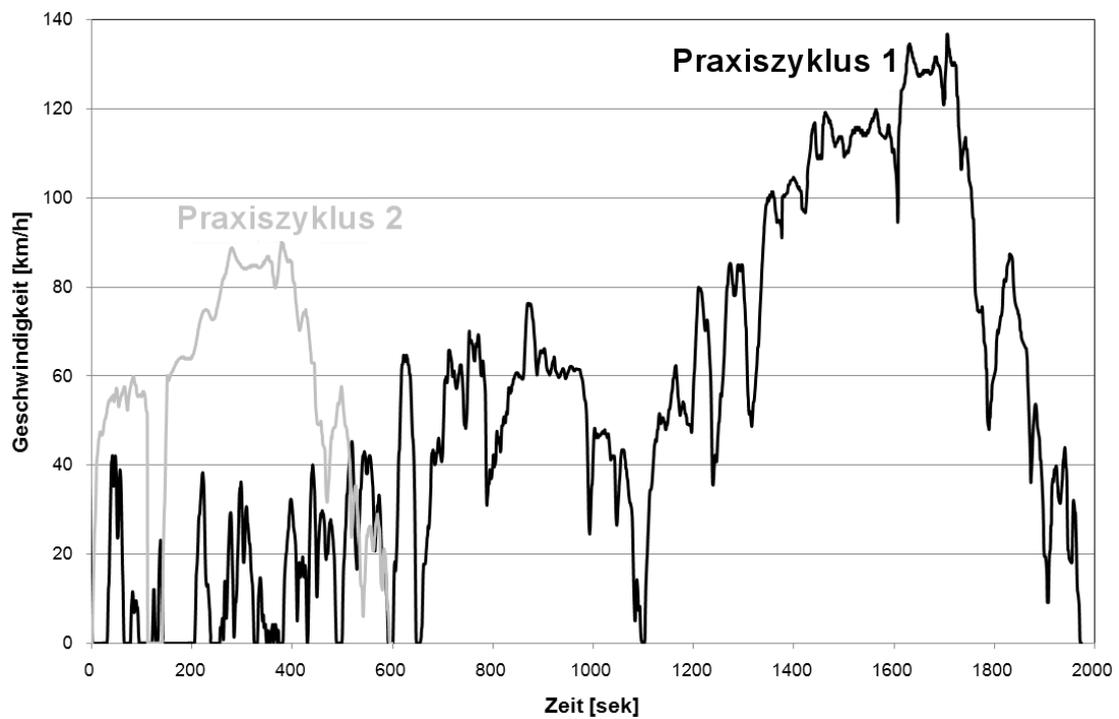


Abbildung A.3: Im Rahmen der Arbeit betrachtete Praxiszyklen (modifizierter ARTEMIS-Zyklus [6])

B. Komforttemperatur

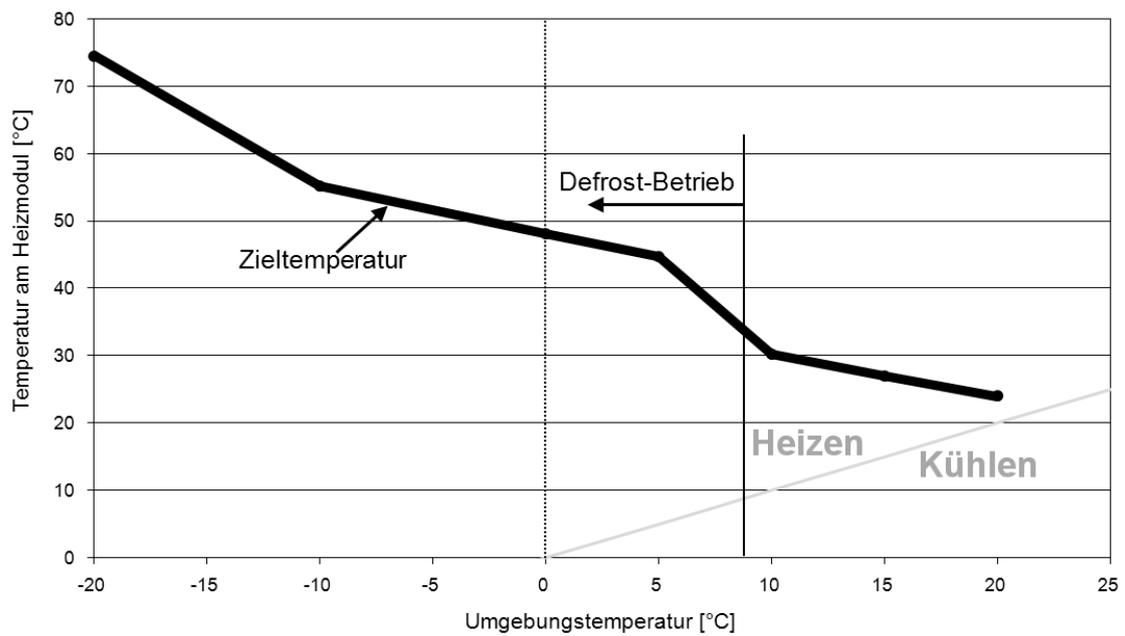
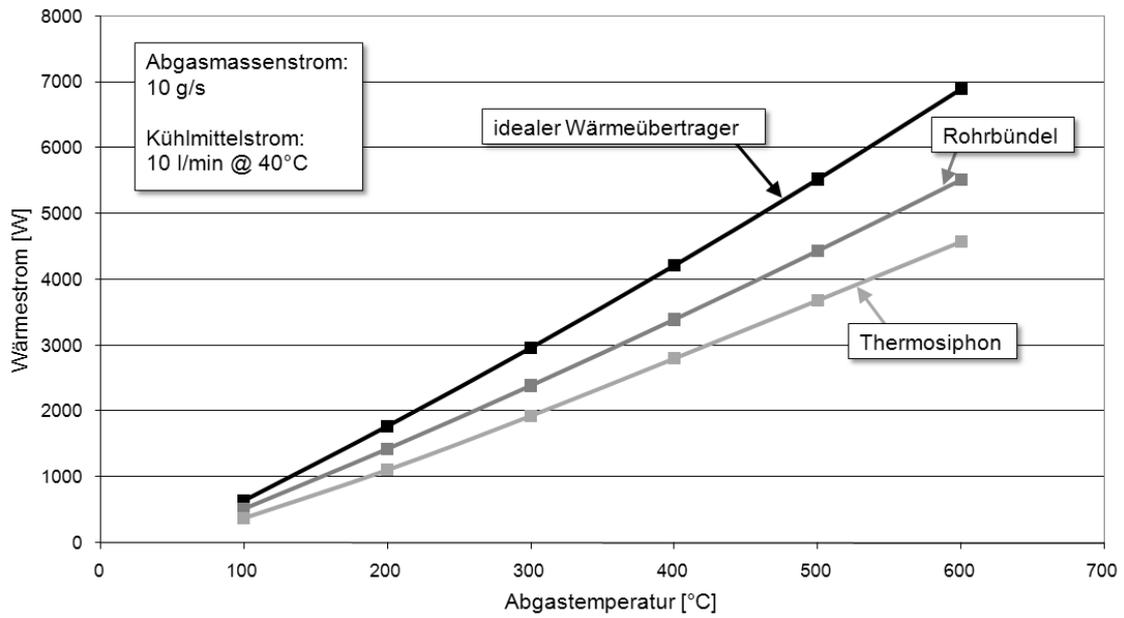
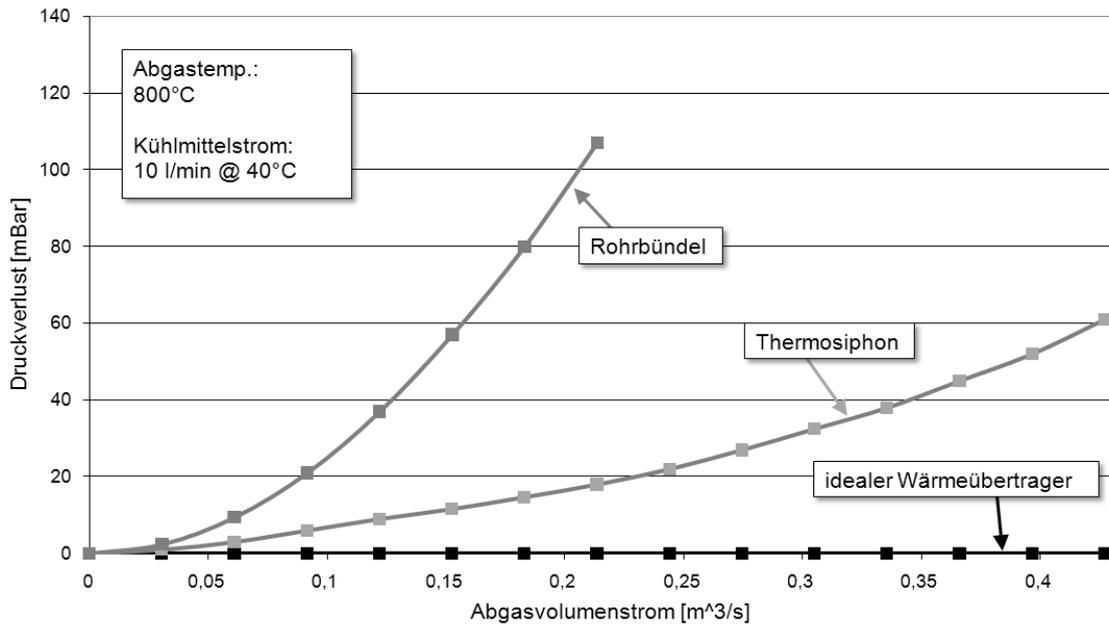


Abbildung B.1: angenommene Komforttemperatur in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (luftseitig, Heizmodul-Ausgang)

C. Übertragungsverhalten der verwendeten Abgaswärmetauscher



(a) Wärmeübertragung der verwendeten Abgaswärmetauscher



(b) Druckverlust der verwendeten Abgaswärmetauscher

Abbildung C.1: Wärmeübertragung und Druckverlust der verwendeten Abgaswärmetauscher im Vergleich

Literaturverzeichnis

- [1] *Die Herausforderung des Jahrhunderts.* Süddeutsche Zeitung vom 2. Februar 2007.
- [2] *Earth Policy Institute, Global CO₂ Concentration (historische Datensammlung);* www.earth-policy.org/index.php/books/pb3/pb3_data.
- [3] *www.wetteronline.de, Sammlung von Klimadaten.*
- [4] *BMW Group, Interner Bericht, 2009.*
- [5] ALKIDAS, A. C., BATTISTO P. A. und KAPPARO D. J.: *Thermal Studies in the Exhaust System of a Diesel-Powered Light-Duty Vehicle.* SAE International Congress. GM Research and Development, 2004.
- [6] ANDRÉ, M.: *The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions.* Science of the total Environment 334-335, 73-84, 2004.
- [7] BALS, R., E. PFEIFER und P. LEWE: *Direkte Abgaswärmenutzung am Ottomotor.* Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, 2008.
- [8] BEICHTBUCHNER, A., T. JAUKE, P. UNTERGUGGENBERGER, A. WIMMER, A. EDER, R. RICHTER und G. WINTER: *Vorausberechnung des thermischen Verhaltens und des Kraftstoffverbrauchs im Motorwarmlauf.* In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI.* Peter Steinberg, 2008.
- [9] BERTRAM, M., M. HAFKEMEYER, J. LIEBL und G. SCHMITZ: *Integriertes Energiemanagement für verbesserte Fahrdynamik und geringeren Verbrauch.* IAV Tagungsband 2005, 2005.
- [10] BOGATAJ, L. K. (Herausgeber): *Climate Change is Real an Here!: IPCC Fourth Assessment Report, 2007.*
- [11] BOGDANIC, M.: *Simulation von Autoabgasanlagen.* Doktorarbeit, Technischen Universität Berlin, 2007.

- [12] BOHAC, S. V., D. M. BAKER und D. N. ASSANIS: *A Global Model for Steady-State and Transient S.I. Engine Heat Transfer Studies*. SAE paper No. 960073, 1996.
- [13] BRAESS, H.-H. und U. SEIFFERT: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg Friedrich + Sohn Verlag, 2003.
- [14] CATON, J. A.: *Comparisons of Thermocouple, Time-Averaged and Mass-Averaged Exhaust Gas Temperatures for a Spark-Ignited Engine*. SAE International Congress. Mechanical Engineering Department; Texas University, Februar 1982.
- [15] CONDIE, K. und D. MCELIGOT: *Convective Heat Transfer for Pulsating Flow in the Takedown of a V-6 Engine*. SAE paper No. 950618, 1995.
- [16] DEPCIK, C. und D. ASSANIS: *A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in an Spark-Ignition Internal Combustion Engine*. SAE paper No. 2002-01-0372, 2002.
- [17] DIETSCHKE, K.-H.: *Bosch, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 26. Auflage*. Robert Bosch GmbH, 2007.
- [18] DURST, FRANZ, UNIVERSITÄT ERLANGEN-NÜRNBERG: *Grundlagen der Strömungsmechanik*. Script zur Vorlesung, 2005.
- [19] ERIKSSON, L.: *Mean Value Models for Exhaust System Temperatures*. SAE International Congress. Measurement and Control Laboratory / Vehicular Systems, Linköping Univ., 2002.
- [20] EUROPEAN PARLIAMENT, COMMITTEE ON THE ENVIRONMENT, PUBLIC HEALTH und FOOD SAFETY: *Draft Report on Community Strategy to reduce CO₂ emissions from passenger cars and light-commercial vehicles*, 2007.
- [21] FARRUGIA, M., A. C. ALKIDAS und B. P. SANGERORZAN: *Cycle-Averaged Heat Flux Measurements in a Straight-Pipe Extension of the Exhaust Port of an SI Engine*. 2006-01-1033, 2006.
- [22] FRAIDL, G. K., P. E. KAPUS, K. PREVEDEL und A. FÜRHAPTER: *DI Turbo: Die nächsten Schritte*. Wiener Motorensymposium 2007, 2007.
- [23] FREYMAN, R., W. STROBL und A. OBIEGLO: *Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil*. MTZ Motortechnischen Zeitschrift, (69), 2008.

- [24] FRÖHLICH, K., K. BORGMANN und J. LIEBL: *Potenziale zukünftiger Verbrauchstechnologien*. 24. internationales Wiener Motorensymposium, 2003.
- [25] FU, H., X. CHEN, I. SHILLING und S. RICHARDSON: *A One-Dimensional Model for Heat Transfer In Engine Exhaust Systems*. SAE World Congress. Jaguar Cars Ltd., April 2005.
- [26] GENGER, M.: *Instationäre Kühlsystemoptimierung*, 2004. Abschlussbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, FVV.
- [27] GESKES, P. und T. STRAUSS: *Das Abgaswärme-Management*. MTZ, (67), November 2006.
- [28] GRASSL, H., J. KOKOTT, M. KULESSA, J. LUTHER, F. NUSCHELER, R. SAUERBORN, H.-J. SCHELLNHUBER, R. SCHUBERT und E.-D. SCHULZE: *Über Kioto hinaus denken – Klimaschutzstrategien für das 21. Jahrhundert*. Technischer Bericht, 2003.
- [29] GREBE, U., IVK TU WIEN: *Weiterentwicklung des Ottomotors*. Script zur Vorlesung, 2008.
- [30] GUHR, C., T. ROSS und H. ZELLBECK: *Der hochaufgeladene Ottomotor mit Direkteinspritzung*. MTZ Motortechnischen Zeitschrift, (8), 2007.
- [31] GÖSCHL, B., K. ERJAWETZ und M. MOTSCHNIG: *Range Extender – Anforderungen und Konzepte*. Tagungsband: 12. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", 2009.
- [32] HAGER, J. und T. LUGMAYR: *Verifikation des Kraftstoffeinsparungspotenzials eines SUV durch Thermomanagementmaßnahmen mit Hilfe von numerischer Simulation*. Haus der Technik, (67), November 2006.
- [33] HAMPRECHT, H. und B. OSTMANN: *Interview mit Bernd Bohr, Geschäftsführer der Robert Bosch GmbH: Die Elektro-Euphorie schadet dem Markt*. Auto Motor und Sport, Magazin, Dezember 2008.
- [34] HAUSEN, H.: *Heat Transfer in Counter Flow, Parallel Flow and Cross Flow*. McGraw-Hill, New York, 1983.
- [35] HAYES, R. E. und S. T. KOLACZKOWSKI: *Introduction to catalytic combustion*. Gordon and Breach Science Publishers, 1997.
- [36] HELLER, S. und G. WACHTMEISTER: *Analysis and modeling of heat transfer in the SI engine exhaust system during warm-up*. SAE paper No. 2007-01-1092, 2007.

- [37] HOLDER, R., M. BOLLIG, D. R. ANDERSON und J. K. HOCHMUTH: *A discussion on transport phenomena and three-way kinetics of monolithic converters*. Chemical Engineering Science, 2006.
- [38] HOLZER, H. und H. P. LENZ: *Das Kraftfahrzeug im Warmlauf*. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II, 2000.
- [39] INCROPERA, F. P. und D. P. DEWITT: *Fundamentals of Heat Transfer and Mass Transfer*. 5. edition, 2001.
- [40] KAMPF, H., B. TAXIS-REISCHL und M. WEINBRENNER: *Zuheizkonzepte für Fahrzeuge mit kraftstoffsparenden Motoren*. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II, 2000.
- [41] KANDYLAS, I. und A. STAMATELOS: *Berechnung des Wärmeübergangs in Motorabgasanlagen*. MTZ Motortechnischen Zeitschrift, (59), 1998.
- [42] KAUFMANN, M.: *Thermodynamische Analyse des kompressionsgezündeten Benzinmotors*. Doktorarbeit, Technischen Universität Graz, 2005.
- [43] KAY, D., M. DAVIES, J. CAINE, R. CLISSOLD und C. KAVEN: *Gas-to-coolant exhaust gas heat exchanger for automotive applications*. FISITA World Automotive Congress. Ford Motor Company, UK, Juni 2007.
- [44] KAY, D., M. DAVIES, J. CAINE, R. MCCABE und J. THEIS: *Application of a gas-to-coolant exhaust gas heat exchanger: fuel economy and emissions benefits*. FISITA World Automotive Congress. Ford Motor Company, UK, Juni 2007.
- [45] KESSEL, J.-A.: *Modellbildung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie an schnellaufenden Dieselmotoren*. Doktorarbeit, Technische Universität Darmstadt, 2003.
- [46] KITTE, J., T. TIETZE, D. JÄNSCH und R. BALS: *Modellierung und Simulation in Dymola/Modelica als Basis zur Entwicklung innovativer Wärmemanagementstrategien*. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, 2008.
- [47] KUNZE, K., S. WOLFF, I. LADE und J. TONHAUSER: *A Systematic Analysis of CO₂-Reduction by an Optimized Heat Supply During Vehicle Warm-Up*. SAE paper No. 2006-01-1450, 2006.
- [48] LEE, S. und C. BAE: *The application of an exhaust heat exchanger to protect the catalyst and improve the fuel economy in a spark-ignition engine*. IMechE. Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Yusong-gu, Taejon, Republic of Korea, 2007.

- [49] LIEBL, J. und A. EDER: *Wärmemanagement – ein Beitrag zu BMW Efficient Dynamics*. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI*. Peter Steinberg, 2008.
- [50] MELDT, W., W. TRIPOLT, G. GABERSCIK, J. SCHOPP, H. LEMBERGER, T. RIEDHAMMER und F. BORDES: *Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs über Reibungsoptimierung an einem Vierzylinder-Ottomotor*. MTZ, (68), Juli 2007.
- [51] NASA, GODDARD INSTITUTE FOR SPACE STUDIES: *Global Temperature Anomalies in 0.01°C, 1880 - 2007, data.giss.nasa.gov/gistemp/taledata/GLB.Ts.txt*.
- [52] OECD, ORGANISATION FOR ECONOMIC CO-OPERATION und DEVELOPMENT: *OECD-FAO Agricultural Outlook 2007-2016*, Februar 2007.
- [53] ONORATI, A., G. FERRARI, G. D'ERRICO und G. MONTENEGRO: *The Prediction of 1D Unsteady Flows in the Exhaust System of a S.I. Engine Including Chemical Reactions in the Gas and Solid Phase*. SAE paper No. 2002-01-0003, 2002.
- [54] OTTO, J. (Herausgeber): *Dieselmotor Management*, Band 4. Robert Bosch GmbH, 2004.
- [55] PISCHINGER, R., M. KLELL und T. SAMS: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer Verlag, Wien, 2002.
- [56] PLECHATY, M.: *Wärmemanagement in Kraftfahrzeugen: Chance zur CO₂ Reduktion, Schwerpunkt Hybrid- und Elektrofahrzeuge*. Mensch & Buch Verlag, 2007.
- [57] POLIFKE, W. und J. KOPITZ: *Wärmeübertragung*. Pearson Studium, 2005.
- [58] PREVEDEL, K. und P. E. KAPUS: *Hochaufladung beim Ottomotor - ein lohnender Ansatz für die Serie? Aufladetechnische Konferenz Dresden 2007*, 2007.
- [59] REULEIN, C.: *Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren*. Doktorarbeit, Technische Universität München, 1998.
- [60] ROESKY, O. und C. SCHULZE: *Vergleichende Untersuchung verschiedener Konzepte von CO₂-Wärmepumpen für PKW und Bus hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Effizienz*, 2007.
- [61] SAMHABER, C.: *Simulation des thermischen Verhaltens bei Verbrennungsmotoren*. Doktorarbeit, Technische Universität Graz, 2002.

- [62] SCHWARZ, C., S. MISSY, H. STEYER, B. DURST, E. SCHÜNEMANN, W. KERN und A. WITT: *Die neuen Vier- und Sechszylinder-Ottomotoren von BMW mit Schichtbrennverfahren*. MTZ Motortechnischen Zeitschrift, (5), 2007.
- [63] SHAYLER, P. J., D. J. HAYDEN und T. MA: *Exhaust System Heat transfer and Catalytic Converter Performance*. SAE transactions, SAE paper No. 1999-01-0453, (108), 1999.
- [64] SRUN, N.: *Exhaust Heat Exchange in a Pipe of an Internal Combustion Engine. EGR Cooler and Passenger Compartment Heating Applications*. FISITA World Automote Congress. Juni 2000.
- [65] STOBART, R. und R. WEERASINGHE: *Heat Recovery and Bottoming Cycles for SI and CI Engines – A Perspective*. SAE paper No. 2006-01-0662, 2006.
- [66] STROH, C., J. HAGER und C. DAMBÖCK: *Optimiertes Management von Nebenaggregaten beim Pkw hinsichtlich Komfort und Verbrauch mit Hilfe numerischer Simulation*. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV, 2004.
- [67] STÜTZ, W., B. MAZAR, M. LINDE, A. EDER, S. NEUGEBAUER und J. LIEBL: *Der thermoelektrische Generator von BMW macht Abwärme nutzbar*. ATZ, 2009.
- [68] VDA, VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE: *Handeln für den Klimaschutz; CO₂-Reduktion in der Automobilindustrie (Broschüre)*, Februar 2007.
- [69] VDI (Herausgeber): *Wärmeatlas; achte, überarbeitete und erweiterte Auflage*. Springer-Verlag Berlin and Heidelberg, 2000.
- [70] WENDLAND, D.: *Automobile Exhaust-System Steady-State Heat Transfer*. SAE paper No. 931085, 1993.
- [71] ZELLBECK, H.: *Potenziale und Möglichkeiten zur effizienten Verlustwärmenutzung*. In: *Thermoelektrik - Eine Chance für die Automobilindustrie*. Expert-Verlag GmbH, 2008.
- [72] ZHAO, Y. und D. E. WINTERBONE: *A Study of Warm-Up Processes in SI Engine Exhaust Systems*. SAE paper No. 931094, 1993.
- [73] ZHEJI, L., A. HOFFMANNER, J. SKOWRON und M. MILLER: *Exhaust Transient Temperature Response*. SAE paper No. 950617, 1995.