

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Energietechnik

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

**Ein multiphysikalisches Simulationsmodell zur
Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagement-
konzepten im Kraftfahrzeug**

Christian Haupt

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Georg Herzog

Die Dissertation wurde am 18.09.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 30.01.2013 angenommen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	I
Formelzeichen und Abkürzungen.....	IV
1 Einleitung.....	1
2 Erkenntnisstand und Aufgabenstellung.....	3
2.1 Stand der Technik	3
2.2 Zielsetzung der Arbeit.....	6
3 Theoretische Grundlagen	8
3.1 Das Verlustverhalten des Kraftfahrzeugs	8
3.1.1 Überblick über die Wirkungskette im Fahrzeug	8
3.1.2 Definition der Wirkungsgrade des Verbrennungsmotors.....	10
3.1.3 Wirkungsgrade und Verluste im Antriebstrang	12
3.1.4 Fahrwiderstände	15
3.1.5 Nebenaggregate	16
3.2 Das temperaturabhängige Verlustverhalten des Fahrzeugantriebs	18
3.2.1 Reibung	19
3.2.2 Die Temperaturabhängigkeit des Motorprozesses	21
3.3 Wärmemanagement im Kraftfahrzeug.....	22
3.3.1 Definition und Bedeutung von Wärmemanagement im Kraftfahrzeug	23
3.3.2 Möglichkeiten und Verbesserungspotenziale durch Wärmemanagement	23
3.4 Modellbildung und Simulation	34
3.4.1 Grundbegriffe	34
3.4.2 Multiphysikalische Simulation und Kopplung von Modellen	37
4 Modellbildung.....	39
4.1 Anforderungen an ein Gesamtfahrzeugmodell zur Simulation von Wärmemanagementmaßnahmen	39
4.1.1 Modellzweck und definierte Randbedingungen.....	39
4.1.2 Getroffene Annahmen bei der Modellbildung	40
4.1.3 Eigenschaften des verwendeten Simulationstools.....	40
4.2 Das Gesamtfahrzeugmodell im Überblick	41
4.3 Das Modell des Verbrennungsmotors.....	42
4.3.1 Aufbau und Modellstruktur	43
4.3.2 Die Teilmodelle Motorsteuerung und Momentenberechnung	44
4.3.3 Das Teilmodell Reibung.....	45
4.3.4 Das Teilmodell Thermik	46

4.3.5	Das Teilmodell Verbrauch	51
4.4	Das Modell des Automatikgetriebes	52
4.4.1	Aufbau und Modellstruktur	53
4.4.2	Mechanische Teilmodelle	53
4.4.3	Thermisches Getriebemodell.....	56
4.5	Die Modelle der Achsen	58
4.5.1	Achsgetriebe.....	59
4.5.2	Rad	61
4.5.3	Bremsen.....	64
4.6	Das Modell Fahrwiderstand.....	66
4.7	Das Modell Kühlsystem.....	67
4.7.1	Modellanforderungen und getroffene Annahmen	67
4.7.2	Systembeschreibung des Kühlsystems.....	68
4.7.3	Die Teilmodelle des Kühlsystems.....	71
4.8	Modelle für Klimatisierung und Innenraum	78
4.8.1	Systembeschreibung.....	79
4.8.2	Das Gesamtsystem Heiz- / Klimaanlage	80
4.9	Die Modellierung der Abgasanlage	86
4.9.1	Systembeschreibung.....	86
4.9.2	Anforderungen an das thermische Modell und getroffene Annahmen	87
4.9.3	Die Teilmodelle der Abgasanlage	88
4.9.4	Gesamtmodell Abgasanlage.....	98
4.10	Modellierung von Nebenaggregaten und Riementrieb	98
4.11	Weitere Modelle des Gesamtfahrzeugmodells	100
4.11.1	Elektrisches Bordnetz.....	100
4.11.2	Fahrer, Fahrregelung und Extras	100
4.11.3	Stoffeigenschaften der verwendeten Medien	101
5	Validierung der Modelle.....	105
5.1	Vorgehensweise	105
5.2	Versuchsfahrzeuge und Messtechnik.....	105
5.2.1	Versuchsträger 1 (BMW 745i).....	106
5.2.2	Versuchsträger 2 (BMW 335i).....	109
5.3	Validierung der Komponenten.....	110
5.3.1	Modellvalidierung von Kühlsystem, Heizung und Kabine	110
5.3.2	Validierung des Modells der Abgasanlage.....	112
5.4	Validierungsergebnisse des Gesamtfahrzeugmodells.....	113
6	Anwendungsbeispiele des Gesamtfahrzeugsimulationsmodells.....	115
6.1	Theoretisches Verbrauchspotenzial durch Wärmemanagement	116

6.2	Verbrauchs- und Komfortverbesserung durch den Einsatz von Wärmespeichern .	119
6.2.1	Motorölwärmespeicher.....	119
6.2.2	Wärmespeicher im Kühlsystem	121
6.3	Abgasenergienutzung mit einem Abgas-Wärmetauscher	127
6.3.1	Systembeschreibung.....	128
6.3.2	Gestaltung und Modellierung des AGWT	130
6.3.3	Simulationsergebnisse.....	133
7	Zusammenfassung und Ausblick	139
	Literatur.....	141
	Abbildungsverzeichnis.....	151
	Tabellenverzeichnis.....	153
	Danksagung.....	154

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
c_p	$J/kg\ K$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
\dot{C}	$J/K\ s$	Wärmekapazitätsstrom
CAF	-	konvektiver dimensionsloser Korrekturfaktor
D	m	Durchmesser
f_r	-	Rollwiderstandsbeiwert
F	N	Kraft
F_u	N	Umfangskraft
F_z	N	Normalkraft
g	m/s^2	Fallbeschleunigung
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H	J	Enthalpie
\dot{H}	W	Enthalpiestrom
H_u	J/kg	unterer Heizwert eines Kraftstoffs
i	-	Übersetzungsverhältnis
k	$W/m^2\ K$	Wärmedurchgangskoeffizient
L	m	Länge
L_{min}	-	Mindestluftbedarf
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
M	Nm	Moment
n	$1/min$	Drehzahl
N	-	Anzahl
Nu	-	Nußelt-Zahl
N_{WT}	-	dimensionslose Übertragungsfähigkeit eines Wärmetauschers
P	W	Leistung
Q	J	Wärmeenergie
\dot{Q}	W	Wärmestrom
r	m	Radius
r	-	Luftgehalt eines Verbrennungsgases
Re	-	Reynolds-Zahl
R_s	$J/kg\ K$	spezifische Gaskonstante
SOC	-	State of Charge (Batterieladezustand)
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
u	J/kg	massenspezifische innere Energie
v	m/s	Geschwindigkeit

V	m^3	Volumen
V_h	m^3	Hubvolumen
v_r	m/s	Anströmgeschwindigkeit
v_w	m/s	Windgeschwindigkeit
w	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
W	J	Arbeit

Griechische Buchstaben

α	$\text{W/m}^2 \text{ K}$	Wärmeübergangskoeffizient
β	rad	Steigungswinkel
ε	-	Wärmetauscherwirkungsgrad
η	N s /m^2	dynamische Viskosität
θ	K	dimensionslose Temperaturerhöhung
λ	-	Verbrennungsluftverhältnis
λ_s	W/m K	Wärmeleitfähigkeit einer Wand
λ_{fl}	W/m K	Wärmeleitfähigkeit eines Fluids
λ_w	Nm	Drehmoment des hydrodynamischen Wandlers
μ	-	Drehmomentverhältnis am Wandler
μ_R	-	Reibbeiwert
ν	-	Drehzahlverhältnis am Wandler
ν	$\text{m}^2 \text{ s}$	kinematische Viskosität
η_e	-	effektiver Wirkungsgrad
η_g	-	Gütegrad des motorischen Prozesses
η_i	-	indizierter bzw. innerer Wirkungsgrad
η_m	-	mechanischer Wirkungsgrad
η_v	-	theoretischer Vergleichswirkungsgrad
ρ	kg/m^3	Dichte
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit

Indizes

1, 2, 3, ...	Zählindex
A	Achse
a	außen
AG	Abgas
AS	Antriebsstrang
B	Brennstoff
c	kalt
e	effektiv
EW	Energiewandler
G	Getriebe
Geh	Gehäuse

h	heiß
H	hydraulisch
HD	Hochdruck
i	innen
ind	indiziert
KM	Kühlmittel
L	Luft
LDW	Ladungswechsel
m	mechanisch
Mot	Motor
N	Normal
norm	normiert
r	Reibung
Umg	Umgebung
W	Wandler
WW	Wandwärme
Wapu	Wasserpumpe

Abkürzungen

AGB	Ausgleichsbehälter
ARS	Anti Rolling System (Wankstabilisierung)
BS	Betriebsstrategie
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics (Numerische Strömungsmechanik)
CVT	Continuously Variable Transmission (stufenloses Getriebe)
DV	Duo-Wasserventil
EM	Elektrische Maschine
FEM	Finite Elemente Methode
FTP-75	Federal Test Procedure (US-amerikanischer Emissionstestzyklus)
Get	Getriebe
GFM	Gesamtfahrzeugmodell
GFS	Gesamtfahrzeugsimulation
GÖWT	Getriebeölwasserwärmetauscher
HAG	Hinterachsgetriebe
HWT	Heizungswärmetauscher
Hzg	Heizung
IHKA	Integrierte Heiz- / Klimaanlage
KF	Kennfeld
Kfz	Kraftfahrzeug
KL	Kennlinie
KMV	Kältemittelverdichter

LHP	Lenkhilfpumpe
LWS	Latentwärmespeicher
KMWS	Kühlmittelwärmespeicher
MJ	Modelljahr
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OBD	On-Board-Diagnose
PH	Parallelhybrid
PTC	Positive Temperature Coefficient
SOC	State of Charge (Batterieladezustand)
SRM	Switched Reluctance Motor (dt. geschaltete Reluktanzmaschine)
VM	Verbrennungsmotor
Wapu	Wasserpumpe
WS	Wärmespeicher
ZWP	Zusatzwasserpumpe

1 Einleitung

Die Mobilität des 21sten Jahrhunderts ist durch eine starke Zunahme des Individualverkehrs und somit durch einen steigenden CO₂-Ausstoß gekennzeichnet. Daher ist ein geringer Kraftstoffverbrauch mittlerweile nicht nur eine wichtige Anforderung der Kunden an Pkw. Vielmehr fordert auch die Gesetzgebung in den meisten Industrieländern von den Fahrzeugherstellern die Einhaltung definierter Grenzwerte für CO₂- und Schadstoffemissionen, um insbesondere den Ausstoß von Treibhausgasen zu reduzieren, welche für die globale Erwärmung verantwortlich gemacht werden. Die Fahrzeughersteller müssen sich folglich der Herausforderung stellen, sowohl Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß ihrer Fahrzeuge für die gesetzliche Typprüfung zu reduzieren, als auch die Kundenerwartungen nach geringem Energieverbrauch, verbessertem Fahrkomfort und ansprechender Fahrdynamik zu erfüllen. Diesem Spannungsfeld zwischen Kraftstoffverbrauch, Schadstoffemissionen, Fahrkomfort und Fahrdynamik versuchen die Pkw-Hersteller durch neue Innovationen zu begegnen, wobei in den letzten Jahren die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs eindeutig in den Mittelpunkt der Fahrzeugentwicklung gerückt ist. Aus energetischer Sicht lassen sich drei grundlegende Strategien zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs ableiten (Hepke 2010):

1. Reduzierung des Energiebedarfs
 - a. Reduktion des Energieaufwands (Aerodynamik, Rollwiderstand, Leichtbau, Triebstrangverluste, Nebenverbraucher etc.)
 - b. Effizienzsteigerung der Energiewandlung (durch z. B. Optimierung von Brennverfahren oder Motormechanik)
2. Bedarfsgerechter Energieeinsatz (z. B. Motor-Start-Stopp-Systeme, bedarfsgeregelte Pumpen, bedarfsgerechte Verteilung von der Energieströme)
3. Rückgewinnung (Rekuperation) von Energie (z. B. Umwandlung von Verzögerungsenergie in elektrische Energie, Nutzung der Abwärme des Verbrennungsmotors)

Neben Ansätzen zur Senkung des Energiebedarfs richtet sich der Fokus der Entwicklung zunehmend auf eine effizientere Nutzung und Verteilung der im Fahrzeug eingesetzten Energie und deren Rückgewinnung, was unter dem Begriff „Energiemanagement“ zusammengefasst werden kann. Diese Aspekte gewinnen derzeit besonders bei der Entwicklung alternativer Antriebskonzepte, wie z. B. Hybridantriebe, an Bedeutung, da diese Konzepte neue Möglichkeiten der Energiespeicherung und -wandlung beinhalten. Aber auch Fahrzeuge mit konventionellen verbrennungsmotorischen Antrieben besitzen noch erhebliches Potenzial zur Steigerung der Effizienz durch Energiemanagement. Insbesondere die Nutzung thermischer Verlustenergie, die Optimierung des Warmlaufvorgangs und der bedarfsgerechte Einsatz von Nebenaggregaten können einen wesentlichen Beitrag zur Kraftstoffeinsparung leisten. Zukünftig kann es daher nur durch eine intelligente Verteilung der Energieflüsse im Fahrzeug gelingen, weitere Reduzierungen des Primärenergieverbrauchs bei steigendem Komfortangebot zu realisieren (Kitte et al. 2008; Liebl 2006).

Diese Rahmenbedingungen erfordern innovative Werkzeuge, die es innerhalb kurzer Zeit ermöglichen, ein virtuelles Fahrzeug zu analysieren und einzelne Funktionen zu bewerten. Da der Entwicklungsprozess von Fahrzeugen von immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten

und zunehmender Systemvernetzung geprägt ist, stellt die frühzeitige Bewertung neuer Konzepte eine wesentliche Anforderung an die Entwickler dar. Mit Hilfe der Gesamtfahrzeugsimulation ist es möglich, das Verhalten komplexer Systeme bereits vor deren physischer Existenz zu analysieren und zu bewerten. Dabei kann ein virtuelles Fahrzeug unter vielfältigen Randbedingungen und in verschiedenen Konfigurationen betrachtet werden, wobei die Wechselwirkungen zwischen Teilsystemen Berücksichtigung erfahren. (Lund et al. 2008)

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung eines multiphysikalischen Simulationsmodells zur Bewertung von Fahrzeugkonfigurationen unter Berücksichtigung des thermischen Verhaltens. Das Modell soll in der Lage sein, unterschiedliche Antriebskonfigurationen hinsichtlich der Energieflüsse unter vielfältigen Randbedingungen zu analysieren. Ein besonderer Fokus bei der Entwicklung des Modells liegt auf der Betrachtung der Wechselwirkungen zwischen dem thermischen Verhalten wesentlicher Systeme und dem daraus resultierenden Einfluss auf den Gesamtenergiehaushalt. Somit ermöglicht das Modell eine multikriterielle Bewertung von Fahrzeugkonzepten bezüglich Kraftstoffverbrauch, Heizkomfort und Längsdynamikverhalten.

Die Forschungsarbeit entstand im Rahmen des Projekts „Energiemanagement im Kfz“, an welchem sechs Lehrstühle bzw. Fachgebiete der TU München und die BMW Group als Industriepartner beteiligt waren. Während der sechsjährigen Projektdauer entwickelte sich eine intensive interdisziplinäre Zusammenarbeit. Daher konnten die zu bearbeitenden Themenschwerpunkte permanent aus unterschiedlichen Perspektiven bearbeitet und an aktuelle Randbedingungen angepasst werden.

Ausgehend vom Stand der Technik werden zu Beginn der Arbeit die theoretischen Grundlagen zum Verlustverhalten von Kraftfahrzeugen unter Einfluss des thermischen Zustands der Antriebssysteme erörtert. Daran schließt sich ein Überblick über die für diese Arbeit wesentlichen Themengebiete Wärmemanagement, Modellbildung und Simulation an. Folgend wird ein umfassender Überblick über alle wesentlichen Komponenten des Gesamtfahrzeugmodells gegeben und abschließend drei Anwendungsbeispiele und deren Ergebnisse aufgezeigt.

2 Erkenntnisstand und Aufgabenstellung

Nicht alle Werkzeuge zur Gesamtfahrzeugsimulation (GFS) können für die Betrachtung von Wärmemanagementkonzepten genutzt werden. Daher wird in diesem Kapitel ein Überblick über bisher veröffentlichte Gesamtfahrzeugsimulationswerkzeuge gegeben, die Wärmemanagement abbilden können, wobei gleichzeitig ihre Möglichkeiten und Einschränkungen bewertet werden. Anschließend wird die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit dargelegt.

2.1 Stand der Technik

Simulationsprogramme lassen sich nach verschiedenen Kriterien und Eigenschaften wie z. B. nach Signalfluss- bzw. Energieflussorientierung oder nach multiphysikalischen bzw. domänenspezifischen gekoppelten Softwaretools einordnen. Zudem kann zwischen kommerziellen Softwarelösungen und In-House-Tools, die speziell für ein Unternehmen bzw. einen Anwenderkreis entwickelt und auf eine konkrete Problemstellung zugeschnittenen sind, unterschieden werden. Da eine große Zahl von Programmen zur Gesamtfahrzeugsimulation existiert, wird im Folgenden für die verschiedenen Ansätze lediglich eine Auswahl von Beispielen aufgeführt.

Zur Gruppe der multiphysikalischen Gesamtfahrzeugmodelle zählt das von Schedel (2009) vorgestellte Modell in der Simulationsumgebung Dymola / Modelica¹, das zur Analyse von Abgaswärmetauschern eingesetzt wird. Das nulldimensionale Punktmassenmodell Simulationssystem ermöglicht es, alle verbrauchsrelevanten thermischen, mechanischen und elektrischen Energieflüsse im Antrieb des Fahrzeugs sowohl für den Warmlauf als auch für den betriebswarmen Fall abzubilden und zu simulieren. Neben dem thermischen Verhalten und der temperaturabhängigen mechanischen Verluste des Antriebsstrangs enthält das Modell ein detailliertes Teilmodell der Abgasanlage.

Ein ebenfalls in der objektorientierten Umgebung Dymola / Modelica entwickeltes und von Lux (2008) beschriebenes Gesamtfahrzeugmodell dient zur Analyse des Verbrauchseinflusses von Thermomanagementmaßnahmen, was am Beispiel eines Hybridfahrzeugs vorgestellt wird. Es baut auf einem Längsdynamiksimulationsmodell auf, welches um das thermische Verhalten der verbrauchsrelevanten Komponenten erweitert wird. Um den Temperatureinflusses auf die Komponentenverluste zu berücksichtigen, enthält das Modell vereinfachte thermische Modelle für Verbrennungsmotor, Getriebe, die elektrische Maschine, den elektrischen Energiespeicher und die Leistungselektronik. Beispielhaft werden der Einsatz von Wärmespeichern zum Vorwärmen des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug und der daraus resultierende Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch aufgezeigt. Das Modell fokussiert dabei auf thermisch bedingte Verluste der Antriebskomponenten, es betrachtet jedoch nicht die Wechselwirkungen mit der Kabinenheizung.

Das kommerzielle multiphysikalische 1D-Simulationssystem AMESim stellen Rozier (2008) und Lade (2010) am Beispiel der Kabinenklimatisierung eines Pkw vor. Mit dem Programm

¹ multidisziplinäre objektorientierte Programmiersprache der Modelica Association www.modelica.org

können die für energetische Betrachtungen wesentlichen Komponenten und Fluidkreisläufe eines Fahrzeugs abgebildet werden, wobei sich die Detaillierungstiefe von Teilmodellen an den Simulationszweck anpassen lässt. Ein weiteres kommerzielles Softwarepaket zur multiphysikalischen Modellierung ist GT-Suite. Neben der Fahrzeuglängsdynamik können auch thermische Effekte in einer Gesamtfahrzeugsimulation abgebildet werden (Morel et al. 2008).

Das Gesamtfahrzeugsimulationssystem ADVISOR ist ein Beispiel für ein Modell, das ausschließlich in der signalflussorientierten Modellierungsumgebung Matlab / Simulink² erstellt und zum Vergleich von Antriebskonzepten bezüglich Verbrauch und Emissionen eingesetzt wurde (Nelson et al. 1998). In das auf der Rückwärtssimulation basierende Längsdynamikmodell wurde ein detailliertes thermisch-hydraulisches Motorkühlkreislaufmodell integriert. Das entstandene Gesamtsystem ThM-ADVISOR ermöglicht die Simulation von Bauteil- und Kühlmitteltemperaturen im Warmlauf und deren Einfluss auf Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Kabinenheizleistung. Es dient zur Entwicklung eines modularen Reglerkonzeptes zur energieeffizienten Regelung von Thermomanagementsystemen (Mann 2004).

Die am häufigsten in der Literatur beschriebenen Gesamtfahrzeugmodelle zur Betrachtung von Wärmemanagement basieren auf der Kopplung bzw. der Co-Simulation mehrerer verschiedener Softwarewerkzeuge. Dabei kommen sowohl über softwarespezifische Schnittstellen direkt miteinander gekoppelte Programme zur Anwendung als auch Systeme, bei denen eine spezielle Middleware die Kopplung der einzelnen Programme und deren Kommunikation übernimmt.

Ein Beispiel für ein System direkter Kopplung zweier Programme beschreibt Kitte (2008) mit dem Gesamtfahrzeugsimulationssystem VeLoDyn / Simulink, in welches energieflussorientierte physikalische Modelle in Dymola / Modelica als S-Function integriert werden. Das System vereint die Vorteile der signalflussorientierten Modellierung in Simulink mit dem objekt- und energieflussorientierten Modellansatz von Modelica. Die entwickelte thermodynamische Modellbibliothek in Dymola basiert auf der frei verfügbaren Modelica-Bibliothek TechThermo (Lösche-ter Horst 2009) und dient der Modellierung der thermischen und elektrischen Systeme des Fahrzeugs. Der Schwerpunkt des Gesamtmodells besteht in der Darstellung der interdisziplinären Wechselwirkungen verschiedener physikalischer Domänen.

Eine weitere Anwendung der direkten Kopplung stellt das Simulationswerkzeug TheFaMoS dar, welches auf der Kopplung von Matlab / Simulink und Flowmaster³ basiert (Genger/Weinrich 2007; Stotz et al. 2010). Das Modell betrachtet alle wesentlichen Wärmequellen und -senken des Fahrzeugs und eignet sich insbesondere zur Untersuchung des Warmlaufverhaltens. Zentraler Bestandteil des Programms ist ein modulares Motormodell (Weinrich 2009), welches neben einem temperaturabhängigen Reibmodell auch Submodule für den Ladungswechsel, die Verbrennung, die Abgasrückführung und Abgasenthalpie sowie ein thermisches Modell enthält. Falls eine Online-Arbeitsprozessrechnung erforderlich ist, kann alternativ zum kennfeldbasierten Mittelwertmodell das Motorprozessrechnungstool EnginOS Tiger (Back 2006) in die Co-Simulation eingebunden werden, um kurbelwinkelaufgelöst zu

² Matlab und Simulink sind Softwareprodukte der The Mathworks Inc..

³ Flowmaster ist ein 1D-Simulationsprogramm für Thermo-Fluidsysteme der Flowmaster Group

rechnen. Weitere Teilmodelle sind ein Fahrzeugmodell in Matlab/Simulink, das die Fahrwiderstände und den Antriebsstrang einschließlich Getriebe abbildet und zur Berechnung des Motorbetriebspunktes dient. Das Kühlsystem, der Motorölkreislauf sowie die luftseitige Motorraumdurchströmung sind in Flowmaster als thermische Netzwerke modelliert.

Zur Simulation des Verbrauchs- und Warmlaufverhaltens beschreibt Hager (2008) ein Simulationswerkzeug, welches das thermische 1D-Simulationstool KULI (Espig et al. 2006) mit der 0D-Fahrsimulationssoftware FASI koppelt. Das Modell arbeitet nach dem Prinzip der Vorwärtssimulation und berücksichtigt die Temperaturabhängigkeit des Reibmoments in Motor und Getriebe. Während Kältemittel-, Ladeluft- und Ölkreislauf stark vereinfacht abgebildet sind, ist der Kühlmittelkreislauf als detailliertes hydraulisches Netzwerk modelliert. In den vorgestellten Fallstudien werden u. a. der Einfluss reduzierter Motorreibung und Motormasse auf den Kraftstoffverbrauch sowie der Einsatz eines elektrischen Zuheizers PTC auf Verbrauch und Heizleistung untersucht.

Samhaber (2002) beschreibt ein Modell zur Simulation des thermischen Motorverhaltens, das auf der Kopplung mehrerer Tools basiert. In AVL CRUISE⁴ ist das Fahrzeugmodell einschließlich Antriebsstrang und Fahrwiderständen dargestellt. Für die Abbildung des thermischen Netzwerks bestehend aus Fluidkreisläufen und Strukturelementen wird das eindimensionale Strömungssimulationsprogramm Flowmaster verwendet. Die Einbindung der Motorprozesssimulation mit AVL BOOST kann je nach Aufgabenstellung online oder offline (mit vorausgerechneten Kennfeldern) erfolgen. Das Simulationsmodell wurde zur Untersuchung des Motorwarmlaufverhaltens im transienten Betrieb entwickelt. Daher sind die Modelle, welche die Fahrzeugumgebung darstellen, deutlich vereinfacht modelliert, sodass energetische Gesamtfahrzeugaufstellungen nur sehr eingeschränkt möglich sind. Ein weiteres Gesamtfahrzeugmodell zur Abbildung des Motorwarmlaufs, das auf der Kopplung von AVL CRUISE und Flowmaster basiert, stellt Shumeyko (2006) vor.

Lund (2008) gibt einen Überblick über typische Einsatzmöglichkeiten des Thermischen Fahrzeugmodells TFM@VW, welches aus mehr als 18 eigenständigen und teils sehr detaillierten Softwaremodulen besteht, die über die Kopplungssoftware (Middleware) TISC⁵ in einer Co-Simulation ausgeführt werden können. Der Hauptvorteil dieses Konzepts besteht in der Nutzung mehrerer bereits vorhandener fachspezifischer Softwarewerkzeuge im Rahmen der Gesamtfahrzeugsimulation. Ein weiteres Beispiel für die Verwendung einer Middleware zeigen Bernasch et al. mit der Co-Simulationsplattform ICOS (Bernasch et al. 2010). Auch das von Lang et al. (2006) vorgestellte Simulationswerkzeug zur Analyse von Wärmemanagementkonzepten, basiert auf der Kopplung mehrerer Programme (z. B. Motorprozessrechnung, Kühlsystems simulation und Längsdynamik) mit ICOS. Das vorgestellte Gesamtmodell umfasst Teilmodelle für Antriebsstrang (AVL CRUISE), Verbrennungsmotor (AVL BOOST), thermisches Netzwerk des Motors, Fluidkreisläufe (KULI) und Kabine (KULI), welche zeit-synchron über die Integrationsplattform mit einer physikalischen Schnittstelle Daten untereinander austauschen. Diese Methodik ermöglicht es, optimierte Aufheizstrategien unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen zu entwickeln und zu be-

⁴ AVL CRUISE und AVL BOOST sind Softwareprodukte der AVL GmbH.

⁵ TISC (TLK Inter Software Connector) ist ein Produkt der TLK-Thermo GmbH.

werten. Es wird jedoch darauf verwiesen, dass dagegen die Verwendung stark vereinfachter Modelle die Rechenzeit wesentlich verkürzt und dass für genaue Ergebnisse der GFS die Einzelmodelle anhand von Messungen abgestimmt werden müssen.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass der überwiegende Teil der vorgestellten Gesamtfahrzeug-Simulationswerkzeuge auf der Kopplung verschiedener Simulationsprogramme in einer Co-Simulation basieren, wenn neben der Fahrzeuglängsdynamik die Bewertung von Wärmemanagementmaßnahmen im Fokus stehen soll. Daneben sind auch einige multiphysikalische Simulationssysteme verfügbar, mit denen der komplexe Energiehaushalt eines Kraftfahrzeugs innerhalb einer Anwendung weitgehend abgebildet werden kann.

2.2 Zielsetzung der Arbeit

Das interdisziplinäre Projekt „Energiemanagement im Kfz“ hatte sich zur Aufgabe gestellt, den Energiehaushalt eines Oberklassefahrzeugs ganzheitlich in einem Simulationsmodell abzubilden. Da zu diesem Zweck insbesondere das thermische Verhalten von herausragender Bedeutung ist, bestand für die vorliegende Arbeit die wesentliche Aufgabe, thermische Modelle aller relevanten Teilsysteme zu entwickeln. Diese sollen nicht nur das reale Verhalten möglichst exakt wiedergeben, sondern auch die Bewertung verschiedener Konzepte ermöglichen. Neben der Betrachtung des Energiehaushalts bzw. der -ströme stehen die Längsdynamik und das thermisch beeinflusste Verlustverhalten der Antriebskomponenten im Fokus des Modells. Zudem soll es möglich sein, Aussagen über den Einfluss von Wärmemanagementmaßnahmen oder modifizierten Betriebsstrategien auf den Energieverbrauch und den Klimatisierungskomfort zu treffen. Hierbei werden kundennahe Randbedingungen, wie z. B. realitätsnahe Fahrprofile oder Kabinenklimatisierung, berücksichtigt, um den zu erwartenden Nutzen für den Kunden realistisch bewerten zu können.

Für die Analyse des Gesamtenergiehaushalts des Referenzfahrzeugs und zur Betrachtung von Wärmemanagement standen zu Beginn des Projekts für den Autor folgende Aufgaben im Vordergrund:

- Modellierung des Kühlsystems als zentrales System zum Wärmetransport (Massenstromverteilung, Wärmeströme, Temperaturverlauf) zur Analyse des Wärmehaushalts
- Modellierung des Abgassystems zur Analyse des Wärmehaushalts der einzelnen Teilsysteme während der Warmlaufphase, Betrachtung des thermischen Verhaltens der Katalysatoren auf Basis empirischer Modelle ohne explizite Betrachtung der Reaktionskinematik
- Modellierung der Kabinenheizung und thermische Analyse der Klimaanlage (Wirkungsgradbetrachtung)

Im Verlauf des Projekts wurden die Modellanforderungen um folgende Aspekte erweitert:

- Ausgehend von einem Oberklassefahrzeug sollte der Anwendungsbereich des Modells auf die Mittelklasse erweitert werden. Um dies zu realisieren, sollten die bereits entwickelten Modelle an die veränderten Eigenschaften angepasst und durch neue Komponenten erweitert werden.

- Erstellung eines thermischen Kabinenmodells zur Bewertung des Heizkomforts
- Einbindung der elektrischen Hybridantriebskomponenten in das Kühlsystem bzw. in die Klimaanlage
- Betrachtung von Konzepten zur Abwärmenutzung
- Aufbau eines zweiten Versuchsträgers zur Analyse und Modellvalidierung

Das Gesamtmodell soll modular aufgebaut und erweiterbar sein und dem Anwender somit einen flexiblen, bedarfsorientierten Einsatz ermöglichen. Zudem ist ein offener Quellcode eine Voraussetzung, um gewonnene Simulationsergebnisse auf ihre Korrektheit hin überprüfen zu können und Teilmodelle in anderen Untersuchungen weiterzuverwenden. Die Detaillierungstiefe der Teilmodelle sollte der Entwickler bzw. der Anwender problemspezifisch festlegen können, sodass die benötigte Rechenzeit deutlich unterhalb der realen Fahrzeit liegt.

Während der Entwicklung werden die Modelle verifiziert und validiert, um sowohl die Methodik zu überprüfen als auch die Ergebnisqualität bei der anschließenden Modellanwendung sicherzustellen. Das entwickelte GFM soll anhand ausgewählter Anwendungsfälle zur Bewertung von Maßnahmen des Wärmemanagements seine Fähigkeiten unter Beweis stellen.

Die Verwendung eines multiphysikalischen Modellierungssystems hat besonders für Anwender, die nicht bereits über mehrere domänenspezifische Expertentools verfügen, eine Reihe von Vorteilen. Dazu zählen insbesondere geringere Lizenz-, Wartungs- und Schulungskosten. Weiterhin entfällt die bei der Co-Simulation erforderliche Abstimmung der Schnittstellen und Solver-Schrittweiten zwischen den verschiedenen Softwaretools. Daher wurde dieser Ansatz im Rahmen des Gesamtprojekts für die GFS gewählt.

3 Theoretische Grundlagen

Ausgehend von der skizzierten Aufgabenstellung wird zu Beginn ein Überblick über das Verlustverhalten des Kraftfahrzeugantriebs gegeben. Nach der Klärung zentraler Begriffe werden die wesentlichen Einflussgrößen auf den Kraftstoffverbrauch abgeleitet und bestehende Potenziale bewertet.

3.1 Das Verlustverhalten des Kraftfahrzeugs

Um das energetische System Fahrzeug mittels Simulation analysieren und verbessern zu können, ist es zunächst erforderlich, sich mit der zu Grunde liegenden Theorie auseinanderzusetzen. Ausgehend vom allgemeinen Verlustverhalten aktueller Kraftfahrzeuge richtet sich der Fokus insbesondere auf die thermisch bedingten Verlustmechanismen.

Der Antrieb eines verbrennungsmotorisch betriebenen Kraftfahrzeugs ist durch eine Reihe verlustbehafteter Energiewandlungs- und übertragungsprozesse gekennzeichnet. Es wird dabei ein Vielfaches der Energie, die zur Überwindung der Fahrwiderstände nötig ist, als chemische Primärenergie verbraucht. Die Güte der Energiewandlung bzw. -übertragung eines verlustbehafteten Prozesses kann durch den Wirkungsgrad ausgedrückt werden. Dieser ist als das Verhältnis von Nutzarbeit zu zugeführter Arbeit definiert (Beitz/Grote 1997). Das Produkt der Einzelwirkungsgrade aller in Serie geschalteten Teilprozesse ergibt den Gesamtwirkungsgrad des Systems.

$$\eta_{ges} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (3.1)$$

Der Gesamtwirkungsgrad eines Fahrzeugs lässt sich nach Arning et al. (2007) auch durch eine Fahrzeug-Energieeffizienzkennzahl beschreiben, in die neben dem häufig angegebenen streckenbezogenen Energieverbrauch die beförderte Zuladung des Fahrzeugs eingeht.

In den folgenden Abschnitten werden die Wirkungsgrade bzw. die Verlustmechanismen im Verbrennungsmotor, in den Komponenten des Antriebsstrangs und letztlich die Fahrwiderstände und deren Einflussgrößen betrachtet. Neben diesen verlustbehafteten Prozessen weisen auch Nebenaggregate, wie Generator oder Kältemittelverdichter, einen nicht unbedeutenden Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, die Fahrleistung und den Fahrgastkomfort auf. Daher werden die Nebenaggregate, welche für die Funktion der Antriebskomponenten sowie für Sicherheits- und Komfortfunktionen im Fahrzeug notwendig sind, einer allgemeinen Verlustbetrachtung unterzogen.

3.1.1 Überblick über die Wirkungskette im Fahrzeug

Um zielgerichtete Optimierungsmaßnahmen zur Steigerung des Fahrzeugwirkungsgrades entwickeln zu können, ist eine detaillierte energetische Betrachtung erforderlich. Diese kann z. B. mit Hilfe von Sankey-Diagrammen erfolgen, welche eine grafische Darstellung von Energie- und Stoffströmen ermöglichen (Schmidt 2006).

Abbildung 3.1 zeigt ein Sankey-Diagramm der Energiebilanz eines ottomotorisch angetriebenen Oberklassefahrzeugs im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ). Ausgehend von dieser

beispielhaften Abbildung wird in den folgenden Abschnitten der Energiefluss des Fahrzeugs vom Kraftstofftank bis hin zu den Rädern analysiert. Die Verlustmechanismen der für den Kraftstoffverbrauch relevanten Teilsysteme werden zusammengefasst.

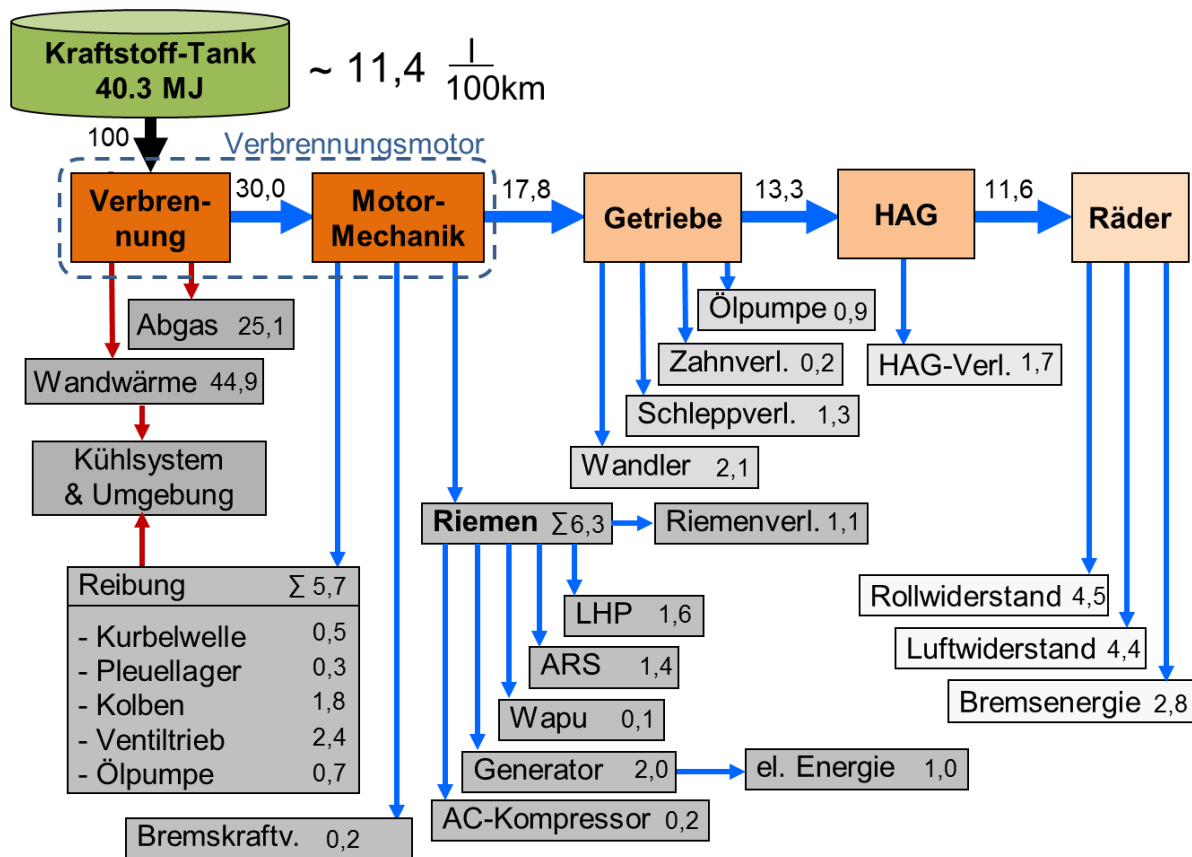


Abbildung 3.1: Sankey-Diagramm eines BMW 745i mit Automatikgetriebe im NEFZ unter Normbedingungen, Angaben in Prozent zu der dem Kraftstofftank entnommenen chemischen Energie von 40,3 MJ (Haupt et al. 2007)

Der mit ca. 70 % überwiegende Teil der Kraftstoffenergie wird im realen ottomotorischen Prozess in Abwärme umgewandelt, welche als Abgasenthalpie den Motor verlässt bzw. als Wandwärme in die brennraumbegrenzenden Motorbauteile eingebracht wird.

In dem nur 1200 s dauernden NEFZ beeinflusst der Warmlaufvorgang den Energiefluss maßgeblich. Dabei wird bis zum Erreichen der Betriebstemperatur der deutlich größere Anteil der thermischen Verlustenergie zur Erwärmung der thermischen Massen des Motorblocks, des Motoröls sowie des Kühlmittels aufgewendet (Bednarek/Tacke 1999; Pott 1997). Nach Erreichen der Betriebstemperatur muss dieser Verlustwärmestrom an die Umgebung abgeführt werden, um die Motorbauteile vor thermischer Überlastung zu schützen. Von der beim ottomotorischen Verbrennungsprozess an den Kolben indizierten Volumenänderungsarbeit werden bis zum Getriebeeingang ca. 40 % durch Reibung in Verlustwärme umgewandelt, die letztendlich über das Kühlsystem an die Umgebung abgegeben wird. Überdies treibt der Verbrennungsmotor über ein Riemengetriebe eine Reihe von Nebenaggregaten wie z. B. Generator oder Wasserpumpe an, die für den Betrieb des Motors erforderlich sind. Darüber hinaus sind auch Aggregate in den Riementrieb integriert, die ausschließlich für Komfort- oder Sicherheitsfunktionen benötigt werden, wie z. B. die Lenkhilfpumpe (LHP) und die Hydraulikpumpe zur Wankstabilisierung (ARS).

Das Beispiel in Abbildung 3.1 verdeutlicht, dass der Verbrennungsmotor mit äußerer Gemischbildung im instationären Fahrbetrieb lediglich ca. 18 % der aufgenommenen Kraftstoffenergie in mechanische Energie umwandelt, die für den Fahrzeugantrieb genutzt wird. Die Energiewandlung im Verbrennungsmotor stellt somit den mit Abstand ineffizientesten Prozess des Fahrzeugantriebs dar.

Die vom Energiewandlungssystem „Verbrennungsmotor“ abgegebene mechanische Energie wird über den Antriebsstrang, bestehend aus Getriebe, Achsgetriebe und Differential, an die angetriebenen Räder zur Überwindung der Fahrwiderstände geleitet. Die Energie, welche zur Beschleunigung der Fahrzeugmasse aufgewendet wird, fließt bei Brems- bzw. Verzögerungsvorgängen zum Teil wieder in den Antriebsstrang zurück. Der Großteil wird in der Bremsanlage in Wärme umgewandelt und ist daher im Sankey-Diagramm nicht explizit aufgeführt.

Die in den Komponenten des Antriebsstrangs entstehende Verlustenergie infolge von Reibung, Pump- und Strömungsverlusten wird nahezu vollständig in Wärme umgewandelt. Diese fließt zunächst in die Wärmekapazitäten der Bauteile und weiter in die entsprechenden Kühlmedien (Luft, Kühlmittel etc.). Mit steigender Temperaturdifferenz zur Umgebung findet ein zunehmender Wärmeübergang zwischen Bauteilen und der Umgebungsluft statt.

Der zum Antrieb eines Fahrzeugs notwendige Primärenergiestrom lässt sich durch das Produkt der Wirkungsgrade des Energiewandlungsprozesses im Verbrennungsmotor η_{EW} und des Antriebsstrangs η_{AS} sowie der Fahrwiderstandsleistung P_W ausdrücken.

$$\dot{E} = \frac{dE}{dt} = \eta_{EW} \cdot \eta_{AS} \cdot P_W \quad (3.2)$$

Durch den rechten Term der Gleichung (3.2) lässt sich die Wirkungsgradkette eines Fahrzeugs im Wesentlichen beschreiben.

3.1.2 Definition der Wirkungsgrade des Verbrennungsmotors

Das Wirkungsgradverhalten des Energiewandlers „Verbrennungsmotor“ lässt sich mittels einer Energiebilanz über die zu- und abgeführten Energie- und Massenströme nach dem Ersten Hauptsatz der Thermodynamik herleiten.

$$\dot{m}_B \cdot H_u = P_e + \dot{Q}_{ab} - \dot{m}_L \cdot h_L + \dot{m}_{AG} \cdot h_{AG} \quad (3.3)$$

Der Abwärmestrom \dot{Q}_{ab} resultiert dabei sowohl aus der abgeführten Wärme (über die Kühlung, den Schmierkreislauf, über Konvektion und Strahlung) als auch aus der zur Überwindung der mechanischen Reibung erforderlichen Leistung. Die Güte bzw. der Erfolg des gesamtmotorischen Prozesses wird durch den effektiven Wirkungsgrad η_e beschrieben, welcher dem Verhältnis der effektiv an der Kupplung verfügbaren Leistung P_e zu dem mit dem Kraftstoff zugeführten Brennstoffenergiestrom $\dot{m}_B \cdot H_u$ entspricht.

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \eta_v \cdot \eta_g \cdot \eta_m \quad (3.4)$$

Die Wirkungsgradkette eines Verbrennungsmotors kann, wie in Abbildung 3.2 dargestellt, in drei Teilprozesse untergliedert werden.

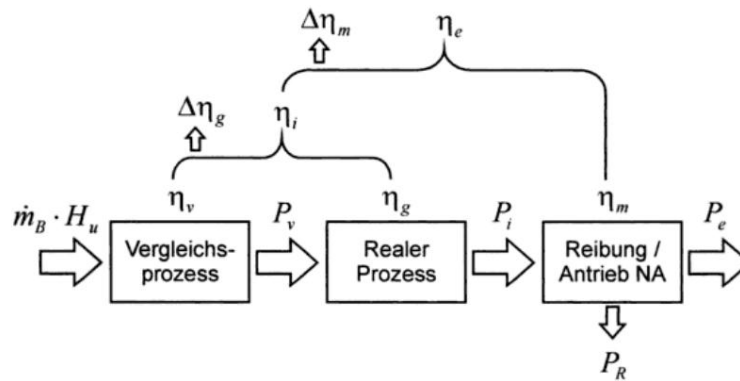


Abbildung 3.2: Wirkungsgradkette bei der verbrennungsmotorischen Energiewandlung (Golloch 2005)

Der thermische Wirkungsgrad η_v beschreibt die Güte eines theoretischen Vergleichsprozesses, der von idealen Randbedingungen bzw. Annahmen ausgeht. Dazu zählen u. a. die Annahmen eines idealen Gases, einer unendlich schnellen Wärmezufuhr und einer vollständigen Umsetzung der Kraftstoffenergie. Zudem werden Wärme-, Gas- und Strömungsverluste vernachlässigt. Im Gütegrad η_g werden die Unterschiede zwischen theoretischem (idealem) Vergleichsprozess und dem realen Kreisprozess erfasst. Der indizierte (innere) Wirkungsgrad η_i gibt das Verhältnis der am Kolben anstehenden indizierten Arbeit zum im Brennstoff zugeführten Wärmeäquivalent an (Braess/Seiffert 2005).

$$\eta_i = \frac{\oint p \cdot dV}{m_B \cdot H_u} = \eta_v \cdot \eta_g \quad (3.5)$$

Der mechanische Wirkungsgrad η_m berücksichtigt die Reibungsverluste in Triebwerk und Zylinderkopf, die zum Antrieb des Motors erforderlichen Hilfsaggregate wie Öl-, Kraftstoff- und Wasserpumpe sowie Generator mit Ausnahme mechanischer Lader bzw. Spülgebläse (DIN 1976).

Die Reibungsverluste im Verbrennungsmotor können in drei Kategorien unterteilt werden (Fischer 1999):

1. mechanische Reibung in Triebwerkskomponenten (Hauptlager, Pleuellager, Kolben, Kolbenbolzen, Kolbenringe, Ventiltrieb)
2. aerodynamische und hydraulische Verluste infolge von Pansch-, Ventilations- und Pumpwirkung
3. Antriebsenergie der für den Motorbetrieb notwendige Hilfsaggregate (Ölpumpe, Wasserpumpe, Generator)

Weitere vom Motor meist über einen Riementrieb angetriebene Nebenaggregate, die für die Darstellung von Komfortfunktionen wie Lenkunterstützung, Wankstabilisierung etc. notwendig sind, können in die Verlustbetrachtung der Motormechnik mit einbezogen werden, da sie direkten Einfluss auf die Effizienz des Riementriebs haben.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass der vergleichsweise niedrige mittlere Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors den Gesamtwirkungsgrad des Fahrzeugantriebs erheblich beeinflusst. Insbesondere der hohe Anteil nicht genutzter thermischer Verlustenergie sowie

die betragsmäßig höchsten Reibungsverluste aller Antriebskomponenten sind für den niedrigen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors verantwortlich.

3.1.3 Wirkungsgrade und Verluste im Antriebstrang

Zum Antriebstrang eines Fahrzeugs zählen u. a. Getriebe, Anfahr- und Trennkupplungen, hydrodynamische Wandler, Differenziale und Wellen (Braess/Seiffert 2005). Der mechanische Gesamtwirkungsgrad des Antriebstrangs η_{AS} ist das Produkt der Teilwirkungsgrade von Hauptgetriebe η_G , Wandler η_W bzw. Kupplung und Achsgetriebe η_A (Joachim 2009).

$$\eta_{AS} = \eta_W \cdot \eta_G \cdot \eta_A \quad (3.6)$$

In den folgenden Abschnitten werden die wesentlichen Verlustmechanismen und Einflussgrößen auf den Wirkungsgrad des Antriebstrangs von Kraftfahrzeugen vorgestellt.

3.1.3.1 Anfahrlemente

Als Anfahrlemente werden in Pkw-Antriebssträngen mit Handschaltgetriebe meist Trockenkupplungen eingesetzt, welche auch zur Unterbrechung des Kraftflusses während der Schaltvorgänge dienen. Automatikgetriebe verfügen meist über einen hydrodynamischen Drehmomentwandler als Anfahrlement. Doppelkupplungsgetriebe vereinen verschiedene Vorteile von Handschalt- und Automatikgetriebe (in Planetenbauweise), indem sie zwei nass laufende oder trockene Kupplungselemente zum Anfahren und Schalten verwenden.

Der Wirkungsgrad eines hydrodynamischen Wandlers η_W ergibt sich aus dem Verhältnis von Turbinenleistung (Antriebswelle) zu Pumpenleistung (Antriebswelle).

$$\eta_W = \frac{M_{Turbine} \cdot \omega_{Turbine}}{M_{Pumpe} \cdot \omega_{Pumpe}} \quad (3.7)$$

Die Verluste im Wandler setzen sich aus Reibungs-, Ventilations-, Spalt- und Stoßverlusten zusammen (Naunheimer et al. 2007). Um die in Relation zu Kupplungen hohen Verluste im hydrodynamischen Wandlerbetrieb zu verringern, verfügen heutige Wandler meist über eine Wandlerüberbrückungskupplung. Diese Kupplung verhindert in den höheren Fahrstufen die verlustbehaftete hydrodynamische Leistungsübertragung, indem eine mechanische Verbindung zwischen Pumpen- und Turbinenrad hergestellt wird, sodass die Drehmomentübertragung schlupffrei erfolgt.

In Pkw eingesetzte Reibkupplungen sind Drehzahlwandler, die bei stehendem Fahrzeug ein Antriebsmoment vom Motor bereitstellen und so das Anfahren ermöglichen. Da Reibkupplungen nur die Drehzahl und nicht das Drehmoment wandeln, entspricht das Verhältnis von Abtriebs- zu Antriebsdrehzahl dem Wirkungsgrad einer Kupplung.

$$\eta_K = \frac{\omega_{ab}}{\omega_{an}} \quad (3.8)$$

Die in der Kupplung auftretende Verlustleistung P_V ergibt sich aus dem Produkt von Kupplungsmoment M_K und der Drehzahldifferenz von Antriebs- und Abtriebswelle.

$$P_V = M_K \cdot (\omega_{an} - \omega_{ab}) \quad (3.9)$$

Die Verlustleistung wird nahezu vollständig in Wärme umgewandelt, die an die Umgebung abgeführt werden muss, um die Belagtemperatur und damit den Verschleiß zu begrenzen (Klement 2007).

In Doppelkupplungsgetrieben werden sowohl nass laufende als auch trockene Reibkupplungen eingesetzt. Aufgrund der fehlenden aktiven Kühlung weisen trocken laufende Systeme eine deutlich geringere Drehmomentkapazität auf. Zudem sind die Massenträgheitsmomente trockener Kupplungen bei gleichem Auslegungsmoment ca. doppelt so groß. Dagegen benötigen nasse Kupplungssysteme eine Druck-Ölversorgung und haben vergleichsweise höhere Schleppverluste infolge des auftretenden Ölplanschens.

3.1.3.2 Fahrgetriebe

Pkw werden seit Beginn ihrer Entwicklung mit unterschiedlichen Antriebskonfigurationen realisiert, welche sich je nach Fahrzeugart (Limousine, Coupé, Sportwagen etc.) sowohl in der Anordnung wesentlicher Komponenten als auch in deren Ausführung unterscheiden können. Die heute bei PKW dominierenden Antriebsarten sind Front-, Heck- und Allradantrieb. Entsprechend der Antriebsart können die Fahrgetriebe nach ihrer Einbaulage und nach der Bauart unterschieden werden. Die für PKW derzeit wesentlichen Getriebebauarten sind:

- Handschaltgetriebe
- Automatisierte Schaltgetriebe
- Stufen- Automatgetriebe:
 - Doppelkupplungsgetriebe
 - konventionelles Automatgetriebe
- Mechanische Stufenlosgetriebe
 - Umschlingungs-CVT
 - Reibrad-CVT

Der Gesamtwirkungsgrad eines Getriebes ergibt sich aus dem Verhältnis von Abtriebsleistung P_{ab} zu Antriebsleistung P_{an} , wie in Gleichung (3.10) beschrieben.

$$\eta_G = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \frac{P_{ab}}{P_{ab} + P_v} \quad (3.10)$$

Die Verlustleistung P_v setzt sich aus Verzahnungs-, Lager-, Dichtungs- und sonstigen Verlusten zusammen, wobei jeweils zwischen lastabhängigen und lastunabhängigen Verlusten unterschieden wird (Naunheimer et al. 2007):

$$P_v = P_{VZ0} + P_{VZP} + P_{VL0} + P_{VLP} + P_{VD} + P_{VX} \quad \text{mit} \quad (3.11)$$

- | | |
|-----------|--|
| P_{VZ0} | lastunabhängige Leerlaufverluste der Zahnräder; bei Tauchschmierung überwiegend Planschverluste; bei Einspritzschmierung Quetschverluste durch Verdrängen des Öls aus Zahnlücken; Ventilationsverluste |
| P_{VZP} | lastabhängige Zahnreibungsverluste aus der Kraftübertragung bei Gleit-Wälz-Bewegung der Zahnflanken |
| P_{VL0} | lastunabhängige Lager-Leerlaufverluste |

P_{VLP}	Lagerlast-bedingte Verluste in den Lagern
P_{VD}	Reibungsverluste in den Dichtungen (lastunabhängig)
P_{VX}	sonstige Verluste aus Antrieb von Hilfsaggregaten wie z. B. Ölpumpe, Synchronisierungsverluste

Bei niedrigen Eingangsdrehmomenten bzw. unter Teillast sinkt der Getriebewirkungsgrad aufgrund des höheren Anteils der lastunabhängigen Verlustleistung bezogen auf die Abtriebsleistung erheblich (Höhn et al. 2009).

Dem im Getriebe eingesetzten Schmierstoff kommt eine hohe Bedeutung sowohl für das Verlustverhalten als auch für Funktion und Lebensdauer der Getriebekomponenten zu. Das Getriebeöl schmiert Zahneingriffe und Lager, beeinflusst die Reibwertverläufe der Kupplungen, führt Wärme ab und überträgt Energie zur Betätigung und Ansteuerung von Aktuatoren bzw. Ventilen. Aus den vorgesehenen Einsatzbedingungen ergeben sich diverse Anforderungen an das Getriebeöl hinsichtlich Viskosität, Reibungszahl, Lebensdauer der Verzahnungen (Pitting-Lebensdauer) und thermisch-oxidativer Stabilität. Bezüglich der Verluste gilt im Allgemeinen, dass eine Verringerung der Viskosität zu geringeren Getriebeverlusten und somit zu einem erhöhten Wirkungsgrad führt, jedoch gleichzeitig die Pitting-Lebensdauer sinkt (Joachim 2009). Da die Öl-Viskosität eine starke Temperaturabhängigkeit aufweist, ist die Auswahl und Abstimmung des Schmierstoffs auf den einsatzspezifischen Temperaturbereich von großer Bedeutung für das Wirkungsgradverhalten des Getriebes.

Um einen Überblick über Wirkungsgrade verschiedener Fahrzeuggetriebebauarten und Zahnradpaarungen zu geben, sind in Tabelle 3.1 Anhaltswerte für Wirkungsgrade unter Volllastbedingungen aufgeführt.

Getriebeart		Wirkungsgrad η_G in %
Zahnradpaar	Stirnrad	99 - 99,8
	Kegelrad	90 - 93
Mechanisches Handschaltgetriebe mit Tauchschmierung	PKW	92 - 97
	NKW	90 - 97
Stufenautomatgetriebe (Wandlerautomat, Doppelkupplungsgetriebe)		90 - 95
Mechanisches Stufenlosgetriebe		87 - 93
Hydrostatisches Stufenlosgetriebe		80 - 86

Tabelle 3.1: Anhaltswerte für Wirkungsgrade verschiedener Getriebearten und Zahnradpaarungen bei Volllast (Naunheimer et al. 2007)

3.1.3.3 Achsgetriebe und Differenziale

Achsgetriebe dienen in Kraftfahrzeugen der Anpassung der Drehzahl-niveaus von Rad und Motor. Sie haben in der Regel ein festes Übersetzungsverhältnis. Die Anordnung des Verbrennungsmotors bestimmt die Ausführung des Achsgetriebes, sodass bei quer eingebautem Motor ein Stirnradsatz und bei längs eingebautem Motor ein Kegelradsatz mit Hypoidverzahnung eingesetzt werden (Robert Bosch GmbH 2002). Im Achsgetriebe ist meist ein Differen-

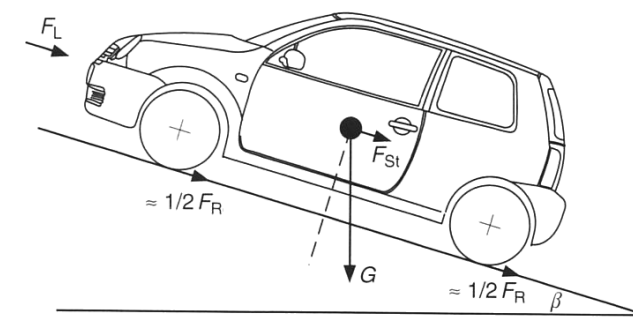
zialgetriebe integriert, welches die Aufgabe hat, die bei Kurvenfahrt auftretenden Drehzahl-differenzen der angetriebenen Räder auszugleichen. Differenzialgetriebe sind überwiegend als Kegelradsatz mit rotierendem Ausgleichsgehäuse und zwei Ausgleichskegelrädern ausgeführt. Das gesamte Achsgetriebe enthält somit eine Reihe von Lagerungen, Dichtungen und Verzahnungen. Die Schmierung der Verzahnung erfolgt in PKW-Anwendungen häufig mittels Tauchschmierung, wobei die im Öl rotierenden Zahnräder den Schmierstoff im Getriebegehäuse verteilen. Wie auch in Fahrgetrieben kommt der Abstimmung des Schmierstoffes auf die zu erwartenden Einsatzbedingungen eine große Bedeutung für die Verlustleistung und das Verschleißverhalten zu.

Die Gesamtverlustleistung bzw. das Wirkungsgradverhalten von Achsgetrieben kann analog zu der von Fahrgetrieben analysiert werden, da alle in Gleichung (3.11) genannten Teilverluste, mit Ausnahme der sonstigen Verluste, auch in Achsgetrieben auftreten. Somit ist auch hier zwischen lastabhängigen und lastunabhängigen Verlusten zu unterscheiden.

3.1.4 Fahrwiderstände

Der Antriebsstrang leitet die vom Energiewandler bereitgestellte Antriebsleistung über diverse Kennungswandler an die Antriebsräder, die über den Kontakt mit der Fahrbahn das Antriebsmoment in eine Vortriebskraft umwandeln. Die Antriebsleistung P_{an} an den Antriebsachsen wirkt den am Fahrzeug angreifenden Fahrwiderstandskräften entgegen bzw. muss diese überwinden, um das Fahrzeug in Fahrzeuginnenrichtung zu beschleunigen (Haken 2008):

$$P_{an} = F_{an} \cdot v = F_W \cdot v \quad (3.12)$$



F_W = Fahrwiderstand	v = Fahrgeschwindigkeit
F_R = Rollwiderstand	f_R = Rollwiderstandsbeiwert
F_L = Luftwiderstand	g = Erdbeschleunigung
F_{St} = Steigungswiderstand	m = Fahrzeugmasse
P_W = Fahrwiderstandsleistung	

Abbildung 3.3: Gesamtfahrwiderstand (Braess/Seiffert 2005)

Der in Gleichung (3.13) formulierte Gesamtfahrwiderstand F_W eines Straßenfahrzeugs setzt sich zusammen aus dem Radwiderstand F_R , dem Luftwiderstand F_L , dem Steigungswiderstand F_{St} sowie dem Beschleunigungswiderstand F_B (Mitschke 1995):

$$F_W = F_R + F_L + F_{St} + F_B \quad (3.13)$$

Der Radwiderstand besteht im Wesentlichen aus dem Rollwiderstand der Reifen, der Lagerreibung und dem durch Drehung der Räder hervorgerufenen Ventilationswiderstand. Der Rollwiderstand nimmt den wesentlichen Anteil des Radwiderstands ein, sodass für Betrachtungen

tungen zum energetischen Verhalten eines Fahrzeugs auf trockener Straße bei Geradeausfahrt beide gleichgesetzt werden können.

Die Rollwiderstandskraft wird von der unvollkommenen elastischen Verformung des Reifens und der Fahrbahn verursacht und ist hauptsächlich von der Radlast bzw. von der resultierenden Normalkraft F_N im Radaufstandspunkt abhängig. Die Rollwiderstandskraft wird unter Berücksichtigung des Steigungswinkels β nach Gleichung (3.14) berechnet.

$$F_R = f_R \cdot F_N \cdot \cos \beta \quad (3.14)$$

Der Rollwiderstandsbeiwert f_R ist von allen Faktoren abhängig, die auf die Verformung des Reifens Einfluss haben. Diese sind Reifenbauart, Reifendimension, Reifendruck, Fahrgeschwindigkeit, Schräglaufwinkel oder Sturz (Reimpell/Hoseus 1992).

Die wesentlichen Anteile des Luftwiderstands sind der Form- oder Druckwiderstand, der Oberflächenwiderstand und der Durchströmwiderstand. Der Luftwiderstand kann nach Gleichung (3.15) als Funktion der Anströmgeschwindigkeit v_r , der Luftdichte ρ_L und den Konstanten Querspannfläche A sowie Luftwiderstandsbeiwert c_w bestimmt werden.

$$F_L = c_w \cdot A \cdot \frac{\rho_L}{2} v_r^2 \quad \text{mit} \quad v_r = v + v_w \quad (3.15)$$

Die Anströmgeschwindigkeit setzt sich dabei aus der in Fahrtrichtung projizierten Windgeschwindigkeit v_w und der Fahrgeschwindigkeit v zusammen.

Beim Befahren einer Steigung mit dem Steigungswinkel β mit einem Fahrzeug der Masse m ergibt sich der Steigungswiderstand F_{St} nach Gleichung (3.16).

$$F_{St} = m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (3.16)$$

Der Beschleunigungswiderstand F_B ist bei der Beschleunigung der Fahrzeugmasse zu überwinden. Laut Definition umfasst dieser sowohl die translatorische als auch die rotatorische Beschleunigung der rotierenden Teile (Mitschke 1995). Da die Massenträgheitsmomente der rotierenden Teile des Fahrzeugs bereits in den einzelnen Objekten selbst berücksichtigt werden, geht in die Fahrwiderstandsbetrachtung nach Gleichung (3.17) lediglich die translatorische Beschleunigung in Fahrzeuglängsrichtung ein.

$$F_B = m \cdot a \quad (3.17)$$

Eine Wirkungsgradbetrachtung ist für die Fahrwiderstände nicht sinnvoll, da sie keinen Energie- oder Kennungswandlungsprozess darstellen. Ziel der Fahrzeugentwicklung muss es daher sein, die Fahrwiderstände zu reduzieren, um den Gesamtenergiebedarf des Fahrzeugs zu senken. Dabei stehen die Verringerung des Luftwiderstandsbeiwerts c_w der Anströmfläche A , des Rollwiderstands sowie der Fahrzeugmasse im Vordergrund (Woll 2009; Hucho 2007; Espig et al. 2006).

3.1.5 Nebenaggregate

Als Nebenaggregate werden alle vom Verbrennungsmotor angetriebenen Hilfseinrichtungen bezeichnet, die zum Betrieb des Motors erforderlich sind (DIN 1976). Üblicherweise sind diese Aggregate über ein Getriebe (Riemen, Stirnrad etc.) mit der Kurbelwelle gekoppelt. Zu

den Nebenaggregaten zählen u. a. Kühlmittel-, Öl-, Kraftstoff und Unterdruckpumpen, Generatoren, mechanische Lader sowie Kühlgebläse bzw. Motorlüfter. Überdies hat der Verbrennungsmotor zusätzliche Aggregate anzutreiben, die für Komfort- oder Fahrsicherheitsfunktionen benötigt werden, wie z. B. Lenkhilfepumpe, hydraulische Wankstabilisierung oder Kältemittelverdichter.

Die Drehzahl mechanisch angetriebener Nebenaggregate ist, sofern diese nicht durch eine Kupplung oder eine schaltbare Getriebeübersetzung an die Kurbelwelle angebunden sind, direkt proportional zur Motordrehzahl. Daraus ergibt sich aufgrund des instationären Betriebsverhaltens von Pkw-Motoren ein breites Drehzahlband, in dem die Nebenaggregate betrieben werden. Insbesondere bei höheren Drehzahlen zeigt sich für die meisten Aggregate ein deutlicher Wirkungsgradeinbruch, während im unteren Drehzahlbereich z. B. bei Leerlaufdrehzahl der Leistungsbedarf nicht immer vollständig gedeckt werden kann (Pott 1997). Nebenaggregate werden meist darauf ausgelegt, bereits bei Leerlaufdrehzahl bzw. niedrigen Drehzahlen eine hohe Leistung abzugeben. Beispiele hierfür sind Lenkhilfe-, Kühlmittelpumpe, Klimakompressor oder Generator. Dies hat jedoch bei hohen Drehzahlen zur Folge, dass z. B. die Pumpen einen viel größeren Volumenstrom fördern als es für die Funktion erforderlich wäre und sie demnach überdimensioniert sind (Lunanova 2009).

Abbildung 3.4 (links) zeigt beispielhaft das Antriebsmoment und die -leistung einer mechanisch angetriebenen Kühlmittelpumpe bei variiertem Motordrehzahl. Der Einfluss der Kühlmitteltemperatur bzw. des daraus resultierenden Thermostathubs auf das Antriebsmoment der Kühlmittelpumpe nimmt mit steigender Drehzahl zu. Bei einer Kühlmitteltemperatur von 20 °C fließt das gesamte Kühlmittel durch die Bypassleitung, wobei der Strömungsdruckverlust höher ist als wenn der Kühler durchflossen wird, wie es bei 100 °C der Fall ist. Ein höherer Druckverlust äußert sich in einem höheren Antriebsmoment der Pumpe.

Im rechten Teil von Abbildung 3.4 sind das Antriebsmoment und die -leistung eines Kältemittelverdichters, bei dem die Kälteleistung durch Zu- und Abschalten über eine Magnetkupplung erfolgt, über der Motordrehzahl dargestellt. Im abgeschalteten Zustand wird nur die Verlustleistung, die im Lager der Riemenscheibe entsteht, vom Riemen abgenommen.

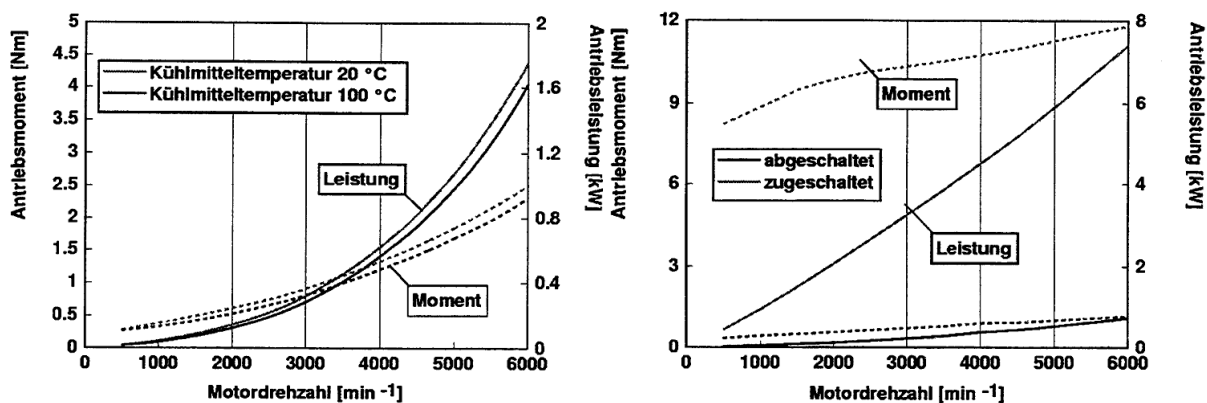


Abbildung 3.4: Antriebsmoment- und Leistung einer Kühlmittelpumpe eines R6-Ottomotors (links); Antriebsmoment- und Leistung einer Kältemittelverdichters (rechts) (Schmidt et al. 1998)

Die Anzahl elektrischer Verbraucher und die vom Bordnetz zur Verfügung zu stellende elektrische Leistung haben über die vergangenen Jahre kontinuierlich zugenommen. Deshalb stellt der Generator eines der leistungsstärksten Nebenaggregate mit dem höchsten Kraftstoffver-

brauchsanteil im Fahrzeug dar. Die in den Pkw-typischen 14 V-Bordnetzen verwendeten Drehstrommaschinen mit Laderegulierung arbeiten meist in einem Wirkungsgradbereich zwischen 50 bis 70 %, wobei besonders Drehzahl und Generatorlast das Verlustverhalten beeinflussen (Stroh et al. 2005).

Die vom Verbrennungsmotor über eine starre mechanische Kopplung angetriebenen Nebenaggregate werden zunehmend durch elektrische Aggregate ersetzt, um den Betrieb bedarfsgerecht und somit effizienter zu steuern. Diese Art des bedarfsorientierten Betriebs begann mit dem elektrisch betriebenen Motorlüfter und setzt sich bei der Realisierung der elektrischen Lenkhilfe und teilweise bei der Kühlmittelpumpe fort. Diese Entwicklung wird durch die sich zunehmend verbreitenden Hybridantriebe weiter forciert, da bei diesen Antriebsformen der Verbrennungsmotor nicht kontinuierlich zum Antrieb der Nebenaggregate zur Verfügung stehen muss. Dabei ist ein motorunabhängiger Betrieb der Nebenaggregate, welche die komfort- und fahrsicherheitsspezifischen Funktionen versorgen, essentiell.

Eine weitere Möglichkeit, einen bedarfsorientierten Betrieb mechanisch angetriebener Nebenaggregate zu realisieren, besteht in der Verwendung von schaltbaren Kupplungen. Nicht benötigte Aggregate können so vom Antrieb getrennt werden. Dies hat sich bereits beim Einsatz unregelter Kältemittelverdichter durchgesetzt und ist auch für Kühlmittelpumpen entwickelt worden (Hiller 2008). Neben der schaltbaren Abkopplung vom Antrieb kann ein bedarfsorientierter Betrieb von Nebenaggregaten auch mittels Kennungswandlung erfolgen, welche z. B. als Stufengetriebe, Viscokupplung mit Drehzahlbegrenzung oder Stufenlosgetriebe realisiert werden kann (Baumgart et al. 2006).

3.2 Das temperaturabhängige Verlustverhalten des Fahrzeugantriebs

Das Verlustverhalten der Antriebskomponenten eines Fahrzeugs wird von einer Vielzahl von Größen beeinflusst. Die während des Betriebs veränderlichen Haupteinflussgrößen sind zum einen der Betriebspunkt, welcher bei Komponenten des Fahrzeugantriebs, wie z. B. Verbrennungsmotoren, Getrieben etc., meist durch die Drehzahl und das Drehmoment charakterisiert werden kann. Zum anderen beeinflusst der thermische Zustand von Bauteilen sowie von Schmier- und Kühlmedien das Verlustverhalten bzw. den Wirkungsgrad von Maschinenelementen, wie z. B. Lagern, Getrieben, Dichtungen oder Pumpen, beträchtlich.

Der Temperatureinfluss auf das Wirkungsgradverhalten der Antriebskomponenten begründet sich in erster Linie auf der Temperaturabhängigkeit der Reibungsverluste, die in allen Prozessen der Drehmomentübertragung und -wandlung auftreten. Beim Verbrennungsmotor hat der thermische Zustand von Bauteilen und Medien neben dem Einfluss auf die Reibverluste erhebliche Auswirkungen auf den thermischen Wirkungsgrad (Deußen 2006).

Zunächst soll der temperaturabhängige Einfluss auf die Reibverluste erörtert werden, da diese Zusammenhänge auf alle mechanischen Antriebskomponenten eines Automobils übertragen werden können. Darauf folgt ein Überblick über die wesentlichen temperaturbedingten Verlustmechanismen des Verbrennungsmotors.

3.2.1 Reibung

Grundlegend kann der Begriff Reibung nach Kuhn (2009) als: „[...] der Verlust an mechanischer Energie beim Ablaufen, Beginnen und Beenden einer Relativbewegung sich berührender Stoffbereiche“ definiert werden. Reibung wird meist nach der Bewegungsart der Kontaktpartner als Gleit-, Roll-, Wälz-, Bohr- und Stoßreibung klassifiziert (Affenzeller/Gläser 1996). Darüber hinaus kann die Einteilung auch nach Reibungszustand bzw. Kontaktart erfolgen (Gas-, Flüssigkeits-, Misch-, Grenz- und Festkörperreibung) (Robert Bosch GmbH 1999).

Die Reibleistung einer Reibpaarung ist maßgeblich vom Reibungszustand abhängig, welcher durch die Relativgeschwindigkeit, die Viskosität des Schmiermittels und die wirkende Normalkraft bestimmt ist. Die in Abbildung 3.5 dargestellte Stribeck-Kurve zeigt die Abhängigkeit der Reibungszahl f von den zuvor genannten Einflussgrößen und gibt eine qualitative Übersicht über die verschiedenen Reibungszustände am Beispiel einer ölgeschmierten Reibpaarung. Die Reibungszahl f ist definiert als das Verhältnis der Reibungskraft F_r zur wirkenden Normalkraft F_N (Beitz/Grote 1997). Der Ausklinkpunkt stellt den Zustand dar, bei dem der hydrodynamische Schmierfilm die Oberflächenrauigkeiten beider Reibpartner vollständig trennt. Oberhalb des Ausklinkpunktes nimmt mit steigender Gleitgeschwindigkeit die Reibungszahl aufgrund zunehmender Schergeschwindigkeiten wieder zu.

Steigende Normalkraft oder sinkende Viskosität des Schmiermittels verschieben den Übergangsbereich zwischen Misch- und Flüssigkeitsreibung in Richtung höherer Gleitgeschwindigkeiten, da die Tragfähigkeit des Schmierfilms abnimmt (van Basshuysen 2007). Eine geschmierte Reibpaarung sollte daher zur Verringerung von Verschleiß und Reibungsverlusten so abgestimmt sein, dass sich der Betriebsbereich bei den zu erwartenden Einsatzbedingungen stets oberhalb des Mischreibungsgebietes befindet.

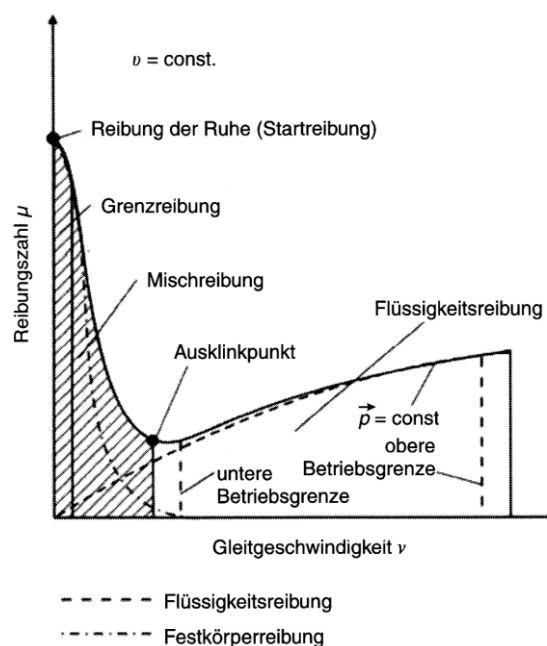


Abbildung 3.5: Stribeck-Kurve – Abhängigkeit der Reibungszahl μ von der Gleitgeschwindigkeit bei konstanter Viskosität (van Basshuysen 2007)

Die temperaturabhängige Viskosität eines Schmiermittels übt einen maßgeblichen Einfluss auf die Scherkräfte und somit auf Reibungsverluste aus. Wie aus Abbildung 3.6 ersichtlich ist, nimmt die Viskosität mit abnehmender Temperatur zu. Unter den realen thermischen Randbedingungen im Fahrzeugbetrieb kann dies je nach Schmiermittel eine Erhöhung um mehrere Größenordnungen bedeuten.

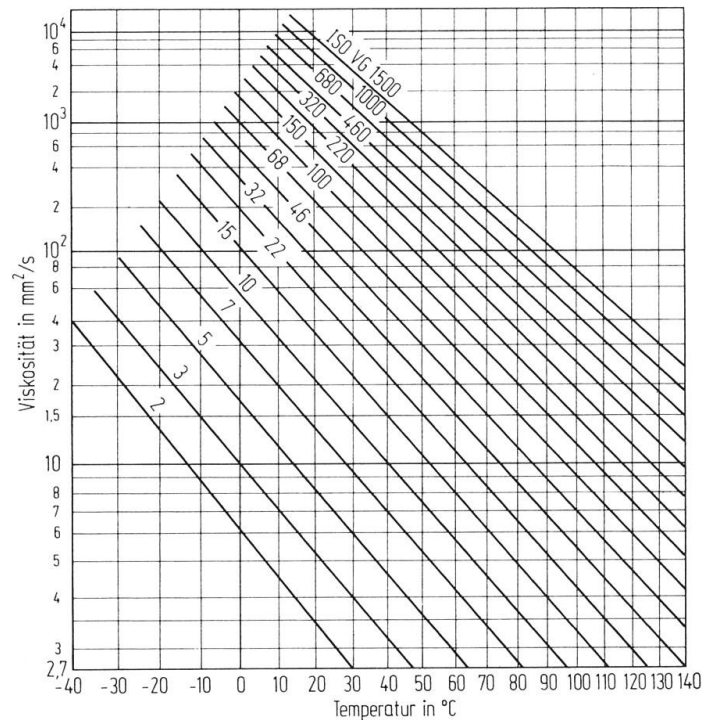


Abbildung 3.6: Viskositäts-Temperatur-Blatt (ISO VG-Reihe) (Beitz/Grote 1997)

In Kfz-Antriebskomponenten kommen häufig hydrodynamische Reibpaarungen zur Anwendung, insbesondere in Gleitlagern, Getriebeverzahnungen sowie Dichtelementen (z. B. Kolbenringe des Verbrennungsmotors). Demzufolge wirken sich die gezeigten temperaturabhängigen Zusammenhänge auf das Verlustverhalten und somit auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs aus.

Am Beispiel eines Ottomotors mit Direkteinspritzung stellt Abbildung 3.7 den Zusammenhang zwischen Drehzahl, Öl- bzw. Kühlmitteltemperatur und dem Reibmitteldruck dar. Es wird deutlich, dass mit abnehmender Temperatur und steigender Motordrehzahl der Reibmitteldruck ansteigt.

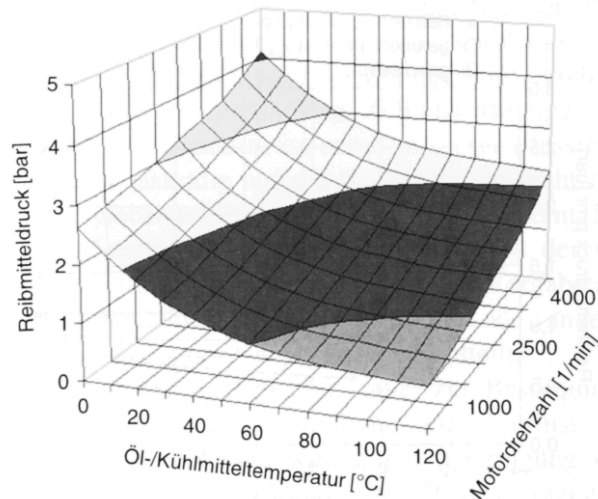


Abbildung 3.7: Einfluss der Öl-/Kühlmitteltemperaturen und der Motordrehzahl auf den Reibmitteldruck eines Otto-DI-Motors (Koch et al. 2001)

Im alltäglichen Kundenbetrieb ist der Einsatz eines Pkw von Kurzstreckenbetrieb mit häufigen Kaltstarts geprägt (Bednarek/Tacke 1999). Die Antriebskomponenten werden dabei in einem erheblichen Zeitanteil unterhalb ihrer Betriebstemperatur und damit unter tribologisch ungünstigen Bedingungen betrieben (Holzer/Lenz 2000). Das Erwärmen der Bauteile und Schmierstoffe eines Fahrzeugantriebs auf die jeweilige Betriebstemperatur erfolgt mit Ausnahme des Verbrennungsmotors ausschließlich durch die in Wärme gewandelte dissipierte Reibungsenergie. Beim Verbrennungsmotor hat der Wärmeeintrag infolge des Verbrennungsprozesses einen deutlich größeren Anteil an der Erwärmung der Bauteile als die Reibverlustenergie (vgl. Abbildung 3.1). Die Dauer bis zum Erreichen der Betriebstemperatur ist in den einzelnen Komponenten des Fahrzeugantriebs von unterschiedlichen Einflussgrößen wie z. B. vom zeitlichen Drehzahl- und Drehmomentverlauf, von der Start- bzw. der Umgebungstemperatur oder dem Wärmebedarf der Kabinenheizung abhängig. Darüber hinaus beeinflussen auch bestimmte Eigenschaften von Teilsystemen, wie beispielsweise die Konfiguration und Betriebsstrategie des Kühlsystems, den Warmlaufvorgang und den thermischen Zustand der Antriebskomponenten.

3.2.2 Die Temperaturabhängigkeit des Motorprozesses

Neben den temperaturabhängigen Reibungsverlusten, welche in allen mechanischen Teilsystemen des Fahrzeugantriebs auftreten (Reulein 1998), weist auch der thermodynamische Prozess des Verbrennungsmotors eine Abhängigkeit von den Bauteil- und Medientemperaturen auf (Deußen 2006). Dies begründet sich vor allem auf der Gemischaufbereitung, die sich mit sinkender Wandtemperatur zunehmend verschlechtert. Bei Ottomotoren mit äußerer Gemischbildung (Saugrohreinspritzung) ist bei kaltem Motor der Wandfilmeffekt zu beobachten, der während des Warmlaufs erhöhte Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) zur Folge hat. Bei niedriger Saugrohrtemperatur lagert sich aufgrund des geringeren Dampfdrucks mehr Kraftstoff an der Wand an als bei Betriebstemperatur. Bei Lastwechseln kommt es dann zu Gemisch-Fehlanpassungen, was im Falle eines unterstöchiometrischen Gemisches zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs führt (Deußen 2006). An der kalten Zylinder-

wand verbrennt der Kraftstoff unvollständig bzw. die Brenngeschwindigkeit sinkt, sodass sich der thermische Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses verringert.

Zur Verringerung der HC-Emission bzw. zur Einhaltung der gesetzlichen Schadstoffemissionsgrenzwerte werden bei Ottomotoren mit Drei-Wege-Katalysator nach einem Kaltstart verschiedene Maßnahmen zur Beschleunigung der Katalysatorerwärmung angewendet. Ziel ist es dabei, die zum Ablauf der katalytischen Reaktionen erforderliche Katalysatortemperatur (Light-Off-Temperatur) von ca. 250 °C möglichst schnell zu erreichen. Dies kann z. B. durch die Verstellung des Zündzeitpunktes in Richtung „spät“ erreicht werden, was zu einer Erhöhung der Abgastemperatur führt. In Verbindung mit einem leicht mageren Verbrennungsluftverhältnis ($1 < \lambda < 1,1$) stellen sich während der Katalysatorheizphase zudem etwas geringere Rohemissionen ein, was sich besonders auf die HC-Emissionen positiv auswirkt. Derartige Maßnahmen zur Absenkung der Kaltstartemissionen führen jedoch zu einem geringeren thermischen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors (Hergemöller 2004).

Eine weitere innermotorische Möglichkeit die Katalysatoraufheizung zu beschleunigen, besteht in der Anhebung der Leerlaufdrehzahl während der ersten Minuten nach einem Kaltstart. Durch diese Maßnahme wird der Abgasmassenstrom erhöht, was zu einem besseren Wärmeübergang im Katalysator und damit zu einer schnelleren Erwärmung führt. Neben den innermotorischen Maßnahmen sei hier als ein Beispiel für außermotorische Maßnahmen der Katalysatoraufheizung die Sekundärlufteinblasung angeführt, bei der in den ersten ein bis zwei Minuten der Nachstartphase mittels eines elektrischen Gebläses Luft in den Auslasskanal gepumpt wird. Aufgrund eines fetten Gemisches werden die noch nicht vollständig verbrannten Kohlenwasserstoffe im Abgas durch die gezielte Einbringung von Sauerstoff exotherm umgesetzt. Dies führt einerseits zu einer Verringerung der Rohemissionen und andererseits zur Erhöhung von Abgastemperatur und -massenstrom. All diese Maßnahmen bedeuten jedoch einen erhöhten Kraftstoffverbrauch, da sie zum einen den inneren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors negativ beeinflussen und zum anderen zusätzliche elektrische Nebenverbraucher erfordern.

Die Dauer der Warmlaufphase und somit auch der warmlaufbedingte Kraftstoffmehrverbrauch sind maßgeblich von der Start- bzw. Umgebungstemperatur, vom Aufwärmverhalten des Motors sowie von der Betriebsstrategie der Abgasnachbehandlungssysteme abhängig.

3.3 Wärmemanagement im Kraftfahrzeug

Nachdem auf die Bedeutung der temperaturbedingten Verluste im Kfz eingegangen wurde, sollen nun Möglichkeiten und Ansätze vorgestellt werden, die vorrangig darauf zielen, die temperaturbedingten Verluste und somit den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Maßnahmen und Konzepte, die sich mit dem Wärmehaushalt des Fahrzeugs beschäftigen, werden unter dem Begriff Wärme- bzw. Thermomanagement zusammengefasst. Bevor auf die Wirkzusammenhänge, Möglichkeiten und Potenziale von Wärmemanagementmaßnahmen eingegangen wird, stehen zunächst ihre Bedeutung und die Ziele im Fokus.

3.3.1 Definition und Bedeutung von Wärmemanagement im Kraftfahrzeug

Unter dem Begriff Wärmemanagement können alle Maßnahmen im Fahrzeug zusammengefasst werden, die mittels bedarfsgerechter Temperierung auf die Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen sowie auf die Erhöhung des Klimatisierungskomforts zielen (Mann 2004). Zur Erreichung dieser Ziele ergeben sich insbesondere für das Fahrzeugkühlsystem sowie für weitere Systeme, welche die Temperaturverhältnisse im Fahrzeug beeinflussen, folgende Anforderungen:

- gezieltes, bedarfsorientiertes Lenken von Wärmeströmen zwischen Wärmequellen und -senken
- Einstellung optimaler Bauteiltemperaturen in Motoren, Getrieben und Nebenaggregaten unter allen Betriebs- und Umgebungsbedingungen (Goßlau et al. 2010)
- schnelles Erreichen der Betriebstemperatur reibungsbehafteter Systeme zur Verminderung der Reibverluste bzw. des Kraftstoffverbrauchs, der Schadstoffemissionen sowie von Verschleiß
- bedarfsgerechte und schnelle Bereitstellung von Wärme zur Beheizung des Fahrgastraumes
- Sicherstellen der thermischen Betriebssicherheit unter allen relevanten Betriebsbedingungen (Lund et al. 2008)

Die Auswirkungen von Wärmemanagementmaßnahmen auf Kraftstoffverbrauch, Komfortverhalten und Schadstoffemissionen können einerseits durch Fahrzeugmessungen an Prototypen untersucht werden. Dieses ist jedoch mit erheblichem finanziellen bzw. zeitlichen Aufwand verbunden. Andererseits haben sich in den letzten Jahren Simulationsmethoden etabliert, die es erlauben, bereits in der frühen Konzeptphase Wärmemanagementmaßnahmen in Hinblick auf Verbrauch, Emissionen und Klimatisierungskomfort zu bewerten. Daher ist eine durchgängige Simulationsmethodik eine wesentliche Voraussetzung zur Analyse und Lösung des Zielkonflikts zwischen Verbrauch und Komfort bei der Entwicklung eines intelligenten Wärmemanagements (Bednarek/Tacke 1999). Simulationen sind für einen relativen Vergleich zweier Zustände besser geeignet als eine Fahrzeugmessung, wenn die zu erwartende Differenz zwischen beiden Varianten im Bereich des Messfehlers liegt (Goßlau et al. 2010). Die virtuelle Erprobung kann jedoch nicht die Erprobung am Gesamtsystem Fahrzeug ersetzen. Die Wirkung einer Maßnahme muss letztendlich unter realitätsnahen und reproduzierbaren Bedingungen, wie sie z. B. an einem Rollenprüfstand eingestellt werden können, bewertet werden (Röser 2007).

3.3.2 Möglichkeiten und Verbesserungspotenziale durch Wärmemanagement

Das gesamte theoretische Verbrauchseinsparpotenzial durch Maßnahmen des Wärmemanagements wird mit 10 bis 15 % gegenüber einem Fahrzeug ohne Wärmemanagementfunktionen bei einer Starttemperatur von ca. 25 °C angegeben (Eder/Liebl 2008; Kuthada et al. 2005). Dabei haben die zu Grunde liegenden Randbedingungen (Fahrzyklus, Umgebungstemperatur, Starttemperatur der Fahrzeugkomponenten, Aktivierung von Komfortfunktionen) einen wesentlichen Einfluss. Der Verbrennungsmotor verfügt dabei mit ca. 6 % über das größte Einsparpotenzial. Das Automatik- und das Achsgetriebe folgen mit jeweils ca. 1 bis

2 %. Das Kraftstoffeinsparpotenzial von Wärmemanagementmaßnahmen beruht primär auf der starken Temperaturabhängigkeit der Reibung. Innerhalb des Verbrennungsmotors entsteht der größte Anteil der Motorreibung in der Reibgruppe Kolben / Pleuel (Lösche-ter Horst 2009). Mit weiter abnehmender Start- bzw. Umgebungstemperatur steigt das theoretische Kraftstoffeinsparpotenzial überproportional an. Bei Starttemperaturen von $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ steigt die Verbrauchseinsparung eines auf Betriebstemperatur erwärmten gegenüber einem kaltgestarteten Fahrzeug auf etwa 35 % (Kuthada et al. 2005).

Eine Reihe von Wärmemanagementmaßnahmen zielt auf die Reduzierung der Nebenverbraucherleistung. Insbesondere durch eine intelligente und bedarfsgerechte Ansteuerung sowohl von mechanisch als auch elektrisch betriebenen Aggregaten, wie z. B. Kühlmittelpumpe, Kühlerlüfter oder Zuheizsystemen, lässt sich der Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs reduzieren. Das Einsparpotenzial hängt zum einen von den Randbedingungen, wie Start- bzw. Umgebungstemperatur ab. Zum anderen beeinflussen das Fahrprofil (Geschwindigkeits-, Steigungsprofil, Fahrdauer etc.) und die vom Fahrzeugnutzer aktivierten Komfortfunktionen das durch Wärmemanagement erzielbare Verbrauchseinsparpotenzial erheblich.

Die Verkürzung der Warmlaufphase nach einem Kaltstart ist eine der wichtigsten Aufgaben von Wärmemanagementmaßnahmen, um Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen zu senken sowie den Klimatisierungskomfort zu verbessern. Besonders im Hinblick auf die derzeitigen Entwicklungstendenzen in Richtung elektrifizierter Antriebskonzepte und der damit einhergehenden Veränderungen des Wärmehaushalts im Fahrzeug gewinnt die ganzheitliche Betrachtung und Optimierung des Energiehaushalts zunehmend an Bedeutung. Mit steigendem Elektrifizierungsgrad im Fahrzeug nimmt das Abwärmeangebot zur Erwärmung der Antriebskomponenten und zur Beheizung der Kabine weiter ab. Bereits durch die Einführung der Direkteinspritzung bei Ottomotoren, welche die Saugrohreinspritzung mittlerweile nahezu abgelöst hat, hat sich das Abwärmeangebot des Verbrennungsmotors besonders im Teillastbetrieb deutlich verringert und die Wärmeverteilung verändert (Koch et al. 2001).

Im Folgenden wird ein Überblick über die für den Pkw-Einsatz bereits angewandten und diskutierten Wärmemanagementkonzepte gegeben. Die einzelnen Konzepte werden in zwei Kategorien eingeteilt: Maßnahmen für eine bedarfsgerechte Kühlung und Konzepte zur Abwärmenutzung.

3.3.2.1 Bedarfsorientierte Kühlung

Dem Fahrzeugkühlsystem kommt im Rahmen von Wärmemanagementkonzepten eine besondere Bedeutung zu, da es Wärme zwischen verschiedenen Wärmequellen und -senken transportiert. Die Hauptaufgabe des Kühlsystems besteht im Abtransport der Wandwärme des Verbrennungsmotors, um den Motor vor Überhitzung zu schützen (Hesse et al. 1999). Das Kühlsystem eines Fahrzeugs ist daher so auszulegen, dass im gesamten Betriebsbereich des Motors die zulässigen Bauteiltemperaturen nicht überschritten werden. Da auch extremen Betriebsbedingungen ohne thermische Überlastung des Motors widerstanden werden muss, sind die meisten Komponenten eines Pkw-Kühlsystems, wie z. B. Wasserpumpe oder Hauptkühler, für nahezu alle kundenrelevanten Anwendungsbedingungen überdimensioniert (Mann 2004). Eine weitere Aufgabe des Kühlsystems ist das Beheizen des Fahrgastraumes bei niedrigen Umgebungstemperaturen.

Herkömmliche Fahrzeugkühlsysteme verfügen in der Regel über eine mechanisch angetriebene Kühlmittelpumpe und ein Dehnstoffthermostat zur Regelung der Motortemperatur. Diese Komponenten lassen keine situationsbedingten Anpassungen des Kühlmittelvolumenstroms oder der Motoreintrittstemperatur zu. So kann der Motor in Hinblick auf sein Verlustverhalten häufig nicht im günstigsten Temperaturbereich betrieben werden.

Ein bedarfsorientiertes Kühlsystem zielt darauf ab, die bereitgestellte Kühlleistung dem tatsächlichen betriebspunktabhängigen Bedarf der zu kühlenden Aggregate anzupassen. So können die bestmöglichen Temperaturbedingungen bezüglich Verbrauch, Emissionen, Komfort und Verschleiß dargestellt werden. Darüber hinaus sollen die zum Betrieb des Kühlsystems erforderlichen Aggregate, wie z. B. Pumpen oder Gebläse, mit möglichst geringem Energieaufwand betrieben werden. Dies wiederum reduziert die vom Motor bereitzustellende mechanische Leistung und somit auch den Kraftstoffverbrauch (Mann 2004). Auch die Führung der Kühlluft durch die Wärmetauscher des Kühlmoduls und den Motorraum hat maßgeblichen Anteil an einer optimalen Motorkühlung und beeinflusst zudem positiv den Luftwiderstand des Fahrzeugs (Röser 2007).

Im Leerlauf- und Teillastbereich verspricht eine um 10 bis 20 °C höhere Kühlmitteltemperatur eine Reduzierung der Reibungsverluste. Dies beruht auf einer gleichzeitigen Erhöhung der Schmieröltemperaturen, wodurch die Viskosität des Öls sinkt (Hesse et al. 1999). Bei Volllast hingegen ist das Anheben der Kühlmitteltemperatur durch die zulässigen Bauteiltemperaturen beschränkt. Bei einer erhöhten Brennraumtemperatur nimmt die Klopfneigung eines Ottomotors zu und der Zündzeitpunkt muss entsprechend angepasst werden. Dies wirkt sich sowohl auf die Motorleistung als auch auf den Verbrauch negativ aus (Hess et al. 2005). Die lastabhängige Anpassung der Kühlmitteltemperatur kann mit Hilfe eines Kennfeldthermostatventils realisiert werden. Durch gezieltes elektrisches Heizen des Dehnstoffes kann die Temperatur-Hub-Charakteristik des Thermostatventils verändert werden. Innerhalb weniger Sekunden wird so der Kühlmittelvolumenstrom durch den Hauptkühler erhöht und damit die Motoreintrittstemperatur abgesenkt (Edwards et al. 2008).

Für eine optimierte betriebspunktspezifische Einstellung der Motortemperatur ist die Kenntnis des thermischen Zustands der kritischen Motorbauteile eine wesentliche Voraussetzung. Ansonsten droht entweder die thermische Überlastung oder das Temperaturniveau muss aus Sicherheitsgründen niedriger, als für einen verbrauchsoptimalen Betrieb erforderlich, eingestellt werden. Eine in der Zylinderkopfdichtung integrierte Temperatursensorik ermöglicht es, das optimale Temperaturniveau des Motors betriebspunktspezifisch einzustellen (Korte et al. 2008). Mit dieser Sensorik kann bei einem Kaltstart ein Stillstand der Zirkulation des Kühlmittels im Motor realisiert werden, ohne in den Bereich der Überhitzung des Motors zu gelangen (Eifler et al. 2005). Eine Möglichkeit, auch im dynamischen Betrieb möglichst das gesamte Potenzial optimaler Bauteiltemperaturen zu realisieren, ohne den Motor zu überhitzen, besteht in einem vorausschauenden Wärmemanagement. Das dafür notwendige Reglerkonzept auf Basis neuronaler Netze trifft eine Vorhersage über die Höhe und die Dauer der zu erwartenden Wärmeeinkopplung in Abhängigkeit vom Fahrverhalten und den Umgebungsbedingungen. Insbesondere in Teillastbetrieb kann durch die vorausschauende Regelung die durchschnittliche Bauteiltemperatur um ca. 7 K angehoben werden. Dies entspricht einer Verbrauchseinsparung von ca. 1 % (Richter et al. 2006).

Das Aussetzen der Kühlmittelzirkulation während der Warmlaufphase beschleunigt das Erwärmen der Motorstruktur sowie des für die Reibverluste maßgeblichen Motoröls. Dies kann u. a. mit Hilfe von schaltbaren, mechanisch angetriebenen Kühlmittelpumpen erfolgen, die jedoch meist eine Abhängigkeit des Fördervolumenstromes von der Motordrehzahl aufweisen und nur zwischen den Zuständen On bzw. Off geschaltet werden kann (Hiller 2008), (Kessler et al. 2007). Elektrisch angetriebene Kühlmittelpumpen erlauben es dagegen, den Kühlmittelvolumenstrom vollkommen unabhängig von Drehzahl des Verbrennungsmotors einzustellen und bieten damit einen weiteren Freiheitsgrad für Wärmemanagementmaßnahmen (Gensler/Stephan 2004; Pawellek 2002; Knauf/Pantow 2005). Das Aussetzen der Kühlmittelzirkulation eröffnet besonders bei Fahrten in niedrigem Lastbereichen, wie z. B. im NEFZ oder im Stadtfahrbetrieb, ein Verbrauchseinsparpotential von ca. 3 % gegenüber einer mechanisch angetriebenen, nicht abschaltbaren Kühlmittelpumpe (Eifler/Buck 2009). Bei nicht fördernder Kühlmittelpumpe stellt sich im Motor eine Kühlmittelzirkulation aufgrund der thermisch bedingten Dichteunterschiede ein (Thermosiphoneffekt). Dieser Effekt reicht bei geringen Motorlasten aus, um die Motorbauteile vor thermischer Überlastung zu schützen. Bei spezieller Abstimmung des Kühlsystems auf diesen Effekt, lässt sich im NEFZ infolge der schnelleren Erwärmung des Motoröls sowie der kurzen Einschaltdauer der Kühlmittelpumpe eine Verbrauchseinsparung von ca. 5 % erzielen (Eifler et al. 2008).

Eine weitere Möglichkeit, die Motorkühlung bedarfsgerecht zu gestalten, besteht in der getrennten Temperierung von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse, häufig als Split-Cooling bezeichnet. Die lastabhängige Temperierung kann mit Hilfe eines Kennfeldthermostats sowie eines zusätzlichen Ventils zur Steuerung des Kühlmittelvolumenstromes durch das Kurbelgehäuse realisiert werden. Auf diese Weise lässt sich im Teillastbetrieb das Temperaturniveau des Motorblocks und insbesondere der Zylinderbuchsen gegenüber dem Zylinderkopf deutlich anheben. Diese Maßnahme führt zu einer Reduzierung der Kolben- und Lagerreibung (Rückauf/Lerch 2009). Während des Warmlaufvorgangs ermöglicht das zusätzliche Ventil die Unterbrechung der Zwangskühlung im Zylinderblock, was zu einem schnelleren Erwärmen der reibungsrelevanten Baugruppen führt (Koch et al. 2001). Das Verbrauchseinsparpotenzial eines Split-Cooling-Konzepts unter Teillastbedingungen wie z. B. im NEFZ wird mit ca. 3 % gegenüber einem Standardkühlkonzept angegeben (Maassen et al. 2005; Klopstein et al. 2006).

Neben der optimalen betriebspunktabhängigen Einstellung von Bauteiltemperaturen steht beim Wärmemanagement die Verringerung der Antriebsleistung von Nebenaggregaten im Fokus, vor allem der Kühlmittelpumpe und des Kühlerlüfters. Bei Dieselmotoren und direkt einspritzenden Ottomotoren reicht infolge des relativ geringen Wandwärmeeintrags die zur Verfügung stehende Wärme für eine komfortable Kabinenheizung nicht mehr aus. Daher steht die Verbesserung der Heizleistung bei niedrigem Kraftstoffverbrauch zunehmend in den Fokus der Entwicklung. Aber auch bei Fahrzeugen mit Hybridantrieb, deren Energieeinsparpotenzial gegenüber konventionellen Fahrzeugen zum erheblichen Teil auf der Abschaltung des Verbrennungsmotors beruht (Start-Stopp-Betrieb, elektrisches Fahren), steht der Verbrennungsmotor als Wärmequelle für die Kabinenheizung je nach Fahrprofil nur eingeschränkt zur Verfügung. Obwohl in den derzeit geltenden Abnahmezyklen die Klimatisierungsfunktionen de-

aktiviert sind und damit keinen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch haben, sind diese für den Verbrauch im kundenrelevanten Betrieb von erheblicher Bedeutung (Stroh et al. 2005).

3.3.2.2 Abwärmenutzung

In heutigen, von Verbrennungsmotoren angetrieben, Kraftfahrzeugen, entsteht bei der Wandlung von chemischer zu mechanischer Energie prozessbedingt ein hoher Anteil Abwärme, die bislang nur bei abgasturboaufgeladenen Motoren in geringem Maße zum Antrieb genutzt wird. Der Verbrennungsmotor stellt die mit Abstand größte Wärmequelle im Kfz dar, wobei der überwiegende Teil der entstehenden Abwärme über die Abgasanlage und das Kühlsystem an die Umgebung abgeführt wird. Aber auch in Getrieben und Nebenaggregaten werden die auftretenden Verluste in Wärme umgewandelt, welche an die Umgebung abgegeben wird.

Die Abwärme entsteht in verschiedenen Baugruppen des Fahrzeugs auf unterschiedlichen Temperaturniveaus, welche die Möglichkeiten zur Nutzung der Abwärme maßgeblich bestimmen (Friedrich/Treffinger 2008). Zudem sind die Energiedichte und der zeitliche Verlauf der Energiefreisetzung einer Wärmequelle für die Nutzung von Abwärme von wesentlicher Bedeutung (Klose et al. 2006).

In Abbildung 3.8 sind die für einen Fahrzeugeinsatz wesentlichen Verfahren zur Nutzung von Verlustwärme nach der Art der Energiewandlung bzw. -nutzung zusammengestellt, wobei die Zusammenstellung keinen Anspruch auf Vollständigkeit erhebt, sondern sie umfasst wesentliche diskutierte Systeme (Friedrich et al. 2007).

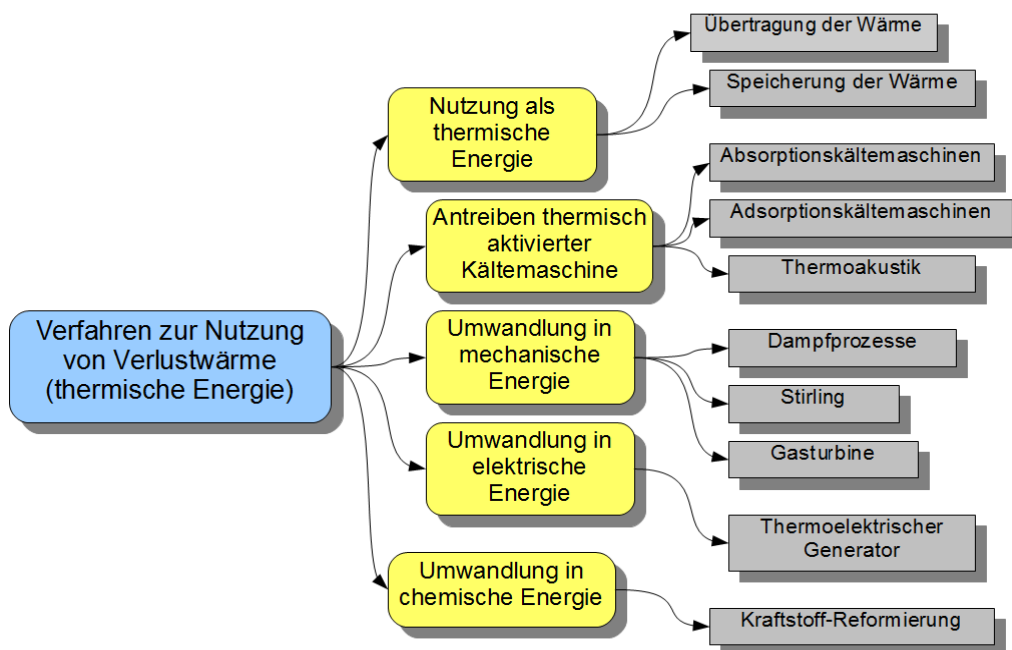


Abbildung 3.8: Auswahl von Möglichkeiten der Abwärmenutzung (Friedrich et al. 2007)

Im Folgenden soll ein Überblick über die für den Fahrzeugeinsatz prinzipiell geeigneten Verfahren der Abwärmenutzung gegeben werden, wobei diese nach der Art der Energieverwendung unterschieden werden können in:

- Verfahren der direkten Nutzung thermischer Energie
- Verfahren der Umwandlung thermischer Energie in andere Energieformen

Direkte Nutzung thermischer Energie

Die direkte Nutzung thermischer Verlustenergie ist dadurch charakterisiert, dass die Abwärme einer Wärmequelle mit Hilfe von Wärmeübertragungsprozessen zum Erwärmen von Bauteilen oder Medien (Wärmesenken) genutzt wird. Derartige Verfahren zielen meist auf die Reduzierung der Reibverluste und Schadstoffemissionen infolge einer verkürzten Warmlaufphase oder auf die Verbesserung der Kabinenheizung. Als Wärmequellen im Fahrzeug steht einerseits das zur Kühlung des Verbrennungsmotors verwendete Kühlmittel zur Verfügung. Andererseits stellt auch der Abgasmassenstrom eine potenzielle Wärmequelle dar.

Bereits seit vielen Jahren dient in Kraftfahrzeugen die Motorabwärme der Beheizung der Fahrgastkabine. Je nach Art der Motorkühlung wird die Abwärme bei flüssigkeitsgekühlten Motoren aus dem Kühlmittel über einen Kühlmittel-Luft-Wärmetauscher bzw. bei Luftkühlung über einen Abgas-Luft-Wärmetauscher an die in die Kabine strömende Frischluft übertragen. Insbesondere nach einem Kaltstart bei niedrigen Umgebungs- und Bauteiltemperaturen ist der Abwärmestrom des Verbrennungsmotors, der an das Kühlsystem übertragen wird und der Heizung zur Verfügung steht, oft nicht ausreichend. Dieses temporäre Abwärmedefizit verstärkt sich mit zunehmendem thermischen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors, sodass bei heutigen direkteinspritzenden Dieselmotoren elektrische oder kraftstoffverbrennende Zuheizsysteme eingesetzt werden, um die vom Kunden erwartete Heizleistung bereitzustellen (Heinle et al. 2003). Bei Fahrzeugen mit Hybridantrieb erfolgt der Verbrennungswärmeeintrag des Motors in das Kühlsystem infolge der Abschaltung des Verbrennungsmotors in bestimmten Fahrsituationen, wie z. B. bei rein elektrischem Fahren, nicht kontinuierlich. Daher verlängert sich die Warmlaufphase von Motor und Kühlsystem erheblich und die verfügbare Kabinenheizleistung verringert sich auf ein, unter Komfortaspekten, kaum mehr ausreichendes Maß (Heckenberger 2007).

Die folgend vorgestellten Technologien ermöglichen eine direkte Nutzung von Abwärme. Es wird zudem ein kurzer Überblick über die zu erwartenden Verbesserungspotenziale hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Klimatisierungskomfort gegeben.

Abgas-Wärmetauscher (AGWT)

Mit der Verwendung der bislang weitgehend ungenutzten Abgasenergie des Verbrennungsmotors erschließt sich eine weitere Wärmequelle mit relativ hohem Temperaturniveau. Jedoch ist im Fahrbetrieb die dem Wärmetauscher zur Verfügung stehende Abgasenthalpie maßgeblich von der im Motor umgesetzten Leistung und somit von Fahrstrecke und Geschwindigkeitsprofil abhängig (Bals et al. 2008).

Bei verbrennungsmotorisch betriebenen Fahrzeugen kann die direkte Nutzung der Abgaswärme durch zwei unterschiedliche Ansätze zur einer Kraftstoffverbrauchersparnis führen (Schedel/Dub 2009):

- Die dem Abgas entnommene Wärme wird zur Beheizung der Kabine eingesetzt und erspart den Einsatz energieintensiver Zuheizaggregate insbesondere bei thermodynamisch hoch effizienten Motoren.
- Die Abgasenergie kann zur Verkürzung des Warmlaufvorgangs des Antriebsstranges oder des Verbrennungsmotors eingesetzt werden, wodurch die mechanischen Verluste reduziert werden können.

Meist überträgt der AGWT die dem Abgas entnommene Wärme an das Kühlmittel, welches die Wärme an die im Kühlsystem integrierten Komponenten weiterleitet. Die Anordnung des AGWT innerhalb der Abgasanlage muss auf das jeweilige Abgasnachbehandlungssystem abgestimmt sein, um die Funktion der katalytischen Schadstoffumwandlung nicht zu beeinträchtigen. Die meisten in der Literatur vorgestellten AGWT-Konzepte sehen daher einen Einbau des AGWT nach dem Katalysator bzw. Partikelfilter vor (Bals et al. 2008; Schedel/Dub 2009; Gaiser et al. 2006; Genger 2004).

Das Kraftstoffeinsparpotenzial von AGWT-Konzepten hängt maßgeblich von der Ausrichtung bzw. Priorisierung des Konzepts hinsichtlich Heizkomfort und Kraftstoffersparnis ab. Für warmlauf- bzw. reibverlustoptimierte Konzepte werden als verbrauchsgünstigste Wärmesenken für die Abgaswärme das Automatikgetriebeöl und das Achsgetriebe genannt (vgl. Kunze et al. 2006), da hier die thermischen Massen deutlich geringer sind als beim Verbrennungsmotor. Das Einsparpotenzial hängt zudem wesentlich von den zu Grunde liegenden Randbedingungen wie Umgebungstemperatur und Fahrzyklus ab. Es bewegt sich bei den untersuchten effizienzorientierten Konzepten zwischen 1 und 4 % (vgl. Bals et al. 2008; Schedel/Dub 2009; Geskes/Strauss 2006).

Die heizkomfortorientierten Konzepte führen die dem Abgas entnommene Wärme der Kabinenheizung zu und zielen damit auf die Verbesserung der Heizleistung bei niedrigen Umgebungstemperaturen. Dabei kann der Wärmetransport vom AGWT zum Heizwärmetauscher durch den Heizkreislauf des Motorkühlsystems oder mittels eines separaten Fluidkreislaufs erfolgen (Schedel/Dub 2009). Ein separater Kreislauf hat den Vorteil, dass die Abgaswärme ausschließlich zum Heizwärmetauscher gelangt und nicht andere Komponenten des Kühlsystems erwärmt. Bei schwachlastigen Fahrprofilen wie z. B. dem NEFZ oder im Stadtverkehr ist der Abgasenthalpiestrom auf niedrigem Niveau, sodass die durch den AGWT zusätzlich erzeugte Heizleistung gering ausfällt. Um dem entgegenzuwirken, kann die Abgastemperatur durch gezielte Beeinflussung des verbrennungsmotorischen Prozesses angehoben werden, wobei jedoch der thermische Wirkungsgrad abnimmt. Im Vergleich zu aktiven Zuheizmaßnahmen wie PTC ist der Kraftstoffverbrauch bei ähnlicher Heizwirkung mit AGWT deutlich niedriger (Geskes/Strauss 2006). Aber auch in Verbindung mit einer aktiven Erhöhung der Abgastemperatur durch einen Kraftstoffbrenner, der stromaufwärts des Katalysators angeordnet ist, kann der vom AGWT der Heizung zur Verfügung gestellte Wärmestrom effektiv erhöht werden (Gaiser et al. 2006). Diese aktive Zuheizmaßnahme dient primär der Reduzierung der Kaltstartemission unverbrannter Kohlenwasserstoffe oder der aktiven Regeneration eines Partikelfilters. Sie führt in Kombination mit einem AGWT aber auch zu einer spürbaren Verbesserung der Kabinenheizleistung.

Ein AGWT eröffnet jedoch beim Hybridfahrzeug weiteres Verbesserungspotenzial hinsichtlich des Heizkomforts, wenn der Verbrennungsmotor während der Warmlaufphase bei hoher Last betrieben werden kann (Lastpunktanhebung) und neben dem Fahrzeugantrieb den elektrischen Energiespeicher lädt. Durch eine derartige Abstimmung der Betriebsstrategie kann das Abwärmeangebot im Fahrzeug aktiv beeinflusst werden, was eine gesteigerte Heizleistung sowie eine Verkürzung des Warmlaufvorgangs zur Folge haben kann.

Wärmespeicherung

Wärmespeicher bieten insbesondere in Hinblick auf das stetig sinkende Abwärmeangebot moderner Verbrennungsmotoren interessante Verbesserungspotenziale, insbesondere für die Verbesserung der Kabinenheizung. Um direkt nach einem Kaltstart das Aufwärmverhalten bzw. den Heizkomfort signifikant zu verbessern, ist es erforderlich, zeitnah eine relativ große Energiemenge in das Heizungssystem einzuleiten. Dies kann mithilfe eines Wärmespeichers erfolgen, der bei der letzten Nutzung des Fahrzeugs im betriebswarmen Zustand mit Abwärme aufgeladen wird. Nach einem Kaltstart beginnt die Entladung des Wärmespeichers und die freigesetzte Wärme wird der entsprechenden Wärmesenke gezielt zugeführt. Besonders auch für Anwendungen in Hybridfahrzeugen, bei denen das Abwärmeangebot des Verbrennungsmotors aufgrund des nicht permanenten Betriebs deutlich geringer ausfällt als in konventionell angetriebenen Fahrzeugen, stellen Wärmespeicher eine erfolgversprechende Alternative zu elektrischen oder kraftstoffbetrieben Zuheizern dar (Lux et al. 2008).

Wärmespeicher können anhand der zugrunde liegenden physikalischen Prinzipien in drei Arten eingeteilt werden: sensible Wärmespeicher, Latentwärmespeicher und chemische Wärmespeicherung (Fisch et al. 2005). Der Speichereffekt sensibler Wärmespeicher beruht auf der Erhöhung der inneren Energie des Speichermediums. Unter Annahme konstanten Druckes steigt mit zunehmender Temperatur unmittelbar die innere Energie des Mediums. Dagegen nutzen Latentwärmespeicher, wenn sie beim Be- und Entladen einen Phasenwechsel durchlaufen, neben der temperaturabhängigen inneren Energie die beim Phasenwechsel auf- bzw. abgegebene Umwandlungswärme (Hackl et al. 2010). Bei der Wahl eines geeigneten Speichermediums sind vor allem der Temperaturbereich bei Be- und Entladung bzw. die Phasenwechseltemperatur sowie die chemischen Eigenschaften von Bedeutung. Grundsätzlich können Wärmespeicher im Fahrzeugeinsatz vom Kühlmittel oder vom Abgas aufgeladen werden (Hackl et al. 2010). Für den Einsatz im Fahrzeug hat die Nutzung der Kühlmittelwärme eine Reihe von Vorteilen gegenüber der Abgaswärmespeicherung, insbesondere der geringere Bauteil-, Sicherheits-, und Schaltungsaufwand sowie die Möglichkeit der Restwärmenutzung (Hofmann 1996).

Der Einsatz von Wärmespeichern in Fahrzeugen zur Verbesserung des Klimatisierungskomforts sowie zur Verringerung von Verbrauch und Emissionen ist in der Vergangenheit häufig diskutiert worden (vgl. Schatz 1991; Hellman et al. 1992; Tsantis et al. 1994; Stein et al. 1992; Kessing et al. 1994; Genger 2004). Nur sehr vereinzelt wurde derartige Konzepte in Serienanwendungen realisiert (Kuze et al. 2004; Ichinose et al. 2004).

Das in bisherigen Studien ermittelte Kraftstoffverbrauchs-Einsparpotenzial von Kühlmittelwärmespeichern bewegt sich je nach Randbedingungen wie z. B. Fahrprofil, Speichermaterial und -masse in einem Bereich zwischen 1 % und 6 % (Kuthada et al. 2005). Pott (Pott 1997) bewertet das Verbesserungspotenzial von Latentwärmespeichern bzgl. Kraftstoffverbrauch und Heizkomfort als relativ hoch, sofern der Speicher voll beladen werden kann. Bei häufigem Kurzstreckenverkehr, Teillastbetrieb und niedrigen Umgebungstemperaturen sinkt das Potenzial des Wärmespeichers, da dann der Beladungsvorgang langsam abläuft bzw. unvollständig abgebrochen wird. Somit haben die Randbedingungen der Fahrzeugnutzung bei der Anwendung von Wärmespeicherkonzepten einen maßgeblichen Einfluss auf die angestrebte Wirkung (Genger 2004).

Neben der Verbesserung des Heizkomforts und der Verkürzung der Warmlaufphase eignen sich Wärmespeicher auch zur Unterstützung der Klimaanlage während kurzer Motor-Stopp-Phasen. Bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor wird mit Hilfe eines am Verdampfer befindlichen Latentwärmespeichers der zu kühlenden Luft weiter Wärme entzogen. Das im Verdampfer befindliche erstarrte Speichermedium schmilzt und nimmt dabei Wärme auf (Manski et al. 2006; Heckenberger 2007).

Motorraumkapselung

Die thermische Kapselung des Motorraums stellt eine weitere Form der Wärmespeicherung dar. Hier fungieren die Wärmekapazität des Verbrennungsmotors sowie aller innerhalb der Kapsel befindlichen Bauteile (z.B. Getriebe) und Medien als Speicher (Hackl et al. 2010). Die Kapselung hat das Ziel, die im betriebswarmen Zustand in den thermischen Massen gespeicherte Wärme, z. B. in der Motorstruktur oder den Kühl- und Schmiermedien, nach Abstellen des Fahrzeugs möglichst lange zu speichern und die Motortemperatur für den nächsten Motorstart auf einem erhöhten Niveau zu halten. Zudem führt eine thermische Kapselung des Motorraums zu einem beschleunigten Warmlaufvorgang, da der durch Konvektion und Wärmestrahlung bedingte Abwärmestrom von den erwärmten Motorbauteilen an die kühlere Umgebung deutlich verringert wird (Genger 2004).

Die thermische Motorraumkapselung kann z. B. mittels Aufbringung einer isolierenden Schicht auf die Außenwände von Verbrennungsmotor und Getriebe erfolgen. Hierbei sind jedoch kühlmittegeköhlte Motor- und Getriebeölwärmetauscher erforderlich, um die thermische Betriebssicherheit zu gewährleisten (Deußen 2006). Weitere Möglichkeiten der Motorraumkapselung bestehen in einer abgestimmten bzw. regelbaren Kühlluftführung mit Hilfe verstellbarer Kühlerjalousien und eines geschlossenen Unterbodens im Fahrzeugvorderwagen (Eder/Liebl 2008). Diese Maßnahmen beeinflussen neben dem thermischen auch das akustische Verhalten sowie den Luftwiderstand des Fahrzeugs positiv und können zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs führen (Röser 2007).

Kuthada (Kuthada et al. 2005) schätzt das Kraftstoffreduktionspotenzial einer thermischen Motorraumkapselung bei einer Start- und Umgebungstemperatur von ca. 30 °C auf etwa 6 %. Deußen (Deußen 2006) bewertet das Kraftstoffeinsparpotenzial einer thermischen Motorkapselung im Kundenbetrieb für verschiedene Nutzungsprofile mit 5 bis 12 % im Jahresmittel. Der Einspareffekt nimmt dabei mit sinkender Umgebungstemperatur weiter zu (Eder/Neugebauer 2010). Für den derzeit gültigen gesetzlichen Verbrauchstest (NEFZ) hat eine thermische Motorraumkapselung keine Auswirkung auf den Verbrauch und die Emissionen, da der Test auf dem Rollenprüfstand mit auf 20 bis 30 °C konditioniertem Fahrzeug durchgeführt wird. Lediglich eine verbesserte Aerodynamik aufgrund verschlossener Lufteinlässe an der Kühlermaske weisen auch hier Vorteile gegenüber einem Fahrzeug ohne thermische Motorraumkapselung auf.⁶

⁶ Der Rollenprüfstand wird mit Hilfe einer geschwindigkeitsabhängigen Fahrwiderstandskurve parametrisiert, die für das zu betrachtende Fahrzeug im Ausrollversuch (Coast down) ermittelt wird.

Umwandlung thermischer Energie in andere Energieformen

Die Umwandlung thermischer Verlustenergie in andere Energieformen kann im Kraftfahrzeug mit Hilfe unterschiedlicher Prozesse bzw. Verfahren erfolgen, wie bereits in Abbildung 3.8 dargestellt ist. Eine der ertragreichsten Abwärmequellen im Fahrzeug stellt dabei das Abgas des Verbrennungsmotors dar, sodass sich die meisten der vorgestellten Wärmerekuperationskonzepte mit der Abgasenergienutzung beschäftigen.

Thermisch aktivierte Kälteprozesse

Konzepte zur Nutzung thermischer Energie zum Antreiben einer thermisch aktivierten Kältemaschine z. B. in einer Wärmepumpenschaltung, bei der der mechanisch angetriebene Verdichter durch einen sogenannten thermischen Kompressor ersetzt wird, haben sich für die Anwendung im Pkw als ungeeignet erwiesen (Gentner 1995). Als Gründe für diese Einschätzung werden zum einen die aufwändige Integration und der große Bauraumbedarf und zum anderen der zusätzliche Kühlaufwand angeführt.

Wärme-Kraft-Prozesse

Eine für den Fahrzeugeinsatz häufig diskutierte Form der Wärmerekuperation ist die Wandlung thermischer Energie in mechanische Arbeit mit Hilfe eines Wärme-Kraft-Prozesses, wie z. B. mittels geschlossenem Dampfprozess, Stirling- oder offenen Gasturbinenprozessen. Da der bei der Energiewandlung erreichbare Wirkungsgrad maßgeblich vom Temperaturniveau der Wärmequelle abhängt, kommt für die Wärme-Kraft-Prozesse lediglich das Abgas des Verbrennungsmotors als Energiequelle in Frage (Friedrich et al. 2007). In einem Vergleich zwischen offenem Gasturbinen-, Stirling- und Dampfprozess schätzt Klose (2006) das Einsparpotenzial anhand eines 1,6 l -Otto-Motors für stationäre Betriebspunkte (140 km/h) auf ca. 1 % für die Gasturbine, 6 % für den Stirling- und 5 % für den Dampfprozess. Da bei dieser Abschätzung weder das dynamische Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors im Fahrbetrieb berücksichtigt noch auf die Ausführung der Wärmeübertrager eingegangen wurde, erscheinen insbesondere die Angaben für den Stirling-Prozess als zu optimistisch (Friedrich et al. 2007).

Mit der Integration eines Dampfprozesses in ein Fahrzeug beschäftigen sich verschiedene Forschungsarbeiten (Huster/Schulz-Andres 2006; Endo et al. 2007; Kadota/Yamamoto 2008; Ringler et al. 2009; Flik et al. 2009; Hötger 2009), wobei der bisher erreichbare Systemwirkungsgrad für stationäre Zustände mit über 15 % angegeben wird (Semke et al. 2009). Eine besondere Herausforderung bei der Integration in ein Kraftfahrzeug stellt die Auslegung bzw. die Abstimmung der Expansionsmaschine auf das stark variierende Abgasenthalpieangebot dar, da der Fahrzeugbetrieb in einem relativ großen Motorleistungsbereich erfolgt. So wird empfohlen, das System auf mittlere Motorlasten auszulegen, um auch bei niedriger Last einen positiven Effekt zu erzielen und Gewicht bzw. Bauraum gegenüber einer Auslegung auf Nennleistung zu sparen (Hötger 2009). Des Weiteren ergibt sich bei einer direkten mechanischen Einkopplung der im Dampfprozess erzeugten mechanischen Energie die Schwierigkeit, dass der Kraft-Wärme-Prozess verzögert auf Laständerungen des Verbrennungsmotors reagiert. Dies kann dazu führen, dass beim Wechsel von einer Hochlastphase (z. B. Bergauffahrt) in den Schubetrieb (z. B. Bergabfahrt) ein Großteil der erzeugten mechanischen Energie mit zeitlicher Verzögerung abgegeben wird und damit nicht mehr zum Fahrzeugantrieb bzw. zur

Senkung des Kraftstoffverbrauchs eingesetzt werden kann. Der Wahl des Arbeitsmediums kommt eine bedeutende Rolle für die Auslegung eines Dampfprozesses zu. Einerseits beeinflussen seine thermodynamischen Eigenschaften wie Verdampfungsenthalpie, spez. Wärmekapazität, Schmelz- und Siedetemperaturen das Wirkungsgradverhalten. Andererseits müssen auch die chemischen Eigenschaften berücksichtigt werden, welche die Sicherheit und Umweltverträglichkeit des Systems prägen (Aumann et al. 2009).

Turbocompound-Verfahren

Ein weiteres Verfahren der Wandlung thermischer Energie in mechanische Arbeit stellt das Turbocompoundverfahren dar, bei dem der Turbine des Abgasturboladers eine zusätzliche Nutzturbine nachgeschaltet ist. Die von der Nutzturbine abgegebene Leistung wird über ein Getriebe an die Kurbelwelle des Motors übertragen, sodass sich bei Volllast eine Drehmomenterhöhung bzw. bei Teillast der Betriebspunkt des Motors hin zu einer geringeren Last verschiebt. Dies führt zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs (Bergbauer 1989). Dieses Verfahren findet vorwiegend bei Schiffsantrieben und vereinzelt in Nutzfahrzeugen Verwendung, wo häufige und lange Betriebsphasen hoher Motorauslastung typisch sind (Pischinger et al. 2002). Das Verbrauchseinsparpotenzial des mechanischen Turbocompound-Verfahrens bei Nutzfahrzeugen wird mit bis zu 5 % angegeben (Pischinger et al. 2002). Im Gegensatz zum mechanischen treibt beim elektrischen Turbocompound die Nutzturbine einen Generator an, der einen elektrischen Energiespeicher lädt oder über einen zusätzlichen Elektromotor mechanische Leistung abgibt (Merker/Schwarz 2009). Im Nutzfahrzeugeinsatz wird das Verbrauchseinsparpotenzial des elektrischen Turbocompound unter Volllastbedingungen mit 5 bis 11 % bei einer um ca. 10 % erhöhten Motorleistung veranschlagt (Sedyka/Soczowka). Michon (2007) stellt ein Konzept für eine Pkw-Anwendung vor, bei dem eine vom Abgas durchströmte Nutzturbine eine geschaltete Reluktanzmaschine (SRM) antreibt. Diese versorgt mit Hilfe eines integrierten Energiemanagements das elektrische Bordnetz, sodass auf den mechanisch angetriebenen Generator verzichtet werden kann.

Thermoelektrischer Generator

Die Umwandlung thermischer in elektrische Energie kann mit Hilfe thermoelektrischer Generatoren erfolgen, welche auf dem Seebeck-Effekt basieren. Dieser Effekt beschreibt die Erzeugung einer elektrischen Spannung entlang eines elektrischen Leiters bedingt durch einen Temperaturgradienten. Für thermogeneratorische Anwendungen werden z. B. Thermopaare aus p- bzw. n-dotierten Halbleitern verwendet, die zwischen einer heißen Wärmequelle und einer Wärmesenke installiert sind, wobei die Halbleiter auf der Wärmeseite elektrisch leitend verbunden sind. (Friedrich et al. 2007)

Die Leistungsfähigkeit eines thermoelektrischen Materials in einem bestimmten Temperaturbereich hängt maßgeblich von den verwendeten Halbleitermaterialien ab, sodass sich z. B. für niedrige Temperaturen ($< 250\text{ °C}$) Bismut-Telluride (Bi_2Te_3) und für höhere Temperaturen Bleitelluride (PbTe) oder Silicium-Germanium (SiGe) eignen. Infolge der derzeit forcierten Weiterentwicklung der thermoelektrischen Halbleitermaterialien für TEG-Module wird für die nächsten Jahre erwartet, dass temperaturbeständige Materialien mit höheren Wirkungsgraden zur Marktreife gebracht werden können, wobei die Verfügbarkeit der dazu notwendigen Rohstoffe berücksichtigt werden muss (Böttner 2009).

Für die Anwendung im Fahrzeug mit Verbrennungsmotor bietet sich der Einsatz von TEG zur Rückgewinnung der Abgaswärme an, da hier ein hoher Temperaturgradient zwischen Abgas und Umgebung bzw. Kühlmittel realisierbar ist. Je nach betrachtetem Fahrzyklus und Einbauposition des TEG-Moduls ist bei Pkw mit Ottomotor mit einer maximal rekuperierbaren elektrischen Leistung von über 1 kW zu rechnen. Bei dieselmotorisch angetriebenen Pkw liegt die erzielbare elektrische Leistung aufgrund geringerer Abgastemperaturen niedriger als bei Fahrzeugen mit Ottomotor. (Eder/Neugebauer 2010)

Eine Untersuchung in einem Fahrzeug mit Ottomotor, bei dem das Kühlmittel gekühlte TEG-Modul (Bi_2Te_3) stromabwärts des Vorkatalysators angeordnet ist, ergibt eine Kraftstoffeinsparung im Autobahnbetrieb (135 km/h) von 4 bis 7%, im schwachlastigen NEFZ 1 bis 2 % (Liebl et al. 2009). Ein positiver Zusatzeffekt der TEG-Integration besteht in einem schnelleren Motorwarmlauf infolge Anbindung der TEG an das Kühlsystem, was bei Vollastbetrieb jedoch zu einem erhöhten Kühlleistungsbedarf führt

Zusammenfassung der Konzepte zur Abgaswärmenutzung

Bei allen Verfahren der Abgasenergienutzung im Fahrzeug sind die Wechselwirkungen mit den obligatorischen Abgasnachbehandlungssystemen zur Schadstoffreduzierung problematisch, da deren Funktion nicht infolge zu geringer Abgastemperaturen beeinträchtigt werden darf. Aus diesem Grund erfolgt bei den meisten Konzepten die Energieentnahme aus dem Abgasstrom nach dem Katalysator bzw. nach dem Partikelfilter. Neben dem Hauptabgasstrom kann bei Vorhandensein auch der Abgasstrom der gekühlten Abgasrückführung (AGR) als Wärmequelle genutzt werden, welcher ein deutlich höheres Temperaturniveau bietet als der Hauptstrom stromabwärts der Abgasnachbehandlung (Flik et al. 2009). Jedoch ist der Abgasmassenstrom durch den AGR-Kühler im Vergleich zum Hauptabgasstrom bedeutend geringer und bei Vollast nahe Null, sodass die im Fahrbetrieb übertragbare Wärmeleistung wesentlich niedriger ausfällt (Eder/Neugebauer 2010). Bei der Anwendung von Wärmerecuperationsverfahren, die konstruktiv in die Gestaltung der Abgasleitung eingreifen, ist zu beachten, dass eine Erhöhung des Abgasgedrucks zu einer Verringerung des thermischen Wirkungsgrades des Verbrennungsmotors führt.

3.4 Modellbildung und Simulation

Die Anwendung digitaler Simulationsverfahren ist heute in vielen Bereichen der technischen Entwicklung unverzichtbar geworden, da so bereits in frühen Phasen eines Entwicklungsprozesses das Verhalten komplexer Prozesse bzw. Systeme vorhergesagt und analysiert werden kann. Besonders bei der Entwicklung innovativer und komplexer Energiemanagementkonzepte im Fahrzeug ist die Rechnersimulation mittlerweile von wesentlicher Bedeutung. Die folgenden Abschnitte sollen einen kurzen Überblick über Grundbegriffe und Methoden der Modellierung und Simulation physikalischer Systeme geben, was zum Verständnis des in Kapitel 4 beschriebenen Gesamtfahrzeugmodells beiträgt.

3.4.1 Grundbegriffe

Ein Modell versteht sich als vereinfachte Nachbildung eines existierenden oder gedachten Systems in einem anderen begrifflichen oder gegenständlichen System (VDI 1996). Es dient

dazu, eine bestimmte Aufgabe zu lösen, sodass ein Modell immer für einen speziellen Modellzweck entwickelt wird, der den Fokus auf die Abbildung eines bestimmten Ausschnitts des Systemverhaltens legt und die Detaillierungstiefe bzw. die erreichbare Abbildungsgenauigkeit bestimmt (Lange/Schimanski 2006). Da ein abstraktes oder konzeptionelles Modell nicht direkt experimentierbar ist, muss ein solches in eine ausführbare Form, wie z. B. ein rechnerlesbares Programm überführt werden, welches dann als Simulationsmodell auf einem Digitalrechner ausgeführt werden kann (Bender/Schiller 2008). In Bezug auf Rechnersimulation besteht das Ziel der Modellbildung demnach in der Schaffung einer mathematischen Beschreibung des Systemverhaltens, wobei die zu wählende Komplexität bzw. Detaillierung von der Anwendung bzw. vom Modellzweck abhängt. Je komplexer bzw. detaillierter ein Modell ist, desto genauer kann es das Systemverhalten simulieren. Jedoch steigen dann sowohl der Rechenzeitbedarf als auch Umfang und Detaillierung der zur Modellparametrierung notwendigen Eingabedaten an. Bei der Wahl des Modellierungsverfahrens und der notwendigen Detaillierungstiefe besteht daher ein Zielkonflikt zwischen notwendiger Genauigkeit und der verfügbaren Rechenleistung (Isermann 2006). Es sind überdies auch die zur Simulation verwendete Hardware und Betriebssoftware sowie die anwendungsspezifischen Anforderungen an Rechengeschwindigkeit bei der Modellbildung zu berücksichtigen (Richert 2005). Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines realen Prozesses mittels mathematischer Modelle haben sich grundsätzlich drei alternative Vorgehensweisen etabliert (Isermann 2006):

- Mittels *theoretischer Modellbildung* werden mathematische Modelle aus physikalischen Gesetzen abgeleitet. Dabei müssen der detaillierte Aufbau und die Parameter des abzubildenden Systems bekannt sein (White-Box-Modell). Theoretische Modellbildung, die zu nichtlinearen Differentialgleichungen führt, beinhaltet stets vereinfachende Annahmen über den abzubildenden Prozess, um überhaupt mit überschaubarem Aufwand eine Berechnung zu ermöglichen (Schmidt et al. 2000). Ein wesentlicher Vorteil physikalischer Modelle ist die relativ gute Übertragbarkeit des Modells auf verwandte Systeme.
- Bei der *experimentellen Modellbildung* wird von einer bestimmten Modellstruktur ausgegangen, wobei mathematische Modelle durch die Auswertung gemessener Ein- und Ausgangssignale bestimmt werden. Dabei ist die Kenntnis der genauen inneren physikalischen Zusammenhänge des zu modellierenden Systems nicht erforderlich (Black-Box-Modell). Nachteilig ist bei diesem Vorgehen, dass die Modellparameter auf Zahlenwerten basieren, die aus gemessenem Verhalten des betrachteten Systems ermittelt werden und somit das Modell nur sehr eingeschränkt auf verwandte Systeme übertragen werden kann.
- Neben den angeführten Reinformen werden häufig Mischformen zwischen theoretischer und experimenteller Modellbildung angewendet (Gray-Box-Modell bzw. *Hybride Modellbildung*). Diese Modelle enthalten sowohl physikalische Grundgleichungen als auch messdatenbasierte Informationen und eignen sich besonders, wenn neben einer guten Prozesskenntnis eine hinreichende Anzahl von Messergebnissen verfügbar ist.

Eine weitere Möglichkeit der Unterscheidung von Modellierungsverfahren für die numerische Simulation physikalischer Zusammenhänge besteht in der Differenzierung von *kausaler* (bzw.

signalflussorientierter) und *akausaler* (auch physikalischer bzw. energieflussorientierter) Beschreibung. Kausale Methoden beruhen auf einem direkten kausalen Zusammenhang zu einer Vorgängergröße, sodass ein Output nur über algebraische Zusammenhänge und die entsprechenden Eingänge berechnet werden kann. Durch die kausale Modellierung lassen sich nicht-lineare Systeme, besonders wenn die Zahl der Zustandsgrößen zeitabhängig ist, nur schwer darstellen und die Einsicht in die physikalische Struktur geht verloren. Zudem ist die Austauschbarkeit und Wiederverwendbarkeit von Teilmodellen nur eingeschränkt möglich. Die signalflussorientierte Modellierung eignet sich eher für die Abbildung von Regelstrecken. Bei der akausalen Modellierung sind keine expliziten In- und Outputs auf einer bestimmten Komponentenebene vorgesehen, sodass der Benutzer nicht nach bekannten und unbekanntem Variablen umzuformen oder eine prozedurale Ordnung einzuhalten hat. Die Komponenten lassen sich anhand ihrer physikalischen und mathematischen Zusammenhänge durch Differentialgleichungen oder algebraische Gleichungen und deren Verbindung zu anderen Komponenten beschreiben. Das Verbinden von Komponenten erfolgt über generierte Flüsse und Potenziale bzw. Differenzen, die sich am physikalischen Verhalten orientieren. Das vorliegende Differentialgleichungssystem wird vom Modellierungstool durch symbolische Transformation in eine für den numerischen Solver lösbare Form gebracht, die sich mit bekannten Verfahren integrieren lässt. Ein Vorteil der akausalen Modellierung bei der Abbildung komplexer dynamischer Systeme besteht darin, dass die physikalische Struktur des Gesamtsystems erhalten bleibt und auch die Beschreibung der Komponenten den lokalen physikalischen Gleichungen entspricht. (Hommel 2006)

Die Modellbildung und Simulation von Fahrzeugantrieb bzw. der Fahrzeuglängsdynamik lässt sich aus physikalischer Sicht in *dynamische* und *quasistationäre* Ansätze unterteilen. Die *dynamische Modellbildung* beruht auf einer kausalen Abbildung der physikalischen Ursache-Wirkungs-Abfolge, sodass das dynamische Verhalten des Fahrzeugs in einer Vorwärtssimulation berechnet wird. Ausgehend von einem vorgegebenen Sollgeschwindigkeitsprofil versucht das Fahrermodell eine möglichst geringe Abweichung von Soll- und Ist-Geschwindigkeit einzustellen. Dazu dienen Stellgrößen wie z. B. Gas- und Bremssignal, aus denen in Abhängigkeit vom momentanen Motorbetriebspunkt bzw. der Motordrehzahl ein Antriebs- bzw. Bremsmoment erzeugt wird, welches auf die Antriebsachse wirkt. Eine vereinfachte und weniger rechenintensive Betrachtung des Fahrzeugantriebs ist mit Hilfe des *quasistationären* Ansatzes möglich, bei dem eine Rückwärtssimulation erfolgt. Diese basiert auf der Umkehrung der physikalischen Kausalitätskette, indem die über den Fahrzyklus vorgegebene Soll-Geschwindigkeit gleich der Ist-Geschwindigkeit gesetzt wird. Diese Annahme ist dann gerechtfertigt, wenn die verfügbare Antriebs- und Bremsleistung ausreichen, um dem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil ohne wesentliche Abweichungen zu folgen. Bei dem *quasistationären* Ansatz wird ausgehend vom Geschwindigkeits-, Beschleunigungs- und Steigungsprofil die Raddrehzahl und über die Fahrwiderstandsgleichung letztlich das Radantriebsmoment bestimmt. Der geringere Rechenaufwand resultiert daraus, dass lediglich algebraische und keine Differentialgleichungen gelöst werden müssen. (Back 2006)

3.4.2 Multiphysikalische Simulation und Kopplung von Modellen

Die Subsysteme eines komplexen technischen Systems, wie z. B. eines Fahrzeugs, sind meist durch unterschiedliche physikalische Domänen charakterisiert, die untereinander in Wechselwirkung stehen. Eine Gesamtsystemsimulation verfolgt das Ziel, ein komplexes System unter Berücksichtigung aller relevanten Verknüpfungen zwischen den beteiligten physikalischen Domänen abzubilden und das Systemverhalten einschließlich interdisziplinärer Wechselwirkungen zu simulieren (Kitte et al. 2008). Für die Simulation derart komplexer Fragestellungen, wie z. B. das Energie- bzw. Wärmemanagement im Kraftfahrzeug, haben sich in den letzten Jahren verschiedene Simulationsmethoden zur Beschreibung des Gesamtsystems etabliert. Dazu zählen die einfache Kopplung mehrerer Simulationswerkzeuge, die Co-Simulation und schließlich die Modellierung des Gesamtsystems innerhalb einer Softwareumgebung (Tegethoff et al. 2006).

Die einfache Kopplung von Programmen mittels paarweise ausgerichteter Schnittstellen stößt bei einer bidirektionalen Kopplung mehrerer Programme an ihre Grenzen, da mit jedem zusätzlichen Tool die Zahl der zu entwickelnden Schnittstellen zunimmt und die Synchronisierung der Datenströme als sehr aufwändig erscheint.

Die Co-Simulation stellt eine Methode dar, bei der verschiedene Softwareprodukte über eine neutrale Middleware gekoppelt sind. Diese Software sorgt für eine geordnete Kopplung über standardisierte Schnittstellen und einen synchronen Datenaustausch zwischen den verschiedenen Programmen (Tegethoff et al. 2006). Zudem können die Benutzeroberflächen der angebundenen Tools genutzt und auf alle internen Zustände zugegriffen werden (Lindemann et al. 2009). Die an der Kopplung beteiligten Programme laufen parallel unter Nutzung ihrer eigenen Solver, sodass sich die Rechenzeit gegenüber einer sequenziellen Abarbeitung deutlich reduziert (Schneider et al. 2007). Die Co-Simulation eignet sich daher besonders für große industrielle Entwicklungsteams, die bereits mit einer Reihe verschiedener anwendungsspezifischer Expertentools arbeiten und diese somit auch für die Gesamtsystemsimulation verwenden können (Lund et al. 2008).

Ein alternativer Weg zur Kopplung verschiedener Simulationsprogramme besteht in der Beschreibung des Gesamtsystems in einer einheitlichen Sprache. Der Weg einer multiphysikalischen Gesamtsystemsimulation auf der Grundlage eines allgemeinen Simulationswerkzeugs kann vielfach sinnvoller sein als eine spezielle Fachdisziplin in den Mittelpunkt zu stellen und durch fachfremde Komponenten zu ergänzen (Otter 1993). Bereits 1978 hat Elmquist (1978) mit der Entwicklung der objektorientierten Modellierungsumgebung Dymola⁷ den Weg für eine multidisziplinäre Modellierung aufgezeigt. Das Grundprinzip der objektorientierten Modellierung besteht in der möglichst direkten Abbildung eines physikalischen Systems in Modellobjekte. Dabei wird keine Kausalität festgelegt sondern lediglich die Beziehungen zwischen Objekten bzw. beschreibenden Variablen definiert (Otter 1993). Objekte besitzen die Eigenschaften *Zustand*, *Verhalten* und beinhalten Parameter, Variablen und Schnittstellen. Sie können entsprechend ihrer physikalischen Zusammenhänge mittels Konnektoren miteinander verschaltet werden. Besitzen Objekte ähnliche oder identische Eigenschaften, bilden sie eine

⁷ Dymola ist ein Produkt von Dassault Systèmes

Klasse, welche wiederum Eigenschaften oder Verhaltensweisen an beliebig viele Subklassen vererben kann (Grill 2006). Diese Möglichkeiten der objektorientierten Modellierung vereinfachen die Entwicklung komplexer und hochflexibler Modellbibliotheken nach dem Baukastenprinzip, wodurch ein hohes Maß an Wiederverwendbarkeit der in sich abgeschlossenen Teilmodelle ermöglicht wird (Kitte et al. 2008).

Ein weiteres Kriterium bei der Auswahl einer geeigneten Simulationssoftware für die Gesamtfahrzeugsimulation besteht in der Verfügbarkeit bzw. Transparenz des Quellcodes. Viele kommerzielle Tools erlauben nur einen eingeschränkten Zugriff bzw. Einblick in den Quellcode der integrierten Basismodelle. Insbesondere wenn das Modell zu Forschungszwecken eingesetzt werden soll und vielfältige Eingriffe, Modellerweiterungen und Modifikationen erforderlich sind, gewinnt die Quellcodeverfügbarkeit an Bedeutung. Letztlich ist eine Entscheidung zu treffen zwischen einem integrierten multiphysikalischen System, welches alle Anwender benutzen, was aber eventuell einige Kompetenzfelder nicht hinreichend detailliert abbildet oder der Kopplung verschiedener Expertensysteme (Seider/Bet 2010).

4 Modellbildung

In dem folgenden Kapitel werden die für das Wärmemanagement wesentlichen Teilmodelle des GFM vorgestellt. Der Fokus liegt dabei auf den Komponenten des Antriebsstrangs, der Nebenaggregate, der Fahrwiderstandsbestimmung sowie auf den Modellen von Kühlsystem, Klimatisierung und Abgasanlage.

4.1 Anforderungen an ein Gesamtfahrzeugmodell zur Simulation von Wärmemanagementmaßnahmen

Von der Zielsetzung ausgehend lassen sich der Modellzweck und die daraus resultierenden Anforderungen an das zu entwickelnde Simulationsmodell für ein Fahrzeug definieren. Unter einem Gesamtfahrzeugmodell kann ein Modell verstanden werden, welches die Komponenten Fahrdynamik, Fahrwerk, Antriebsstrang, Bremse und Lenkung enthält (Isermann 2006). Diese Teilmodelle benötigen diverse Eingangsgrößen, wie z. B. die vom Fahrer vorgegebene Gas- und Bremspedalstellung, sowie Randbedingungen wie Seiten- bzw. Gegenwind, Kraftschlussbeiwert und Fahrbahnunebenheiten. Es ist jedoch bei der Modellierung eines derart komplexen Systems essentiell, den Modellierungsaufwand durch geeignete Vereinfachungen zu reduzieren, sofern diese mit dem Modellzweck vereinbar sind. Ein Gesamtfahrzeugsimulationssystem zur Bewertung von Antriebskonzepten bezüglich Energieeffizienz sollte in der Lage sein, instationäre Abläufe last-, zeit- und temperaturabhängig wiederzugeben und unterschiedliche Fahrprofile sowie Umgebungsbedingungen nachbilden zu können (Lund et al. 2008).

Nachdem auf den Modellzweck und die geltenden Randbedingungen für das zu entwickelnde Simulationsmodell eingegangen wird, folgt ein Überblick über die bei der Modellierung getroffenen Annahmen und Vereinfachungen.

4.1.1 Modellzweck und definierte Randbedingungen

Die Formulierung des Modellzwecks ist für eine zielführende Modellentwicklung eine wesentliche Voraussetzung. Das im Rahmen der vorliegenden Arbeit beschriebene GFM soll folgende Aufgaben erfüllen bzw. Eigenschaften besitzen:

- Abbildung aller relevanten Energieflüsse (mechanisch, elektrisch, thermisch) zur Bewertung des Energieverbrauchs eines Pkw unter instationären Betriebsbedingungen
- Berücksichtigung unterschiedlicher Umgebungsbedingungen und Fahrprofile
- Betrachtung des Einflusses von Wärmemanagementmaßnahmen und Verlustwärmenutzungskonzepten auf Warmlaufverhalten, Kraftstoffverbrauch und Heizkomfort bei gesetzlichen und kundenorientierten Fahrzyklen
- Abbildung der temperaturabhängigen Verluste (Reibung) in Antriebskomponenten
- Anwendung des Modells auf konventionelle und alternative Antriebskonzepte z. B. Hybridantriebe unter Berücksichtigung des thermischen Verhaltens elektrischer Komponenten

- temperaturabhängiger Einsatz bzw. Leistungsaufnahme von Nebenaggregaten
- Simulation des Längsdynamikverhaltens zur Bewertung des Beschleunigungsverhaltens unter Berücksichtigung des Reifenschlupfes
- Einfache Austauschbarkeit (Modularität) von Teilmodellen und Erweiterbarkeit durch weitere Module bzw. Teilsysteme
- Einfache Ableitung von Modellvarianten mit problemspezifischer Modellierungstiefe
- praktikable Simulationsperformance (Rechendauer für eine Streckensimulation sollte deutlich geringer als die simulierte Fahrzeit sein)
- Benutzerfreundliche Bedienung des Modells und automatisierter (skriptgesteuerter) Ablauf von Simulationsrechnungen zur Parametervariation und -optimierung

4.1.2 Getroffene Annahmen bei der Modellbildung

Bei der Modellbildung und Simulation mit dem GFM werden folgende Effekte vernachlässigt, um die Komplexität des Modells zu begrenzen:

- Verwendung eines Einspurmodells, da querdynamische Effekte, Fahrbahnunebenheiten und eine variierende Fahrbahnoberflächenbeschaffenheit (auch durch Feuchtigkeit) für die Energiebilanz des Fahrzeugs eine untergeordnete Rolle spielen.
- Vernachlässigung von Druckverlusten und Rohrreibung in hydraulischen Systemen (z. B. Kühlmittelkreislauf) und Druckpulsationen über ein Arbeitsspiel des Verbrennungsmotors
- Schadstoffemissionen und deren Beeinflussung durch Wärmemanagement werden nicht betrachtet, da sich die Komplexität der Modelle des Verbrennungsmotors und der Abgasanlage deutlich erweitern würde.
- Schwankungen des Umgebungsdrucks und der Luftfeuchtigkeit und der daraus resultierende Einfluss auf Wärmeübergang und Luftwiderstand werden nicht berücksichtigt.
- In Fluidbehältern wird von homogener Durchmischung der einzelnen Bestandteile ausgegangen.

4.1.3 Eigenschaften des verwendeten Simulationstools

Zu Beginn des Projekts „Energiemanagement im Kfz“, in dessen Rahmen die vorliegende Arbeit entstand, wurde das Simulationstool Dymola in der Version 6.1 ausgewählt, mit dem das GFM entwickelt werden sollte. Die wesentlichen Anforderungen bei der Auswahl des Tools sind Stabilität, Bedienbarkeit, Erweiterbarkeit (Entwicklung eigener Bibliotheken), Zukunftssicherheit, Investitionsschutz, langfristige Wartungsmöglichkeit und Kompatibilität mit den vorhandenen Systemen.

Dymola ist ein kommerzielles Simulationsprogramm, welches in der frei verfügbaren objektorientierten Programmiersprache Modelica multiphysikalische Modelle erstellen, interpretieren und auswerten kann. Die Objektorientierung begünstigt den Aufbau eigener umfangreicher Komponentenbibliotheken. Die mathematische Beschreibung von Modelica-Modellen erfolgt durch Differentialgleichungen sowie durch algebraische und diskrete Gleichungen.

Dymola unterstützt neben der physikalischen und der experimentellen auch die hybride Modellbildung, sodass der Entwickler die Art der Modellierung an die Problemstellung anpassen kann. Die Modellierung in Dymola kann mit Hilfe einer grafischen Oberfläche oder durch Programmierung in Modelica auf Quellcode-Ebene erfolgen, wobei für den Entwickler die volle Code-Transparenz gegeben ist. Neben der *Modelica Standard Library* sind eine Reihe freier und kommerzieller Modellbibliotheken verschiedener Domänen verfügbar. Der Anwender kann somit vollkommen frei darüber entscheiden, aus welchen Bestandteilen und in welcher Detaillierung sein Modell aufgebaut werden soll. Dymola / Modelica unterstützt die Verwendung physikalischer Schnittstellen, die den Energieaustausch zwischen zwei Teilmolellen standardisiert abbilden.

In dem beschriebenen Gesamtfahrzeugmodell werden die in Tabelle 4.1 aufgeführten Schnittstellentypen verwendet, wobei, wenn möglich, auf verfügbare Konnektoren der Standardbibliotheken zurückgegriffen wird.










Name	Typ	Potenzialvariable	Flussvariable	Symbol
<i>Rotational Flange</i>	rotatorisch	Winkel	Drehmoment	
<i>Translational Flange</i>	translatorisch	Weg	Kraft	
<i>Electrical Pin</i>	elektrisch	elektrische Spannung	elektrischer Strom	
<i>HeatPort</i>	thermisch	Temperatur	Wärmestrom	
<i>Real In-/Output</i>	Signal	Real		
<i>Integer In-/Output</i>		Integer		
<i>Boolean In-/Output</i>		Boolean		
<i>SignalBus</i> *	Signal Bus	konfigurierbar		
<i>ThermalMassFlow</i> *	thermischer Massenstrom	Temperatur	Massenstrom	

Tabelle 4.1: Im Gesamtfahrzeugmodell verwendete Konnektoren nach Otter (Otter 2007), die mit * gekennzeichneten entstammen nicht der *Modelica Standard Library*

Für die in den folgenden Kapiteln aufgeführten Gleichungen gelten die Modelica-Konventionen, wonach alle in ein System fließenden Stoff- und Energieströme positiv und alle herausfließenden mit negativem Vorzeichen deklariert werden (Fritzson 2004).

4.2 Das Gesamtfahrzeugmodell im Überblick

Die in dem nachfolgenden Kapitel beschriebenen Modellkomponenten des Gesamtfahrzeugmodells können zu diversen Fahrzeugkonfigurationen und -topologien zusammengefügt werden. In Abbildung 4.1 ist exemplarisch die oberste Modellebene des Dymola-Gesamtfahrzeugmodells für das Referenzfahrzeug 2, einen BMW 335i, dargestellt. Hierbei erfolgt die energetische Kopplung der Teilmodelle meist durch physikalische Schnittstellen, über die Energie und Stoffströme übertragen werden können. Zudem verfügt das GFM über einen Signalbus, über den von den Teilmodellen aus auf globale Variablen zugegriffen werden kann (Otter et al. 2000). Das Gesamtfahrzeugmodell arbeitet nach dem Prinzip der Vorwärtssimulation, bei dem der Fahrer seinen Beschleunigung- bzw. Verzögerungswunsch an-

hand der Regeldifferenz zwischen vorgegebener Soll- und sich einstellender Ist-Geschwindigkeit vorgibt.

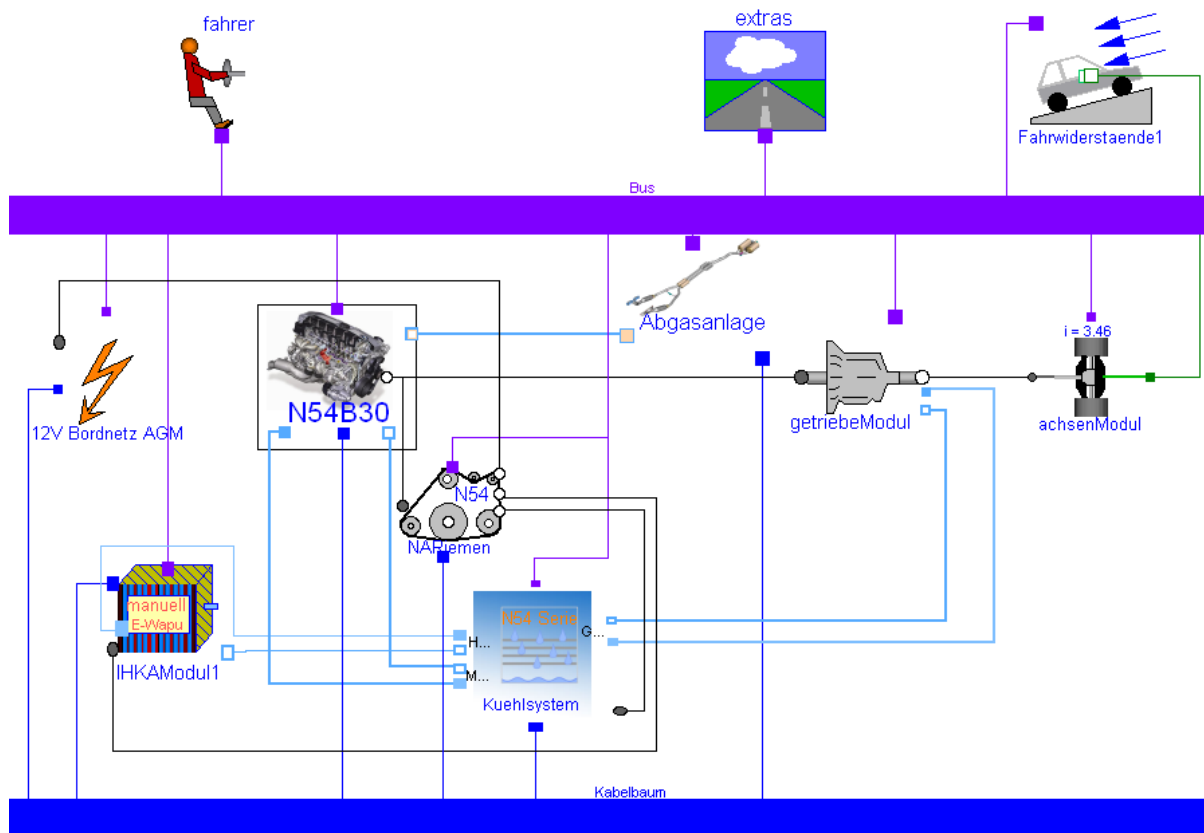


Abbildung 4.1: Gesamtfahrzeugmodell für das Referenzfahrzeug BMW 335i

Die Teilmodelle *Bordnetz*, *Fahrer* und *Extras* werden im Rahmen dieser Arbeit nicht ausführlich beschrieben, da sie für das Verständnis der dargestellten Methodik sowie für die Ergebnisse nur eine untergeordnete Bedeutung haben. Jedoch soll am Ende des Kapitels jeweils kurz auf die wesentlichen Funktionen eingegangen werden, um einen vollständigen Überblick über das Gesamtmodell zu gewähren.

4.3 Das Modell des Verbrennungsmotors

In der Gesamtfahrzeugsimulation ist das Modell des Verbrennungsmotors von zentraler Bedeutung, da der Motor für die Umwandlung der Primärenergie verantwortlich ist und zugleich die größte Verlustquelle im Fahrzeug darstellt.

Die in Kapitel 4.1 definierten Anforderungen an das GFM beeinflussen den Detaillierungsgrad und die Struktur des Motormodells maßgeblich. Bei der Betrachtung von Wärmemanagementmaßnahmen stehen in erster Linie das instationäre Warmlaufverhalten, die temperaturabhängige Reibung sowie die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs im Vordergrund. Demzufolge sind Extrembedingungen, wie z. B. lang andauernde Volllastzustände bei Bergfahrten, wie sie für die Absicherung der Betriebsfestigkeit relevant sind, nur bedingt zu berücksichtigen.

Aus der Forderung nach kurzen Rechenzeiten für die Gesamtfahrzeugsimulation von Fahrzyklen lassen sich mögliche Modellierungsansätze, wie z. B. CFD oder FEM, aufgrund hoher

Komplexität ausschließen. Zudem bestimmt die Verfügbarkeit von Daten zur Parametrierung der Modelle, die besonders in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses sehr eingeschränkt ist, den realisierbaren Detaillierungsgrad. Daraus leitet sich eine weitere Anforderung ab: Das Motormodell soll mit Hilfe einer überschaubaren Zahl an Kennfeldern und Kenngrößen zu bedaten sein, die beim Motorenhersteller verfügbar sind. Dies ermöglicht das Ableiten ähnlicher Modellvarianten, indem die charakteristischen Kenndaten ausgetauscht werden.

4.3.1 Aufbau und Modellstruktur

Für eine umfassende Energiebilanzierung im Gesamtfahrzeug sowie zur Berechnung von Medientemperaturen bei transienten Warmlaufvorgängen eignen sich für die Abbildung von Verbrennungsmotoren Mittelwertmodelle mit eingebundenen 0D- und 1D-Modellen (Friedrich et al. 2008; Friedrich et al. 2009). Die Betrachtung des Verbrennungsmotors als kontinuierlich durchströmtes System, welches durch Mitteldrücke, mittlere Temperaturen und Massenströme beschrieben wird, bringt gegenüber einer über den Kurbelwinkel aufgelösten Arbeitsprozessrechnung enorme Vorteile in Hinblick auf die Rechengeschwindigkeit bei hinnehmbaren Genauigkeitsverlusten (Weinrich 2009).

Die in Abbildung 4.2 dargestellte Struktur des Motormodells beinhaltet fünf Teilmodelle, die entsprechend definierten Anforderungen unterschiedliche Abstraktionsgrade besitzen. Die vom Motormodell benötigten Eingangsvariablen sowie die zu berechnenden Zielgrößen sind ebenso dargestellt.

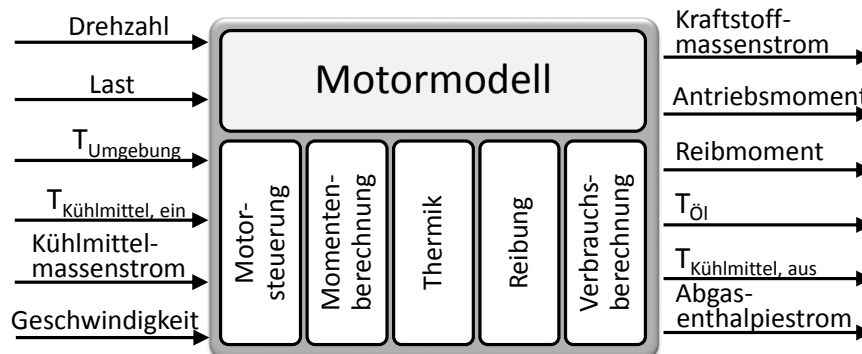


Abbildung 4.2: Ein- und Ausgangsgrößen sowie Submodule des Motormodells

Zur Berechnung der Zielgrößen stehen aus anderen Modellen des GFMs die Variablen *Getriebeeingangsdrehzahl*, *Last*, *Umgebungstemperatur*, *Geschwindigkeit*, *Kühlmiteleintrittstemperatur* und *Kühlmittelmassenstrom* zur Verfügung.

Das Motormodell benötigt zur Simulation folgende Datensätze, die vom Anwender bereitzustellen sind:

- Kennfeld des Hochdruckmoments als $f(\text{Drehzahl}, \text{Last})$
- Kennfeld des Ladungswechsellmoments als $f(\text{Drehzahl}, \text{Last})$
- Kennfeld der Abgastemperatur nach Turbine als $f(\text{Drehzahl}, \text{indiziertes Drehmoment})$
- Kennfeld des Abgasmassenstroms als $f(\text{Drehzahl}, \text{indiziertes Drehmoment})$
- Kennfeld des Kraftstoffmassenstroms als $f(\text{Drehzahl}, \text{indiziertes Drehmoment})$

- Kennfelder der Reibmomente von Kolben u. Pleuellager, Hauptlager, Ventiltrieb, Ölpumpe als $f(\text{Drehzahl, Öltemperatur})$
- Kennlinie des Vollastdrehmoments als $f(\text{Drehzahl})$
- Massenträgheitsmoment des kompletten Motors

Falls nicht alle genannten Daten verfügbar sind, kann das Modell mit einer geringeren Detaillierung verwendet werden, wie Tabelle 4.2 zeigt.

Teilmodell	Detailliert, mit einzelnen temperatur- abhängigen Reibgruppen	Vereinfacht, mit temperaturabhän- giger Reibung	Einfach, ohne Thermik
Motorsteuerung	n_{Leerlauf} $n_{\text{Schubabschaltung}}$ $n_{\text{Leerlaufanhebung}}$	n_{Leerlauf} $n_{\text{Schubabschaltung}}$	n_{Leerlauf} $n_{\text{Schubabschaltung}}$
Momentenberechnung	KF $M_{\text{Hochdruck}} = f(n, \text{Last})$ KF $M_{\text{Ladungswechsel}} = f(n, \text{Last})$ KL $M_{\text{vollast}} = f(n)$ Massenträgheitsmoment Θ	KF $M_i = f(n, \text{Last})$ KL $M_{\text{vollast}} = f(n)$	KF $M_{\text{eff}} = f(n, \text{Last})$ Massenträgheitsmoment Θ
Thermik	KF \dot{m}_{Abgas} KF T_{Abgas} KF $\dot{Q}_{\text{Ladeluft}}$	KF \dot{m}_{Abgas} KF T_{Abgas}	
Reibung	KF $M_{\text{Kolben\&Pleuel}} = f(n, T_{\text{Öl}})$ KF $M_{\text{Hauptlager}} = f(n, T_{\text{Öl}})$ KF $M_{\text{Ventiltrieb}} = f(n, T_{\text{Öl}})$ KF $M_{\text{Ölpumpe}} = f(n, T_{\text{Öl}})$	KF $M_{\text{Reibung Motor}} = f(n, T_{\text{Öl}})$	
Verbrauch	KF $\dot{m}_{\text{Kraftstoff}}$	KF $\dot{m}_{\text{Kraftstoff}}$	KF $\dot{m}_{\text{Kraftstoff}}$

Tabelle 4.2: notwendige Daten für Anwendung des Motormodells in verschiedenen Detaillierungsgraden

So kann das Modell auch verwendet werden, wenn nur wenige Informationen zu einem speziellen Motor vorliegen. Dies hat jedoch zur Folge, dass nur ein eingeschränkter Umfang an Ergebnisgrößen in der Simulation erzeugt wird und zu bestimmten Fragestellungen, beispielsweise zum temperaturabhängigen Verlustverhalten während des Warmlaufvorgangs, keine detaillierten Aussagen möglich sind.

4.3.2 Die Teilmodelle Motorsteuerung und Momentenberechnung

Das Teilmodell *Motorsteuerung* beinhaltet die Leerlaufdrehzahlregelung und die Erkennung von Schubphasen zur Schubabschaltung. Die Regelung der Leerlaufdrehzahl erfolgt mittels PD-Regler, der durch Einstellen des Lastsignals die Regeldifferenz zwischen Soll- und Ist-Drehzahl minimiert. Beide Funktionen haben einen erheblichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und werden daher im Modell abgebildet.

Eine weitere Funktion der Leerlaufdrehzahlregelung stellt die Anhebung der Leerlaufdrehzahl während der ersten Minuten nach einem Motorstart dar. Diese Maßnahme zur Verkürzung der Light-Off-Dauer ist Teil der Katalysator-Heizstrategie, welche auf die geltende Schadstoffgesetzgebung zugeschnitten ist. Eine erhöhte Leerlaufdrehzahl führt zu einer Erhöhung des Ab-

gasmassenstromes, was die Erwärmung des Katalysatormonolithen durch einen größeren Wärmeübergang beschleunigt. Die Bestimmung des Betrags und der Dauer der Leerlaufdrehzahlanhebung sind abhängig von der Umgebungs- bzw. Starttemperatur, was im Modell mittels linearer Funktionen umgesetzt wird.

Die Schuberkennung sorgt für die Abschaltung der Kraftstoffzufuhr in Fahrsituationen, in denen der Fahrer das Gaspedal (Beschleunigungspedal) nicht betätigt und die Motordrehzahl oberhalb der Wiedereinsetzdrehzahl liegt.

Im Teilmodell *Momentenberechnung* erfolgt zunächst die Bestimmung des indizierten Drehmoments in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Lastsignal. Hierzu werden das Hochdruck- und das Ladungswechsellmoment aus Kennfeldern über Motordrehzahl und Lastsignal ausgelesen, wobei zwischen den Kennfeldpunkten linear interpoliert wird. Durch Addition der beiden Größen ergibt sich das indizierte Drehmoment.

$$M_i = M_{LDW} + M_{HD} \quad (4.1)$$

Das vom Verbrennungsmotor an der Kurbelwelle aufgebrauchte effektive Drehmoment ergibt sich aus der Differenz des indizierten Momentes und des Reibmomentes.

$$M_e = M_i - M_R \quad (4.2)$$

Da die Bestimmung des Reibmomentes unter Berücksichtigung der Öltemperatur eine wesentliche Anforderung bei der Bewertung von Wärmemanagementmaßnahmen darstellt, beschreiben die beiden folgenden Kapitel das Reibmodell und das thermische Motormodell.

4.3.3 Das Teilmodell Reibung

Das motorinterne Reibmoment M_R wird im Teilmodell *Reibung* in Abhängigkeit von Öltemperatur und Motordrehzahl ermittelt. Einen für Ottomotoren anwendbaren Ansatz zur Bestimmung der Reibverluste beschreibt Fischer (Fischer 1999). Dieser setzt jedoch eine Vielzahl an motorspezifischen bzw. konstruktiven Daten, wie z. B. Lagerspiele oder Federkräfte im Ventiltrieb, voraus. Überdies werden die lokalen Schmierfilmttemperaturen zur Berechnung der dynamischen Viskosität des Öls verwendet, was ein hohes Maß an Detaillierung des thermischen Motormodells voraussetzt.

Die ebenfalls von Fischer vorgestellten vereinfachten Ansätze zur Vorausberechnung der Gesamtreibverluste von Ottomotoren eignen sich prinzipiell für die Anwendung auf die abzubildenden Referenzmotoren, da hierzu nur wenige konstruktive Angaben sowie ein vermessener Referenzpunkt notwendig sind. Da für die Referenzmotoren detaillierte Messergebnisse von Motorstripversuchen vorliegen, ist es naheliegend, aus den Versuchsergebnissen erstellte Kennfelder zur Berechnung der Reibverluste zu verwenden. Die Verlustleistung der vom Verbrennungsmotor angetriebenen Nebenaggregate wird separat im Modell *RiementriebNebenaggregate* bilanziert. Diese Betrachtungsweise ermöglicht z. B. den Austausch einzelner Aggregate oder Parameterstudien zu alternativen Nebenaggregatekonzepten (Stegmann et al. 2008). Die vorliegenden Ergebnisse der Motorstripmessungen beinhalten die Schleppmomente der einzelnen Reibgruppen bei Öltemperaturen von 20 bis 140 °C und Drehzahlen zwischen Leerlauf- und Maximaldrehzahl. Das Reibmoment wird in die Reibgruppen *Kolben und Pleuel*, *Hauptlager*, *Ventiltrieb* und *Ölpumpe* unterteilt und in einzelnen Kennfeldern über

Öltemperatur und Drehzahl abgelegt. Um den Temperaturbereich unterhalb von 20 °C mit abzubilden, werden die Einzelreibmomente linear extrapoliert. Abbildung 4.3 zeigt den Reibmitteldruck in Abhängigkeit von Drehzahl und Öltemperatur eines aufgeladenen 6-Zylinder-Otto-DI-Motors aus dem BMW 335i.

Der Einfluss der Last auf das Reibmoment ist nach Fischer (1999) nur bei der Reibung zwischen Kolben und Zylinderbuchse signifikant. Wie in Abbildung 4.4 erkennbar ist, bleibt der Anteils des lastabhängigen Betrags am Gesamtreibmoment eines Verbrennungsmotors relativ niedrig.

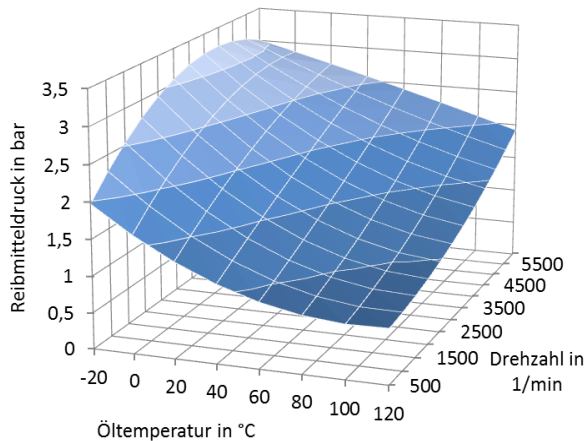


Abbildung 4.3: Reibmitteldruck des 6-Zylinder Otto-DI-Motors des BMW 335i

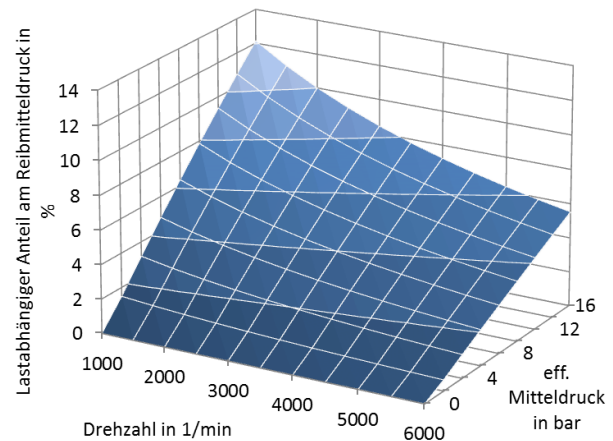


Abbildung 4.4: Prozentualer Anteil des lastabhängigen Reibmitteldrucks am Gesamtreibmitteldruck nach (vgl. Fischer 1999)

Zwar kann der Einfluss des lastabhängigen Reibmoments auf das indizierte Moment bzw. auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs im Allgemeinen als relativ gering angesehen werden. Jedoch kommt dieser Effekt besonders im Bereich niedriger Drehzahlen zum Tragen, in welchem der Verbrennungsmotor relativ häufig betrieben wird. Daher wird der lastabhängige Reibungsanteil nach der Berechnungsmethode von Fischer zu der im Kennfeld ermittelten Kolbenreibung bei geschlepptem Betrieb hinzuaddiert. Alternativ zur Verwendung von Schleppmomentenkennfeldern kann für unbekannte Motoren das vereinfachte rein empirische Reibmodell nach Fischer (1999) verwendet werden.

4.3.4 Das Teilmodell Thermik

Das Teilmodell *Thermik* umfasst die Berechnung des Wärmeeintrags in die Motorstruktur, das thermische Netzwerk sowie die Berechnung der Abgastemperatur und des -massenstroms.

Die Bestimmung des Gesamtwärmeeintrags in die Zylinderwände, den Zylinderkopf sowie in die Auslasskanäle erfolgt mittels einer Bilanz der Stoff- und Energieströme am Motor. Aus den bekannten zu- und abfließenden Energieströmen kann der Wandwärmestrom \dot{Q}_{WW} berechnet werden. Von dem aus der Verbrennung des Kraftstoffs freigesetzten Wärmestrom \dot{Q}_B werden die effektive mechanische Leistung an der Kurbelwelle P_e , der den Motor verlassende Abgasenthalpiestrom $\Delta\dot{H}_{AG}$ und der am Ladeluftkühler an das Kühlmedium übertragene Wärmestrom \dot{Q}_{LLK} abgezogen.

$$\dot{Q}_{WW} = \dot{Q}_B - P_e - \Delta\dot{H}_{AG} - \dot{Q}_{LLK} \quad (4.3)$$

Der durch den Kraftstoff in den Motor eingebrachte Wärmestrom ergibt sich nach Gleichung (4.4) als Produkt aus Kraftstoffmassenstrom und Heizwert, wenn von einer vollständigen Umsetzung des Kraftstoffs im Brennraum ausgegangen wird.

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot H_u \quad (4.4)$$

Die effektive Leistung an der Kurbelwelle lässt sich nach Gleichung (4.5) als das Produkt aus effektivem Drehmoment und der Winkelgeschwindigkeit definieren.

$$P_e = M_e \cdot \omega \quad (4.5)$$

Der Abgasenthalpiestrom berechnet sich aus dem Produkt des Abgasmassenstroms und der Differenz der spezifischen Enthalpien von Turbinenausstritt und Lufteintritt, wie Gleichung (4.6) zeigt (van Basshuysen 2007). Die Eintrittstemperatur entspricht dabei der Umgebungstemperatur. Die spezifische Wärmekapazität des Abgases wird in Abhängigkeit von Temperatur und Verbrennungsluftverhältnis mit Hilfe einer empirischen Polynomfunktion nach Gleichung (4.86) berechnet, wie in Kapitel 4.11.3.1 näher beschrieben ist.

$$\Delta\dot{H}_{AG} = \dot{m}_{AG} \cdot (h_{AG\,aus} - h_{AG\,ein}) = \dot{m}_{AG} \cdot (c_{p\,AG\,aus} \cdot T_{aus} - c_{p\,AG\,ein} \cdot T_{ein}) \quad (4.6)$$

Die Bestimmung der Abgastemperatur und des -massenstroms erfolgen im Teilmodell *AbgasMotor* mit Hilfe vorliegender Kennfelder, die, je nach Detaillierungsgrad des Motormodells, über der Drehzahl und dem indiziertem bzw. effektivem Drehmoment aufgebaut sind. Zudem bildet dieses Modell neben der Sekundärluftpumpe auch das thermische Verhalten des Abgaskrümmers ab. Der Abgaskrümmen wird hierbei auf einen konvektiven Wärmeübergang und eine Wärmekapazität, die den Einfluss eines kalten Rohres auf das durchströmende Abgas berücksichtigt, reduziert. Diese Vereinfachung begründet sich zum einen daraus, dass das vorhandene Motorkennfeld keine Abgastemperaturen am Krümmereintritt enthält und zudem keine vergleichbaren Messergebnisse seitens des Herstellers vorliegen. Zum anderen wird an den Versuchsfahrzeugen auf Temperaturmessstellen im Krümmer verzichtet, da die zu erwartende Messgenauigkeit aufgrund der pulsierenden Strömung und inhomogenen Temperaturverteilung keine belastbaren Aussagen zulässt.

Der bei aufgeladenen Motoren eingesetzte Ladeluftkühler kühlt die verdichtete Luft ab, um die Luftdichte und damit die Luftmasse im Zylinder zu erhöhen. Der an das Kühlmedium abgeführte Wärmestrom \dot{Q}_{LLK} wird somit dem thermischen System Motor entzogen und ist daher bei der Energiebilanz zu berücksichtigen.

$$\dot{Q}_{LLK} = \dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot (T_{LLK\,ein} - T_{LLK\,aus}) \quad (4.7)$$

Der Luftmassenstrom kann aus den bekannten Abgas- und Kraftstoffmassenströmen nach der folgenden Gleichung abgeleitet werden.

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{AG} - \dot{m}_B \quad (4.8)$$

Falls kein Abgasmassenstromkennfeld für einen abzubildenden Motor verfügbar, aber das Verbrennungsluftverhältnis λ bekannt ist, kann der Luftmassenstrom aus dem Kraftstoffmassenstrom und dem stöchiometrischen Luftverhältnis L_{St} ermittelt werden.

$$\dot{m}_L = \dot{m}_B \cdot \lambda \cdot L_{St} \quad (4.9)$$

Die Temperaturdifferenz am luftgekühlten Ladeluftkühler wird im Modell mittels eines Kennfeldes über indiziertem Moment und Drehzahl abgebildet, welches aus Messdaten generiert wurde. Der Einfluss der Fahrgeschwindigkeit bzw. der Drehzahl des Motorlüfters auf die Temperaturdifferenz wird im thermischen Motormodell nicht berücksichtigt, da der im Ladeluftkühler übertragene Wärmestrom in Relation zum Verbrennungswärmeeintrag gering ausfällt.

Das in Abbildung 4.5 dargestellte thermische Motormodell ist als thermisches Netzwerk aufgebaut, bestehend aus sieben thermischen Massen (WK...), elf Wärmeleitblöcken (TW...), vier Rohrelementen und drei Konvektionsblöcken. Die Gesamtwärmekapazität der Motorbauteile wird in möglichst isotherme Bereiche aufgeteilt, sodass Zylinderkopf (zk) und Kurbelgehäuse einschließlich Kolben (kg) jeweils in eine brennraumnahe (bn) und eine brennraumferne (bf) Wärmekapazität unterteilt werden.

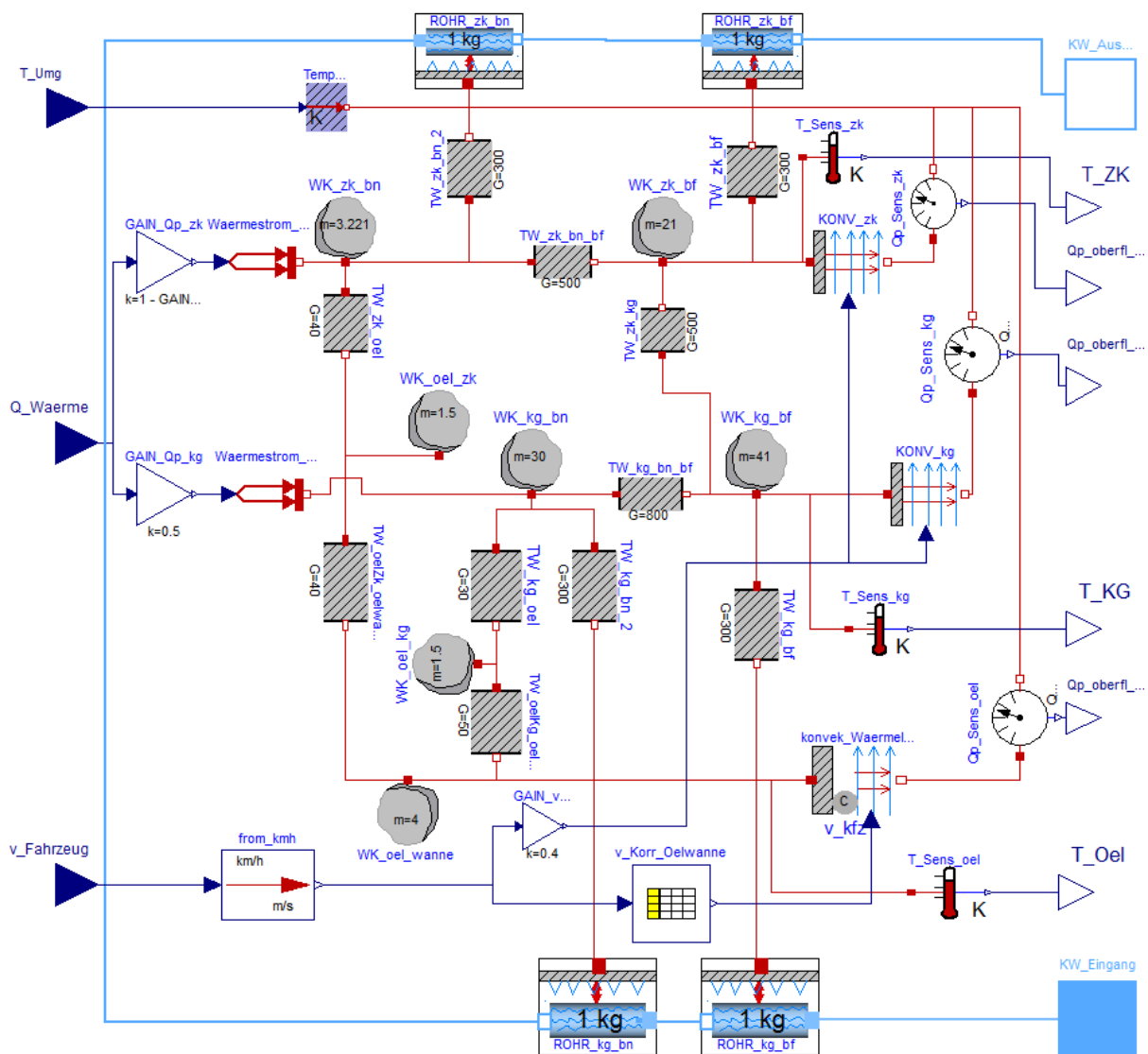


Abbildung 4.5: Thermisches Motormodell

Der Energieaustausch zwischen den thermischen Massen wird im Modell durch Wärmeleitmodelle abgebildet, welche über Konnektoren vom Typ *HeatPort* energetisch miteinander

verbunden sind. Die Wassermäntel in Kurbelgehäuse und Zylinderkopf sind durch vier in Serie geschaltete Rohrelemente repräsentiert, welche über Wärmeleitmodelle mit den vier Strukturelementen verbunden sind. Der aus der Energiebilanz ermittelte Gesamtwärmestrom aus Verbrennung und Reibung wird zu je 50 % in die brennraumnahen Wärmekapazitäten von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse eingetragen.

Die Wärmekapazität des Motoröls ist in die Teilmassen WK_{oel_zk} (Zylinderkopf), WK_{oel_kg} (Kurbelgehäuse) und WK_{oel_wanne} (Ölwanne) unterteilt. Das in der Ölwanne befindliche Öl überträgt durch Konvektion Wärme an die Wand der Ölwanne und von dort an die den Unterboden umströmende Luft. Der im Referenzfahrzeug eingesetzte Öl-Luft-Wärmetauscher wird im Modell nicht explizit abgebildet, da das Öl erst bei Temperaturen von über 110 °C durch ein Thermostat in den Motorölkühler strömt und somit für die Betrachtung von Warmlaufvorgängen eine untergeordnete Rolle spielt. Im Referenzfahrzeug wird die Motoröltemperatur am elektronischen Ölstandssensor in der Ölwanne gemessen. Um die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen zu gewährleisten, entspricht die Öltemperatur im Modell der Temperatur der thermischen Masse, welche das Öl in der Ölwanne repräsentiert. Die Öltemperatur ist neben der Motordrehzahl die zweite Haupteinflussgröße bei der Berechnung der Reibleistung des Verbrennungsmotors.

Der konvektive Wärmeübergang von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse an die den Motor umströmende Luft wird jeweils mit Hilfe eines Konvektionsmodells abgebildet. Zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs wird die Motoroberfläche als längs angeströmte ebene Platte betrachtet (VDI 2005). Die Strömungsgeschwindigkeiten im Motorraum und an der Ölwanne werden anhand vorliegender CFD-Ergebnisse des Fahrzeugherstellers abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmt.

Die Berechnung des Wärmeübergangs von der Motorstruktur in das durchströmende Kühlmittel erfolgt mittels nulldimensionaler Rohrelemente, die über Wärmeleitmodelle an die einzelnen Wärmekapazitäten der Motormasse angebunden sind. Die im Rohr befindliche Kühlmittelmasse $m_{KM\ Rohr}$ wird mit der spezifischen Wärmekapazität c_p als thermische Trägheit dargestellt. Aus der Energiebilanz am Rohrelement (4.10) lässt sich mit Kenntnis von Eintrittstemperatur, Massenstrom, Wandtemperatur T_{Wand} und einfließendem Wärmestrom \dot{Q} die Austrittstemperatur T_{aus} ermitteln.

$$m_{KM\ Rohr} \cdot c_{p,KM} \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{m}_{ein} \cdot c_{p,KM} \cdot T_{ein} + \dot{m}_{aus} \cdot c_{p,KM} \cdot T_{aus} + \dot{Q} \quad (4.10)$$

Der in einem Wärmetauscher übertragene Wärmestrom \dot{Q} kann mit Gleichung (4.11) und der logarithmisch gemittelten Temperaturdifferenz (4.17) bestimmt werden (Polifke/Kopitz 2005). Da die Wärmeleitung in der Wand bereits separat (Modell *Wärmeleitung*) modelliert ist, vereinfacht sich der Wärmedurchgangskoeffizient $k = \alpha \cdot \lambda_w$ zu $k = \alpha$.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T = k \cdot A \cdot \Delta T_{m\log} \rightarrow \dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T_{m\log} \quad (4.11)$$

Um letztlich die Austrittstemperatur aus dem bekannten Wärmestrom herleiten zu können, ist die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α erforderlich. Dieser ergibt sich aus dem im Rohr vorherrschenden Strömungsregime, welches abhängig von der Rohrgeometrie, der

Strömungsgeschwindigkeit und den physikalischen Eigenschaften des Fluids ist (Polifke/Kopitz 2005).

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \rightarrow \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (4.12)$$

Der Strömungszustand wird anhand der Reynolds-Zahl Re in laminar ($Re < 2300$), turbulent ($Re > 10000$) sowie in einen Übergangsbereich ($2300 < Re < 10000$) unterschieden (Incropera/DeWitt 2002). Unter Annahme eines hydraulischen Rohrradius r_{Rohr} kann mit Kenntnis des Massenstromes, der Dichte und der kinematischen Viskosität ν die Reynolds-Zahl des Rohrelements Re ermittelt werden.

$$Re = \frac{2 \cdot \dot{m}_{KM}}{r_{Rohr} \cdot \pi \cdot \rho \cdot \nu} \quad (4.13)$$

Für einen laminaren Strömungszustand wird unter Annahme einer konstanten Oberflächentemperatur T_{Wand} die Nußelt-Zahl mit 3,66 angegeben. Für eine turbulente Rohrströmung lässt sich die Nußelt-Zahl Nu mittels der Colburn-Gleichung (4.14) aus der Reynolds- und der Prandtl-Zahl ermitteln. (Incropera/DeWitt 2002)

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} \quad (4.14)$$

Die zur Bestimmung der Nußelt-Zahl in turbulenter Rohrströmung benötigten Prandtl-Zahl ist ausschließlich von Stoffgrößen des Fluids abhängig, wie Gleichung (4.15) zeigt.

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (4.15)$$

Im Übergangsbereich werden der laminare und der turbulente Ansatz mittels linearer Gewichtung miteinander kombiniert. Der Wärmeübergangskoeffizient α lässt sich demnach für die drei unterschiedenen Strömungszustände wie folgt ableiten (Niklas 2005):

1. $Re < 2300 \rightarrow \alpha = \frac{3,66\lambda}{2r_{Rohr}}$
2. $2300 < Re < 10000$

$$\rightarrow \alpha = \left(\frac{3,66\lambda}{2r_{Rohr}} \right) \left(\frac{Re-10000}{-7700} \right) + 0,023 \left(\frac{\lambda}{2r_{Rohr}} \right) Re^{0,8} \left(\frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \right)^{0,33} \left(\frac{Re-2300}{7700} \right) \quad (4.16)$$
3. $10000 < Re \rightarrow \alpha = 0,023 \left(\frac{\lambda}{2r_{Rohr}} \right) Re^{0,8} \left(\frac{\nu \rho c_p}{\lambda} \right)^{0,33}$

Mit der logarithmisch gemittelten Temperaturdifferenz in Gleichung (4.17) lässt sich nun die Rohraustrittstemperatur ermitteln (Polifke/Kopitz 2005). Die Wandtemperatur T_{Wand} entspricht dabei der Temperatur an der Rohrinne und ist über der Rohrlänge konstant.

$$\Delta T_{m \log} = \frac{T_{ein} - T_{aus}}{\ln \frac{T_{Wand} - T_{aus}}{T_{Wand} - T_{ein}}} \quad (4.17)$$

Die Austrittstemperatur eines Rohrelements stellt jeweils die Eintrittstemperatur des stromabwärts angeordneten Elements bzw. die Motoraustrittstemperatur dar.

4.3.5 Das Teilmodell Verbrauch

Der Kraftstoffverbrauch eines Verbrennungsmotors hängt maßgeblich von den Zustandsgrößen Drehzahl und Drehmoment ab, wobei sich dieser Zusammenhang in einem zweidimensionalen Kennfeld darstellen lässt (Schmidt et al. 2000). Wenn dabei die Temperaturabhängigkeit des Reibmoments berücksichtigt werden soll, ist es erforderlich, das indizierte Drehmoment statt des effektiven zu verwenden. Nur auf diese Weise ist es möglich, dass sich eine Änderung des temperaturabhängigen Reibmoments auf den Verbrauch auswirkt. Für die beiden detaillierten Motormodelle aus Tabelle 4.2 (vgl. Kap. 4.3.1) beinhaltet das Teilmodell *Kraftstoffverbrauch* daher ein 2D-Kennfeld des Kraftstoffvolumenstroms über Drehzahl und indiziertem Drehmoment. Für die einfachen Modellvarianten ohne thermische Modelle wird das effektive Drehmoment als Eingangsgröße des Kennfelds verwendet.

Um das veränderte Motorverhalten nach einem Kaltstart und die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch zu berücksichtigen, enthält das Modell eine virtuelle Gemischanreicherung, mit welcher der Kraftstoffmassenstrom für eine definierte Dauer erhöht werden kann. Der somit erhöhte Kraftstoffverbrauch entspricht in erster Linie dem ungünstigeren indizierten Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors, wie z. B. durch Katalysatorheizmaßnahmen, Zündwinkelverstellung, Nacheinspritzung oder Gemischanreicherung bei Sekundärlufteinblausung. Das in Abbildung 4.6 dargestellte Modell der Kraftstoffverbrauchsberechnung enthält eine, von der Kühlmitteltemperatur abhängige, Entscheidungsfunktion zur Aktivierung des Warmlaufmodus.

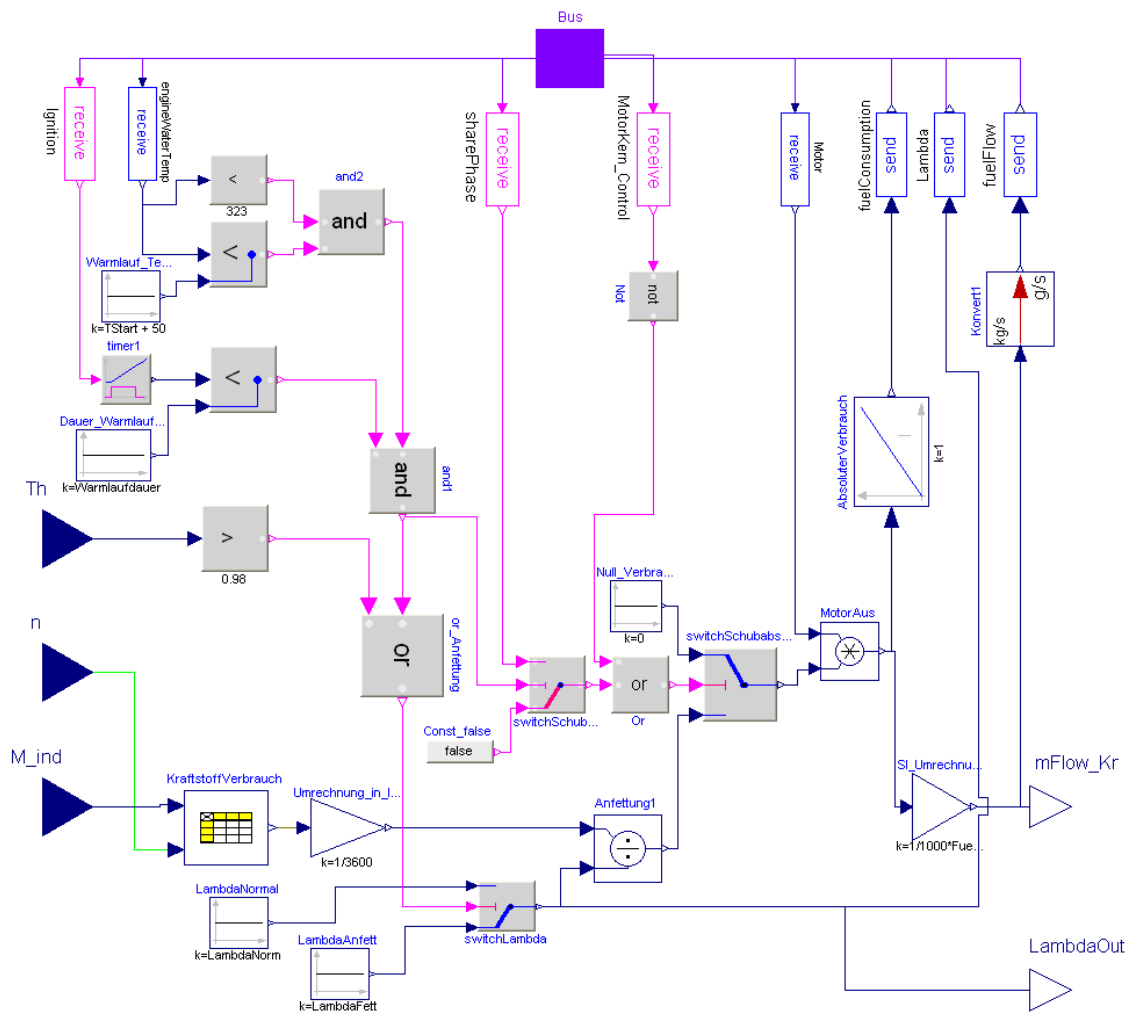


Abbildung 4.6: Dymola-Modell zur Kraftstoffverbrauchsrechnung

Auch wenn für die Modellierung die detaillierte Serienapplikation des Warmlaufmodus‘ nicht bekannt ist, ermöglicht das Modell den erhöhten Verbrauch zu berücksichtigen, indem die Warmlaufdauer und die zur Erkennung der Funktion erforderlichen Bedingungen vorgegeben werden können.

4.4 Das Modell des Automatikgetriebes

Ein Fahrzeuggetriebe dient vor allem zur Wandlung von Drehzahl und Drehmoment zwischen den Getriebeein- und Getriebeausgangsgrößen (VDI 1993). Die auftretende Verlustleistung $P_{Verlust}$ wird vollständig in Wärme umgewandelt und kann nach Gleichung (4.18) definiert werden.

$$\frac{dQ_{Get}}{dt} = P_{Verlust} = P_{an} + P_{ab} \quad (4.18)$$

Die Getriebeverluste führen somit zu einer Erwärmung des Getriebeöls und der Bauteile (Struktur). Sie weisen jedoch eine maßgebliche Abhängigkeit von der Getriebeöltemperatur auf (vgl. Kap. 3.2.1), sodass sich eine direkte gegenseitige Abhängigkeit zwischen dem thermischem Zustand und der Verlustleistung zeigt.

4.4.1 Aufbau und Modellstruktur

Das GFM beinhaltet ein austauschbares Getriebe-Grundmodell zur Verwendung diverser Automatik- und Handschaltgetriebe. Bei der Auswahl einer gewünschten Getriebevariante wird der entsprechende Datensatz, der alle benötigten Kennfelder und Parameter enthält, beim Kompilieren des Modells aufgerufen. Das beschriebene Modell des Automatikgetriebes besteht aus den Teilmodellen Planetengetriebe, hydrodynamischer Drehmomentwandler mit Wandlerüberbrückungskupplung (WÜK), Ölpumpe, elektronische Getriebesteuerung, Getriebeöl-Wasser-Wärmetauscher sowie einem thermischen Modell (Abbildung 4.7).

Die Elemente des dargestellten Modells sind in mechanische und thermische Modelle untergliedert. Der Mechanik-Block beinhaltet zum einen die Modelle zur Berechnung der temperaturabhängigen Verlustleistungen in Planetengetriebe, Ölpumpe und Drehmomentwandler. Zum anderen ist hier die elektronische Getriebesteuerung untergebracht, welche zur Wahl der momentanen Fahrstufe und zur Ansteuerung der Wandlerüberbrückungskupplung dient.

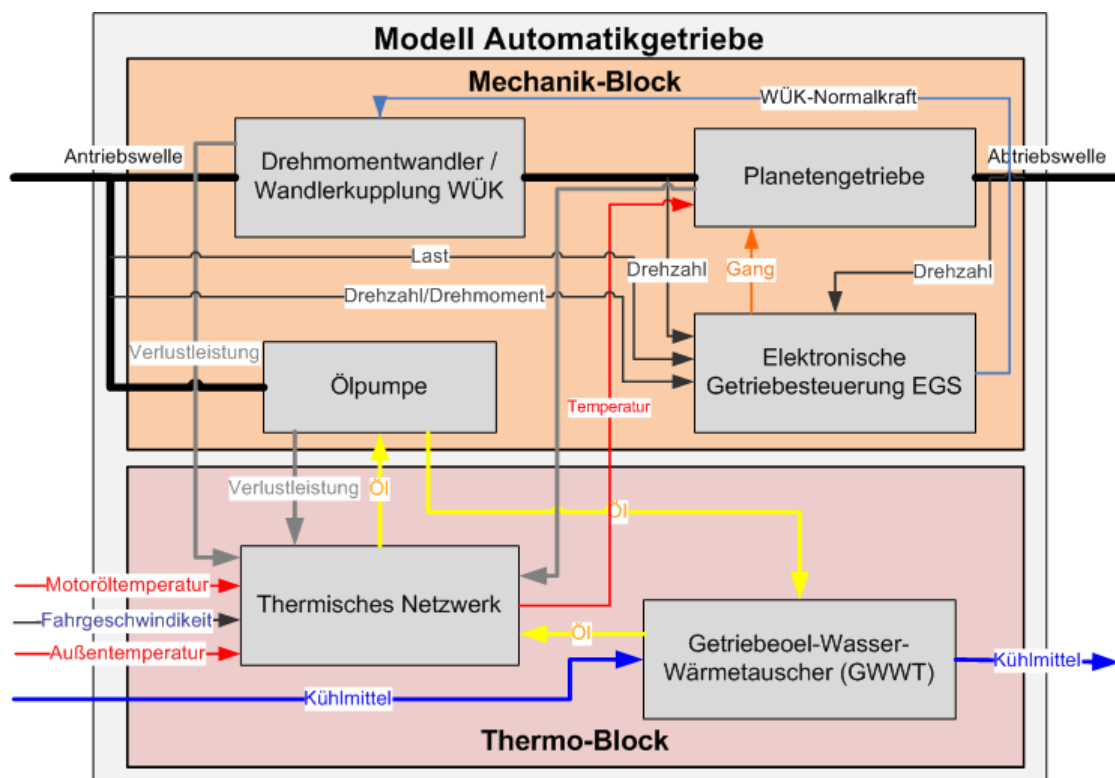


Abbildung 4.7: schematischer Aufbau des Automatikgetriebe-Modells

Im Thermo-Block sind die thermischen Modelle zusammengefasst, in denen die Temperaturen des Getriebeöls und der Strukturelemente sowie der Wärmeübergang und die Medienaustrittstemperaturen im Getriebeöl-Wasser-Wärmetauscher berechnet werden.

4.4.2 Mechanische Teilmodelle

4.4.2.1 Drehmomentwandler

Bei Fahrzeugen mit Automatikgetrieben ist als Anfahrerelement der hydrodynamische Drehmomentwandler zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe positioniert. Drehmomentwand-

ler verfügen über drei Schaufelräder: das vom Verbrennungsmotor getriebene Pumpenrad, das mit dem Getriebeeingang verbundene Turbinenrad sowie das Leitrad (Looman 2009).

Das Basismodell des hydrodynamischen Drehmomentwandlers entspricht dem des Trilok-Wandlers aus der Modelica Bibliothek *PowerTrain* (Otter et al. 2000) und setzt als Eingabedaten die Massenträgheitsmomente von Pumpen und Turbinenrad voraus. Zudem kann das Verhalten eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers durch zwei Kennlinien charakterisiert werden, welche in Abbildung 4.8 exemplarisch dargestellt sind. Das Verhältnis von Turbinen- zu Pumpendrehzahl $\nu = \omega_{Turbine} / \omega_{Pumpe}$ bildet jeweils die Eingangsgröße für die hinterlegten charakteristischen Kennlinien.

- Drehmomentverhältnis $\mu = f(\nu)$
- Drehmoment Pumpenseite $\lambda_w = f(\nu)$

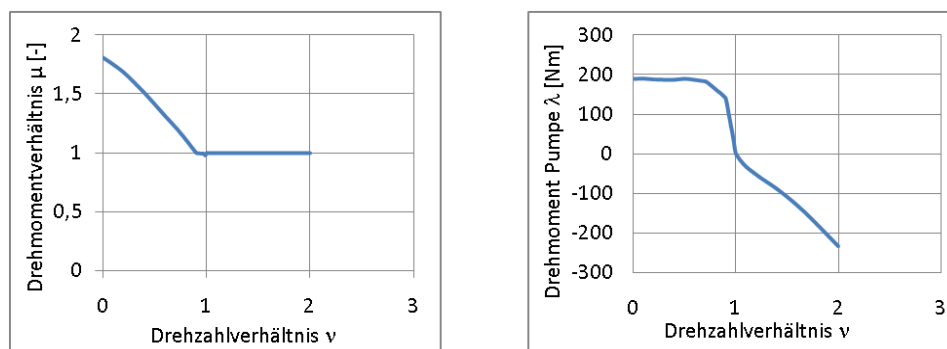


Abbildung 4.8: Kennlinien des Drehmomentverhältnisses μ und des Pumpendrehmoments λ_w eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers

Mit den Beziehungen in den Gleichungen (4.19) und (4.20) können die Drehmomente an An- und Abtriebsflansch des Drehmomentwandlers ermittelt werden.

$$M_{Pumpe} = \lambda_w \cdot \left(\frac{\omega_{Pumpe}}{\omega_{Ref}} \right)^2 \quad (4.19)$$

$$M_{Turbine} = -\mu \cdot M_{Pumpe} \quad (4.20)$$

Die im hydrodynamischen Drehmomentwandler entstehende Verlustleistung wird mittels Leistungsbilanz nach Gleichung (4.21) ermittelt.

$$P_{Pumpe} + P_{Turbine} + P_{Verlust} = 0 \quad \rightarrow \quad P_{Verlust} = -(M_{Pumpe} \cdot \omega_{Pumpe} + M_{Turbine} \cdot \omega_{Turbine}) \quad (4.21)$$

Da bei der hydrodynamischen Drehmomentwandlung hohe Verlustleistungen entstehen, ist der Wandler meist nur in Anfahrtsituationen aktiviert, indem die Wandlerüberbrückungskupplung geöffnet wird. Die Berechnung der auf die Kupplung wirkenden Normalkraft erfolgt in der Getriebesteuerung. Einen Überblick über das Modell des Wandlers gibt Abbildung 4.9.

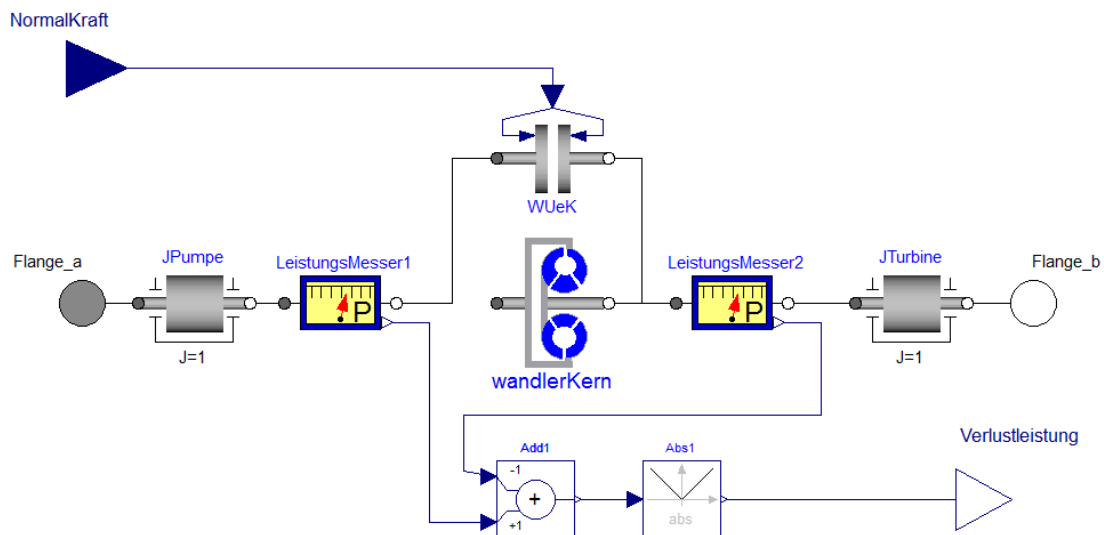


Abbildung 4.9. Modell des Drehmomentwandlers

4.4.2.2 Planetengetriebe

Im Modell *Planetengetriebe* erfolgt neben der Berechnung der Abtriebsdrehzahl und des Abtriebsmoments die Bestimmung der Verlustleistung des Planetengetriebes. Die Übersetzungsverhältnisse i der einzelnen Fahrstufen sind in einer 1D-Tabelle jeweils für eine Getriebevariante abgelegt. Die Abtriebsdrehzahl ω_{ab} und das -moment M_{ab} werden nach Gleichung (4.22) berechnet.

$$\omega_{ab} = \omega_{an} \cdot i \quad M_{ab} = -M_{an} \cdot i \quad (4.22)$$

Die Verlustleistung eines Planetengetriebes lässt sich grundsätzlich in Schlepp- und Verzahnungsverluste aufteilen. Die Verlustmomente werden maßgeblich von Getriebeeingangsdrehzahl, Drehmoment, Fahrstufe und Öltemperatur beeinflusst. Um die in Dymola aufwändige Interpolation dreidimensionaler Kennfelder zu vermeiden, werden die Beziehungen zwischen den Eingangsgrößen und der Ausgangsgröße mit Hilfe neuronaler Netze abgebildet, was den Rechenaufwand bei der Simulation sehr gering hält. Diese neuronalen Netze wurden mit der Matlab-Toolbox LOLIMOT (Nelles 1997) auf Basis vorliegender Messdaten erstellt (Makni 2008). Dieses Verfahren ermöglicht die Abbildung eines nichtlinearen Zusammenhangs zwischen mehreren Eingangsgrößen und einer Zielgröße.

4.4.2.3 Getriebeölpumpe und Getriebeölkreislauf

Im Automatikgetriebe stellt die Ölpumpe einen Überdruck für die Betätigung hydraulischer Schaltelemente bereit. Zudem fungiert das Öl als Schmierstoff und Kühlmedium und führt einen Teil der im Getriebe entstehenden Verlustwärme ab.

Das Modell der Getriebeölpumpe berechnet einerseits das Pumpenantriebsmoment mittels Kennfeld über Getriebeeingangsdrehzahl und Öltemperatur. Andererseits wird der von der Pumpe geförderte Ölmassenstrom mit Hilfe eines neuronalen Netzes bestimmt, welches mit LOLIMOT (Nelles 1997) aus Messdaten erstellt wurde (Reiß 2005).

4.4.2.4 Getriebesteuerung

Die Getriebesteuerung hat die Aufgabe, die momentane Fahrstufe zu bestimmen. Die Wahl der Fahrstufe erfolgt mit Hilfe von Schaltkennlinien in Abhängigkeit von Drehmoment und Drehzahl am Getriebeantrieb. Alternativ zur automatischen Wahl der Fahrstufen können die Fahrstufen vom Fahrzyklus vorgegeben werden. Eine weitere Funktion der Getriebesteuerung stellt die Steuerung der Wandlerüberbrückungskupplung dar. Zur Realisierung der Kick-Down-Funktion bei hohen Beschleunigungen enthält die Getriebesteuerung das Teilmodell *kickDown*, welches den Zustand detektiert und das Lastsignal für die Gangwahl von 1 auf 1,1 erhöht. Bei Auftreten von Lastsignalen größer als 1 werden die in den Schaltkennlinien hinterlegten Kick-Down-Kennlinien abgerufen, was zum Herunterschalten in einen kleinen Gang führt.

4.4.3 Thermisches Getriebemodell

Das thermische Getriebemodell umfasst das Modell des thermischen Netzwerks sowie das Modell des Getriebeöl-Wasser-Wärmetauschers, welche folgend aufgezeigt werden.

4.4.3.1 Modell Thermisches Netzwerk

Das thermische Strukturmodell besteht aus sechs thermischen Massen, neun Wärmewiderständen und drei konvektiven Wärmeübergangsblöcken. Es berechnet die Temperaturen des Getriebeöls sowie der Wärmekapazitäten aus den einzelnen Verlustleistungen und den Wärmeübergängen an die, das Getriebegehäuse umströmende, Luft (Reiß 2005). Das in Abbildung 4.10 dargestellte thermische Netzwerk basiert auf den geometrischen Parametern bzw. Randbedingungen sowie auf umfangreichen Messungen in einem BMW 745i mit dem 6-Gang-Automatikgetriebe 6HP26 (Kirchner 2007).

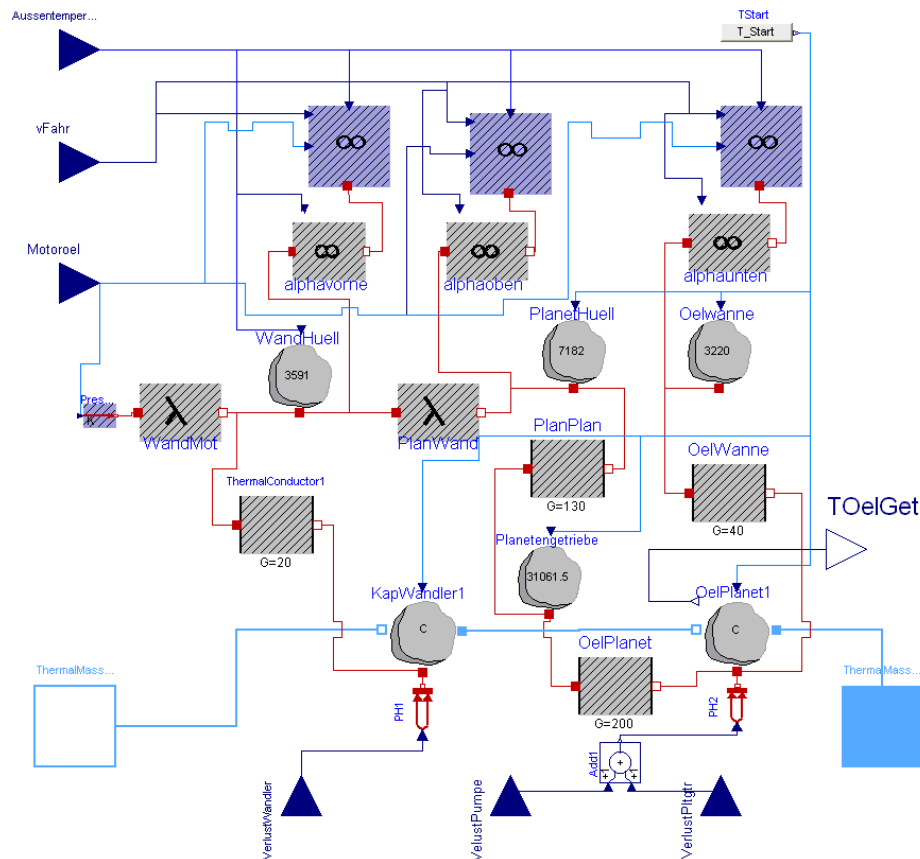


Abbildung 4.10: Thermisches Modell des Automatikgetriebes

Die thermisch relevanten Bestandteile des Getriebes werden in die thermischen Massen *Planetengetriebe*, Öl im Planetengetriebe (*OelPlanet*), Öl im Wandler (*KapWandler*), Gehäuse der Ölwanne (*Oelwanne*), Gehäuse des Planetengetriebes (*PlanetHuell*) und Gehäuse des Wandlers (*WandHuell*) aufgeteilt. Die Verlustleistungen des Planetengetriebes und der Ölpumpe werden als Wärmestrom in das Öl des Planetengetriebes eingetragen. Aufgrund von Temperaturdifferenzen fließen Wärmeströme zwischen den Wärmekapazitäten sowie an die umströmende Außenluft. Die Verlustleistung des Wandlers wird als Wärmestrom in das im Wandler befindliche Öl eingetragen. Das Gehäuse des Wandlers steht mit dem angrenzenden Kurbelgehäuse in Kontakt, wobei hier die Temperatur des Kurbelgehäuses durch die Motoröltemperatur angenähert wird.

Der konvektive Wärmeübergang vom Getriebegehäuse an die umströmende Luft wird mittels Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt, wobei die Lufttemperatur an der Getriebeoberfläche einen maßgeblichen Einfluss auf den Wärmeübergang hat. Daher werden für drei Bereiche des Gehäuses (vorn, oben, unten) die gehäusenahen Lufttemperaturen in Abhängigkeit von Fahrzeuggeschwindigkeit, Außentemperatur und Motoröltemperatur bestimmt. Aus den Ergebnissen der Fahrzeugmessungen am BMW 745i werden zur Bestimmung der gehäusenahen Lufttemperaturen neuronale Netze mit LOLIMOT erstellt (Reiß 2005).

4.4.3.2 Getriebeöl-Wasser-Wärmetauscher

Der in den Referenzfahrzeugen eingesetzte Getriebeöl-Wasser-Wärmetauscher (GÖWT) ist als Plattenwärmetauscher ausgeführt und arbeitet im Gegenstromprinzip. In erster Linie dient der Wärmetauscher zur Kühlung des Getriebeöls mittels Kühlmittel aus dem Niedertempera-

turkreislauf. Zudem kann der Wärmetauscher auch zur Aufwärmung des Getriebeöls verwendet werden, da sich das Kühlmittel nach einem Kaltstart deutlich schneller erwärmt als das Getriebeöl. Hierfür ist jedoch ein zusätzliches Thermostatventil im Kühlsystem erforderlich, das zur Unterscheidung der Betriebsarten den Kühlmittelvorlauf des GÖWT zwischen Heiß- und Kaltwasser umschalten kann.

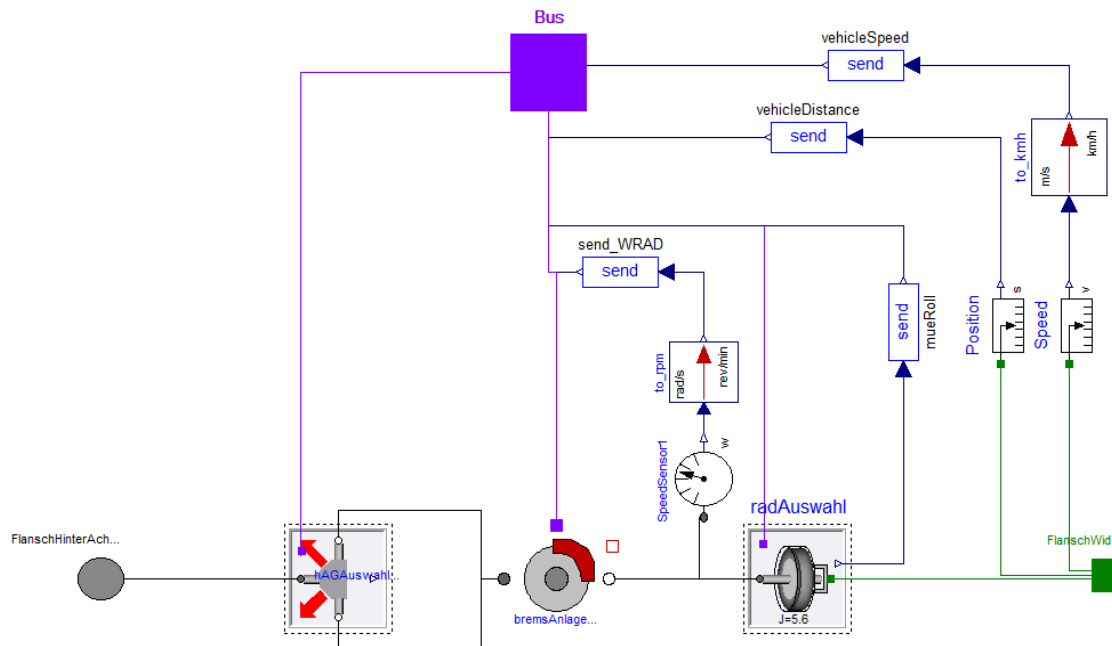
Das Modell des GÖWT hat die Aufgabe, die Austrittstemperaturen der korrespondierenden Medien sowie den übertragenen Wärmestrom zu berechnen. Zur Modellierung des thermischen Verhaltens des Wärmetauschers kann auf Messdaten vom Hersteller zurückgegriffen werden. Da sowohl die genaue geometrische Beschreibung des Bauteils sowie die daraus resultierenden Strömungsverhältnisse im Wärmetauscher nicht bekannt sind, wird auf eine detaillierte physikalische Modellierung verzichtet und stattdessen ein Verhaltensmodell auf Basis der vorliegenden Messdaten erstellt. Dazu werden die Volumenströme beider Medien sowie die Differenz der Eintrittstemperaturen $dT = T_{\text{öl}} - T_{\text{KM}}$ als Eingangsgrößen und die resultierenden Temperaturänderungen $dT_{\text{öl}}$ bzw. dT_{KM} als Zielgrößen zu einander in Beziehung gesetzt. Die sich aus den Messdaten ergebenden Abhängigkeiten zwischen den Eingangsgrößen und der Temperaturdifferenz werden mit LOLIMOT in neuronale Netze überführt und in das Modell eingebunden. Die Austrittstemperaturen lassen sich im Modell nach Gleichung (4.23) bestimmen.

$$T_{\text{öl aus}} = T_{\text{öl ein}} - dT_{\text{öl}} \quad \text{bzw.} \quad T_{\text{KM aus}} = T_{\text{KM ein}} - dT_{\text{KM}} \quad (4.23)$$

Wenn bei ruhender Wasserpumpe der Volumenstrom des Kühlmittels zu Null wird, entspricht die Austrittstemperatur des Getriebeöls der des Eingangs.

4.5 Die Modelle der Achsen

Das in Abbildung 4.11 gezeigte Modul *Achsen* fasst sowohl die Teilsysteme der angetriebenen als auch der nicht angetriebenen Achsen zusammen und beinhaltet die Teilmodelle *Achsgetriebe*, *Bremsanlage* und *Rad*. Im Achsgetriebe wird das vom Hauptgetriebe eingehende rotatorische Antriebsmoment gewandelt und auf die Räder der Antriebsachse(n) verteilt. Die Räder dienen der Umwandlung zwischen rotatorischer und translatorischer Bewegung in Fahrzeuginnenrichtung. Die Bremsanlage leitet bei Verzögerungswunsch ein Bremsmoment in den Antriebsstrang ein und wandelt die Bremsenergie durch Reibung in Wärme um.

Abbildung 4.11: Modell *Achsen*

Die drei Hauptbestandteile des Achsmoduls werden im Folgenden näher erläutert.

4.5.1 Achsgetriebe

Das Achsgetriebe eines Kraftfahrzeugs dient der Übertragung des Antriebsmoments vom Getriebe an die Räder, wobei dabei in der Regel eine Übersetzung ins Langsame stattfindet (Heißing/Ersoy 2007). Um bei Kurvenfahrten die Drehzahlunterschiede zwischen kurveninneren und -äußeren Rädern auszugleichen, enthalten Achsgetriebe ein Differentialgetriebe, welches das Antriebsdrehmoment auf die Seitenwellen verteilt (Braess/Seiffert 2005). In Pkw-Anwendungen werden am häufigsten der Frontantrieb mit quer eingebautem Motor sowie der Standardantrieb mit längs verbautem Motor eingesetzt. Beim Standardantrieb ist das Achsgetriebe in der Hinterachse angeordnet, wobei der Hauptgetriebeausgang und der Achsgetriebeeingang durch eine Kardanwelle verbunden sind.

Für das bei der beschriebenen Gesamtfahrzeugsimulation verwendete Einspurmodell kann das Verhalten des Differentials auf das energetische Verlustverhalten reduziert werden. Daher werden die Drehzahlen und Drehmomente der Räder einer Achse als gleich angenommen. Die Verlustleistung des Achsgetriebes wird maßgeblich von Antriebsdrehzahl, -moment und Differential- bzw. Getriebeöltemperatur beeinflusst. Da ein erheblicher Teil der Oberfläche des Getriebegehäuses in direktem Kontakt mit der Umgebungsluft steht, erfolgt die Kühlung des Getriebes ausschließlich durch die umströmende Luft. Das beschriebene Modell des Achsgetriebes ist zunächst für Fahrzeuge mit Standardantrieb entwickelt worden, es lässt sich ebenso für front- oder allradgetriebene Fahrzeuge verwenden.

Das in Abbildung 4.12 dargestellte Modell *Achsgetriebe* ist in einen mechanischen und einen thermischen Teil untergliedert, die untereinander die momentane Differentialtemperatur und die Verlustleistung austauschen.

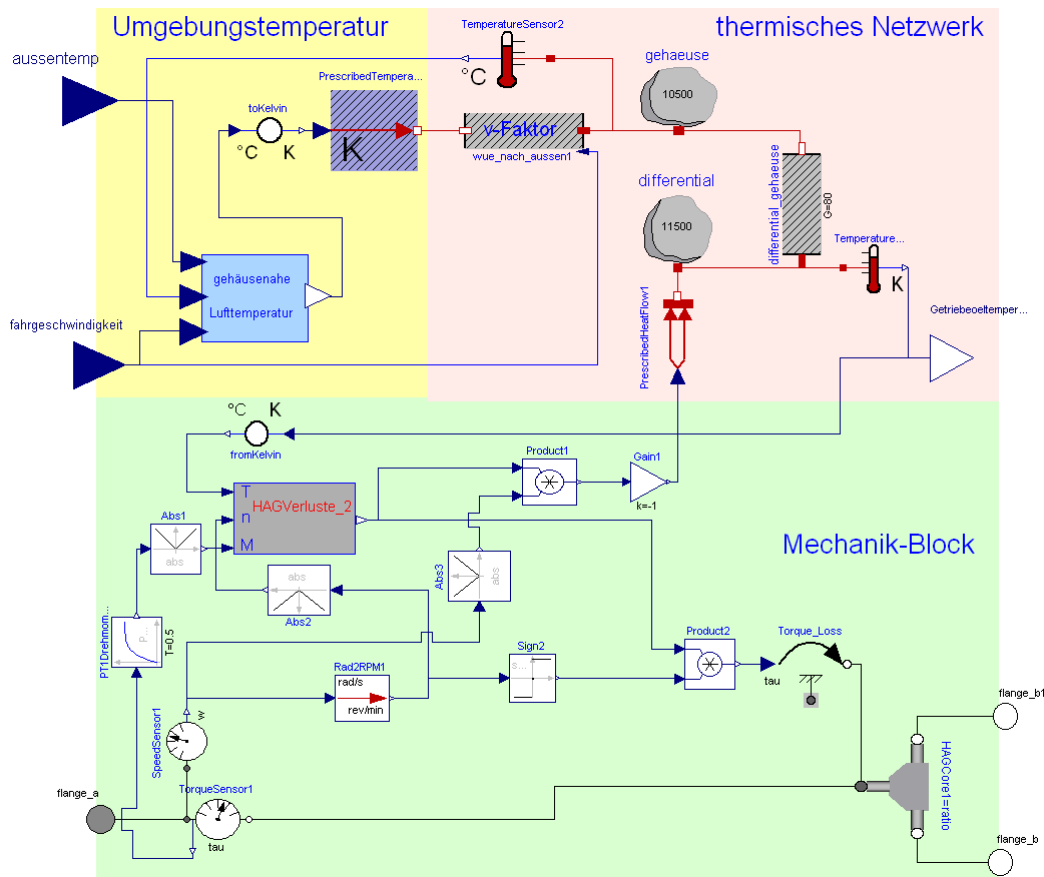


Abbildung 4.12: Modell des Achsgetriebes (vgl. Hofmeier 2006)

Im mechanischen Teil werden die bei der Wandlung und Übertragung des Drehmoments entstehenden mechanischen Verluste in Abhängigkeit von Drehzahl, Antriebsmoment und Differentialtemperatur berechnet und von der Antriebsleistung subtrahiert. Das an einer der beiden Abtriebswellen anliegende Moment M_{ab} berechnet sich mit der Achsübersetzung i_A (vgl. Gleichung (4.24)), wobei nach Modelica-Konvention das Ausgangsmoment das umgekehrte Vorzeichen des Eingangsmoments annimmt.

$$M_{ab} = -\left(\frac{1}{2} \cdot (M_{an} - \text{sgn}(\omega_{an}) \cdot M_{Verlust}) \cdot i_A\right) \quad (4.24)$$

Das Verlustmoment $M_{Verlust}$ wird mit der Signum-Funktion der Antriebsdrehzahl ω_{an} multipliziert, um sicherzustellen, dass das Verlustmoment je nach Betriebszustand dem Leistungsfluss entgegenwirkt. Die Abtriebsdrehzahl ω_{ab} bestimmt sich aus dem Produkt der Antriebsdrehzahl ω_{an} mit der Achsübersetzung i_A nach Gleichung (4.25)

$$\omega_{ab} = \frac{\omega_{an}}{i_A} \quad (4.25)$$

Die mechanische Verlustleistung fließt vollständig als Wärmestrom in die thermische Masse des Differentials. Das thermische Modell dient der Bestimmung der Differentialtemperatur und besteht aus zwei Wärmekapazitäten für Differential und Gehäuse sowie einem Wärmeleitblock zwischen beiden thermischen Massen. Der als rein konvektiv angenommene Wärmeübergang vom Gehäuse an die umströmende Luft wird durch einen vereinfachten Wärme-

übergangskoeffizienten K charakterisiert, der als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit v approximiert werden kann. Die Koeffizienten der linearen Funktion

$$K = f(v) = a \cdot v + b \quad (4.26)$$

sind mit Hilfe von Versuchen im Referenzfahrzeug ermittelt worden, bei denen das HAG mit umfangreichen Temperatursensoren ausgerüstet wurde.

$$\dot{Q}_{Geh\ Umg} = \alpha \cdot A \cdot (T_{Geh} - T_{Umg}) \rightarrow \dot{Q}_{Geh\ Umg} = K \cdot (T_{Geh} - T_{Umg}) \quad (4.27)$$

Das Wärmeübergangsmodell zwischen Gehäuse und umströmender Luft enthält zudem eine empirisch ermittelte Gewichtungsfunktion zur Berücksichtigung des Einflusses der Fahrge-
schwindigkeit auf die Temperatur der Luftschicht, die sich um das Gehäuse ausbildet. Es kann davon ausgegangen werden, dass die für den Wärmeübergang relevante Umgebungsluft-
temperatur in Gehäusenähe T_{Umg} sowohl von der Gehäusetemperatur T_{Geh} , der Außentempera-
tur T_a als auch von der Fahrgeschwindigkeit v beeinflusst wird.

$$T_{Umg} = f \cdot T_{Geh} + (1 - f) \cdot T_a \quad (4.28)$$

Mit zunehmender Geschwindigkeit nimmt der Einfluss der Gehäusetemperatur auf T_{Umg} ab, sodass dieser Zusammenhang mit Hilfe einer quadratischen Funktion $f(v)$ wiedergegeben werden kann, deren Koeffizienten auf Basis mehrerer Messungen im Referenzfahrzeug bestimmt worden sind (Hofmeier 2006).

Das Verlustmoment wird aus Kennfeldern über Drehzahl und Drehmoment ermittelt, die bei mehreren Differentialtemperaturen am Prüfstand vom Hersteller vermessen wurden. Mit Hilfe der berechneten Differentialtemperatur wird anschließend durch lineare Interpolation zwischen den beiden Referenztemperaturen das Verlustmoment bestimmt. Für Differentialtemperat-
uren unterhalb der niedrigsten Vermessenen wird das Verlustmoment linear extrapoliert.

Das thermische Modell ist anhand von Messungen im Referenzfahrzeug 1 (BMW 745i) abge-
stimmt und validiert worden (Hofmeier 2006). Das Modell des Referenzgetriebes konnte mit
Hilfe vorliegender Messdaten auf weitere Achsgetriebe der gleichen Baureihe übertragen
werden, sodass auch für Fahrzeuge schwächerer Motorisierung zuverlässige Modelle zur Ver-
fügung stehen.

4.5.2 Rad

Die Räder bzw. die Reifen eines Fahrzeugs stützen das Fahrzeug gegenüber der Fahrbahn ab und können Brems- und Antriebsmomente übertragen. Der beim Abrollen des Rades ent-
stehende Radwiderstand resultiert aus der Verformung des Reifens und der Fahrbahn, aus Ver-
lusten der Lagerreibung sowie aus dem Luftwiderstand (Mitschke 1995). Wie in Kapitel 3.1.4
ausgeführt, kann für energetische Gesamtfahrzeugbetrachtungen der Radwiderstand mit dem
Rollwiderstand gleichgesetzt werden, da die übrigen Anteile vernachlässigbar gering sind.

Bei Wirken eines Antriebs- oder Bremsmomentes am Reifen ergibt sich aufgrund der kraft-
schlüssigen Verbindung zwischen Reifen und Straße eine bestimmte maximal übertragbare
Umfangskraft. Bei Überschreiten des Betrages dieser Kraft kommt es zum Durchrutschen
bzw. Gleiten der Räder. Die Berücksichtigung dieses Reifenschlupfes ist bei einer Gesamt-

fahrzeugsimulation erst dann notwendig, wenn die zu simulierenden Fahrprofile hohe Beschleunigungen enthalten bzw. häufig die Traktionsgrenzen erreicht werden. Dieses ist z.B. bei der Simulation des Beschleunigungsvermögens von 0 auf 100 km/h oder auf einer Fahrbahn mit geringem Reibbeiwert der Fall. Daher werden für das Gesamtfahrzeugmodell sowohl ein idealisiertes schlupffreies Radmodell sowie ein schlupfbehaftetes Modell entwickelt.

4.5.2.1 Schlupffreies Radmodell

Abbildung 4.13 zeigt die am Rad wirkenden Kräfte und Momente am schlupffreien Antriebsrad.

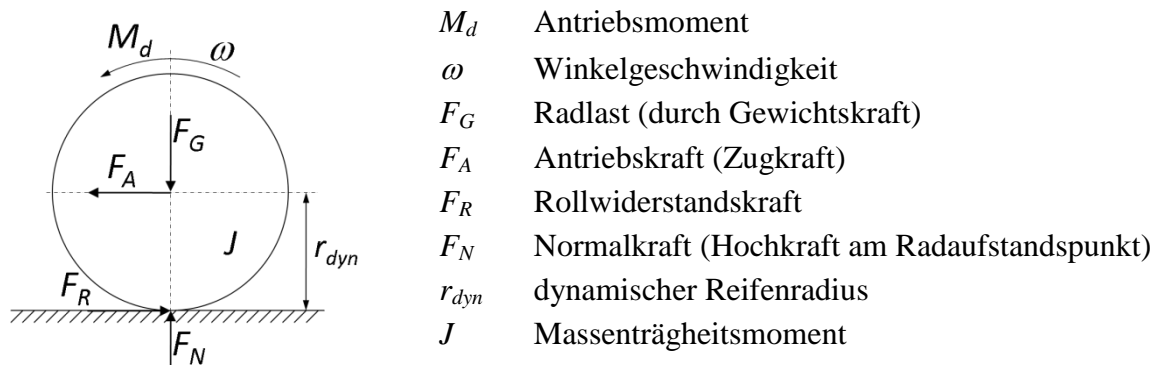


Abbildung 4.13: Kräfte und Momente am angetriebenen idealisierten schlupffreien Rad

Bei ebener Fahrbahn und Vernachlässigung von Schlupf sowie der Kräfte in Querrichtung gilt am getriebenen Rad das Momentengleichgewicht:

$$J \cdot \dot{\omega} = M_d + F_A \cdot r_{dyn} - F_R \cdot r_{dyn} \quad (4.29)$$

Die Bestimmung des Rollwiderstands erfolgt im Modell *Rad* nach Gleichung (3.14). Für die Anwendung in der Gesamtfahrzeugsimulation zur Bewertung des Energiehaushalts ist es meist zweckmäßig, den Rollwiderstandsbeiwert lediglich in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit darzustellen, da die Querdynamik gegenüber der Längsdynamik nur einen vernachlässigbar kleinen Anteil an der im Fahrzeug umgesetzten Energie hat. Die Abbildung des Rollwiderstandsbeiwerts in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit erfolgt daher meist mit Hilfe vorliegender reifenspezifischer Kennlinien.

4.5.2.2 Radmodell mit berücksichtigtem Reifenschlupf

Bei der Übertragung eines Antriebs- oder Bremsmomentes vom Rad auf die Fahrbahn tritt bei Raddrehzahlen ungleich Null permanent Schlupf auf, der zum einen auf der Deformation des Reifens (Formänderungsschlupf) und zum anderen auf einem Gleitanteil beruht. Um den Reifenschlupf bei der Simulation berücksichtigen zu können, muss der beim schlupffreien Rad nach Gleichung (4.30) geltende Zusammenhang zwischen der Raddrehzahl ω bzw. der Umfangsgeschwindigkeit v_u und der translatorischen Fahrzeuggeschwindigkeit v modifiziert werden.

$$v = \omega \cdot r_{dyn} \quad \text{bzw.} \quad v = v_u \quad (4.30)$$

Der Schlupf S kann als Differenz der Umfangs- und Fahrzeuggeschwindigkeit dividiert durch die jeweils Größere definiert werden (Mitschke 1995). Je nachdem, welches Vorzeichen die

Differenz aus Umfangs- und Fahrzeuggeschwindigkeit einnimmt, wird in Brems- und Antriebschlupf unterschieden.

$$\text{Bremschlupf } (v > v_u) \quad \rightarrow \quad S = \frac{V - V_u}{V} \quad (4.31)$$

$$\text{Antriebschlupf } (v < v_u) \quad \rightarrow \quad S = \frac{V_u - V}{V_u}$$

Beim schlupfbetahteten getriebenen bzw. gebremsten Rad ist die vom Reifen an die Straße übertragbare Umfangskraft $F_{u\ max}$ proportional zur Normalkraft F_N und zum Haftbeiwert μ_h .

$$F_{u\ max} = \mu_h \cdot F_N \quad (4.32)$$

Der Haftbeiwert wird als reifenspezifische Kennlinie über dem Schlupf für verschiedene Fahrbahnzustände angegeben. Die zu einem Zeitpunkt maximal übertragbare Umfangskraft $F_{u\ max}$ limitiert die durch das Radmoment aufgebrachte Umfangskraft F_u . Im Modell *radSchlupf* wird aus Umfangs- und Fahrgeschwindigkeit der aktuelle Reifenschlupf (4.31) sowie die auf $F_{u\ max}$ begrenzte Zugkraft bestimmt (4.32). Abbildung 4.14 zeigt das Modell des Rades mit Berücksichtigung des Schlupfes.

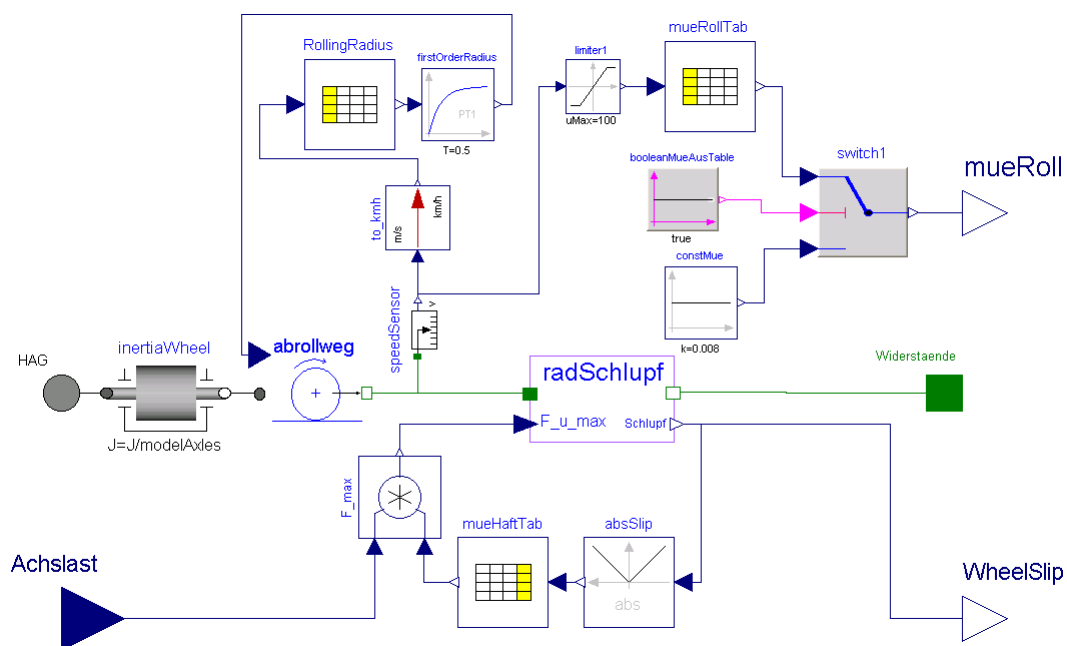


Abbildung 4.14: Modell des Rades mit berücksichtigtem Schlupf

Die reifenspezifischen Kennlinien des dynamischen Rollradius r_{dyn} sowie des Rollwiderstandsbeiwerts f_R werden in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit abgelegt. Die Umfangskraft wird im Teilmodell *abrollweg* aus dem dynamischen Rollradius und dem Antriebsmoment nach Gleichung (4.29) berechnet.

In der Modellbibliothek sind für Reifen verschiedener Dimensionen die charakteristischen Daten für Massenträgheitsmomente, Kennlinien für Rollwiderstandsbeiwerte und die dynamischen Rollradien hinterlegt. Aufgrund der Forderung nach Bewertung des Längsdynamikverhaltens bei Beschleunigungsvorgängen werden für bestimmte Untersuchungen der Reifen-

schlupf und die dynamische Achslastverteilung berücksichtigt. Die Berechnung der dynamischen Achslastverteilung erfolgt in Abhängigkeit von der momentanen Längsbeschleunigung a und des Steigungswinkels β . Die Parameter Radstand l , Schwerpunktlage l_v bzw. l_h und Schwerpunkthöhe h_s werden für das betrachtete Fahrzeug vor der Simulation angegeben.

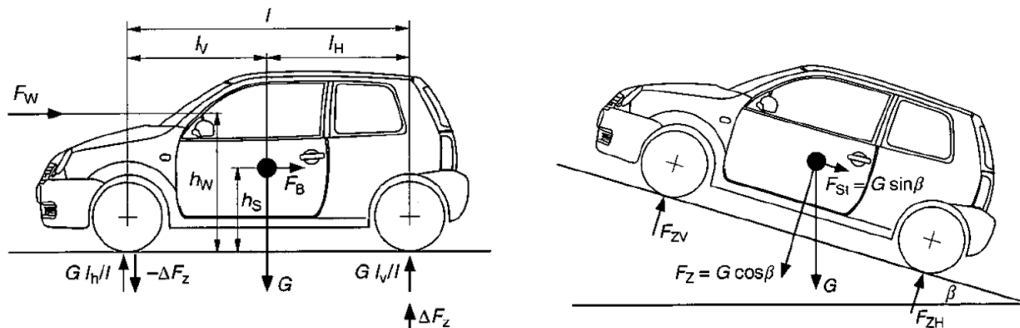


Abbildung 4.15: Statische und dynamische Achslasten in Ebene und Steigung (Braess/Seiffert 2005)

Die Achslasten der Vorderachse F_{zV} und der Hinterachse F_{zH} werden nach folgenden Gleichungen bestimmt:

$$F_{zV} = \frac{G}{l} \cdot (l_H \cdot \cos \beta - h_s \cdot \sin \beta) \pm \Delta F_z$$

$$F_{zH} = \frac{G}{l} \cdot (l_v \cdot \cos \beta + h_s \cdot \sin \beta) \pm \Delta F_z$$
(4.33)

Durch die im Schwerpunkt angreifende Beschleunigungskraft verändern sich die Vertikalkräfte nach Gleichung (4.34).

$$\Delta F_z = m \cdot a \cdot \frac{h_s}{l}$$
(4.34)

Weiterhin ist bei der Fahrzeugsimulation unter Beachtung der Traktionsgrenzen eine aktive Schlupfregelung erforderlich, da der Fahrregler bei großem Schlupf und somit wachsender Regeldifferenz zwischen Soll- und Ist-Geschwindigkeit die Last erhöht, statt sie zu reduzieren. Der Schlupfregler begrenzt den Reifenschlupf, indem über eine zusätzliche Bremskraft das Radantriebsmoment reduziert wird. Für die meisten Fahrzyklen ist aufgrund der niedrigen Beschleunigungen der Reifenschlupf in der Energiebilanzierung nahezu ohne Einfluss und kann vernachlässigt werden. Der Anwender kann daher für jede hinterlegte Reifenvariante individuell entscheiden, ob er mit oder ohne Reifenschlupf simuliert.

4.5.3 Bremsen

Die Bremsanlage eines Fahrzeugs hat die Aufgabe, die Geschwindigkeit des Fahrzeugs zu verringern (Verzögerungsbremse), eine unerwünschte Beschleunigung bei Talfahrt zu verhindern (Beharrungsbremse) und das ruhende Fahrzeug zu sichern (Braess/Seiffert 2005). Da heutige Pkw meist über Scheibenbremsen verfügen, beziehen sich die folgenden Ausführungen auf diese Bauform.

Für die Gesamtfahrzeugsimulation fungiert die Radbremse als Energiewandler, welcher den rotierenden Radachsen mittels eines an der Bremsscheibe erzeugten Reibmomentes Rotati-

onsenergie entzieht und in Wärme umwandelt. Die beim Bremsen in den Bremsbelägen und -scheiben entstehende Wärmeenergie wird zum großen Teil an die umströmende Luft abgegeben. Da die Bremsen keine thermische Verbindung zu anderen Fahrzeugsystemen aufweisen, ist es sowohl für die Betrachtung von Wärmemanagementkonzepten als auch unter energetischen Aspekten zunächst nicht zielführend, ein thermisches Modell der Bremse zu implementieren. Sollte sich jedoch bei künftigen Untersuchungen die Notwendigkeit dazu ergeben, kann das bestehende Modell dahingehend problemlos erweitert werden.

Das im GFM eingesetzte Modell *Bremse* basiert auf dem Modell *Modelica.Mechanics.Rotational.Brake* aus der Modelica Standardbibliothek (Otter 2002). Das von der Normalkraft F_N an der Brems Scheibe erzeugte Reibmoment lässt sich nach Gleichung (4.35) definieren. Der mittlere Wirkradius $(r_a - r_i)/2$ und die Anzahl der Reibpaarungen N charakterisieren die geometrischen Eigenschaften der Bremse.

$$M_r = \mu_R \cdot F_N \cdot \left(N \cdot \frac{r_a - r_i}{2} \right) \quad (4.35)$$

Die Normalkraft berechnet sich mit Hilfe des vom Fahrregler ermittelten normierten Brems signals $F_{N\,norm}$ nach Gleichung (4.36).

$$F_N = F_{N\,max} \cdot F_{N\,norm} \quad (4.36)$$

Mit dem Momentengleichgewicht in Gleichung (4.37) kann das Drehmoment am Abtriebsflansch berechnet werden.

$$0 = M_{an} + M_{ab} - M_r \quad (4.37)$$

Die momentane Bremsleistung ergibt sich aus dem Produkt des Bremsmomentes und der Raddrehzahl nach Gleichung (4.38)

$$P_{Brems} = M_{Brems} \cdot \omega_{Rad} \quad (4.38)$$

Im GFM stehen verschiedene Bremsen-Modelle zur Auswahl, von denen die zwei elementaren Varianten die Bremsen mit (Abbildung 4.17) und ohne Bremseingriff zur Schlupfregelung (Abbildung 4.16) sind. Die Variante mit Bremseingriff zur Schlupfregelung ist für Untersuchungen der Längsdynamik entwickelt worden, bei denen aufgrund hoher geforderter Fahrzeugbeschleunigungen die Reifen die Haftgrenze verlassen.

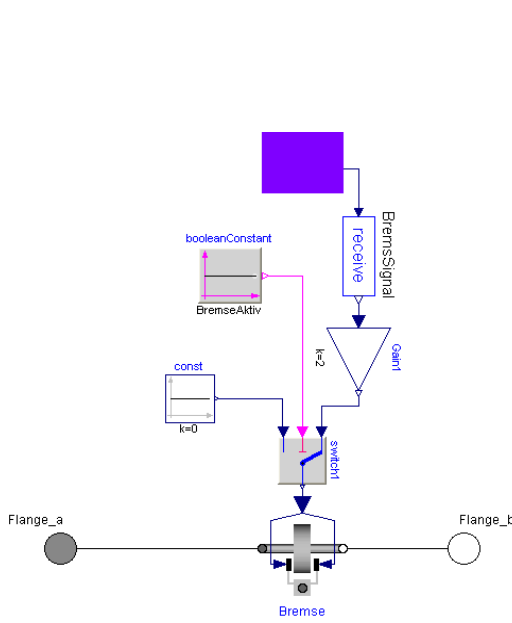


Abbildung 4.16 Modell *Bremse* ohne Schlupfregelung

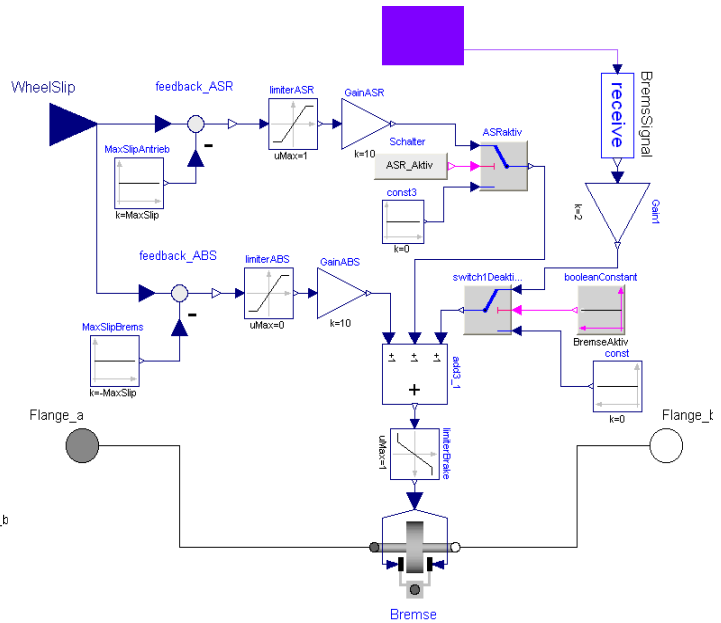


Abbildung 4.17 Modell *Bremse* mit Bremsengriff bei Antriebs- bzw. Bremsschlupf

Bei zu hohem Bremsschlupf wird die Normalkraft verringert, um die blockierenden Reifen wieder zum Haften zu bringen.

4.6 Das Modell Fahrwiderstand

Die Berechnung des am Fahrzeug wirkenden Gesamtfahrwiderstands erfolgt im Teilmodell *Fahrwiderstand* durch Summation der Einzelfahrwiderstandskräfte, die aus dem Luft-, Roll-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand resultieren, wie die Gleichungen (3.13) bis (3.17) zeigen.

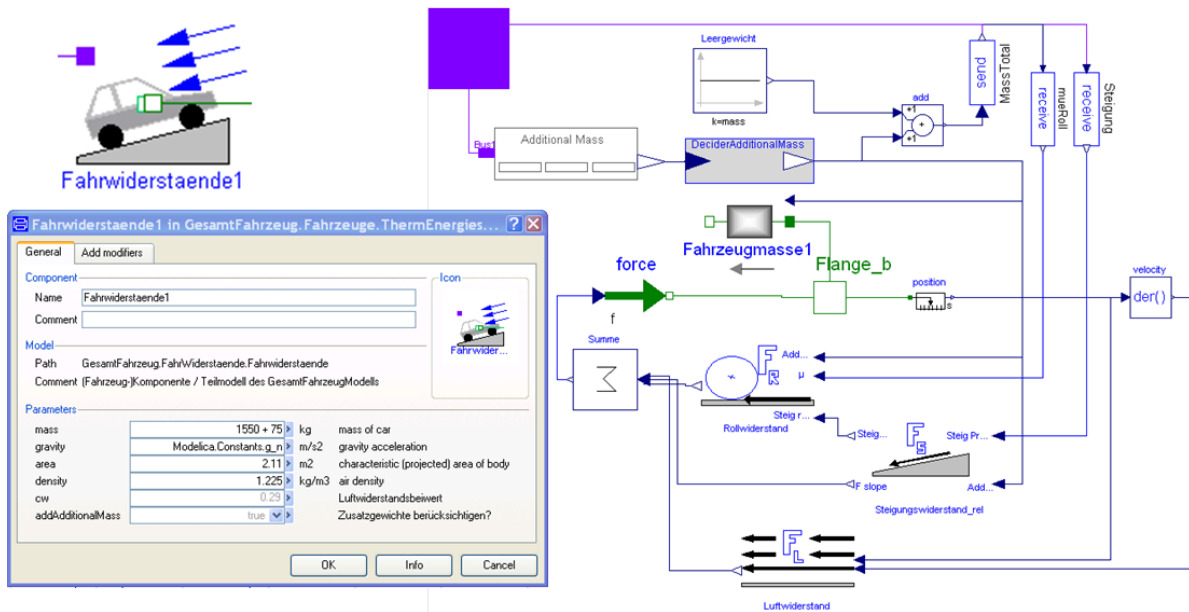


Abbildung 4.18: Modell *Fahrwiderstaende* und darin einzugebenden Parameter

Abbildung 4.18 stellt das im GFM verwendete Modell zur Berechnung des Gesamtfahrwiderstands dar und gibt einen Überblick über die für die Fahrwiderstandsberechnung einzugebenden Parameter.

Die Fahrzeugmasse setzt sich dabei aus dem Leergewicht und diversen ausstattungspezifischen Zusatzmassen (z. B. elektrischer Energiespeicher, elektrische Maschine etc.) zusammen, welche über das Fahrzeugbussystem an die Fahrwiderstandsberechnung übermittelt werden.

4.7 Das Modell Kühlsystem

Das Fahrzeugkühlsystem hat in erster Linie die Aufgabe, die Abwärme von Verbrennungsmotor, Getriebe und weiteren Komponenten an die Umgebungsluft abzuführen, um einen dauerhaften Betrieb ohne Überhitzung von Bauteilen sicherzustellen (Neward/Boedo 2008). In der Regel verfügen heutige verbrennungsmotorisch betriebene Fahrzeuge über ein Flüssigkeitskühlsystem, über welches Wärmeenergie von den Wärmequellen hin zu den Wärmesenken geleitet wird. Das Kühlsystem umfasst alle Kühlmittel führenden Leitungen, Kanäle, Wärmetauscher, Pumpen sowie Ventile und steht in direkter Wechselwirkung mit der das Fahrzeug um- und durchströmenden Luft.

Um den Energie- bzw. Wärmehaushalt des Fahrzeugs mit Hilfe der Gesamtfahrzeugsimulation analysieren und Maßnahmen zum Wärmemanagement bewerten zu können, ist es von großer Bedeutung, das thermische Verhalten des Fahrzeugkühlsystems in einem Modell abzubilden. Das entwickelte Simulationsmodell bildet das Kühlsystem eines zur Verfügung stehenden Referenzfahrzeugs (BMW 745i) mit Standardantrieb und V8-Motor ab, sodass das Modellverhalten anhand von Validierungsmessungen überprüft und angepasst werden kann. Ausgehend von dem modellierten Referenzsystem wird der Kühlkreislauf eines weiteren Referenzfahrzeugs (BMW 335i) durch Anpassung bzw. den Austausch einzelner Teilmodelle erstellt. Zunächst werden die Anforderungen an das Modell des Kühlsystems zusammengefasst und die getroffenen Annahmen erläutert.

4.7.1 Modellanforderungen und getroffene Annahmen

Das Modell des Kühlsystems hat innerhalb des GFM die Aufgabe, die für den Energiehaushalt des Fahrzeugs wesentlichen Wärmeströme für beliebige Fahrzyklen zu berechnen. Insbesondere soll es in Interaktion mit den Modellen von Verbrennungsmotor, Heizung und Getriebe die Kühlmittel- und Lufttemperaturen bestimmen und Wechselwirkungen mit mechanischen und elektrischen Teilsystemen abbilden. Dazu ist es erforderlich, die Verteilung der Kühlmittelvolumenströme in dem mehrfach verzweigten System in Abhängigkeit von den Haupteinflussgrößen nachzubilden. Zudem sind alle im Kühlsystem enthaltenen Wärmeübertrager in ihrem Wärmeübergangsverhalten zu modellieren, um bei gegebenen Medieneintrittstemperaturen und Massenströmen die Austrittstemperaturen zu ermitteln. Das Modell erhält eine modulare Struktur, die es erlaubt, topologisch ähnliche Systeme in anderen Fahrzeugen bzw. mit veränderten Komponenten simulieren zu können. Anhand eines relativ umfangreichen Messaufbaus im Referenzfahrzeug 1 (BMW 745i) mit Temperatur- und Volumensensoren lässt sich das Modell an das reale Verhalten anpassen.

Ausgehend von der gestellten Modellierungsaufgabe, ein GFM zur energetischen Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten zu entwickeln, werden bei der Modellierung des Kühlsystems folgende Phänomene vernachlässigt bzw. Annahmen getroffen:

- Vernachlässigung des Einflusses sich verändernder Luftfeuchtigkeit sowie Luftdruckschwankungen auf den Wärmeübergang
- der Druckanstieg im Kühlsystem durch die temperaturbedingte Ausdehnung der Kühlflüssigkeit wird nicht abgebildet
- Vernachlässigung der Druckverluste im Leitungssystem, die durch Rohrreibung und Drosselstellen entstehen, da diese für den Wärme- und Energiehaushalt nur von untergeordneter Bedeutung sind
- Kühlmittel wird als inkompressibles Medium betrachtet, das Volumen eines Behälters ist konstant.
- Blasensieden aufgrund lokal auftretender hoher Temperaturen im Kühlmantel des Verbrennungsmotors und daraus veränderter Wärmeübergang wird nicht berücksichtigt, da die Berechnung lokaler Bauteiltemperaturen bzw. Temperaturfelder derart komplexer Geometrie nur mittels FEM und CFD zu realisieren ist (Nefischer et al. 2002).
- Betrachtung aller Komponenten des Kühlsystems mit Ausnahme der Wärmetauscher und einiger relativ langer Rohre als wärmedicht, da einerseits der Temperaturunterschied zwischen Motorraum und Kühlmittel in der Regel relativ gering ist, andererseits die Kühlmittel führenden Schläuche aus schlecht wärmeleitenden Kunststoffen bestehen und zudem die Oberflächen der Einzelkomponenten relativ klein sind. Demzufolge ist der Wärmeverlust an den Leitungen im Vergleich zu den Wärmeströmen, die in den Wärmetauschern übertragen werden, vernachlässigbar gering.
- Der Einfluss der aus dem Hauptkühler ausströmenden erwärmten Luft auf die Kühlsystem- und Motorkomponenten im Motorraum wird nicht berücksichtigt, da eine Modellierung der komplexen Motorraumdurchströmung nur mit CFD-Methoden möglich ist und die zu erwartenden Auswirkungen auf den Wärmehaushalt des Fahrzeugs gering sind.
- Vernachlässigung des Einflusses der Wärmeleitung sich berührender Teile, da die auftretenden Temperaturunterschiede und damit die übertragenen Wärmeströme in Relation zu den Wärmetauschern gering sind
- Die bauteilbedingten Wärmekapazitäten von Rohren und Leitungen werden nur in den Wärmetauschern berücksichtigt, in den übrigen Modellen (Pumpen, Thermostat- und Schaltventilen) werden sie aufgrund der geringen thermischen Massen vernachlässigt.

4.7.2 Systembeschreibung des Kühlsystems

Die Topologie des Kühlsystemmodells orientiert sich im Wesentlichen an dem in Abbildung 4.19 dargestellten realen System des Referenzfahrzeugs 1 (BMW 745i). Ein reales Fahrzeugkühlsystem lässt sich grundsätzlich in drei Teilbereiche gliedern: in das motorexterne Kühlsystem, den Verbrennungsmotor und die Kabinenheizung. Das Getriebemodul ist über zwei Ölleitungen mit dem GÖWT an den Kühlkreislauf angebunden, um das Getriebeöl zu kondi-

tionieren. Weitere Schnittstellen bestehen in der Anbindung der elektrischen Verbraucher an das 12 V-Bordnetz, um z. B. den elektrischen Motorlüfter mit Energie zu versorgen.

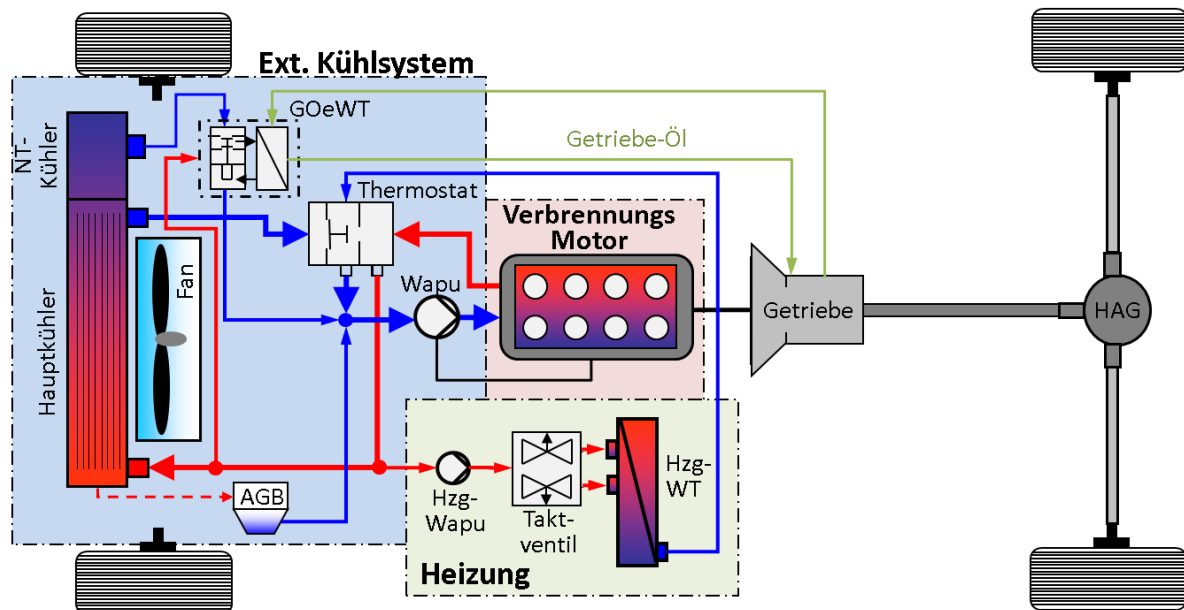


Abbildung 4.19: schematischer Aufbau des Serien-Kühlsystems des BMW 745i

Da die Kühlkanäle im Motor sowie die kühlmittelführenden Komponenten der Heizung den jeweils zugehörigen Funktionsmodulen *Motor* und *Heizung* zugeordnet sind, umfasst der Begriff Kühlsystem in dieser Arbeit ausschließlich den motorexternen Teil.

Im Folgenden werden der Modellaufbau und die entwickelten Komponenten des Kühlsystems beschrieben.

Die mit fester Übersetzung vom Riementrieb angetriebene Kühlmittelpumpe fördert das Kühlmittel zunächst durch die Kühlkanäle des Verbrennungsmotors, von dem es zum Bypassventil des in Abbildung 4.20 dargestellten Thermostaten gelangt. Je nach Thermostathub bzw. Ventilstellung fließt es durch den Bypassquerschnitt in den Kurzschlusskreislauf (bei geringem Kühlbedarf) oder wird zum Kühlmodul geleitet. Dieses besteht aus Haupt- und Niedertemperaturkühler (NT-Kühler). Das von der Temperatur in der Mischkammer abhängige Hubverhalten des Thermostatventils kann beim betrachteten System durch eine elektrische Beheizung des Dehnstoffelements beeinflusst werden. Der Thermostat ist als Kennfeldthermostat (KFT) ausgeführt und ermöglicht eine variable Anpassung der Kühlmitteltemperatur an den Motorbetriebszustand (Hess et al. 2005; BTT GmbH 2003).

Das Kühlsystem des Referenzfahrzeugs verfügt zudem über eine temperaturgeregelte Konditionierung des Getriebeöls. So kann das sich sehr langsam erwärmende Öl mit wärmerem Kühlmittel beheizt oder nach Erreichen der Betriebstemperatur mit kaltem Kühlmittel aus dem NT-Kühler gekühlt werden. Der Getriebeölkühler und das zugehörige Thermostatventil befinden sich am Kühlmodul im Frontend des Fahrzeugs, wie Abbildung 4.21 zeigt.

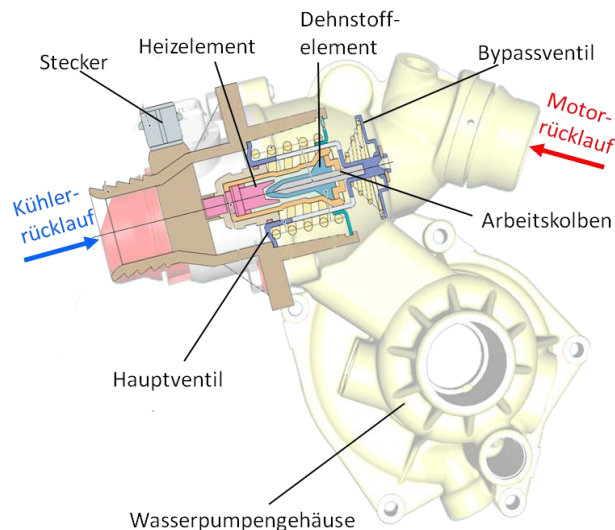


Abbildung 4.20: Kennfeldthermostat und Gehäuse der Wasserpumpe des V8-Motors (BTT GmbH 2003)

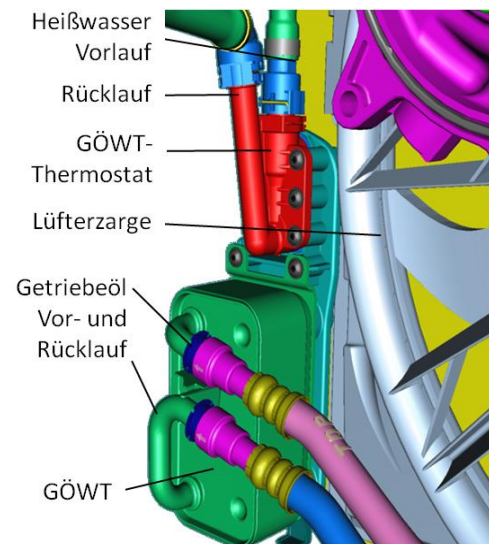


Abbildung 4.21: GÖWT und GÖWT-Thermostat des V8-Motors

Hauptkühler und NT-Kühler sind in einem horizontal geteilten Kühlergehäuse integriert. Das Kühlmittel strömt zunächst durch den oberen Hochtemperaturteil und von dort entweder zurück in den Motor oder weiter in den Niedertemperaturteil, in welchem es sich weiter abkühlt. Die luftseitige Kühleranströmfläche teilt sich im Verhältnis 4:1 auf Haupt- und NT-Block auf. Bevor die anströmende Luft den Kühler erreicht, passiert sie den Kondensator der Klimaanlage, welcher den Kühler vollständig überdeckt. Stromabwärts des Kühlers ist ein elektrischer Lüfter angeordnet, der insbesondere bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten für einen ausreichenden Luftmassenstrom sorgt. Die Lüfterdrehzahl wird in Abhängigkeit von der momentanen Kühlleistungsanforderung, welche im Lüftersteuergerät aus Kältemitteldruck, Getriebeöltemperatur, Kühlmitteltemperatur, Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit berechnet wird, eingestellt.

Der Ausgleichsbehälter (AGB) dient als Vorratsbehälter und zur Kompensation der Wärmeausdehnung des Kühlmittels. Der Behälter wird von zwei Entlüftungsleitungen vom Motor und vom Kühler gespeist, durch die vergleichsweise geringe Massenströme fließen.

Abbildung 4.22 zeigt das Modell des Kühlsystems für das Referenzfahrzeug 1 mit mechanisch angetriebener Kühlmittelpumpe (Wapu), Kennfeldthermostat und NT-Kreislauf zur Getriebeölkühlung.

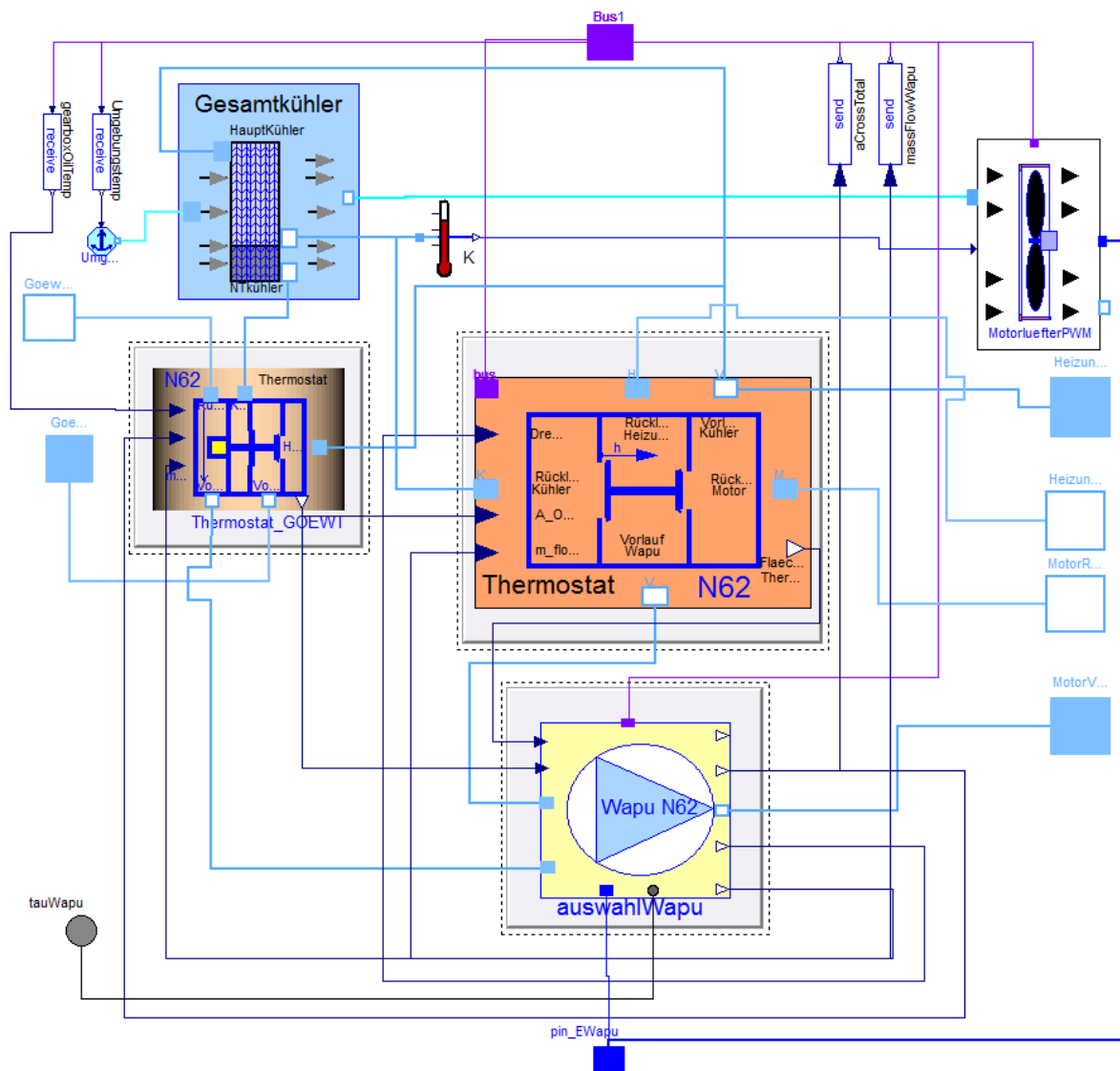


Abbildung 4.22: Modell des Kühlsystems des Referenzfahrzeugs BMW 745i

Im folgenden Kapitel werden die Modellstruktur sowie die einzelnen Teilmodelle des Kühlsystems vorgestellt.

4.7.3 Die Teilmodelle des Kühlsystems

4.7.3.1 Fluidkreislauf und Massenstromverteilung

Eine Voraussetzung zur Berechnung der Wärmeströme im Kühlsystem ist die Kenntnis über die Massenstromverteilung in den verschiedenen parallelen Zweigen des Kühlsystems unter Berücksichtigung der temperaturabhängigen Drosselstellen.

Kußmann (2000) stellt verschiedene Simulationsverfahren zur Volumenstromaufteilung vor, die meist auf Vereinfachungen, wie z. B. ein über Temperatur und Volumenstrom konstanter hydraulischer Widerstand oder die Verwendung eines Gesamtwiderstandes, beruhen. Weitere Möglichkeiten der Vereinfachung bestehen darin, ausschließlich den Hauptkreislauf zu betrachten und alle parallelen Nebenzweige zu vernachlässigen. Dies ist für eine Betrachtung des Kühlsystems im Auslegungszustand mit vollgeöffnetem Thermostat und deaktivierter

Heizung hinreichend (Deußen 1993), jedoch nicht für eine Betrachtung des Warmlaufvorgangs.

Haubner (2002) setzt die Kenntnis der einzelnen Komponenten-Schlucklinien über dem Volumenstrom sowie die Förderkennlinie der Wasserpumpe voraus, sodass sich die Volumenstromverteilung einstellt. Mann (2004) schlägt unter Verweis auf die positiven Erfahrungen von Güntert (1994) die Verwendung des Netzwerkansatzes vor, bei dem alle Kühlkreislaufkomponenten, einschließlich Rohrleitungen und Schläuchen, mit Ausnahme der Pumpen als hydraulischer Widerstand angesetzt werden. Unter Voraussetzung einer turbulenten Strömung ergibt sich der Druckverlust Δp aus dem Produkt von Widerstand und dem Quadrat des Volumenstroms. In Serie geschaltete Widerstände können demnach durch Summation zu einem Gesamtwiderstand zusammengefasst werden. Voraussetzung für die Anwendung dieser Ansätze ist das Vorliegen der Einzelwiderstände aller Komponenten, was insbesondere für die hubabhängigen Thermostatventile ohne umfangreiche Messungen problematisch erscheint.

Michels (1996) zeigt anhand experimenteller Untersuchungen, dass in einem speziellen Kühlsystem sowohl der von der Wasserpumpe geförderte als auch der Massenstrom paralleler Zweige als Funktion von Pumpendrehzahl und Thermostathub abgebildet werden kann. Der Einfluss der Kühlmitteltemperatur kann dabei im Betriebsbereich vernachlässigt werden. Der veränderliche Thermostathub geht in die Bestimmung des Gesamtmassenstroms \dot{m}_{Wapu} nach Gleichung (4.39) ein. Der von der Pumpe geförderte Massenstrom wird als lineare Funktion der Drehzahl n mit der Steigung m und dem Thermostathubverhältnis f_{Wapu} , welches dem Verhältnis vom aktuellen Hub H zu maximalem Hub H_{max} entspricht, dargestellt.

$$\dot{m}_{Wapu} = f_{Wapu} \cdot m_{Wapu} \cdot n_{Wapu} \quad \text{mit} \quad f_{Wapu} = \frac{H}{H_{max}} \quad (4.39)$$

Für alle weiteren relevanten parallelen Kreisläufe mit signifikanter Abhängigkeit des Massenstromes vom Ventilhub, wie z. B. der Heizkreislauf, wird die Steigung der Funktion anhand von Messergebnissen ermittelt. Dieser beschriebene lineare Zusammenhang gilt jedoch nur für ein definiertes Kühlsystem, sodass eventuelle nachträgliche Veränderungen an der Konfiguration des Kühlsystems die Ergebnisgüte beeinträchtigen können.

Unter Berücksichtigung der in 4.7.1 aufgeführten Anforderungen und getroffenen Annahmen wird für den Austausch eines temperierten Kühlmittelmassenstroms bzw. eines Energiestroms zwischen zwei Behälterelementen der Fluid-Konnektor *ThermalMassFlow* definiert. Ein Konnektor sollte alle Variablen enthalten, die für die vollständige Beschreibung einer Interaktion zweier Komponenten notwendig sind (Dynamis AB 2007). Zur Übertragung von Energieströmen enthält ein Konnektor mindestens jeweils eine Potenzial- und eine Flussvariable (Otter 2007). Da der Druck bzw. die Druckverluste in der Fluidströmung vernachlässigt werden, enthält der Konnektor *ThermalMassFlow* lediglich die Temperatur als Potenzialvariable und den Massenstrom als Flussvariable. Die Massenströme im AGB machen nur einen sehr geringen Anteil des Hauptmassenstromes aus, sodass diese nicht abgebildet werden, sondern lediglich die thermische Masse des im Behälter befindlichen Kühlmittels als Wärmekapazität berücksichtigt wird.

In Anlehnung an das von Michels (1996) beschriebene Verfahren wird der Massenstrom in einem parallel geschalteten Teilkreislauf i nach Gleichung (4.40) bestimmt. Der Teilmassenstrom ist das Produkt aus dem Gesamtmassenstrom und dem im jeweiligen Teilkreis kleinsten Durchflussquerschnitt A_i bezogen auf den momentanen Gesamtquerschnitt A_{ges} .

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{Wapu} \cdot \frac{A_i}{A_{ges}} \quad \text{mit} \quad A_{ges} = \sum_i A_i \quad \text{bzw.} \quad \dot{m}_{Wapu} = \dot{m}_{ges} = \sum_i \dot{m}_i \quad (4.40)$$

In allen Behältern gelten die Kontinuitätsgleichung, nach der keine Masse gespeichert werden kann, sowie die Kirchhoff'sche Knotenregel, nach der die Summe aller Ströme gleich Null ist. Die maßgeblichen Strömungsquerschnittsflächen an den Thermostatventilen können aus vorliegenden Konstruktionszeichnungen als Funktion des Ventilhubes analytisch ermittelt und im Quelltext der jeweiligen Komponente hinterlegt werden.

Beim Zusammenfluss von i Kühlmittelmassenströmen mit der Temperatur T_i kann die Mischtemperatur T_{Misch} mit der statischen Mischungsgleichung (4.41) berechnet werden (Stephan/Mayinger 1992). Unter Annahme eines, auf das Gesamtsystemvolumen bezogenen, sehr kleinen Mischbehältervolumens kann die Dynamik vernachlässigt werden (Mann 2004).

$$T_{Misch} = \frac{\sum_i T_i \cdot \dot{m}_i \cdot c_{p,i}}{\sum_i \dot{m}_i \cdot c_{p,i}} \quad (4.41)$$

Abbildung 4.23 zeigt das Massen- und Energieflussschema des Kühlsystems des Referenzfahrzeugs 1 mit den zu berücksichtigenden Schnittstellen.

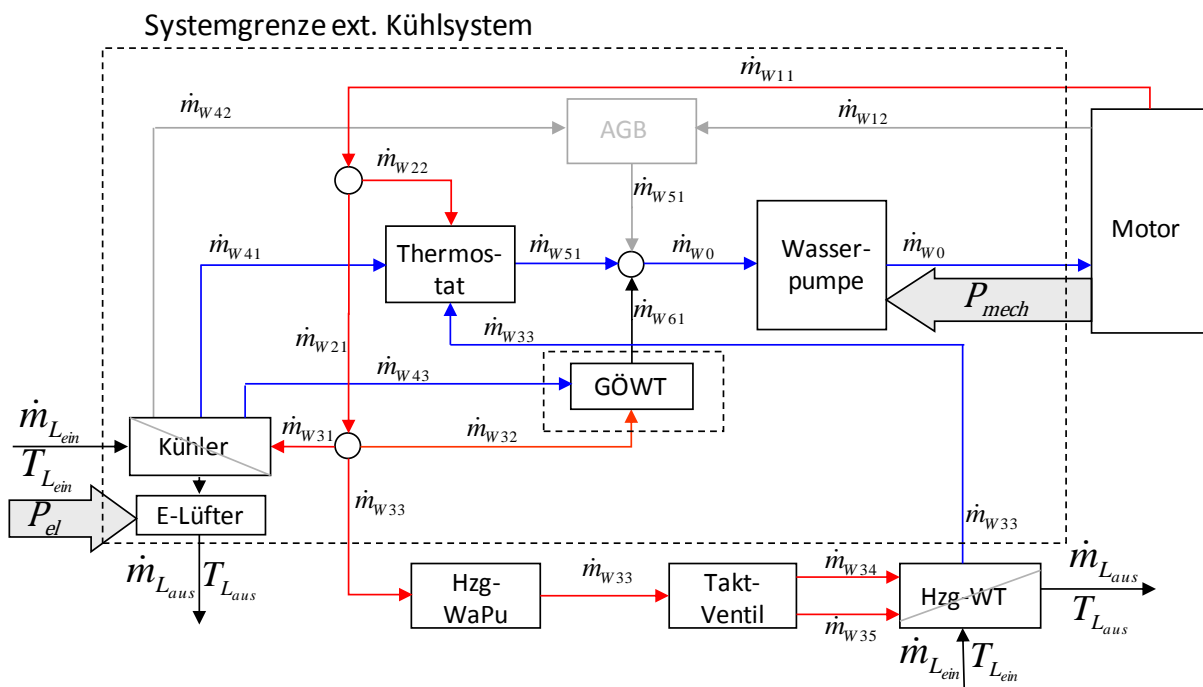


Abbildung 4.23: Massenstrom- und Leistungsflussschema in den Systemgrenzen des Kühlsystems des BMW 745i

Über die Systemgrenze fließen folgende Energie- bzw. Stoffströme:

- Kühlmittelmassenstrom mit Temperatur von der Wasserpumpe zum Motor und zurück in die Rücklaufkammer des Thermostaten
- Kühlmittelmassenstrom mit Temperatur GÖWT-Thermostaten zum GÖWT und zurück in den GÖWT-Thermostaten
- Kühlmittelmassenstrom mit Temperatur aus dem Motorrücklauf in die Heizung und zurück in die Mischkammer des Thermostaten
- Luftmassenstrom mit Temperatur in den Kühler und weiter in den Motorraum
- Mechanische Leistung (P_{mech}), dargestellt durch Drehwinkel und Drehmoment vom Riementrieb des Motors zur Riemenscheibe der Wasserpumpe
- Elektrische Leistung (P_{el}) zum Antrieb des E-Lüfters, dargestellt als elektrischer Strom und Spannung

4.7.3.2 Modell der Wasserpumpe

Das Modell der Wasserpumpe berechnet den geförderten Kühlmittelmassenstrom und die aufgenommene Antriebsleistung.

Bei der im Referenzfahrzeug verbauten mechanisch angetriebenen Wasserpumpe wird angenommen, dass der von der Wasserpumpe geförderte Kühlmittelvolumenstrom direkt proportional zur Wasserpumpendrehzahl n_{Wapu} bzw. zur Motordrehzahl ist (Michels 1996). Dies bestätigen im Referenzfahrzeug durchgeführten Messungen, wie in Abbildung 4.24 gezeigt ist. Der Einfluss des Thermostathubs sowie der Stellung des Heizungsventils auf den Pumpenmassenstrom wird mittels Korrekturfaktor f_{Wapu} , der aus dem Quotienten des momentanen Gesamtsystemquerschnitt A_{ges} und dem maximalen Systemquerschnitt A_{max} gebildet wird, berücksichtigt:

$$\dot{m}_{Wapu} = f_{Wapu} \cdot m_{Wapu} \cdot n_{Wapu} \quad \text{mit} \quad f_{Wapu} = \frac{A_{ges}}{A_{max}} \quad (4.42)$$

Das von der Pumpe aufgenommene Drehmoment lässt sich in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl mit Hilfe eines Polynoms 2. Grades approximieren, welches aus vorliegenden Messdaten erstellt worden ist (vgl. Abbildung 4.25).

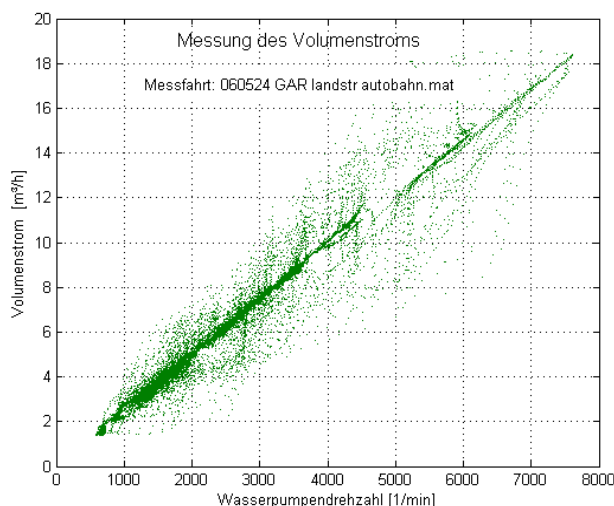


Abbildung 4.24: gemessener Volumenstrom der mechanischen Wasserpumpe im BMW 745i

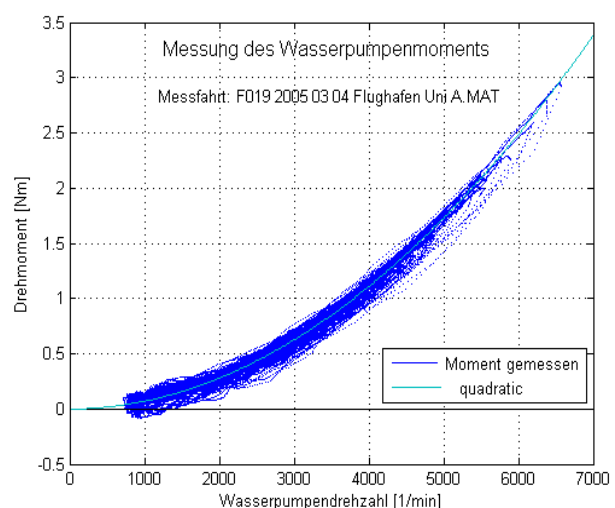


Abbildung 4.25: Antriebsmoment der mechanischen Wasserpumpe des V8-Ottomotors (Risse 2005)

Die durch die hydraulischen Verluste in der Pumpe entstehende Wärme wird aufgrund ihres geringen Betrages nicht berücksichtigt. Alternativ zur serienmäßigen mechanischen Wasserpumpe ist das Modell einer elektrisch angetriebenen Pumpe basierend auf der Anwendung im Referenzfahrzeug 2 implementiert worden. Dieses Modell bildet neben der drehzahlabhängigen Volumenstromcharakteristik die elektrische Leistungsaufnahme des integrierten Elektromotors ab und ist anhand der Herstellerangaben einer am Markt verfügbaren Pumpe parametrisiert. Die Ansteuerung der Pumpe erfolgt mit Hilfe eines Reglers, der weitgehend dem des im Serienfahrzeug BMW 335i eingesetzten Reglers entspricht (Hess et al. 2005).

4.7.3.3 Die Modelle der Thermostatventile

Das Kühlsystem des BMW 745i verfügt über zwei Thermostatventile zur Regelung der Kühlmitteltemperatur.

Kennfeldthermostat

Das Modell dient in erster Linie der Bestimmung der Querschnittsflächen bzw. der Massenströme an Bypass- und Hauptventilteller. Überdies wird die für den Thermostathub relevante Mischtemperatur aus den zufließenden Kühlmittelmassenströmen berechnet.

Die Anforderung für eine Absenkung der Kühlwassertemperatur wird im Motorsteuergerät bestimmt und das Signal zur Beheizung des Thermostaten als pulsweiten-moduliertes Stromsignal (PWM-Signal) am Heizelement angelegt. Die zur Berechnung der Kühlmittelmassenströme benötigten Durchflussquerschnitte an den beiden Ventiltellern werden in Abhängigkeit vom Thermostathub aus der Geometrie bzw. Kinematik bestimmt. Die für den Thermostathub maßgebliche Temperatur in der Mischkammer des Thermostaten wird nach Gleichung (4.41) berechnet.

Die temperaturabhängige Hubcharakteristik des Hauptthermostaten ist mit Hilfe von Temperatur-Hub-Kurven, welche beim Thermostathersteller gemessen wurden, abgebildet. Sowohl für den unbeheizten Zustand als auch für 35, 70 und 100 % Thermostatbeheizung liegen Hubkurven vor (vgl. Abbildung 4.26), welche als Kennlinien im Thermostatmodell hinterlegt sind und zwischen denen linear interpoliert wird.

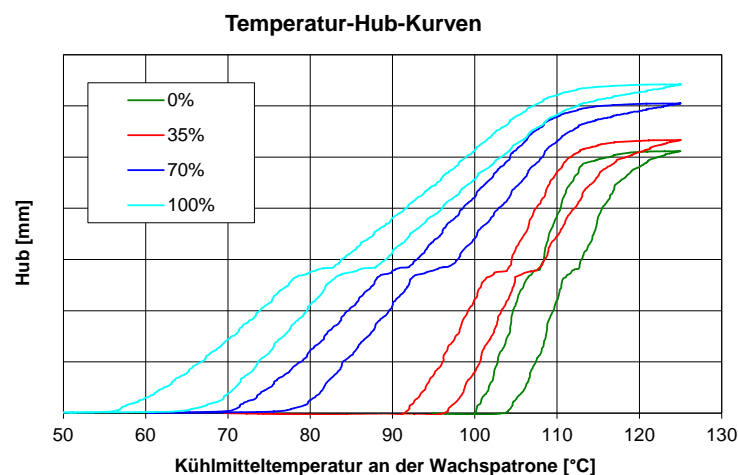


Abbildung 4.26: Temperatur-Hub-Kurven des Kennfeldthermostaten bei unterschiedlicher Bestromung

Das in den Messungen beim Hersteller festgestellte Hystereseverhalten beim Abkühlen ist zunächst implementiert worden. Dies hat bei der anschließenden Validierung im Referenzfahrzeug jedoch keinen signifikanten Einfluss auf die Volumenstromverteilung ergeben, so dass für alle vier verwendeten Kennlinien jeweils die Öffnungs-Hubkurve verwendet wird.

Die Ansteuerung der Thermostatbeheizung ist im Modell in Anlehnung an die Serienapplikation von Referenzfahrzeug 1 abgebildet und wird von der Geschwindigkeit, dem Motordrehmoment, der Kühlmittel- und der Umgebungstemperatur beeinflusst. So können die aus der Kennfeldbeheizung resultierenden Auswirkungen auf den Energiehaushalt simuliert werden, wobei jedoch nicht der gesamte Lastenheftumfang der Steuerung implementiert ist, sondern nur die für den Kundenbetrieb relevanten Funktionen.

Getriebeöl-Wasser-Wärmetauscher-Thermostat

Das Modell des GÖWT-Thermostats basiert auf dem des Hauptthermostaten. Aufgrund des sich unterscheidenden geometrischen Aufbaus ist die Berechnung der hubabhängigen Durchflussquerschnittsflächen erheblich komplexer als beim Modell des Hauptthermostaten. Die Temperatur-Hub-Charakteristik ist anhand der Hersteller-Kennlinie abgestimmt, wobei die Kennfeld-Beheizungsfunktion entfällt.

4.7.3.4 Modell des Kühlmittelkühlers

Das Modell des Kühlmittelkühlers besteht aus dem des Hauptkühlers und dem des Nieder temperatur-Kühlers, der in Reihe nachgeschaltet ist. Beide Modelle basieren auf der gleichen Objektklasse und unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Parametrierung. Die Wärmetauschermodelle berechnen in Abhängigkeit von Temperatur und Massenstrom der einströmenden Medien die Austrittstemperaturen und daraus resultierend den übertragenen Wärmestrom. Die durchfließenden Kühlmittelmassenströme werden in den Thermostatventilen und der Kühlmittelpumpe berechnet und den Wärmetauschern über die Fluid-Schnittstellen vorgegeben. Der anströmende Luftmassenstrom wird im Modell *Motorluefter* in Abhängigkeit von Lüfterstufe und Fahrgeschwindigkeit bestimmt. Aus vorliegenden CFD-Berechnungen der Motorraumdurchströmung geht hervor, dass sich der gesamte, vom Motorlüfter angesaugte bzw. vom Fahrtwind angeblasene, Luftmassenstrom zu ca. 80% auf den Hauptkühler und zu 20% auf den NT-Kühler verteilt (Souliez 2003). Diese Art der Modellierung vernachlässigt eventuelle Inhomogenitäten in der luftseitigen Anströmung und der Temperaturverteilung im Innern des Wärmetauschers, was für eine Gesamtenergiebilanzierung nicht zwingend erforderlich ist.

Die Austrittstemperaturen von Kühlmittel $T_{KM,a}$ und Luft $T_{L,a}$ in einem Flachrohrwärmetauscher können nach Michels (1996) wie folgt berechnet werden:

$$\frac{T_{KM,a}}{dt} = \left[\left(T_{L,e} + (T_{KM,e} - T_{L,a}) \cdot e^{-\frac{\dot{m}_L \cdot c_{p,L}}{\dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM}} \left(1 - e^{-\frac{kA}{\dot{m}_L \cdot c_{p,L}}} \right)} \right) - T_{KM,a} \right] \cdot \frac{1}{t_{k,KM}} \quad (4.43)$$

$$T_{L,a} = T_{L,e} + (T_{KM,e} - T_{KM,a}) \cdot \frac{\dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM}}{\dot{m}_L \cdot c_{p,L}} \quad (4.44)$$

Der dabei verwendete Wärmedurchgangskoeffizient kA wird mit Hilfe der Koeffizienten a , b und c nach Gleichung (4.45) ermittelt. Die Koeffizienten werden mittels eines vom Hersteller zur Verfügung gestellten Kühlerleistungskennfelds bestimmt (VDI 2005).

$$\frac{1}{kA} = a \cdot \frac{1}{\dot{V}_L^{0,8}} + b + c \cdot \frac{1}{\dot{V}_{KM}^{0,8}} \quad \begin{array}{l} \dot{V}_L \text{ Volumenstrom Luft} \\ \dot{V}_{KM} \text{ Volumenstrom Kühlmittel} \end{array} \quad (4.45)$$

Um die bei Fließvorgängen in Rohrleitungen auftretende Totzeit, welche sich durch ein verzögertes Temperaturänderungsverhalten des Kühlmittels äußert, zu berücksichtigen, wird die Austrittstemperatur mit Hilfe eines Verzögerungsglieds 1. Ordnung zeitlich verzögert. Die hierzu verwendeten maßgeblichen Zeitkonstanten t_k werden in Abhängigkeit vom veränderlichen Kühlmittelvolumenstrom nach Gleichung (4.46) berechnet.

$$t_{k,KM} = m_{KM} \cdot c_{p,KM} \cdot \frac{c}{\dot{V}_{KM}^{0,8}} \quad (4.46)$$

Auf der Kühlluftseite kann die zeitliche Verzögerung der Austrittstemperatur vernachlässigt werden, da die Luftaustrittstemperatur im GFM nicht weiter verwendet wird.

4.7.3.5 Modell des elektrischen Motorlüfters

Der stromabwärts vom Kühlmodul angeordnete elektrische Motorlüfter hat eine elektrische Nennleistung von 600 W und ist stufenlos drehzahl geregelt. Da der Lüfter den das Kühlmodul durchströmenden Luftmassenstrom maßgeblich beeinflusst, hat er für die Kühlleistung und damit für das gesamte thermische Verhalten des Kühlkreislaufs eine wesentliche Bedeutung.

Das Modell des elektrischen Motorlüfters besteht aus dem Steuergerät, einem Elektromotor und dem Lüfterrad, wie die schematische Abbildung 4.27 zeigt (Franz 2006).

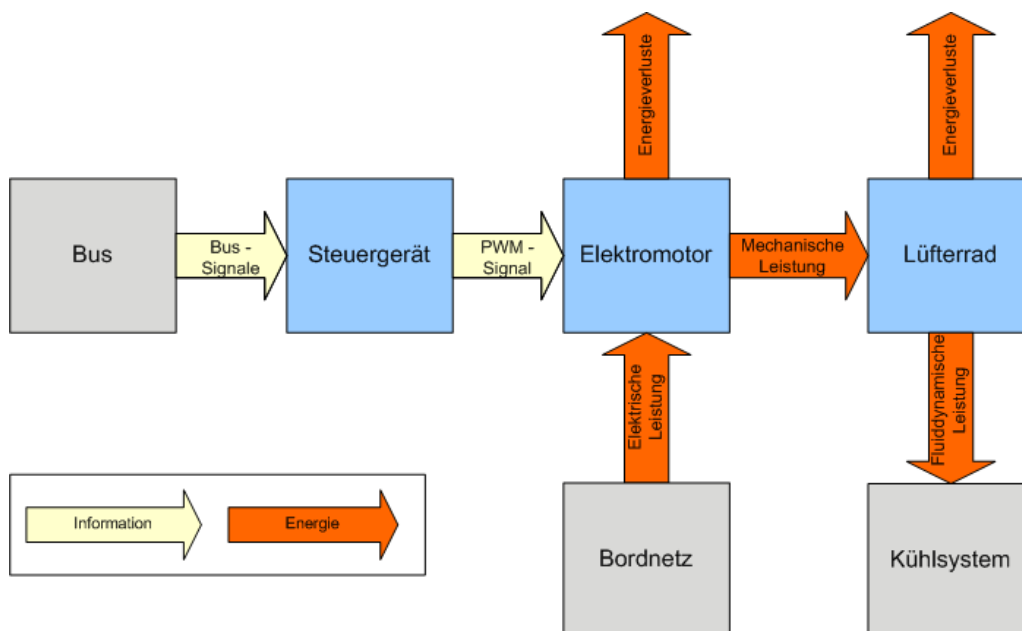


Abbildung 4.27: schematischer Aufbau des E-Lüftermodells

Das *Steuergerät* verarbeitet diverse Bussignale (Fahrzeuggeschwindigkeit, Motordrehzahl, Getriebeöltemperatur, Kältemitteldruck, Kühlmitteltemperatur nach Kühler) und berechnet das pulsweitenmodulierte Ansteuersignal (PWM) für den Elektromotor. Die Steuerung entspricht nahezu vollständig der im Lastenheft des Referenzfahrzeugs beschriebenen.

Das PWM-Ansteuersignal wird im Modell *Elektromotor* in eine proportionale Solldrehzahl umgerechnet, welche ein P-Regler über den elektrischen Strom einregelt. Für die Berechnung des Drehmoments wird sowohl die rotatorische Trägheit des Läufers als auch das durch den geschwindigkeitsabhängigen Fahrtwind auf die Lüfterschaufeln aufgebraachte Drehmoment berücksichtigt (vgl. Abbildung 4.28).

Der als elektrische Last vom Bordnetz entnommene Strom wird mit Hilfe des in Abbildung 4.29 dargestellten Strom-Drehzahl-Drehmoment-Kennfelds berechnet. Das Kennfeld und die Momentenabfall-Kennlinie sind aus Prüfstandsversuchen abgeleitet, bei denen die Stromaufnahme und das Drehmoment des Lüftermotors bei unterschiedlichen Betriebspunkten und Anströmgeschwindigkeiten aufgenommen worden sind (Drechsler 2006).

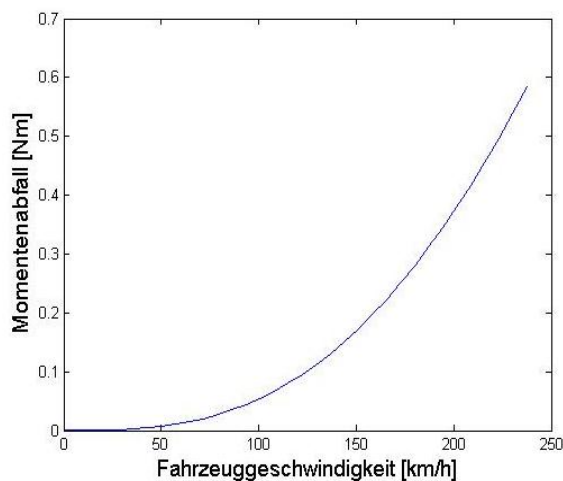


Abbildung 4.28: Momentenabfall am Lüfter infolge der Anblasung durch Fahrtwind (Drechsler 2006)

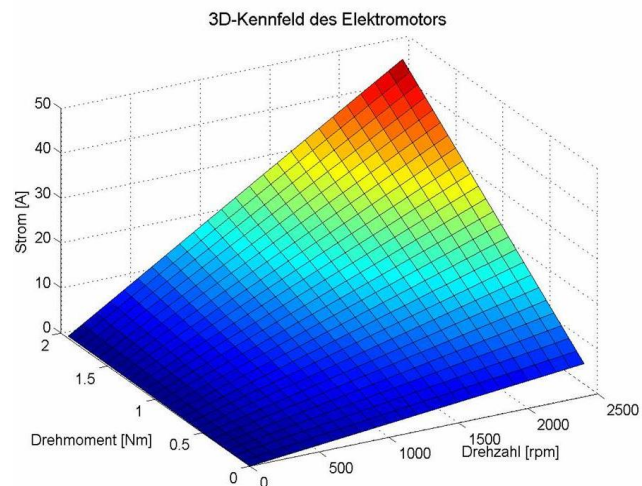


Abbildung 4.29: Strom-Kennfeld des elektrischen Lüftermotors (Drechsler 2006)

Im Modell *Lüfterrad* wird mittels zweier Kennlinien der das Kühlmodul durchströmende Luftvolumenstrom resultierend aus dem Lüfterbetrieb und aus dem Fahrtwind additiv berechnet. Zur Abschätzung der Volumenströme durch den Fahrtwind können CFD-Rechnungen herangezogen werden (Souliez 2003), in denen für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten Strömungsgeschwindigkeitsfelder an den Lufteinlässen berechnet werden. Der berechnete Luftmassenstrom ist eine Eingangsgröße des Kühlermodells.

4.8 Modelle für Klimatisierung und Innenraum

Das zu entwickelnde Teilmodell Heizung / Klimatisierung soll sowohl das thermische Verhalten der Kabinenheizung darstellen als auch Rückschlüsse über den Einfluss auf das Motorkühlsystem sowie den Gesamtenergieverbrauch des Fahrzeugs ermöglichen. Zudem bildet es die mechanische Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters (KMV) vom Riementrieb ab. Das Aufwärm- und Abkühlverhalten des Fahrzeuginnenraums hat einen wesentlichen Ein-

fluss auf die Ansteuerung von Heizung und KMV und somit auf den Energiehaushalt des Fahrzeugs. Es ist daher erforderlich, ein thermisches Kabinenmodell zu modellieren, das insbesondere das instationäre Temperaturverhalten der Luft und den Wärmehaushalt im klimatisierten Betrieb wiedergibt.

4.8.1 Systembeschreibung

Die integrierte Heiz-/Klimaanlage (IHKA) des Referenzfahrzeugs 1 lässt sich in die Komponenten *Klimaanlage* und *Heizung* aufteilen, welche unabhängig voneinander modelliert werden können und nur durch Stoff- und Energieaustausch über definierte Schnittstellen miteinander verbunden sind (vgl. Abbildung 4.30).

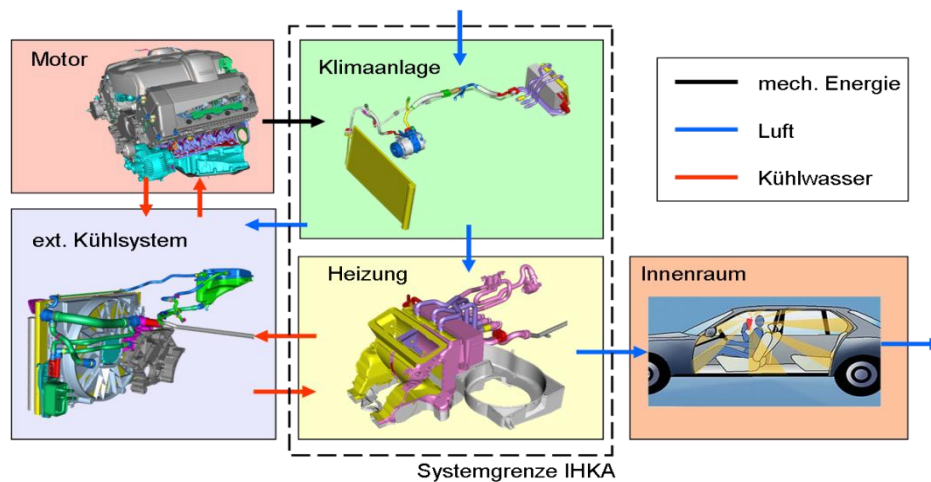


Abbildung 4.30: Systemzusammenhang zwischen Kühlung - Heiz-/Klimaanlage - Innenraum - Motor mit Energie bzw. Medienflüssen

Die in das Frontend einströmende Luft durchströmt den Kondensator der Klimaanlage, wird erwärmt und tritt dann in den Kühlmittelkühler ein. Der Verbrennungsmotor treibt über den Riementrieb den KMV an, der als kupplungsloser Axialkolbenverdichter mit verstellbarem Kompressionsvolumen ausgeführt ist (Taumelscheibenverdichter) (Watanabe 2002). Die den Verdampfer verlassende gekühlte und getrocknete Luft strömt zunächst in den Heizwärmetauscher, in welchem sie je nach Heizbedarf vom Kühlmittel Wärme aufnimmt, und von dort weiter in die Kabine. Die in den Fahrzeuginnenraum strömende Warm- bzw. Kaltluft bewirkt eine Temperaturänderung der Kabine, was eine Rückkopplung auf die Ansteuerung der IHKA zur Folge hat.

Das für Heizung und Klimaanlage verantwortliche Steuergerät regelt die Innenraumtemperatur auf die von den Fahrgästen vorgegebene Solltemperatur. Im Automatik-Modus stellt es u. a. Kühlmittel-, Gebläseluftmassenstrom und das Hubvolumen des KMV ein.

Nachfolgend wird zunächst auf die Modellierung von Klimaanlage und Heizung eingegangen und schließlich auf das für die Regelung beider Teilsysteme und für die Bewertung des Klimatisierungskomforts relevante thermische Kabinenmodell.

4.8.2 Das Gesamtsystem Heiz- / Klimaanlage

Das im GFM implementierte Modul IHKA beinhaltet die drei Komponenten Heizung, Kältemittelkreislauf und Innenraum. Abbildung 4.31 gibt einen Überblick über die zwischen den Komponenten fließenden Stoffströme und stellt gleichzeitig die wesentliche Modellstruktur dar. Die drei Teilmodelle *Klimaanlage*, *Heizung* und *Kabine* sind über den Frischluftpfad in Reihe miteinander gekoppelt. Es findet neben dem Stoffstrom auch ein Austausch von Steuer- und Sensorsignalen statt, die der Regelung von Kabinentemperatur und Gebläseluftmassenstrom dienen.

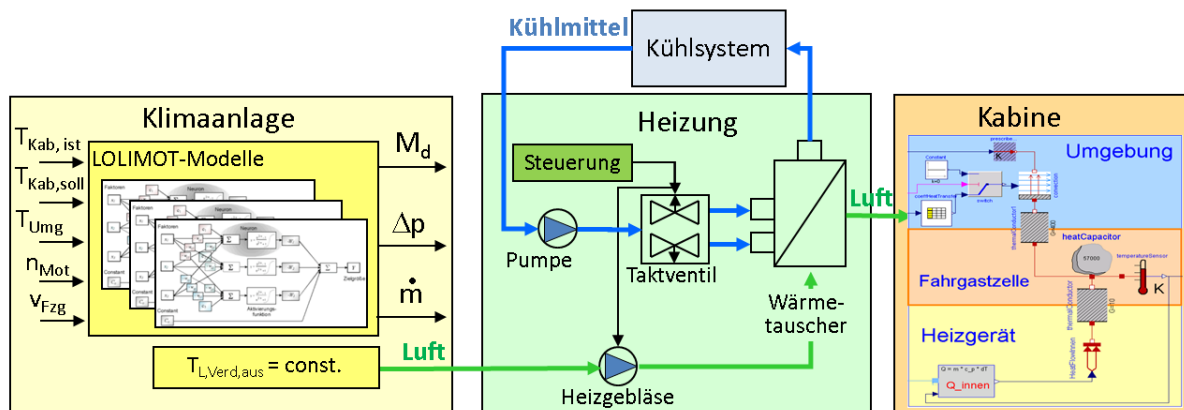


Abbildung 4.31: Kopplung der Komponenten der IHKA und des Kabinenmodells

Folgend wird auf die Bestandteile der drei Teilmodelle näher eingegangen und deren Modellierung erläutert.

4.8.2.1 Das Teilmodell Heizung

Systembeschreibung

Die Innenraumheizung besteht im Wesentlichen aus der Zusatzwasserpumpe (ZWP), dem Takt- bzw. Duo-Wasser-Ventil (DV), dem Heizwärmetauscher (HWT) und dem Frischluftgebläse. Eine elektrisch angetriebene Zusatzwasserpumpe saugt warmes Wasser aus dem Kühlkreislauf an und gewährt, insbesondere bei niedrigen Motordrehzahlen oder abgestelltem Motor, einen Mindestwassermassenstrom für die Heizung.

Der den Heizungswärmetauscher durchströmende Kühlmittelmassenstrom wird durch getaktetes Öffnen und Schließen des Duo-Wasserventils bestimmt. Es verfügt über zwei getrennt ansteuerbare Magnetventile (Fahrer- und Beifahrerseite), die den Durchflussquerschnitt entweder voll freigeben oder komplett verschließen. Die Ansteuerung erfolgt über ein vom IHKA-Steuergerät berechnetes PWM-Signal mit einer variablen Tastbreite von 0 bis 3,6 s.

Der zweigeteilte Flachrohr-Heizungswärmetauscher ist im Kreuzstrom-Prinzip ausgeführt und erreicht eine maximale Heizleistung von ca. 13 kW. An den Flachrohren sind luftseitig Rippen angebracht, um die wärmetauschende Fläche zu erhöhen.

Das Gebläse fördert, je nach Betriebsart (Umluft oder Frischluft), Luft durch Verdampfer und Heizwärmetauscher hindurch in den Innenraum. Die Gebläseleistung kann in 14 Stufen eingestellt werden, wobei Fahrer und Beifahrer die Gebläsestufe getrennt voneinander vorgeben

können. Dieses wird durch ein komplexes, elektrisch betätigtes Klappensystem ermöglicht, welches die Luft zu den verschiedenen Ausströmdüsen leitet und die Mengen reguliert.

Für die Ansteuerung und Temperaturregelung hat zudem das IHKA-Steuergerät eine entscheidende Bedeutung. Es verarbeitet Soll-, Ist- und Außentemperaturen, stellt im Automatikmodus die Gebläsestufe, die Verdampfertemperatur und die Taktrate des DV ein und berücksichtigt verschiedene Sondereffekte, wie z. B. Scheibenbeschlag oder Sonneneinstrahlung.

Die zentralen Ein- und Ausgangsgrößen des Systems Heizung sind der Massenstrom und die Temperatur der Medien Kühlmittel und Luft. Zur Beschreibung dieser Schnittstellen wird der in Kapitel 4.7.3.1 eingeführte Konnektor *ThermalMassFlowPort* verwendet. ZWP, DV und HWT sind jeweils über diese Schnittstelle in Reihe miteinander verschaltet. Zwischen den Medien Kühlmittel und Luft findet innerhalb des HWT ein Wärmeübergang statt.

Modellierung der Heizung

Das Modell der Heizung hat die Aufgabe, den vom Kühlmittel an die Luft übertragenen Wärmestrom sowie die Austrittstemperaturen von Kühlmittel und Luft zu berechnen. Dazu ist neben der Bestimmung des, den Heizungswärmetauscher durchströmenden, Kühlmittelmassenstroms auch die Ermittlung des Gebläse-Luftmassenstromes erforderlich.

Das Modell beinhaltet neben den zuvor angeführten Komponenten die vom IHKA-Steuergerät ausgeführte Temperaturregelung. Diese hat eine wesentliche Bedeutung für das Verhalten der Heizung, da im Steuergerät das Ansteuersignal für das DV bestimmt wird, welches den Kühlmittelmassenstrom einstellt. In Abbildung 4.32 sind zusätzlich zu den Komponenten und Schnittstellen des Heizungsmodells die im Temperaturregler verwendeten Variablen aufgeführt. Diese werden entweder in anderen Komponenten berechnet (n_{Motor} im Motormodell, T_{innen} im Kabinenmodell, $P_{Gebläse}$ im Gebläsemodell) oder vom Fahrzyklus ($T_{außen}$, $T_{soll, l/r}$) vorgegeben.

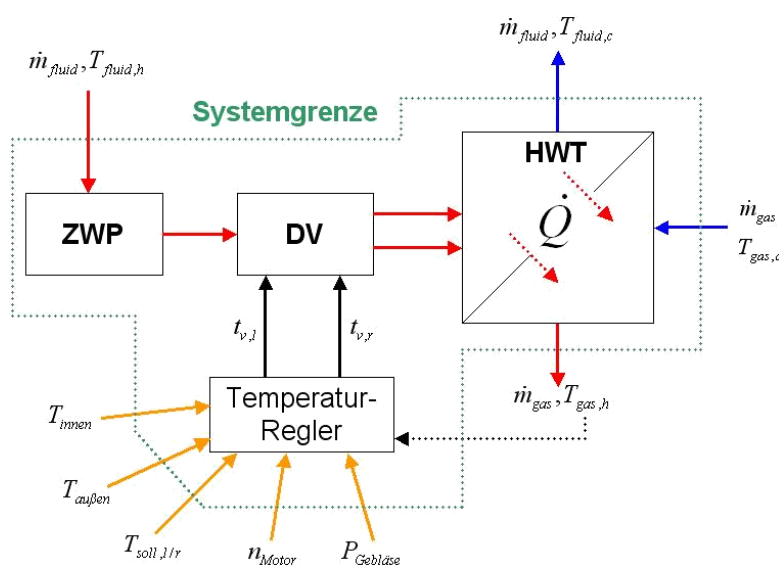


Abbildung 4.32: Systemgrenze, Komponenten und Ein- und Ausgänge des Heizungsmodells

Um die Komplexität des Modells zu begrenzen werden folgende Annahmen getroffen:

- Keine Betrachtung der kühlmittel- und luftseitigen Druckverluste

- Alle Komponenten außer dem HWT werden als adiabat betrachtet und besitzen keine Wärmekapazitäten.
- Betrachtung des Systems bei einer festgelegten Klappenstellung im Heizmodul
- Luftseitige An- und Abströmung des HWT mit homogenem Temperaturfeld
- Der Öffnungsquerschnitt des Duoventils wird proportional zur Tastbreite angenommen, da eine Auf-Zu-Taktung bei kurzen Tastbreiten zu Stabilitätsproblemen führt.
- Keine Wärmeleitung im Kühlmittel in Strömungsrichtung

Der vom Gebläse geförderte Luftmassenstrom ist als Kennlinie in Abhängigkeit der vorgegebenen Gebläsestufe im Modell *Geblaese* hinterlegt. Die ebenfalls stufenabhängige, als Kennlinie hinterlegte, elektrische Leistung des Gebläsemotors belastet das 12 V-Bordnetz des Fahrzeugs.

Das Modell des Duo-Ventils berechnet abhängig von der aus dem Heizungssteuergerät vorgegebenen Tastbreite und der Wasserpumpendrehzahl den Kühlmittelmassenstrom auf Fahrer- und Beifahrerseite.

Der zweigeteilte Heizwärmetauscher ist aus insgesamt acht Einzelsegmenten aufgebaut, wobei jeweils vier Segmente zu Fahrer bzw. Beifahrerseite gehören (vgl. Abbildung 4.33). Das in Abbildung 4.34 dargestellte Einzelsegment besteht aus einem luftseitigen und einem wasserseitigen Rohrelement, in denen der konvektive Wärmeübergang vom strömenden Medium auf die Wärmetauscherwand berechnet wird. Zwischen beiden Rohrelementen ist ein Wandelement eingesetzt, welches über HeatPort-Schnittstellen einen Energieaustausch (Wärmeleitung) ermöglicht und über eine Wärmekapazität verfügt. Über der Rohrlänge wird die Wandtemperatur eines Segments als konstant betrachtet.

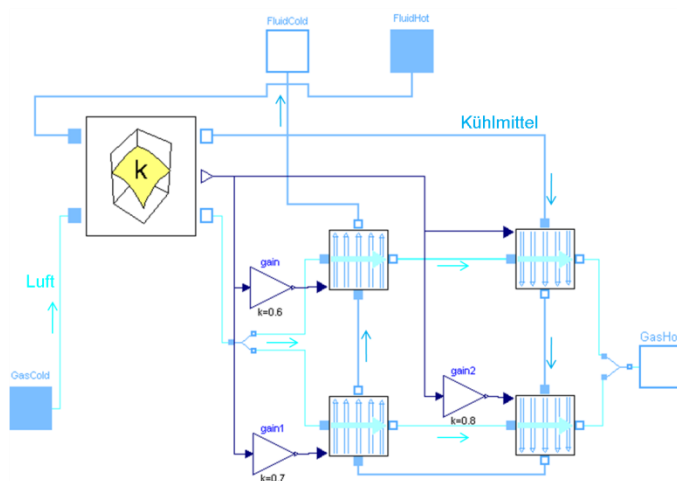


Abbildung 4.33: Modell des HWT-Moduls der Fahrerseite

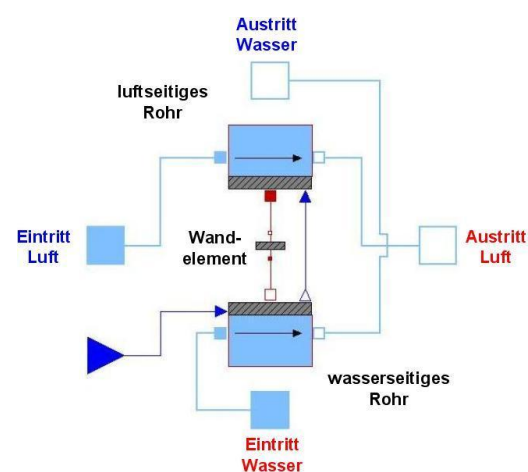


Abbildung 4.34: Einzelsegmentmodell des HWT

Der Wärmedurchgangskoeffizient k wird mit Hilfe eines neuronalen Netzes in Abhängigkeit von Temperaturen und Massenströmen der den HWT durchströmenden Medien berechnet. Das neuronale Netz wird aus, vom Hersteller zur Verfügung gestellten, stationären Kühlleistungsmessungen mit Hilfe von LOLIMOT erstellt (Nelles 1997). Nach Angaben des Herstellers wird der Wärmetauscher wasserseitig ausschließlich im laminaren Strömungszustand be-

trieben, sodass der kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient α_i mit Hilfe der Nußelt-Korrelation bei laminarer Rohrströmung berechnet wird (Polifke 2005). Da die Wandtemperatur an der Rohrinneenseite $T_{W,i}$ bekannt ist, kann die Austrittstemperatur des Kühlmittels $T_{KM,c}$ nach Gleichung (4.47) bestimmt werden.

$$T_{KM,c} = T_{W,i} + (T_{KM,h} - T_{W,i}) \cdot e^{\left(\frac{-\alpha_i \cdot A}{\dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM}}\right)} \quad (4.47)$$

Durch Kenntnis des Wärmedurchgangskoeffizienten k ist der luftseitige Wärmeübergangskoeffizient α_a nach Gleichung (4.48) berechenbar. Aufgrund der relativ geringen Wandstärken der Wärmetauscherrohre kann der Wärmeleitwert λ_W vernachlässigt werden.

$$\alpha_a = \frac{1}{\frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_i} - \frac{1}{\lambda_W}} \quad (4.48)$$

Die Bestimmung der Luftaustrittstemperatur $T_{L,h}$ erfolgt analog zu Gleichung (4.47) mit Kenntnis der luftseitigen Rohrwandtemperatur, wie Gleichung (4.49) zeigt.

$$T_{L,h} = T_{W,a} + (T_{L,c} - T_{W,a}) \cdot e^{\left(\frac{-\alpha_a \cdot A}{\dot{m}_L \cdot c_{p,L}}\right)} \quad (4.49)$$

Der Temperaturregler, der das DV ansteuert, besteht aus drei Reglereinheiten, einem Führungs- und zwei Hilfsreglern. Diese werden in Anlehnung an das vom Hersteller vorliegende Lastenheft im Modell nachgebildet. Abbildung 4.35 gibt einen Überblick über die Reglerstruktur sowie über die Ein- und Ausgangsgrößen. Die Ausgangssignale des Reglers sind die Tastbreiten t_v , welche als Stellgrößen die beiden Einzelventile des DV ansteuern und so den Heizungswärmestrom und damit die Innenraumtemperatur gezielt beeinflussen.

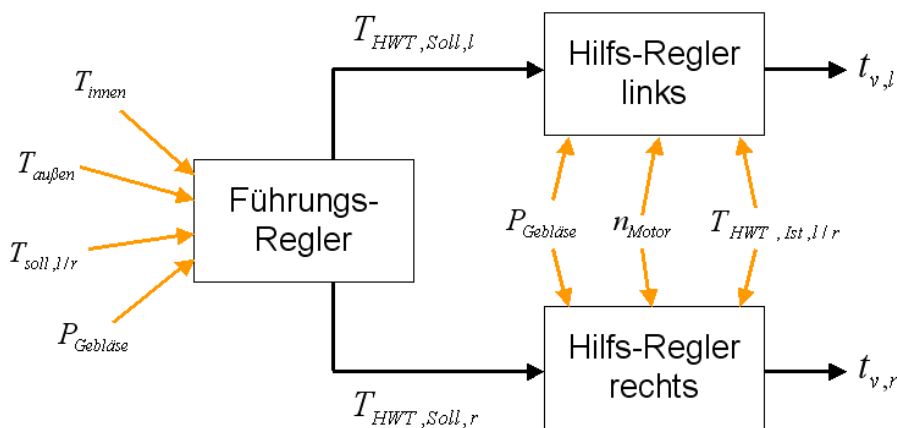


Abbildung 4.35: Blockschaftbild des Temperaturreglers

Aus dem entwickelten temperaturgeregelteten Heizungsmodell ist zudem eine manuell gesteuerte Modellvariante abgewandelt worden, um auch Fahrzeuge mit manueller Heiz-/Klimaanlage simulieren zu können. Bei diesem Modell werden die Tastbreite des DV und die Gebläsestufe manuell vorgegeben.

4.8.2.2 Das Teilmodell Kältemittelkreislauf

Um die Klimaanlage für eine energetische Betrachtung im GFM abzubilden, sind prinzipiell verschiedene Modellierungsmöglichkeiten anwendbar. Es ist jedoch bei der Wahl des Modellierungsansatzes zu berücksichtigen, inwieweit ein hoher Detaillierungsgrad den damit verbundenen erhöhten Aufwand rechtfertigen kann. So zeigte sich der Versuch, das thermische und mechanische Verhalten der Klimaanlage mittels eines auf der Modelica Air-Conditioning-Library (MODELON AB) basierenden Simulationsmodells abzubilden und in das GFM zu integrieren, als nicht geeignet für die GFS. Zum einen wird eine Vielzahl systemspezifischer Parameter für die Teilmodelle vorausgesetzt. Zum anderen ist der Diskretisierungsgrad eines solchen Modells derart hoch, dass sich die Integration in das GFM infolge langer Rechenzeiten des Klimamodells als nicht zielführend erwies. Die Möglichkeiten, den Diskretisierungsgrad zu verringern und die Steifigkeit des Systems zu reduzieren, waren aufgrund der Komplexität des Modells und der eingeschränkten Zugänglichkeit zum Quellcode infolge verschlüsselter Modelle erheblich eingeschränkt. Aus diesen Gründen wurde eine alternative Vorgehensweise entwickelt, nach der lediglich das energetische Verhalten des Kältemittelverdichters in der GFS abgebildet wird. Dieser Kompromiss ist für die energetische Gesamtfahrzeugbetrachtung ausreichend, da allein der Verdichter die zur Klimatisierung benötigte Energie vom Riemtrieb aufnimmt. Die für die Berechnung der Wärmeströme im HWT notwendige Lufteintrittstemperatur (entspricht der Temperatur am Verdampferaustritt) kann bei aktivierter Klimaanlage mit konstant 2 °C angenommen werden, da das Expansionsventil die zu verdampfende Kältemittelmenge auf diese Zieltemperatur hin regelt (BMW Group 2000).

Das Verdichtermodell beinhaltet Modelle zur Drehmomentaufnahme, zur Druckdifferenz über dem Verdichter, zum Kältemittelmassenstrom und zur Verdichtungsendtemperatur. Die Modelle basieren auf linearisierten neuronalen Netzen, die mit der MATLAB-Toolbox LOLLIMOT (Nelles 1997) aus Messdaten umfangreicher Fahrzeugmessungen auf einem klimatisierten Rollenprüfstand erstellt wurden. Bei den Versuchen wurden mit Hilfe eines DoE-Versuchsplanes (Design of Experiments) (Kock/Enke 2008) die für die Zielgrößen maßgeblichen Einflussvariablen in ihrem jeweils relevanten Wertebereich variiert, sodass möglichst alle Betriebszustände, die das Modell abbilden soll, erfasst sind. Die für das Verhalten des Verdichters wesentlichen Einflussgrößen sind die Kabinen-Ist- und Solltemperaturen, die Umgebungstemperatur, die Motordrehzahl sowie die Fahrzeuggeschwindigkeit (Prenzyna 2005).

Um auch bei deaktivierter Klimaanlage das Schlepptomment des unbelasteten Taumelscheibenverdichters zu berücksichtigen, wird in dieser Betriebsart das Antriebsmoment mit Hilfe einer Kennlinie in Abhängigkeit der Drehzahl bestimmt.

4.8.2.3 Das Teilmodell Kabine

Aufgrund des maßgeblichen Einflusses der Kabinentemperatur auf die Ansteuerung des Heiz-/Klimasystems ist es notwendig, das thermische Verhalten des Innenraumes in das GFM zu implementieren. Das thermische Modell der Kabine berechnet, ausgehend von der Starttemperatur einer vereinfachten thermischen Masse des Interieurs, die Innenraumtemperatur. Der thermische Zustand der Kabine wird zum einen durch den, über die einströmende Luft, einge-

tragenen Wärmestrom und zum anderen vom Wärmestrom an die, das Fahrzeug umgebende, Luft beeinflusst.

Das Modell soll keine Strömungs- und Luftverteilungsphänomene im Innenraum berücksichtigen, da dies die Komplexität des Modells massiv erhöhen und für die energetische Betrachtung des Fahrzeugs eine untergeordnete Rolle spielen würde.

Das in Abbildung 4.36 dargestellte thermische Modell der Kabine gliedert sich in drei Bereiche. Im Bereich *Heizgerät* wird der in den Fahrgastinnenraum eingebrachte Wärmestrom \dot{Q} , welcher aus dem mit der Temperatur T_L einströmenden Luftmassenstrom \dot{m}_L resultiert, nach Gleichung (4.50) berechnet.

$$\dot{Q} = \dot{m}_L \cdot c_{p,L} \cdot (T_L - T_{Innen}) \quad (4.50)$$

Der Bereich *Fahrgastzelle* besteht aus einer Wärmekapazität, welche die thermischen Massen der Innenraumaterialien und der Luft abbildet. Die Temperatur dieser Masse stellt die Zielgröße des Modells dar und wird als Signal den Modellen *Heizung* und *Klimaanlage* zur Temperaturregelung übermittelt. Über einen Wärmewiderstand ist der Bereich *Umgebung* mit der Wärmekapazität des Innenraums verbunden. Im Bereich *Umgebung* wird über einen konvektiven Wärmeübergang mit einem geschwindigkeitsabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten Energie zwischen dem Fahrzeuginnenraum und der Umgebung übertragen.

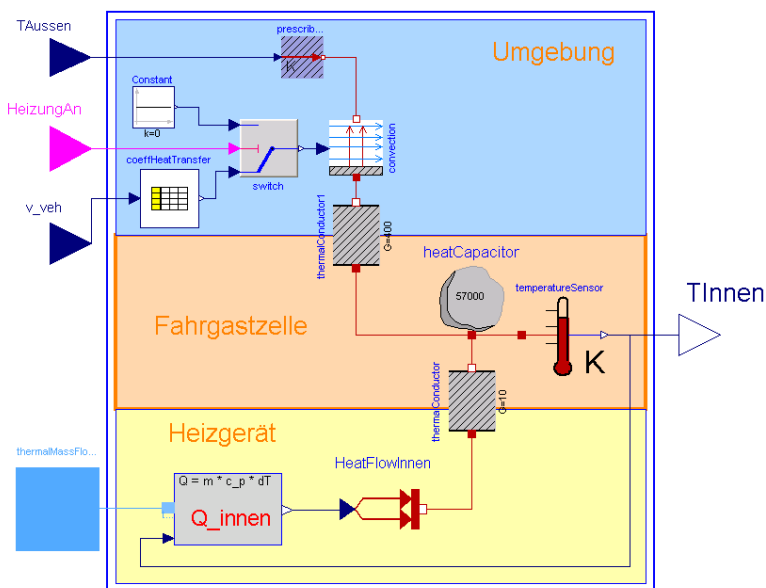


Abbildung 4.36: Thermisches Kabinenmodell

Die Ermittlung der Wärmekapazität, der Wärmeleitwerte und des geschwindigkeitsabhängigen Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt mit Hilfe von Aufheizversuchen, bei denen der anfangs kalte Innenraum mit maximaler Heizleistung auf eine konstante Innenraumtemperatur geheizt wird. Der über den Kühlmittelmassenstrom und die Temperaturdifferenz vor und nach HWT berechnete Wärmestrom sowie der gemessene Verlauf der Innenraumtemperatur ermöglichen die Berechnung der Wärmekapazität und der Wärmeleitwerte.

4.9 Die Modellierung der Abgasanlage

Über die Abgasanlage eines verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugs fließt ein großer Teil der im Motor umgesetzten Energie als Abwärme an die Umgebung. Bei der Betrachtung des Energiehaushalts eines Fahrzeugs ist es daher erforderlich, die Abgasanlage mit in die Energiebilanz einzubeziehen. Überdies beeinflusst der Aufheizvorgang des Abgaskatalysators die Emissionen von Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO) maßgeblich. Zur Beschleunigung der Katalysatoraufheizung können eine Reihe von inner- und außermotorischen Maßnahmen eingesetzt werden, die wiederum den Kraftstoffverbrauch beeinflussen. Somit ist neben der Vorausberechnung von Abgastemperaturen die Bestimmung der, für das Erreichen des Katalysator-Light-Off maßgeblichen, Monolithtemperatur ein weiterer wichtiger Aspekt der Simulation.

Im Zuge der Entwicklung von Technologien zur Nutzung der Abwärme im Kraftfahrzeug werden derzeit besonders Konzepte zur Wärmerecuperation aus Abgasenergie diskutiert. Das Gesamtfahrzeugsimulationsmodell ist in der Lage, den Einfluss von Abgasnutzungskonzepten auf Kraftstoffverbrauch und die Wechselwirkungen mit anderen Fahrzeugkomponenten zu analysieren. Voraussetzung dafür ist die korrekte Abbildung des Wärmehaushalts in den dafür relevanten Segmenten der Abgasanlage.

4.9.1 Systembeschreibung

Der BMW 745i verfügt über ein zweiflutiges Abgassystem mit motornahen Katalysatormodulen, welche über doppelwandige 4-in-1 Abgaskrümmen mit dem Zylinderkopf verbunden sind, wie Abbildung 4.37 zeigt.

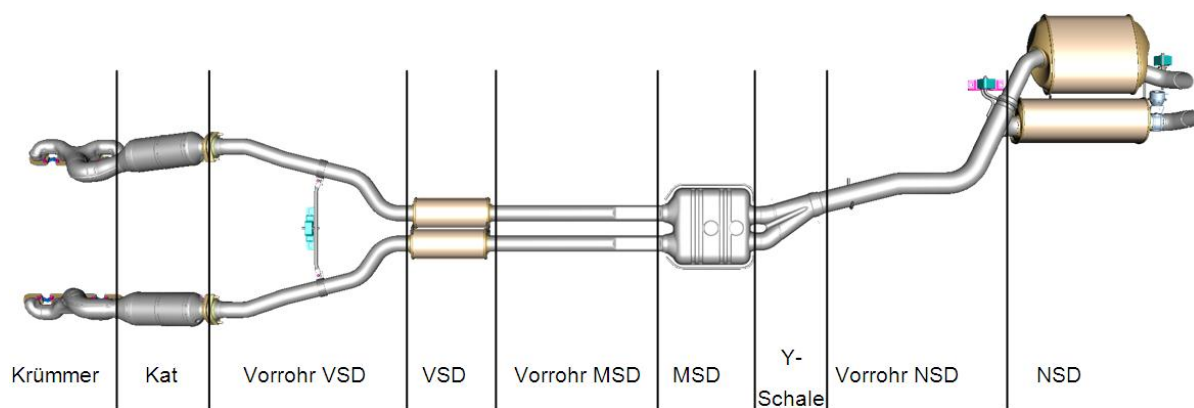


Abbildung 4.37: Abgasanlage des BMW 745i in der Ansicht von unten

Im Katalysatorgehäuse sind ein Vor- und ein Hauptkatalysator hintereinander angeordnet. Die keramischen Monolithen sind in eine keramische Dämmmatte eingebettet. Das aus dem Katalysator austretende Abgas wird über einwandige Rohrleitungen jeweils in Vorschalldämpfer (VSD) und weiter zum Mittelschalldämpfer (MSD) geleitet. Nach dem MSD mischen sich die Abgasmassenströme aus den beiden Zylinderbänken in der Y-Schale und gelangen über eine Sammelleitung in die beiden Nachschalldämpfer (NSD) und von dort an die Umgebung. Aus Gründen der Akustik kann einer der Nachschalldämpfer in Abhängigkeit von Last, Drehzahl und Gang über eine pneumatisch gesteuerte Abgasklappe zu- und abgeschaltet werden.

Das Abgassystem verfügt über eine Sekundärlufteinblasung zur Verkürzung der Light-Off-Dauer bis zum Einsetzen der katalytischen Umwandlung der Schadstoffe. Bei einem Kaltstart pumpt die elektrisch angetriebene Sekundärluftpumpe Luft in den Auslasskanal, wobei der Motor mit einem fetterem Gemisch ($\lambda \approx 0,85$) betrieben wird. Die eingeblasene Luft reagiert mit dem noch unverbrannten Kraftstoff im Abgaskanal exotherm, woraus eine Erhöhung der Abgastemperatur und des -massenstroms resultiert. Die Monolithen im Katalysatorgehäuse werden aufgrund der höheren Abgaseintrittstemperatur und des verbesserten Wärmeübergangs infolge höherer Strömungsgeschwindigkeit schneller erwärmt. Die elektrisch angetriebene Sekundärluftpumpe wird beim Kaltstart für eine Dauer von max. 130 s in Abhängigkeit von Motorstarttemperatur, Außentemperatur, Alterungszustand des Katalysators, Drehzahl und Drehmoment aktiviert.

4.9.2 Anforderungen an das thermische Modell und getroffene Annahmen

Das Modell hat die Aufgabe, die Wärmeströme der einzelnen Segmente der Abgasleitung und die daraus resultierenden Abgas- und Bauteiltemperaturen bei unterschiedlichen Fahrzyklen zeitabhängig zu ermitteln. Da sowohl der Fahrzeugstillstand bei laufendem als auch bei abgestelltem Motor Bestandteil der zu untersuchenden Fahrzyklen ist, sind diese Betriebszustände bei der Modellierung zu berücksichtigen. Zudem werden der Einfluss der Sekundärlufteinblasung auf die Abgasenthalpie und die bei den chemischen Reaktionen im Katalysator freiwerdende Wärme berücksichtigt, da andernfalls die Abgastemperaturen nicht hinreichend genau berechnet werden können. Folgende Annahmen und Vereinfachungen werden bei der Modellierung der Abgasanlage getroffen:

- Vernachlässigung des Einflusses von Spritz- und Kondenswasser auf den Wärmehaushalt
- Keine Berücksichtigung der axialen Wärmeleitung zwischen den Segmenten
- Vernachlässigung der Wärmeleitung über Befestigungen und Aufhängungen
- In einem Rohrelement werden über die gesamte Länge die Rohrwandtemperatur, der Wärmeübergangskoeffizient α und die Stoffgrößen (spezifische Wärmekapazität c_p , Wärmeleitfähigkeit λ und die kinematische Viskosität ν) als konstant angenommen (Eriksson 2002)
- Mit Ausnahme des Katalysators werden alle weiteren Komponenten vereinfacht als eine Kombination gerader, gleichmäßig mit Abgas durchströmter Rohrstücke betrachtet (Kandylas/Stamatelos 1998)
- Innerhalb eines Behälters ist die Gaszusammensetzung homogen.
- Vernachlässigung des Druckverlustes in der Abgasströmung

Die zu realisierende Detaillierungstiefe der Abgasmodelle ist durch die Forderungen nach Integration des Teilmodells in das GFM und nach echtzeitnaher Simulationsperformance begrenzt. Überdies sind die verfügbaren Informationen bzw. Daten zu den Komponenten der Abgasanlage und ihrem Betriebsverhalten eingeschränkt. So liegen z. B. im stationären Motorkennfeld keine Abgastemperaturen am Eintritt des Krümmers vor, da diese am Motorprüfstand des Fahrzeugherstellers nicht gemessen wurden.

Um die Komplexität der Teilsysteme zu reduzieren, wird die Geometrie der Komponentenmodelle aus einfachen geometrischen Elementen (z. B. Rohr, ebene Platte) nachgebildet. Die durch die aufgeführten Vereinfachungen im Modell verursachten Abweichungen vom realen Systemverhalten werden mittels experimentell ermittelter Korrekturfaktoren ausgeglichen.

Zur Abschätzung der fahrgeschwindigkeitsabhängigen Strömungsgeschwindigkeit wird auf vorliegende CFD-Berechnungen zur Motorraumdurchströmung zurückgegriffen, die als Geschwindigkeitsprofile für drei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten zur Verfügung stehen (Souliez 2003).

Alle Segmente der Abgasanlage werden aus längs und quer angeströmten Zylindermänteln zusammengesetzt, da die Richtung der äußeren Anströmung einen signifikanten Einfluss auf den Wärmeübergang hat.

4.9.3 Die Teilmodelle der Abgasanlage

4.9.3.1 Basismodelle verwendeter Wärmeübergangsmechanismen

Das Modell der Abgasanlage ist aus Segmentmodellen aufgebaut, die sich am physischen Aufbau des Abgassystems orientieren (vgl. Abbildung 4.37). Die einzelnen Segmentmodelle bestehen wiederum aus Basismodellen, die im Folgenden kurz beschrieben werden.

Die Segmentmodelle für abgasdurchströmte ein- und doppelwandige Rohre enthalten jeweils ein Element *Abgas* sowie verschiedene Rohrwandmodelle für innere bzw. äußere Wände. Die Verbindung zweier Basismodule in radialer Richtung erfolgt mittels *HeatPort*-Konnektoren, die den Wärmestrom als Flussgröße und die Temperatur als Potenzialgröße verwenden.

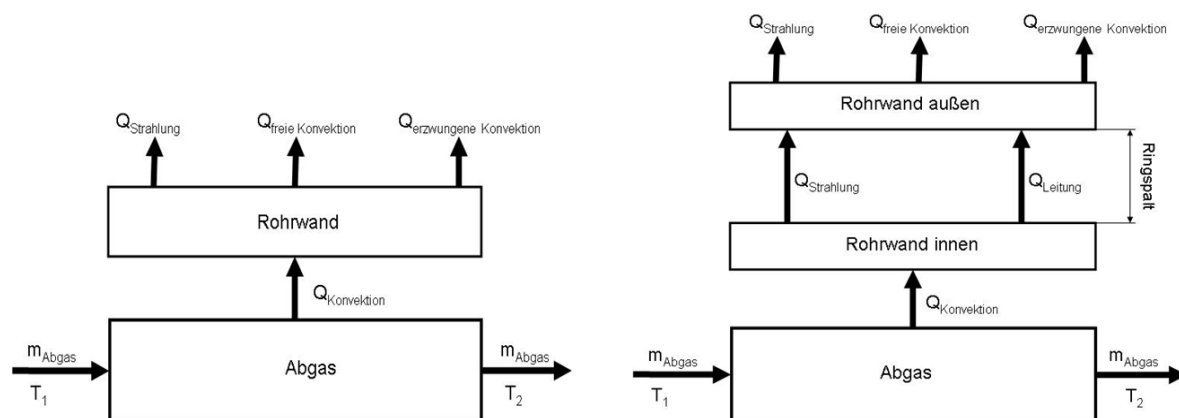


Abbildung 4.38: Segmentmodelle für ein- und doppelwandige Abgasrohre

Zwischen zwei Rohrelementen erfolgt der Austausch des Abgasenthalpiestromes über *ThermalMassFlow*-Konnektoren, die als Potenzialgröße die Temperatur und als Flussgröße den Massenstrom austauschen. Da je nach Geometrie und Strömungsrandbedingungen verschiedene Wärmetransportmechanismen betrachtet werden müssen, ist es zweckmäßig, jeden Wärmetransportmechanismus in einem separaten Teilmodell abzubilden.

Das Teilmodell *Abgasmassenstrom (Rohrrinnenströmung)*

Das in Abbildung 4.39 dargestellte Basismodell *Abgasmassenstrom* bildet den Wärmeübergang in einem zylindrischen Behälter des Durchmessers D und der Länge L ab, durch den ein Massenstrom \dot{m} mit einer Eintrittstemperatur T_1 fließt.

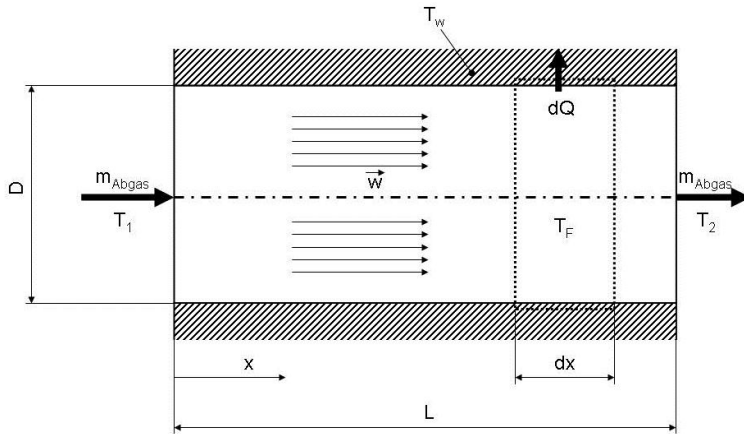


Abbildung 4.39: Basismodell Abgasmassenstrom

Oberfläche der Rohrrinnenseite:

$$A = \pi \cdot D \cdot L \quad (4.51)$$

Strömungsgeschwindigkeit:

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}_{AG}}{\pi \cdot \rho_{AG} \cdot D^2} \quad (4.52)$$

Reynolds-Zahl:

$$Re = \frac{D \cdot w}{\nu_{AG}} \quad (4.53)$$

Das Fluidvolumen wird von einer Wand mit der konstanten Temperatur T_W begrenzt. Die Temperatur des Fluids $T_{F(x)}$ ist über den Querschnitt konstant und nur von der Längskoordinate x abhängig. Im Behälter gilt die Massenerhaltung, wonach einströmender und ausströmender Massenstrom den gleichen Betrag haben. Aus der Energiebilanz eines Fluidelementes der Länge dx kann der durch Konvektion vom Fluid abgegebene Wärmestrom $d\dot{Q}$ bestimmt werden:

$$d\dot{Q} = \dot{m}_{AG} \cdot c_{p,AG} \cdot dT_F \quad (4.54)$$

Der konvektive Wärmestrom vom Fluid an die Wand mit der Temperatur T_W lässt sich unter Verwendung des Wärmeübergangskoeffizienten α nach Gleichung (4.55) darstellen.

$$d\dot{Q} = \alpha \cdot (T_W - T_F) \cdot dA \quad (4.55)$$

Nach Gleichsetzen von (4.54) und (4.55) und Umformen ergibt sich die Differentialgleichung:

$$\frac{dT_F}{T_W - T_F} = \frac{\alpha \cdot dA}{\dot{m}_{AG} \cdot c_{p,AG}} \quad (4.56)$$

Unter Annahme konstanter Werte für α und c_p über der Länge L lässt sich für das gesamte Rohrelement folgende Lösung finden, bei der die Gasaustrittstemperatur T_2 in Abhängigkeit von Wand- und Gaseintrittstemperatur dargestellt werden kann (Polifke 2005):

$$(T_W - T_2) = (T_W - T_1) \cdot e^{\left(\frac{-\alpha \cdot A}{\dot{m}_{Abgas} c_{p,AG}} \right)} \quad (4.57)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α wird mit Hilfe einer Re-Nu-Korrelation nach folgender Gleichung ermittelt:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_{AG}} \quad (4.58)$$

Für die Rohrrinnenströmung in Abgasanlagen kann aufgrund der Druckpulsation, die durch das Öffnen und Schließen der Auslassventile verursacht wird, von einem turbulenten Strömungszustand ausgegangen werden (Kandylas/Stamatelos 1998). Unter Annahme eines kreisförmigen Rohrquerschnitts kann bei turbulenter Strömung die Sieder-Tate-Korrelation angewendet werden (Incropera/DeWitt 2002). Mit der Prandtl-Zahl Pr wird die Nußelt-Zahl nach Gleichung (4.59) berechnet.

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{mit} \quad Pr = \frac{v_{AG} \cdot \rho_{AG} \cdot c_{p,AG}}{\lambda_{AG}} \quad (4.59)$$

Um die im realen System auftretenden Abweichungen von den idealisierten Voraussetzungen, wie Biegungen im Rohr, Abweichungen vom kreisrunden Querschnitt und Pulsation in der Strömung zu berücksichtigen, wird der Korrekturfaktor CAF eingeführt. Dieser vergleicht die tatsächliche Nußelt-Zahl Nu in einem Rohrelement mit der berechneten Nußelt-Zahl Nu_{th} .

$$CAF = \frac{Nu}{Nu_{th}} \quad (4.60)$$

Wechselt der Motor in den Leerlauf oder Schubbetrieb, wird der Korrekturfaktor CAF durch einen variablen Koeffizienten K ersetzt, der abhängig vom Massenstrom gebildet wird.

Bei abgestelltem Motor wird aufgrund des gegen Null gehenden Abgasmassenstromes mit einem Wärmeübergang in ruhendem Abgas gerechnet, wobei $Nu = 2$ gesetzt wird (Leipertz 2003).

Das Teilmodell *Rohrwand*

Das Teilmodell *Rohrwand* dient der Abbildung der Wärmeleitung und Wärmespeicherung in einer zylindrischen Rohrwand, wie Abbildung 4.40 zeigt. Die Temperatur an der Innenseite der Rohrwand T_{innen} wird ebenso wie die Temperatur an der Außenseite der Rohrwand $T_{außen}$ und die mittlere Temperatur T_{mittel} über der Länge L als konstant angenommen. Die spezifische Wärmekapazität $c_{p,Rohr}$ und die Wärmeleitfähigkeit λ_{Rohr} des Rohrwandmaterials werden als temperaturunabhängig betrachtet.

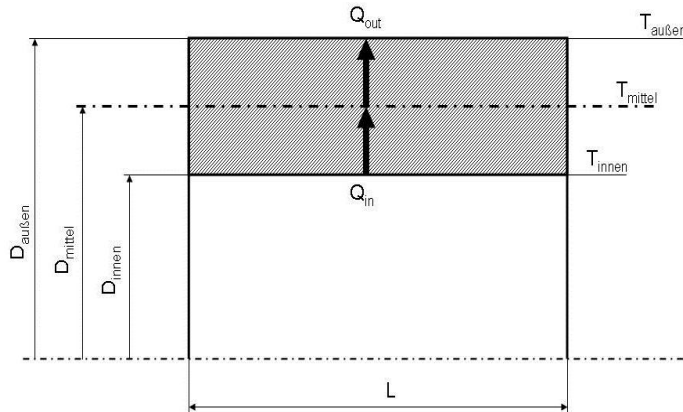


Abbildung 4.40: Basismodell Rohrwand

mittlerer Rohrwanddurchmesser

$$D_{Mittel} = \frac{(D_{Aussen} + D_{Innen})}{2} \quad (4.61)$$

Der Wärmestrom von der Rohrinneiseite zur Rohrmitte \dot{Q}_{in} bzw. von der Rohrmitte zur Außenseite \dot{Q}_{out} ergibt sich nach Gleichung (4.62).

$$\dot{Q}_{in} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_{innen} - T_{mittel})}{\lambda_{Rohr} \cdot \ln\left(\frac{D_{mittel}}{D_{innen}}\right)} \quad \text{bzw.} \quad \dot{Q}_{out} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (T_{mittel} - T_{außen})}{\lambda_{Rohr} \cdot \ln\left(\frac{D_{außen}}{D_{mittel}}\right)} \quad (4.62)$$

Betrachtet man nun die Temperatur T_{mittel} beim Durchmesser D_{Mittel} als die mittlere Temperatur des Rohrstückes, so kann folgende Energiebilanz aufgestellt werden:

$$\dot{m}_{Rohr} \cdot c_{p,Rohr} \cdot dT_{mittel} = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out} \quad (4.63)$$

Die Gleichung verknüpft die Änderung der mittleren Temperatur T_{mittel} mit den Wärmeströmen in der Rohrwand.

Das Teilmodell *StrahlungUmgebung*

Das Teilmodell *StrahlungUmgebung* bildet die Wärmeabgabe von der Rohroberfläche an die Umgebung durch Strahlung ab. Gleichung (4.64) beschreibt den durch Strahlung übertragenen Wärmestrom \dot{Q}_{12} zwischen zwei grau strahlenden Körpern mit den Oberflächentemperaturen T_1 und T_2 . C_{12} wird als Strahlungsaustauschzahl bezeichnet und hängt von der Geometrie und den Emissionsverhältnissen ε_1 und ε_2 der Oberflächen ab (VDI 2005).

$$\dot{Q}_{12} = C_{12} \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (4.64)$$

Für ein, in einen großen Raum, strahlendes Rohr kann die Strahlungsaustauschzahl nach Gleichung (4.65) hergeleitet werden. σ steht darin für die Stefan-Boltzmann-Konstante.

$$C_{12} = \varepsilon_1 \cdot \sigma \quad \text{mit} \quad \sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \quad (4.65)$$

Für die Temperatur T_2 des Strahlungsaustauschpartners wird die Umgebungstemperatur T_{Umg} festgelegt. Der Gesamtwärmestrom \dot{Q}_{12} ist direkt proportional zu dem Emissionsverhältnis ε_1 des Rohres, welches von Oberflächenbeschaffenheit, Temperatur und Alterung der Rohroberfläche abhängt. Für oxidierten, rostfreien Stahl, wie er in der Abgasanlage verwendet wird, kann mit $\varepsilon_1 = 0.86$ gerechnet werden (Kandylas/Stamatelos 1998).

Wärmeübergang im Ringspalt zweier konzentrischer Rohre

In einem doppelwandigen Abgasrohr findet ein Wärmeübergang im Ringspalt zwischen innerer und äußerer Wand statt. Es treten dabei Wärmestrahlung und Wärmeleitung sowie freie Konvektion auf, wobei letztere aufgrund des sehr geringen Anteils am Gesamtwärmestrom vernachlässigt werden (VDI 2005).

Die Wärmestrahlung im Ringspalt zwischen zwei konzentrischen Rohren wird in dem Teilmodell *StrahlungsaustauschRohre* abgebildet. Der Aufbau des Modells ist dabei analog zu dem Teilmodell *StrahlungUmgebung*. Lediglich die Strahlungsaustauschzahl C_{12} ist modifiziert. Für ein Mantelrohr mit der Fläche A_2 und einem Innenrohr mit der Fläche A_1 berechnet sich C_{12} nach Gleichung (4.66) (VDI 2005).

$$C_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)} \quad (4.66)$$

Die Wärmeleitung im Luftspalt ist analog zur Wärmeleitung in einer Rohrwand modelliert. Die Unterschiede zum Teilmodell *Rohrwand* bestehen nur in den, an die Luft angepassten, Stoffwerten.

Das Teilmodell *KonvektionUmgebung*

Bei der Betrachtung des konvektiven Wärmeübergangs von der Rohrwand an die umgebende Luft ist grundsätzlich zwischen erzwungener und freier Konvektion zu unterscheiden. Wenn das Fahrzeug in Bewegung ist, werden die Abgasbehälter und -rohre von der Umgebungsluft angeströmt, sodass vorwiegend erzwungene Konvektion auftritt. Es wird dabei zwischen längs- und quer angeströmt Rohren unterschieden. Bei stehendem Fahrzeug wird angenommen, dass die Strömungsgeschwindigkeit gegen Null geht und aufgrund von temperaturbedingten Dichteunterschieden der Umgebungsluft freie Konvektion auftritt.

Der Zusammenhang zwischen freier und erzwungener Konvektion bei horizontal angeordneten Rohren kann nach Gleichung (4.67) mit Hilfe der Nußelt-Zahlen dargestellt werden (Baehr/Stephan 2008).

$$Nu_{gesamt}^4 = Nu_{frei}^4 + Nu_{erzwungen}^4 \quad \text{mit} \quad Nu_{gesamt} = \frac{\alpha_{gesamt} \cdot D}{\lambda} \quad (4.67)$$

Mit der Definition von Nu_{gesamt} ist somit der Wärmeübergangskoeffizient α_{gesamt} von freier und erzwungener Konvektion bestimmbar und der übertragene Wärmestrom kann berechnet werden.

Erzwungene Konvektion am längs angeströmten Rohr

Der Wärmeübergang an einem in Längsrichtung überströmten Rohr unterscheidet sich durch den Einfluss der Zylinderkrümmung von dem an der ebenen Platte. Dieser Einfluss wird durch den Krümmungsparameter K berücksichtigt:

$$K = \frac{\nu_L \cdot L}{r_w^2 \cdot w_L} \quad \begin{array}{l} \nu_L \text{ kinematische Viskosität der Luft} \\ L \text{ Rohrlänge} \end{array} \quad (4.68)$$

w_L Strömungsgeschwindigkeit

r_W Außenradius des Rohres

Bei kleinen Krümmungsparametern kann der Wärmeübergang an einem Rohr sehr gut mit den Gleichungen für den Wärmeübergang an einer überströmten Platte beschrieben werden (VDI 2005). Da die Krümmungsparameter bei den betrachteten Abgaskomponenten hinreichend klein sind, wird zur Berechnung der Nußelt-Zahl die Gleichung (4.69) für eine turbulent überströmte Platte der Länge L_{Platte} verwendet (Baehr/Stephan 2008).

$$Nu_{erzwungen} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad \text{mit } Re = \frac{L_{Platte} \cdot w}{\nu_L} \quad (4.69)$$

Erzwungene Konvektion am quer angeströmten Rohr

Das Teilmodell *CrossFlow* beschreibt den Wärmeübergang von einem in Querrichtung angeströmten Zylinder. Der Aufbau des Modells ist analog zu dem in Längsrichtung angeströmten zylindrischen Rohr, die Gleichungen für die Nußelt-Zahl sind jedoch modifiziert:

$$Nu_{erzwungen} = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (4.70)$$

Es wird zudem zwischen turbulenter und laminarer Strömung unterschieden:

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad \text{und} \quad Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (4.71)$$

Freie Konvektion am horizontalen Rohr

Im Teilmodell *NuFreieKonvektion* wird die Nußelt-Zahl für den Wärmeübergang durch freie Konvektion berechnet und an das Modell für erzwungene Konvektion als Signal weitergegeben. Die Verknüpfung von freier und erzwungener Konvektion erfolgt mit Hilfe der Nußelt-Zahlen beider Strömungszustände nach Gleichung (4.67).

Die zur Beschreibung des Wärmeübergangs gebräuchlichen dimensionslosen Kennzahlen sind die Grashof-Zahl Gr und die Rayleigh-Zahl Ra . Gr wird nach (4.72) mit der Fallbeschleunigung g , der charakteristischen Länge l , der kinematischen Viskosität ν , dem räumlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten β und der Temperaturdifferenz ΔT zwischen Oberfläche und Fluid bestimmt.

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta T \quad Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.72)$$

Zur Berechnung der Stoffwerte λ , ν und Pr ist die mittlere Temperatur T_m zwischen der Oberflächentemperatur des Rohres T_0 und der Fluidtemperatur T_∞ zu verwenden (VDI 2005).

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot (T_0 + T_\infty) \quad (4.73)$$

Wird die Umgebungsluft als ideales Gas betrachtet, so lässt sich der thermische Ausdehnungskoeffizient β als Funktion der Fluidtemperatur beschreiben.

$$\beta = \frac{1}{T_{\infty}} \quad (4.74)$$

Für die charakteristische Länge l der Rayleigh-Zahl ist folgender Ausdruck einzusetzen:

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot D \quad (4.75)$$

Für die freie Konvektion am horizontalen Rohr kann nun der mittlere dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden:

$$Nu = \left[0,752 + 0,387 \cdot (Ra \cdot f_3)^{\frac{1}{6}} \right]^2 \quad (4.76)$$

Die dabei verwendete Korrekturfunktion ist nur von der Prandtl-Zahl abhängig:

$$f_3(\text{Pr}) = \left[1 + \left(\frac{0,559}{\text{Pr}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{16}{9}} \quad (4.77)$$

4.9.3.2 Luftseitige Umströmungsrandbedingungen

Für den luftseitigen konvektiven Wärmeübergang der einzelnen Segmente sind die Strömungsgeschwindigkeiten an der Oberfläche, die Anströmrichtung sowie die Temperatur der Luft maßgebend. Diese Randbedingungen bestimmt das Modell $v_{\text{Komponente}}$ für jedes Segment und gibt die charakteristische Strömungsgeschwindigkeit mit der Lufttemperatur über eine definierte Datenschnittstelle an das angeschlossene Wärmeübergangsmodell weiter.

Aus vorliegenden CFD-Berechnungsergebnissen zur Motorraum- und Unterbodenströmung sind für drei verschiedene Fahrgeschwindigkeiten die Strömungsgeschwindigkeitsfelder bekannt, wie in Abbildung 4.41 exemplarisch für 250 km/h dargestellt ist.

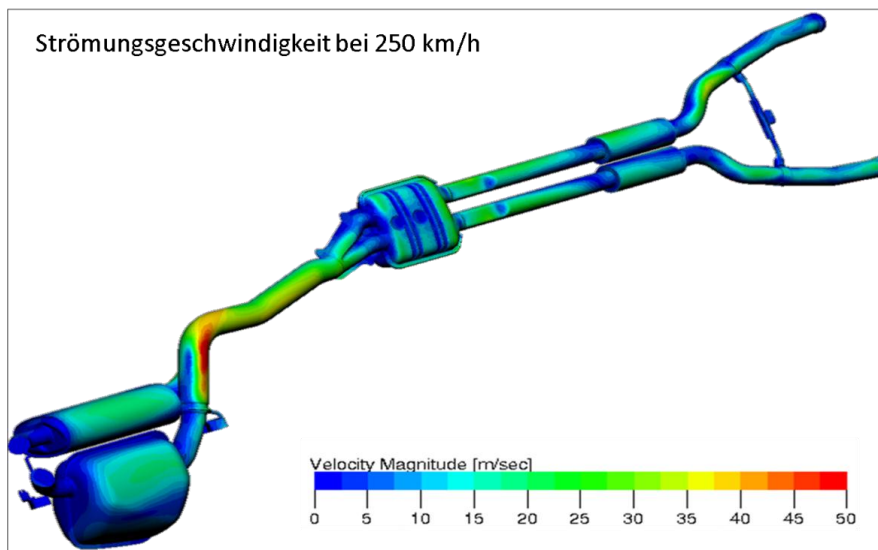


Abbildung 4.41: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung an der Abgasanlage bei 250 km/h aus einer CFD-Berechnung (Souliez 2003)

Für jedes Segment werden bei den drei Fahrgeschwindigkeiten jeweils mittlere charakteristische Strömungsgeschwindigkeiten abgelesen, zwischen denen das Modell in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit linear interpoliert.

4.9.3.3 Modellierung des Katalysators

Im Katalysator strömt das Abgas nacheinander durch zwei keramische Wabenkörper, wobei ein konvektiver Wärmeübergang bei gleichzeitiger chemischer Umwandlung der Schadstoffe erfolgt. Das Modell des durchströmten Rohres ist aufgrund der geringen Kanaldurchmesser und der daraus resultierenden laminaren Strömung im Wabenkörper nicht anwendbar. Der Wärmeübergang wird deshalb aus der Betrachtung eines einzelnen wabenförmigen Kanals und anschließender Hochrechnung auf den Gesamtkörper ermittelt.

Das Modell hat die Aufgabe, die Austritts- und Monolithtemperaturen sowie den vom Abgas abgegebenen Wärmestrom zu berechnen. Dabei soll die bei den katalytischen Reaktionen freiwerdende Energie berücksichtigt werden.

Das in Abbildung 4.42 dargestellte Katalysatormodell besteht sowohl aus den in Kapitel 4.9.3.1 beschriebenen Basismodellen als auch aus katalysatorspezifischen Elementen, wie dem keramischen Monolithen und dem Reaktionswärmemodell. Diese beiden Modelle werden im folgenden Abschnitt vorgestellt, da sie das thermische Verhalten des Katalysators maßgeblich beeinflussen.

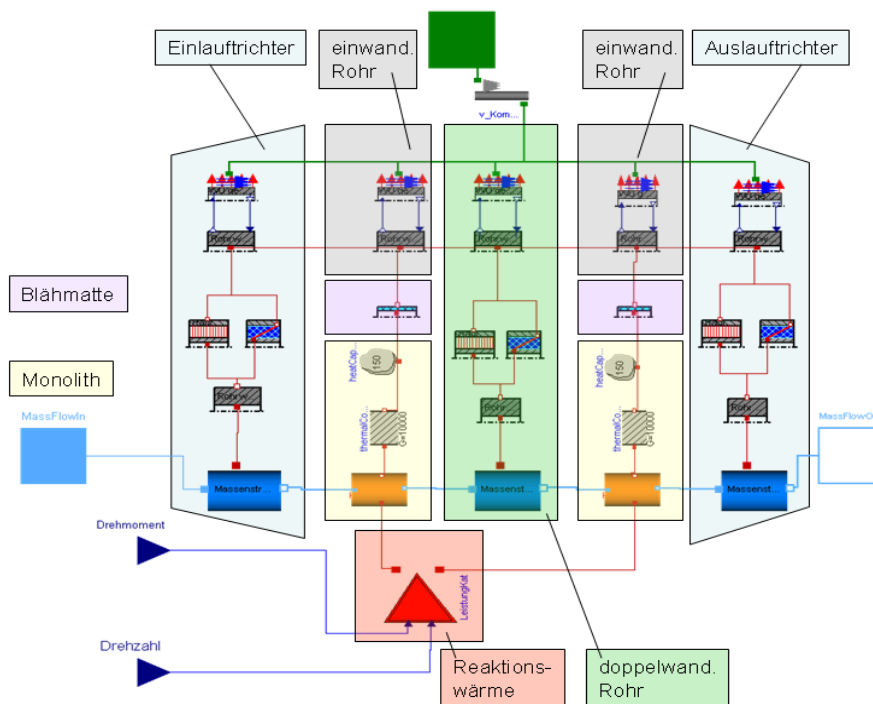


Abbildung 4.42: Modell der Katalysatoreinheit

Das Modell des Monolithen

Das Modell des keramischen Monolithen hat die Aufgabe, den Wärmeübergang zwischen dem Abgas, dem durchströmten Material und dem, den Monolithen umgebenden, Dämmstoff abzubilden. Der keramische Monolith wird im Modell als ein Körper betrachtet, der in Längsrichtung von vielen parallelen Kanälen mit wabenförmigem Querschnitt durchzogen ist, um den katalytischen Reaktionen eine große Oberfläche zur Verfügung zu stellen. Er wird im Modell als eine Wärmekapazität mit der einheitlichen Materialtemperatur T_{Kat} sowohl in Längs- als auch in Querrichtung dargestellt. Diese Annahme einer konstanten Temperatur erscheint bei den geringen Wandstärken im Monolithen zulässig.

Der Wärmeübergangskoeffizient α_{Kat} in einem Kanal des Monolithen wird über eine Nußelt-Korrelation für einen durchströmten Wabenkörper mit den Gleichungen (4.78) ermittelt (Votruba et al. 1975).

$$Nu = \frac{\alpha_{Kat} \cdot D_K}{\nu} \quad \text{bzw.} \quad Nu = 0.571 \cdot \left(\frac{Re \cdot D_K}{L_{Kat}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{mit} \quad Re = \frac{D_K \cdot w}{\nu} \quad (4.78)$$

Dabei ist D_K der hydraulische Durchmesser und L_{Kat} die Länge eines Kanals. Die für die Berechnung der Reynolds-Zahl nötige Strömungsgeschwindigkeit w wird aus der Kontinuitätsgleichung mit der freien Querschnittsfläche des Wabenkörpers A_{frei} gewonnen.

$$\dot{m}_{Abgas} = A_{frei} \cdot \rho_{Abgas} \cdot w \quad (4.79)$$

Analog zu dem Vorgehen in dem Teilmodell *Abgasmassenstrom* ergibt sich die Temperatur $T_{K,2}$ am Ende eines Kanals mit dem Abgasmassenstrom nach folgender Gleichung:

$$T_{K,2} = T_{Kat} + (T_{K,1} - T_{Kat}) \cdot e^{\left(\frac{\alpha_{Kat} \cdot A_K}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_p \cdot \rho_{Abgas}} \right)} \quad \text{mit} \quad A_K = \frac{\pi}{4} D_K \cdot L_{Kat} \quad (4.80)$$

Diese für einen einzelnen Kanal durchgeführte Berechnung muss nun auf den gesamten Wabenkörper übertragen werden. Die Gesamtoberfläche der Kanäle ist indirekt über das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen GSA aus dem Datenblatt des Katalysatorherstellers gegeben. Aus diesen Angaben lässt sich die gesamte, für den für den Wärmeübergang relevante, Oberfläche bestimmen.

$$A_{Kat} = \frac{D_{Kat}^2}{4} \cdot \pi \cdot L_{Kat} \cdot GSA \quad \text{mit} \quad GSA = 2800 \frac{m^2}{m^3} \quad (4.81)$$

Setzt man A_{Kat} für A_K in Gleichung (4.80) ein, so kann unter Verwendung des gesamten Abgasmassenstroms \dot{m}_{Abgas} die Temperatur des Abgases nach dem Wabenkörper T_2 berechnet werden.

$$T_2 = T_{Kat} + (T_1 - T_{Kat}) \cdot e^{\left(\frac{\alpha_{Kat} \cdot A_{Kat}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_p \cdot \rho_{Abgas}} \right)} \quad (4.82)$$

Aus der Energiebilanz im Monolithen ergeben sich die zeitliche Änderung der Monolithtemperatur sowie die Wärmeströme zum Abgas und zur angeschlossenen thermischen Masse der Blähmatte.

$$\dot{Q}_{ein} - \dot{Q}_{aus} = m_{Kat} \cdot c_{p,Kat} \cdot \frac{dT_{Kat}}{dt} \quad (4.83)$$

Das Modell Reaktionswärme

Um die bei der katalytischen Schadstoffumwandlung entstehende Wärme zu berücksichtigen, werden im Modell *Reaktionswärme* die im Abgas enthaltenen Schadstoffmassenströme aus dem vorliegenden stationären Motorkennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl und Drehmoment ausgelesen. Da die katalytischen Teilreaktionen von HC, CO und NO_x bei unterschiedlichen Temperaturen starten, wird eine von der Monolithtemperatur abhängige Konvertierungsrate für jede der Teilreaktionen bestimmt. Das Produkt der Konvertierungsrate mit der bei vollständiger Reaktion freiwerdenden Reaktionsenthalpie ergibt die Reaktionswärme. Diese wird über einen *HeatPort* in die thermische Masse der Keramikstruktur beider Monolithen eingebracht (Hagelüken 2005).

Die Verteilung des Wärmeeintrags auf die zwei Monolithen erfolgt ebenfalls temperaturabhängig. Bei niedrigen Monolithtemperaturen ist der Wärmeeintrag in den Vorkatalysator größer, da sich dieser durch seine stromaufwärts liegende Position schneller erwärmt und die Reaktionen somit früher starten.

Da bei Abweichungen vom stöchiometrischen Luftverhältnis die Konvertierungsraten sinken und die Reaktionen dann nicht vollständig ablaufen, wird der Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses λ auf die Konvertierungsraten berücksichtigt. Im Schubbetrieb erfolgt die Abschaltung der Kraftstoffzufuhr und es gelangen keine Verbrennungsprodukte in den Katalysator, sodass in diesem Falle keine Reaktionswärme freigesetzt wird.

4.9.3.4 Modellierung der Abgasrohre und Schalldämpfer

Die Abgasanlage eines Pkw besteht aus verschiedenen Rohren und Behältern, die je nach Funktion ein- oder doppelwandig ausgeführt werden. Zudem enthalten die Schalldämpfer Dämmmaterialien zur Schallabsorption und gelochte Innenrohre zur Schallreflexion.

Die Abgaskrümmen sind zur Minimierung der Wärmeverluste als luftspaltisolierte Blechkrümmen ausgeführt. Daher muss zusätzlich der Wärmedurchgang des isolierenden Ringspalt zwischen Innen- und Außenrohr berücksichtigt werden. Die Strömung in den Abgaskrümmen ist aufgrund des abwechselnden Öffnens und Schließens der Auslassventile stark instationär und pulsierend. Dies verursacht, ebenso wie die starke Umlenkung der Strömung, große Abweichungen des Wärmeübergangs im Vergleich zu einem gleichmäßig durchströmten, geraden Rohr (Pivec et al. 1998).

Die Verbindungsrohre zwischen den Schalldämpfern sind einwandig ausgeführt und verfügen lediglich über leichte Krümmungen, sodass sie als idealisierte einwandige Rohre mit gleichmäßiger innerer Strömungsverteilung abgebildet werden können. Abbildung 4.43 zeigt das Modell des Vorrohres vor dem Nachschalldämpfer, welches aus einem längs- und einem querangeströmten Segment besteht.

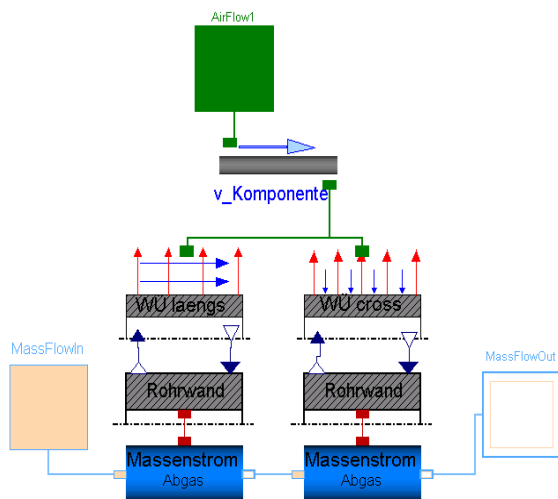


Abbildung 4.43: Segmentmodell des Vorrohres vor Nachschalldämpfer

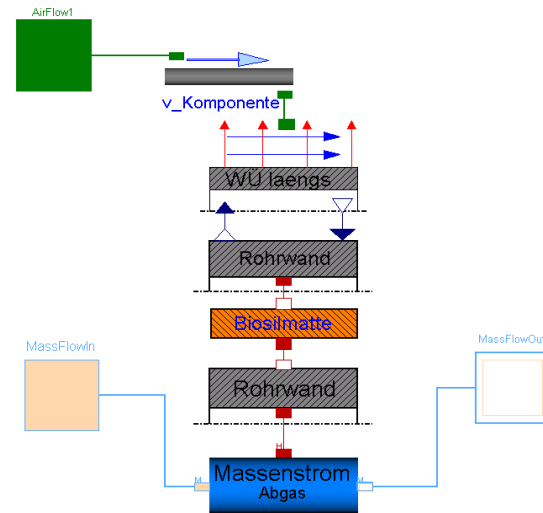


Abbildung 4.44: Segmentmodell des Mittelschalldämpfers mit doppelter Wand und Biosil-Dämmschicht

Wie Abbildung 4.44 zeigt, sind die Modelle der Schalldämpfer ebenfalls mit Hilfe von Rohrsegmenten modelliert, wenngleich sich der Aufbau und sowohl die Rohinnenströmung als auch die äußere Umströmung in der Realität als deutlich komplexer darstellen als bei den Abgasrohren. Es erscheint jedoch in Anbetracht der gestellten Anforderungen an Ergebnisgenauigkeit und Rechengeschwindigkeit als zweckmäßig, die bei einfachen Modellen zu erwartenden Abweichungen des Modellverhaltens gegenüber dem vermessenen realen System mit Hilfe von Korrekturfaktoren auszugleichen.

4.9.4 Gesamtmodell Abgasanlage

Die Modelle der Abgasanlage können mittels *replaceable models* (Auswahl per Drop-Down-Liste) vom Anwender der GFS je nach Zielsetzung einer Simulationsuntersuchung konfiguriert werden. Da nicht für jede Fahrzeugsimulation die Ergebnisse der kompletten Abgasanlage relevant sind, kann der Umfang des zu simulierenden Modells in mehreren Stufen (vollständige AG-Anlage, bis einschließlich Katalysator, ohne AG-Anlage) reduziert werden, um die Simulationsperformance zu verbessern. Ausgehend von der beschriebenen Abgasanlage des Referenzfahrzeugs sind weitere Varianten für verschiedene Fahrzeuge und Motorisierungen erstellt worden, wie z. B. für den BMW 335i, bei dem das Modell mit Hilfe von Messungen validiert werden konnte.

4.10 Modellierung von Nebenaggregaten und Riementrieb

Wie in Kapitel 3.1.5 beschrieben, zählen zu den Nebenaggregaten zum einen die zum Betrieb des Verbrennungsmotors notwendigen Zusatzaggregate wie Pumpen oder Generator. Zum anderen werden aufgrund ihrer Anordnung im Riementrieb auch Aggregate mit in die Betrachtung einbezogen, deren Funktionen nicht auf den Motor- sondern auf das Fahrzeugverhalten abzielen, wie z. B. Lenkhilfepumpe oder der Kältemittelverdichter der Klimaanlage. Um einen bedarfsorientierten Einsatz von Nebenaggregaten zu realisieren, kommen in Pkw zunehmend auch elektrisch angetriebene Systeme zum Einsatz, die unabhängig von der Motordrehzahl betrieben werden.

Der Riementrieb eines heutigen Pkw besteht meist aus einem Poly-V-Riemen, der ein Drehmoment von der auf der Kurbelwelle montierten Antriebsriemenscheibe an die Riemenscheiben der installierten Nebenaggregate überträgt. Die Kurbelwelle wird zusätzlich zum Antriebsmoment der angeschlossenen Aggregate durch ein Riemenverlustmoment belastet, welches infolge der elastischen Verformung des Riemens und durch Schlupf bei der Übertragung des Drehmoments entsteht.

Neben der Drehmomentübertragung zwischen Kurbelwelle und angeschlossenen Nebenaggregaten besteht die Aufgabe des Riementrieb-Modells darin, das Riemenverlustmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl zu berechnen. Jede Riemenscheibe ist über ein ideales Getriebe (*idealGear*), welches durch das Übersetzungsverhältnis i charakterisiert ist, mit dem Flansch der Kurbelwelle verbunden. Drehmoment M und Drehwinkel φ an An- und Abtriebsseite verhalten sich zueinander nach folgenden Gleichungen:

$$M_{ab} = -M_{an} \cdot i \quad \text{bzw.} \quad \varphi_{an} = \varphi_{ab} \cdot i \quad (4.84)$$

In Abbildung 4.45 ist das Modell *RiementriebNebenaggregate* des BMW 335i abgebildet. Je nach Motorisierung und Fahrzeug kann vom Anwender zwischen mehreren Variantenmodellen für Lenkhilfe, Kraftstoffhochdruck-, Kraftstoffvorförderpumpe oder Wankstabilisierung gewählt werden. Über mechanische Konnektoren sind die Module Bordnetz, IHKA und Kühlsystem an die entsprechende Riemenscheibe angebunden.

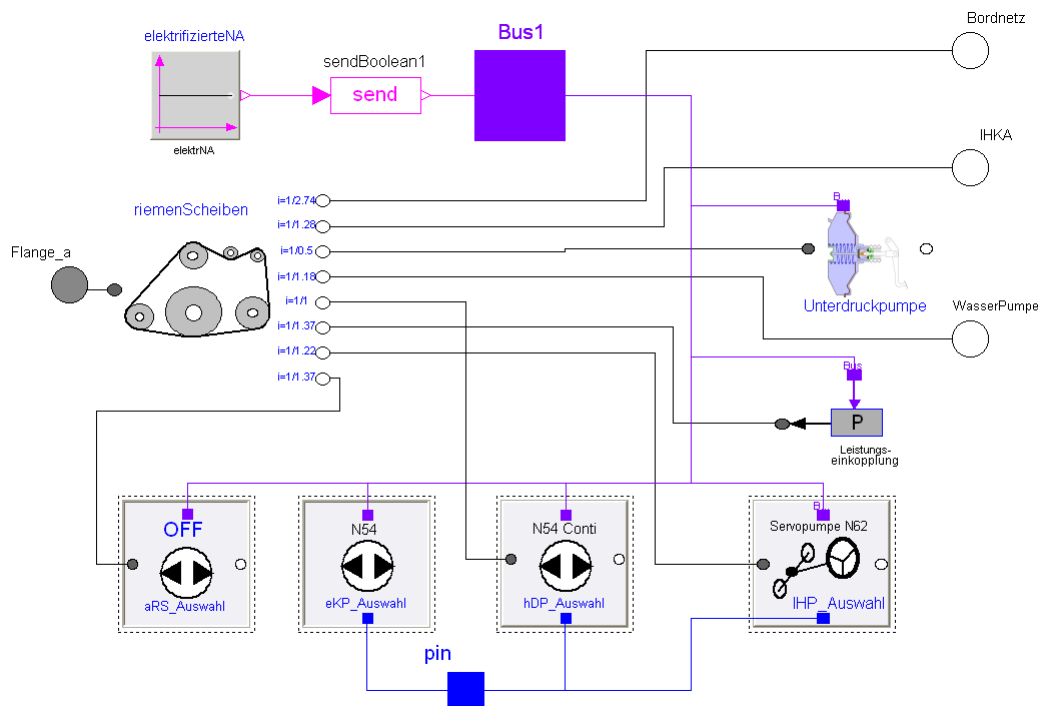


Abbildung 4.45: Modell *RiementriebNebenaggregate* des BMW 335i

Die einzelnen Teilsysteme sind je nach Einfluss auf den Energieverbrauch unterschiedlich detailliert abgebildet. Das Aggregat mit dem größten Energieverbrauch stellt die Lenkhilfepumpe dar. Um das Drehmomentverhalten der Lenkhilfepumpe sowie der Hydraulikpumpe für die Wankstabilisierung abzubilden, wurden umfangreiche Messungen in einem BMW 745i durchgeführt und aus den Messdaten Verhaltensmodelle erstellt (Engstle 2007). Die Eingangsgrößen des mit der Matlab-Toolbox LOLIMOT generierten neuronalen Netzes

sind Motordrehzahl, Geschwindigkeit, Lenkwinkel, Lenkwinkelgeschwindigkeit und die Fahrzeugquerbeschleunigung (Rothenwallner 2005).

Das Drehmoment der Unterdruckpumpe ist mittels einer drehzahlabhängigen Kennlinie abgebildet. Für die Darstellung des Antriebsmoments der Hochdruck-Einspritzpumpe für den DI-6-Zylindermotor wird ein vom Hersteller zur Verfügung gestelltes Kennfeld über Last und Drehzahl verwendet.

Die Modelle von Lenkhilfe-, Unterdruck- und Hochdruckkraftstoffpumpe können vom Anwender durch alternative Varianten ausgetauscht werden (*replaceable model*). Falls sie elektrisch betrieben werden, erfolgt die Energieversorgung über das 12 V-Bordnetz. Die Leistungsaufnahme der elektrisch betriebenen Aggregate wird je nach Detaillierungsgrad mit Hilfe von Kennlinien oder Kennfeldern beschrieben.

4.11 Weitere Modelle des Gesamtfahrzeugmodells

Das in Abbildung 4.1 gezeigte Gesamtfahrzeugmodell enthält neben bisher beschriebenen Teilmodellen noch weitere Submodelle, deren Modellierung jedoch im Rahmen dieser Arbeit von untergeordneter Bedeutung ist. Der Vollständigkeit halber werden diese Modelle folgend kurz vorgestellt.

4.11.1 Elektrisches Bordnetz

Das Bordnetzmodell umfasst alle elektrischen Verbraucher, die nicht Bestandteil eines der bereits beschriebenen Teilsysteme sind. Dazu zählen insbesondere der Generator, die 12 V-Batterie, die Beleuchtungsanlage, sowie elektrische Komfortfunktionen wie z. B. Multimedia oder Sitzverstellung.

Das Generatormodell beinhaltet dabei sowohl die Funktion der Spannungsquelle als auch die des mechanischen Verbrauchers, der in den Riementrieb integriert ist. Da kein elektrischer Energiespeicher implementiert ist, liefert der Generator genau die elektrische Energie, die die übrigen Verbraucher aus dem Bordnetz entnehmen. Das am Riementrieb anliegende Lastmoment des Generators wird mittels eines Kennfelds aus den Eingangsgrößen Generator Drehzahl und -strom durch lineare Interpolation ermittelt. (Engstle 2007; Bücherl et al. 2007)

Für die Abbildung von Hybridfahrzeugkonzepten sind weitere Varianten von Bordnetzmodellen entwickelt worden. Diese Modelle bieten die Möglichkeit, neben verschiedenen elektrischen Maschinen eine Reihe unterschiedlicher Energiespeicherarten für die Simulation auszuwählen und die wesentlichen Eigenschaften zu skalieren (Bücherl et al. 2010b).

4.11.2 Fahrer, Fahrregelung und Extras

Das Modell *Fahrer* besteht im Wesentlichen aus den Ausleseprozeduren der Strecken- und Fahrmissionsdaten sowie aus dem Fahrregler. Der Benutzer hat die Möglichkeit, die zu simulierende Fahrstrecke und den dabei zu verwendenden Fahrregler jeweils aus einem Menu auszuwählen. Das Geschwindigkeitsprofil, die Steigungsrate und weitere, die Fahrmission charakterisierende, Daten (z. B. Lenkwinkel, Schaltmodus, Umgebungstemperatur) werden aus

zeitabhängigen Kennfeldern ausgelesen und über den Signalbus den Komponentenmodellen zur Verfügung gestellt.

Der Fahrregler hat die Aufgabe Gas- und Bremspedalposition so einzustellen, dass die Differenz aus gewünschter Geschwindigkeit (Führungsgröße) und aktueller Geschwindigkeit (Regelgröße) möglichst gering ist. Dazu wird ein PI-Regler in Verbindung mit einem Anti-Wind-Up-Regler verwendet.

Das Modell *Extras* beinhaltet Zusatzfunktionen zur Manipulation von Randbedingungen, wie Umgebungstemperatur, Zuladung oder Batterieladezustand. Damit hat der Anwender die Möglichkeit, die über die Strecken- und Missionsdatensätze eingelesenen Variablen und Parameter zu verändern.

4.11.3 Stoffeigenschaften der verwendeten Medien

Die Temperaturabhängigkeit der Stoffgrößen der im GFM verwendeten Medien Abgas, Kühlmittel, Luft, Motor- und Getriebeöl sind für die Simulation und Energiebilanzierung wärmetechnischer Prozesse von großer Bedeutung (Poruba et al. 2006). Weitere, die Stoffgrößen beeinflussende, Faktoren sind der Druck und die Stoffzusammensetzung bei Gemischen.

4.11.3.1 Verbrennungsgas (Abgas)

Verbrennungsmotorisches Abgas besteht aus einer Vielzahl von Komponenten, wobei die Zusammensetzung vorwiegend vom Verbrennungsluftverhältnis beeinflusst wird (Wachtmeister 2004). Die kalorischen Stoffeigenschaften von Verbrennungsgasen werden in erster Linie von der Temperatur, der Gaszusammensetzung und vom Druck beeinflusst.

Merker et al. (2009) schlägt zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität einen empirischen Polynomansatz nach Justi (1938) vor, der über das Verbrennungsluftverhältnis λ die Gaszusammensetzung des Verbrennungsgases und die Gastemperatur berücksichtigt, die Druckabhängigkeit jedoch vernachlässigt. Diese Annahme erscheint für die Betrachtung des Wärmeübergangs in der Abgasanlage aufgrund der geringen Druckänderungen gerechtfertigt. Die spezifische innere Energie eines Verbrennungsgases u kann danach als Funktion der Temperatur und des Luftverhältnisses $u(T, \lambda)$ dargestellt werden. Aus dem Zusammenhang in Gleichung (4.85) mit der spezifischen Gaskonstante $R_s = 288 \text{ J/kg K}$ lässt sich aus der inneren Energie die spezifische Wärmekapazität eines Mediums bei konstantem Druck c_p herleiten (Pucher 2005).

$$\frac{\partial u}{\partial T} = c_v(T, \lambda) \quad \text{und} \quad c_p = c_v + R_s \quad (4.85)$$

Für c_p von Abgas ergibt sich die Polynomfunktion in folgender Gleichung:

$$c_p(T, \lambda) = 0,1447 \cdot \left[\begin{array}{l} -3 \cdot (0,0975 + 0,0485 \cdot \lambda^{-0,75}) \cdot (T - 273,15)^2 \cdot 10^{-6} \\ + 2 \cdot (7,768 + 3,36 \cdot \lambda^{-0,8}) \cdot (T - 273,15) \cdot 10^{-4} \\ + (4,896 + 0,464 \cdot \lambda^{-0,93}) \end{array} \right] + R_s \quad (4.86)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ_{AG} und die dynamische Viskosität η_{AG} können in Abhängigkeit vom Luftgehalt r und der Temperatur ermittelt werden (Merker/Schwarz 2009).

$$\lambda_{AG} = (1,15 \cdot r + 2,02) \cdot 10^{-4} \cdot T^{0,805} \quad (4.87)$$

$$\eta_{AG} = (2,57 \cdot r + 3,55) \cdot 10^{-4} \cdot T^{0,644} \quad (4.88)$$

Der Luftgehalt des Gasgemisches ist definiert als (Merker/Schwarz 2009):

$$r = \frac{\lambda - 1}{\lambda + \frac{1}{L_{min}}} \quad (4.89)$$

Die Dichte ρ_{AG} kann nach der idealen Gasgleichung bestimmt werden, wobei der Druck p in den Abgasrohren als konstant angenommen wird.

$$\rho_{AG} = \frac{p}{R_s \cdot T} \quad (4.90)$$

4.11.3.2 Luft

Das Medium Luft tritt in dem beschriebenen GFM vor allem als Kühlmedium unter Umgebungsbedingungen auf. Da der Ladungswechselvorgang des Verbrennungsmotors in dem verwendeten Mittelwertmodell nicht detailliert abgebildet wird, kann der Einfluss des Drucks auf die Stoffgrößen vernachlässigt werden.

Pflaum und Mollenhauer (1977) geben für trockene Luft bei Normbedingungen folgende Gebrauchsgleichungen an:

$$\lambda_{Luft} = 3,17 \cdot 10^{-4} \cdot T^{0,772} \quad (4.91)$$

$$\eta_{Luft} = 0,612 \cdot 10^{-6} \cdot T^{0,609} \quad (4.92)$$

$$\rho_{Luft} = 348,91 \cdot T^{-1,0003} \quad (4.93)$$

$$c_{p, Luft} = 0,573 \cdot T^{0,097} \cdot 1000 \quad (4.94)$$

4.11.3.3 Kühlmittel

Die Stoffeigenschaften des im Fahrzeugkühlsystems verwendeten Gemisches aus Wasser und Glykol im volumetrischen Mischungsverhältnis von 50/50 sind mittels Polynomfunktionen im Modell approximiert. Dazu werden die Stoffgrößen des Gemisches aus den Eigenschaften beider Stoffe über das Mischungsverhältnis bestimmt und die Koeffizienten der Polynome zweiter Ordnung aus den Verläufen über der Temperatur in Kelvin ermittelt (American Society of Heating/Knovel 2009).

$$\lambda_{KM} = -2 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 0,0018 \cdot T + 0,062 \quad (4.95)$$

$$\eta_{KM} = e^{\left(\left(5181,2 \left(\frac{1}{T} \right)^2 - 30,7 \left(\frac{1}{T} \right) + 0,025 \right) T \right)} \quad (4.96)$$

$$\rho_{KM} = -0,0024 \cdot T^2 + 0,9891 \cdot T + 993,53 \quad (4.97)$$

$$c_{p, KM} = 0,0145 \cdot T^2 - 1,1106 \cdot T + 3145 \quad (4.98)$$

4.11.3.4 Motoröl

Das Motoröl im Schmierungssystem hat neben der Schmierung sich bewegender Teile und der Wärmeabfuhr weitere Funktionen zu erfüllen. Dazu zählen z. B. die Kraftübertragung in Lagern bzw. Verstellvorrichtungen, die Dämpfung von Schwingungen oder der Abtransport von Verschleißpartikeln (Braess/Seiffert 2005). Für die im Modell abzubildenden Motoren werden die Stoffeigenschaften eines Motorenöls der Viskositätsklasse SAE0W30 verwendet. Die benötigten Stoffeigenschaften sind als Polynomfunktionen der Temperatur T in Kelvin erster und zweiter Ordnung im Modell hinterlegt (Merker et al. 2006).

$$\lambda_{Öl} = 0,18 \quad (4.99)$$

$$\text{Dynamische Viskosität} \quad \eta_{\dot{o}l} = e^{\left(\left(6942,8 \left(\frac{1}{T} \right)^2 - 34,32 \left(\frac{1}{T} \right) + 0,029 \right) \cdot T \right)} \quad (4.100)$$

$$\text{Dichte} \quad \rho_{\dot{o}l} = -0,65 \cdot T + 1042 \quad (4.101)$$

$$\text{Spezifische Wärmekapazität} \quad c_{p\dot{o}l} = 3,127 \cdot T + 1132 \quad (4.102)$$

5 Validierung der Modelle

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die Methoden, die bei der Verifikation und Validierung des Gesamtfahrzeugmodells angewandt wurden. Anschließend wird die in den Versuchsfahrzeugen eingesetzte Messtechnik vorgestellt, bevor auf wesentliche Validierungsergebnisse sowohl für Komponenten als auch für das Gesamtfahrzeugsystem eingegangen wird.

5.1 Vorgehensweise

Um die entwickelten Modelle für Simulationsuntersuchungen verwenden zu können, ist eine Verifikation und Validierung sowohl der Teilmodelle als auch des GFM erforderlich. Das vorgestellte GFM ist im Rahmen eines mehrjährigen interdisziplinären Projekts entstanden, bei dem zeitgleich mehrere Entwickler an der Modellierung beteiligt waren. Bei derart umfangreichen Projekten besteht in der systematischen Qualitätssicherung während des gesamten Prozesses der Modellbildung und Simulation eine wesentliche Voraussetzung für eine korrekte und hochwertige Simulation (Balci 1997). Die Vorgehensweise dazu wurde in einem Leitfaden für alle an der Modellbildung Beteiligten verbindlich definiert und die Einhaltung systematisch überprüft (Bröcker et al. 2008a). Bei der Modellverifikation und -validierung sind u.a. die folgenden Methoden zur Anwendung gekommen:

1. Komponentenverifikation bzw. -validierung
 - a. Code-Walkthrough - detaillierte Vorstellung des Modells durch den Entwickler gegenüber mehreren Prüfern in gemeinsamer Sitzung
 - b. Dimension Test - Konsistenzprüfung der Dimensionen und Einheiten aller Gleichungen und Schnittstellen
 - c. Trace-driven Input Testing - Vorgeben realer, am existierenden System gemessener Eingangswerte und Vergleich der simulierten und gemessenen Ausgangsgrößen
2. Gesamtsystemvalidierung durch Vergleich von Fahrzeugmessung und Simulation
 - a. Vergleich bei konstanter Geschwindigkeit (Messungen auf Straße und Rollenprüfstand)
 - b. Kundenorientierte Fahrzyklen aus Straßenmessungen bei unterschiedlichen klimatischen Bedingungen und Fahrzeugeinstellungen (z. B. Kabinen-Solltemperatur, Klimaanlage ein/aus)
 - c. Gesetzliche Fahrzyklen auf Rollenprüfstand (NEFZ, FTP-75)
 - d. Vorgabe besonderer Prüfbedingungen wie z. B. extremer Klimabedingungen

5.2 Versuchsfahrzeuge und Messtechnik

Für die Validierung und Abstimmung von Teilmodellen stand zunächst ein BMW 745i für umfangreiche Messungen über einen längeren Zeitraum zur Verfügung und diente daher als Referenzfahrzeug für die Modellbildung. Da im Laufe des Projekts der Anwendungsbereich des Simulationsmodells auf weitere Fahrzeugklassen und Motorisierungen erweitert werden sollte, war es notwendig, die Gültigkeit der Modelle anhand von Messungen in einem weiteren Fahrzeug einer anderen Fahrzeugklasse (BMW 335i) zu überprüfen. Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über die bei den Messungen zur Validierung verwendeten Fahrzeuge.

	BMW 745i (MJ2002)	BMW 335i (US MJ2007)
Verbrennungsmotor	Otto-V8 245 kW, 450 Nm, Saugrohrreinspritzung, Valvetronic	Otto-R6, Bi-Turbo, 225 kW, 400 Nm, Direkteinspritzung
Getriebe, Kupplungen	6-Gang-Automatik mit hydr. Wandler und WÜK (6HP26)	6-Gang-Automatik mit hydr. Wandler und WÜK (6HP19TÜ)
Kühlsystem	mechanische Wasserpumpe, Kennfeldthermostat, GÖWT mit geregelter Kühl- u. Heizfunktion	elektrische Wasserpumpe, Kennfeldthermostat, GÖWT mit geregelter Öl-Kühlung
Antrieb	Heckantrieb über Hinterachsgetriebe ($i_{HAG}=3,38$)	Heckantrieb über Hinterachsgetriebe ($i_{HAG}=3,46$)
Reifen	245/55 R17	225/45 R17
$c_w \times A$	0,960 m ²	0,633 m ²
Masse des Testfahrzeugs	2158 kg	1635 kg

Tabelle 5.1: Überblick über wesentliche Daten der Versuchsfahrzeuge

Die in Kapitel 5.4 dargestellten Ergebnisse der Gesamtfahrzeugvalidierung beziehen sich auf den Versuchsträger 2 (BMW 335i), für dessen 6-Zylinder-Otto-DI-Motor im Rahmen der Arbeit ein neues Modell entwickelt wurde.

5.2.1 Versuchsträger 1 (BMW 745i)

Das Oberklassefahrzeug mit einer umfangreichen Sicherheits- und Komfortausstattung wurde für eine Vielzahl verschiedener Messungen eingesetzt, so z. B. zur energetischen Analyse des Kühlsystems, der Abgasanlage, des Kältemittelkreislaufs, der Klimaanlage sowie zur Untersuchung der elektrischen Verbraucher des Bordnetzes. Anhand der Messtechnik für die Untersuchungen zum energetischen Verhalten von Kühlsystem und Abgasanlage wird folgend der prinzipielle Messaufbau erläutert.

Abbildung 5.2 zeigt die schematische Anordnung der verwendeten Messtechnik sowie der bordnetzunabhängigen Stromversorgung im Versuchsfahrzeug. Der überwiegende Teil der eingesetzten Messumformer, die Messdatenerfassung (ETAS ES 1000) und die bordnetzunabhängige Spannungsquelle sind im Kofferraum des Fahrzeugs untergebracht. Der zur Anzeige und Aufzeichnung der Messgrößen verwendete Laptop mit der Software INCA 5.2 befindet sich im Fahrgastraum und ist über Ethernet mit der Messdatenerfassung verbunden (vgl. Abbildung 5.1). Die Messumformer für Spannungs-, Strom- und Temperatursignale sind für den mobilen Einsatz vorgesehene SIM-Module der Firma IPETRONIK, die über eine eigene CAN-Leitung mit einer CAN-Schnittstellenkarte (ETAS ES 1222) im Gehäuse der Messdatenerfassung verbunden sind. Um auf Größen des Motorsteuergeräts zugreifen zu können, ist der Powertrain-CAN über eine Stichleitung mit der Messdatenerfassung verbunden.

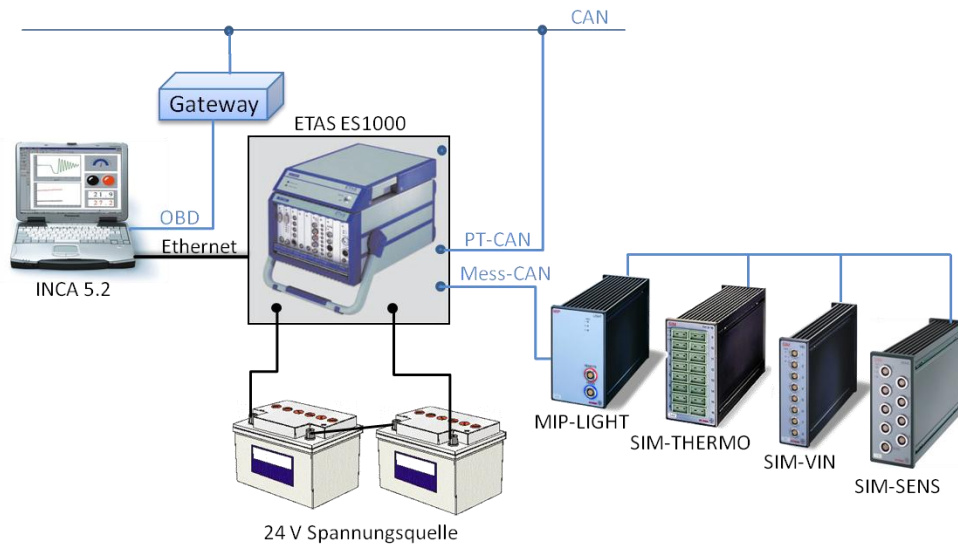


Abbildung 5.1: Schematischer Schaltplan der Messgeräte im Versuchsfahrzeug 1 BMW 745i

Zudem ermöglicht die Anbindung der OnBoard-Diagnose-Schnittstelle (OBD) an den Messrechner einen erweiterten Zugriff auf Variablen diverser, über CAN kommunizierender, Steuergeräte.

In Abbildung 5.2 ist die Platzierung der Messstellen im Kühlsystem und im Heizungsmodul dargestellt.

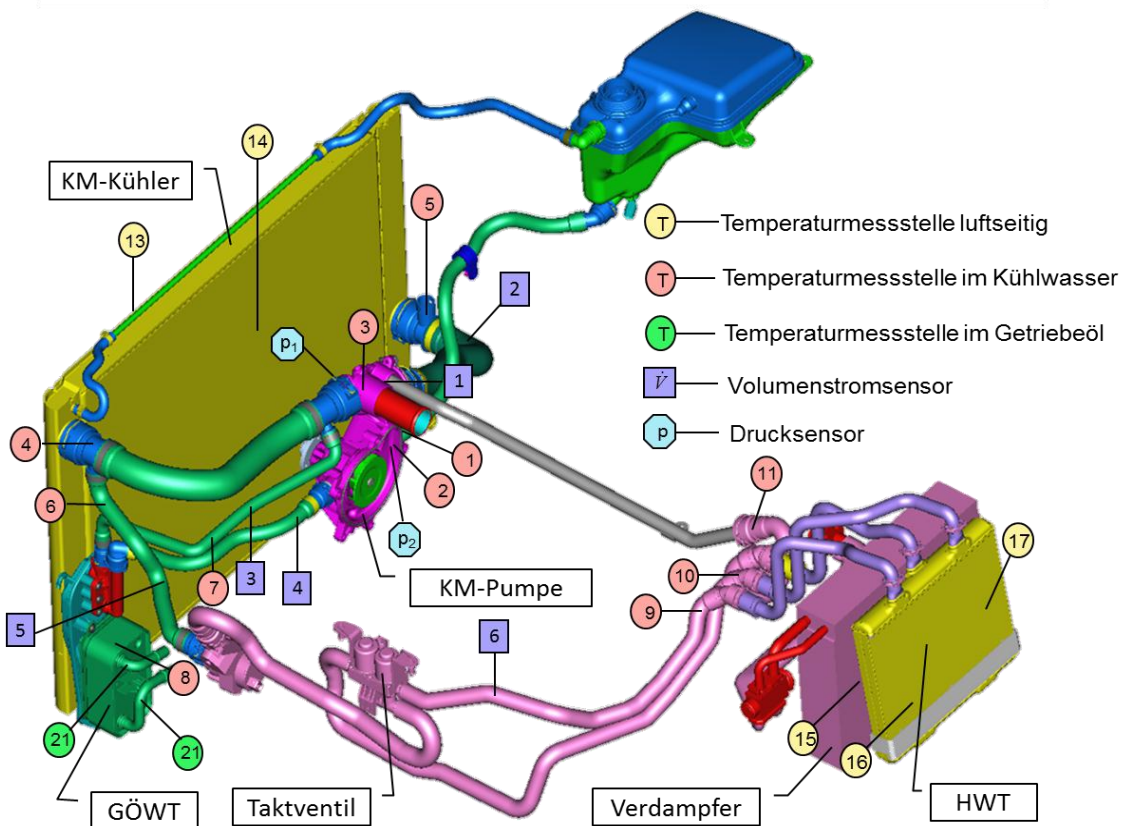


Abbildung 5.2: Sensoranordnung im Kühlsystem des BMW 745i

Ziel der Messeinrichtungen im Kühlsystem ist die Abstimmung und Validierung des Kühlsystemmodells unter kundenrelevanten Bedingungen (z. B. Streckenfahrt mit Warmlaufvorgang).

Hierbei stehen in erster Linie die Bestimmung der Kühlmittelvolumenstromverteilung und der dem Kühlmittel zu- bzw. abfließenden Wärmeströme im Fokus. Die Temperaturmessstellen sind als 1,5 mm Mantelthermoelemente vom Typ K ausgeführt und kühlmittelseitig jeweils in Rohrmitte angeordnet. Zur Volumenstrommessung im Kühlmittel werden magnetisch-induktive Volumenstromsensoren eingesetzt (V1 bis V5), an der Messstelle V6 ein Drehkolbenzähler. Die Nennweiten der verwendeten Sensoren liegen bei allen Messstellen auf dem jeweiligen Niveau der angeschlossenen Schlauchdurchmesser, sodass die durch den Messaufbau entstehenden Druckverluste vernachlässigbar gering bleiben.

Der Aufbau stellt sicher, dass alle signifikanten Teilvolumenströme des Kühlsystems bestimmt werden können. Die Volumenströme im Ausgleichsbehälter sind in Relation zu den übrigen Teilströmen vernachlässigbar gering und beeinflussen daher die Energiebilanz kaum, sodass auf eine zusätzliche Messstelle verzichtet wurde. Um die hydraulische Leistung der Kühlmittelpumpe bestimmen zu können, sind im Pumpengehäuse jeweils auf Saug- und Druckseite Drucksensoren angebracht.

Zur Messung der Abgastemperaturen sind vor und nach jedem Segment der Abgasanlage Mantelthermoelemente vom Typ K 1,5 mm installiert (Abbildung 5.3), wobei die Sensorenspitze jeweils in Rohrmitte angeordnet ist. Die Wahl der 1,5 mm-Thermoelemente stellt einen Kompromiss zwischen geringer Ansprechzeit und Beständigkeit gegenüber den hohen mechanischen und korrosiven Beanspruchungen in der Abgasleitung dar.

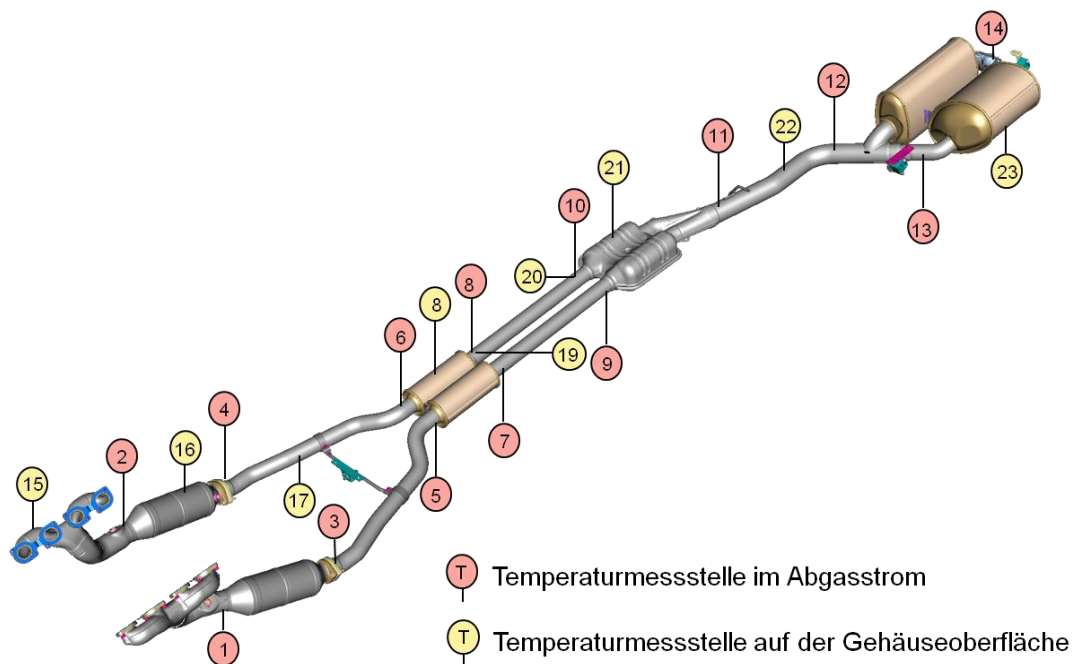


Abbildung 5.3: Sensoranordnung an der Abgasanlage des BMW 745i

In den beiden doppelwandig ausgeführten 4-1 Abgaskrümmern befindet sich jeweils lediglich eine Temperaturmessstelle im Abgasstrom stromabwärts der Zusammenführung der Einzelkanäle, da eine repräsentative Temperaturmessung in den pulsierenden Einzelkanälen im instationären Fahrzeugbetrieb nur mit geringeren Manteldurchmessern bei deutlich eingeschränkter Standfestigkeit möglich ist (Caton 1982). Zudem erscheinen eine sinnvolle Positionierung der Messstellen und dementsprechend auch die Messung der zeitlich gemittelten Gastemperatur als relativ schwierig, da aufgrund der stark umgelenkten Abgasströmung im

oberen Bereich der Krümmer lokale Wärmeübergangserhöhungen und -absenkungen an der Wandoberfläche auftreten (Heller 2009). Zusätzlich sind weitere Thermoelemente an der luftseitigen Materialoberfläche einzelner Segmente angebracht, mit denen die lokalen Bauteiltemperaturen an der Gehäuse- bzw. Rohroberfläche gemessen werden. Der zur Modellvalidierung benötigte Abgasmassenstrom wird aus CAN-Daten anhand der Luftmenge und des Kraftstoffmassenstroms berechnet.

Neben den vorgestellten Sensoren in Kühl- und Abgassystem verfügt das Fahrzeug über weitere Messinstrumente, die unter anderem zur energetischen Analyse des Kältemittelkreislaufes eingesetzt werden. An der Riemenscheibe des Kältemittelverdichters ist ein Drehmomentensensor zur Bestimmung der vom Verdichter aufgenommenen Leistung angebracht. Um den Kältemittelmassenstrom zu bestimmen, ist zwischen Verdichter und Kondensator ein Coriolis-Sensor installiert. Die Kältemitteltemperaturen und -drücke vor und nach dem Verdichter werden mit Hilfe von 1,5 mm Thermoelementen (Typ K) gemessen. Zudem erfolgt die Messung einer Vielzahl von Strömen und Spannungen elektrischer Verbraucher, wie z. B. des elektrischen Motorlüfters oder des IHKA-Gebläses.

5.2.2 Versuchsträger 2 (BMW 335i)

Das Ziel der Messungen mit dem zweiten Versuchsfahrzeug besteht in erster Linie darin, die Gültigkeit des GFM hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und des Warmlaufverhaltens sowohl im kundenorientierten Fahrbetrieb als auch im NEFZ zu prüfen und abzusichern. Ausgehend von dieser Zielsetzung kann der Messaufbau weniger umfangreich ausfallen als im Versuchsträger 1, der in erster Linie zur Validierung von Teilsystemen eingesetzt wurde.

Im Kühlkreislauf befinden sich am Motor- und Kühlereintritt Thermoelemente, in der Abgasanlage sind jeweils vor und nach dem motornahen Vorkatalysator und dem Unterbodenkatalysator 1,5 mm Mantelthermoelemente vom Typ K eingebaut. Im Fahrgast- und Motorraum sind weitere Thermoelemente zur Messung der Lufttemperatur installiert. Über eine Stichleitung können die Variablen des Powertrain-CAN-Busses aufgezeichnet werden, um die wichtigsten Fahrzeug- und Motorzustandsgrößen zu erfassen. Nach den ersten Messungen erweist es sich jedoch als notwendig, das Seriensteuergerät durch ein Applikationssteuergerät zu ersetzen, da so auf einen deutlich größeren Umfang an Variablen vom Powertrain CAN gegenüber dem Serienzustand zugegriffen werden kann. Abbildung 5.4 gibt einen Überblick über die verwendeten Messgeräte und die Stromversorgung. Da dieser Versuchsträger über keine bordnetz-unabhängige Stromversorgung der Messgeräte verfügt, wird die von der Messtechnik aufgenommene elektrische Leistung gemessen und als zusätzliche Bordnetzlast in der Simulation berücksichtigt.

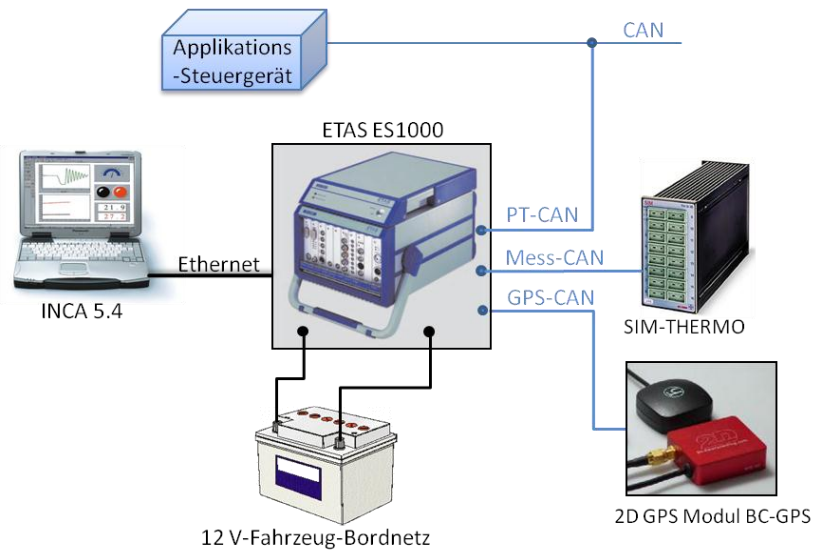


Abbildung 5.4: Schematischer Schaltplan der Messgeräte im BMW 335i

Neben dem IPETRONIK SIM-Thermo-Modul zum Anschluss von Thermoelementen und dem Applikationssteuergerät werden ein 2D GPS Modul mit GPS-Mouse (2D Meßsysteme 2009) über einen separaten CAN-Bus an die ETAS ES1000 angebunden, um Position und Höhe des Fahrzeugs während der Messung aufzuzeichnen. Das erfasste Höhenprofil einer Kundenfahrt bildet die Grundlage für die Erstellung der Streckenprofile für die Simulation.

5.3 Validierung der Komponenten

Zunächst werden ausgewählte Validierungsergebnisse von Teilsystemen bzw. Komponenten vorgestellt, die für das korrekte Abbilden von Warmlaufverhalten und Energiehaushalt eine wesentliche Bedeutung haben. Nach dem Verfahren des *Trace-driven Input Testing* (Hofmann 2003) werden die zu validierenden Teilmodelle in spezielle Testumgebungen eingebunden, in welchen die benötigten Eingangsgrößen mittels Timetables⁸ aus einer Messung vorgegeben werden. Dies ermöglicht den Vergleich des gemessenen mit dem simulierten Modellverhalten und bildet die Grundlage der Modellvalidierung von Teilsystemen.

5.3.1 Modellvalidierung von Kühlsystem, Heizung und Kabine

Die modellierte Massenstromaufteilung im Kühlsystem wurde anhand umfangreicher Versuche im BMW 745i analysiert und abgestimmt. Das Kühlsystemmodell ist bei der Komponentenvalidierung in eine Versuchsumgebung integriert, in der alle über die Systemgrenze einfließenden Zustandsgrößen, wie z. B. Temperaturen in Motor- und Heizungsrücklauf, Motordrehzahl oder Geschwindigkeit, aus der Messung vorgegeben werden. Abbildung 5.5 zeigt die Gegenüberstellung von gemessenen und simulierten Kühlmittelmassenströmen, Luft- und Kabinentemperaturen sowie den am Hauptkühler übertragenen Wärmestrom.

⁸ Unter Timetable wird in diesem Zusammenhang der zeitbezogene Verlauf eines Signals verstanden, der durch die Zuordnung der Signalwerte zur Zeitbasis in einer Tabelle beschrieben wird.

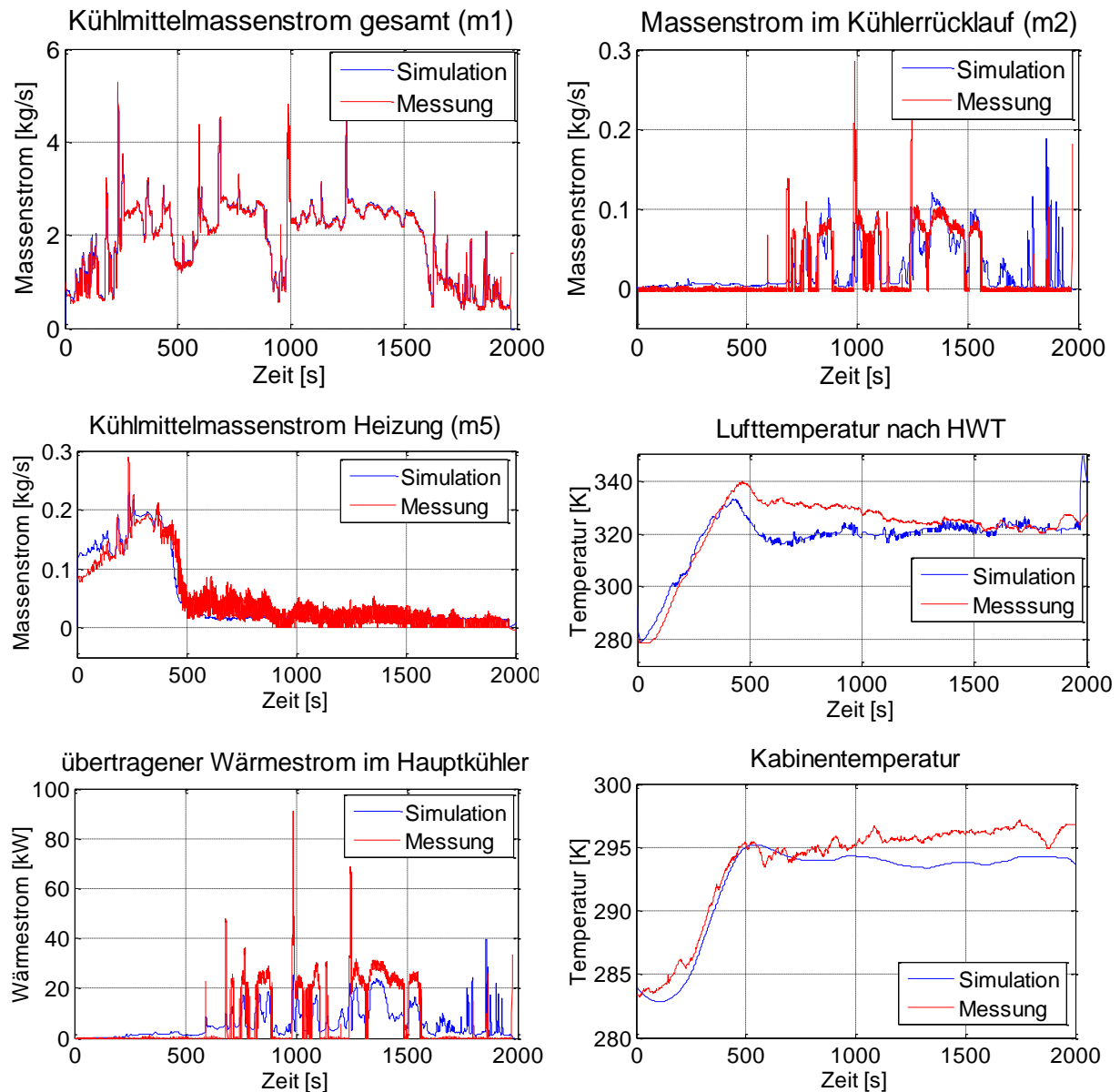


Abbildung 5.5: Vergleich zwischen Messung und Simulation ausgewählter Größen in Kühlsystem und Heizung des BMW 745i auf einer Autobahnetappe (GAR_PFAFF_061130)

Die gemessenen und simulierten Kühlmittelmassenströme ($m1$) weisen eine gute Übereinstimmung auf. Der Kühlerrücklaufmassenstrom $m2$ wird maßgeblich vom Thermostathub und damit von der Mischtemperatur im Thermostatgehäuse beeinflusst. Somit können geringe Temperaturabweichungen in der Simulation zu erheblichen Massenstromdifferenzen gegenüber der Messung führen. Der Vergleich des Heizungsmassenstroms $m5$ zeigt, dass die Regelung der Kabinentemperatur über den Heizungsmassenstrom in der Simulation gut nachgebildet wird. Dies trifft auch für das Kabinentemperaturmodell zu, wobei zu berücksichtigen ist, dass die Messung der Kabinentemperatur durch Sonneneinstrahlung oder eine leicht veränderte Stellung der Ausströmdüsen verfälscht werden kann. Die Ergebnisse zeigen, dass besonders die Verläufe der Lufttemperaturen in der Aufwärmphase gut mit der Messung übereinstimmen, was bei der Bewertung von Maßnahmen zur Verbesserung des Heizkomforts von Bedeutung ist.

5.3.2 Validierung des Modells der Abgasanlage

Mit der in Abbildung 5.3 gezeigten Messanordnung können die thermischen Modelle zur Berechnung der Wärmeübergänge und Temperaturen in der Abgasanlage angepasst und validiert werden. Abbildung 5.6 vergleicht gemessene Abgastemperaturen der Serienabgasanlage des BMW 745i mit den simulierten Ergebnissen.

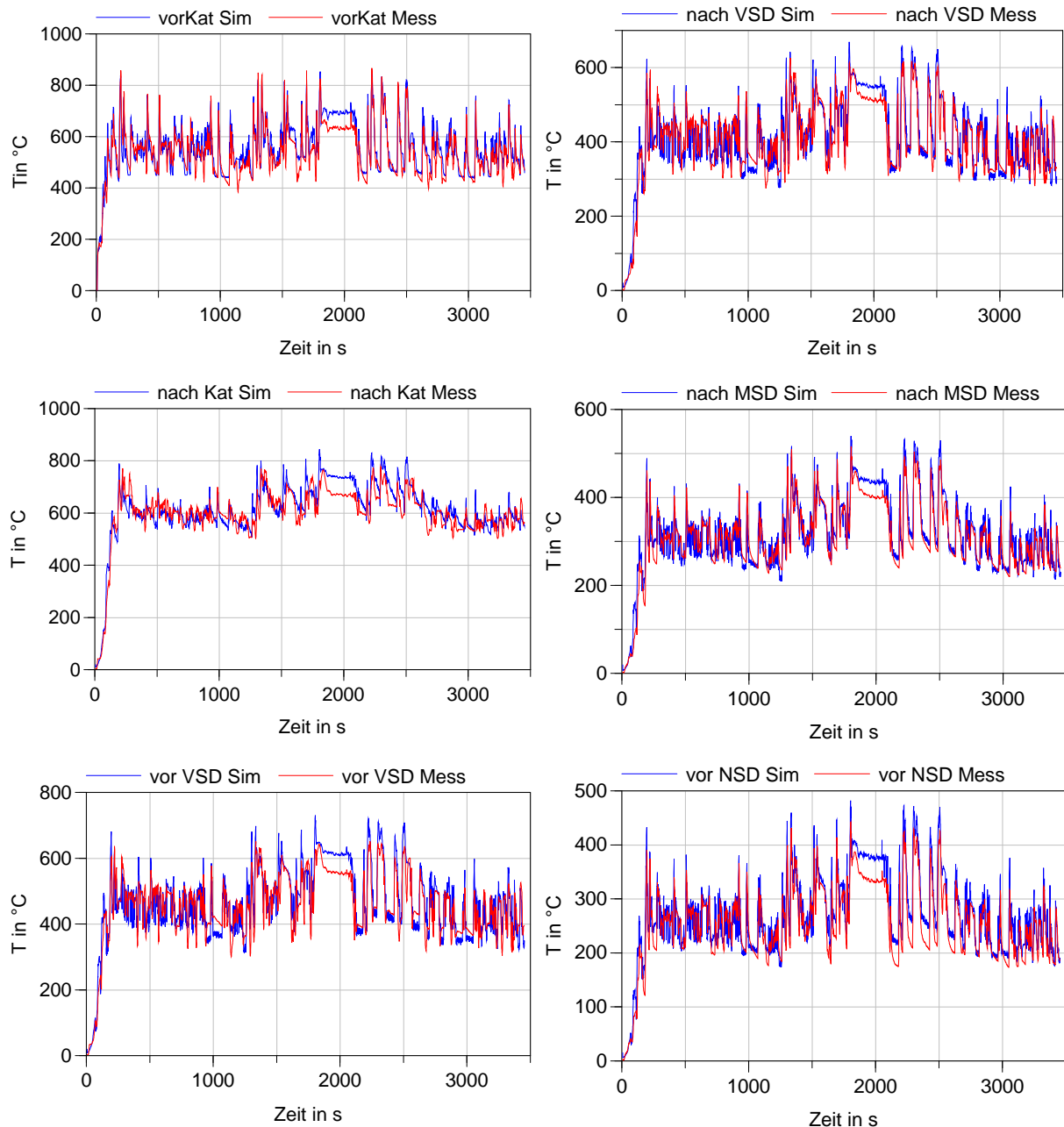


Abbildung 5.6: Vergleich zwischen Messung und Simulation der Abgastemperaturen an verschiedenen Messstellen anhand einer Kundenfahrt (070102_CODC) im BMW 745i

Dem Gesamtmodell der Abgasanlage werden dabei die Motordrehzahl, das effektive Drehmoment sowie die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Umgebungstemperatur vorgegeben. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigt, dass die Temperaturabweichungen selbst an den weit stromabwärts angeordneten Segmenten der Abgasanlage eine gute Übereinstimmung aufweisen und nur selten Differenzen über 50 °C auftreten.

5.4 Validierungsergebnisse des Gesamtfahrzeugmodells

Zur Validierung des GFMs werden aus den Messdaten von Fahrzeugmessungen mit dem Versuchsträger 2 Fahrzyklusdateien generiert, welche als Eingangsdatensätze für das Fahrzeugmodell dienen. Die erste Datei enthält eine Matrix mit zeitveränderlichen kontinuierlichen Größen, wie Geschwindigkeit, Lenkwinkel, Querschleunigung und Steigungswinkel. Die zweite Matrix beinhaltet diskrete Größen, wie z. B. Schaltmodus, Solltemperatur der Kabine, Gebläsestufe oder Zuladung.

Abbildung 5.7 zeigt die Gegenüberstellung von Messung und Simulation der wichtigsten Validierungsgrößen für eine kundenorientierte Messfahrt. Der Rundkurs mit einer Länge von 50 km setzt sich aus ca. 10 km Stadtfahrt, 11 km Landstraße und ca. 29 km Autobahn mit Höchstgeschwindigkeiten bis 185 km/h zusammen. Die Höhendifferenz auf dem Kurs beträgt 43 m mit einem Gesamtanstieg und -abstieg von jeweils 84 m. Das Fahrzeug ist zu Beginn der Messung auf Umgebungstemperatur konditioniert und die Heiz-Klimaanlage ist bei konstanter mittlerer Gebläsestufe aktiviert.

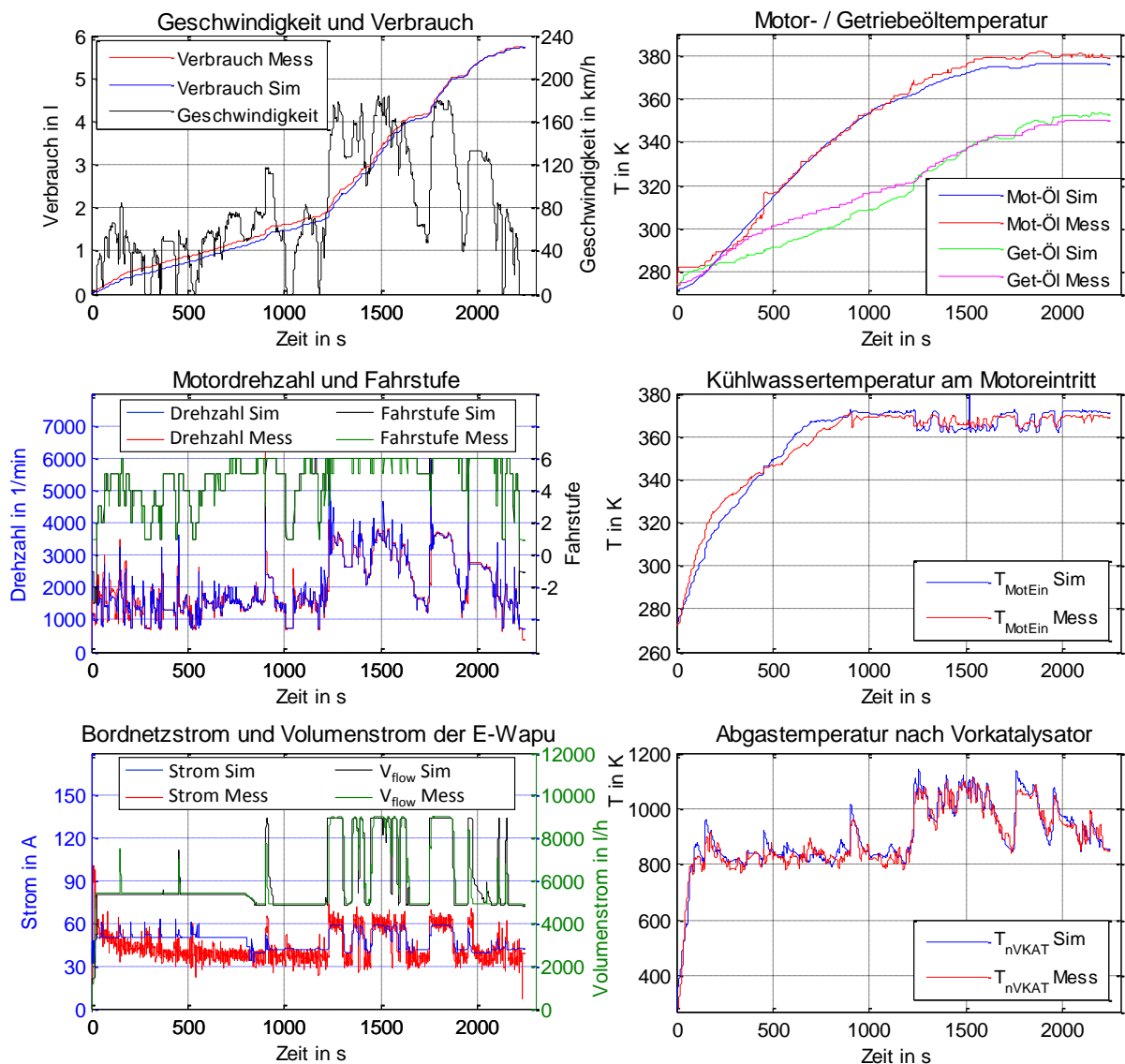


Abbildung 5.7: Vergleich zwischen Messung und Simulation des GFMs anhand einer Kundenfahrt (CODC) im Winter mit dem BMW 335i

Der Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Größen zeigt eine gute Übereinstimmung bezüglich des Kraftstoffverbrauchs und der betrachteten Medientemperaturen (Kühlmittel, Motor-, Getriebeöl und Abgas). Die sehr gute Übereinstimmung der von der Getriebesteuerung gewählten Fahrstufe führt zu einem nahezu identischen Verlauf der Motordrehzahl bei Messung und Simulation. Der Vergleich des Bordnetzstromes und Kühlmittelpumpenvolumenstromes aus Messung und Simulation verdeutlicht, dass die elektrische Wasserpumpe einen erheblichen Einfluss auf die Bordnetzlast hat. Zudem zeigt sich, dass das Modell das reale Verhalten der Ansteuerung der elektrischen Wasserpumpe gut wiedergibt.

Neben dem Warmlaufverhalten, das durch den Verlauf der genannten Medientemperaturen repräsentiert wird, steht besonders der Kraftstoffverbrauch im Fokus der Gesamtfahrzeugsimulation. Das vorgestellte Fahrzeugmodell des BMW 335i zeigt eine sehr hohe Übereinstimmung mit dem vom Motorsteuergerät bilanzierten Kraftstoffverbrauch in den verschiedenen Messungen. Abbildung 5.8 stellt die prozentuale Abweichung des am Ende einer Versuchsfahrt verbrauchten Kraftstoffs der Simulation zur jeweiligen Messung dar.

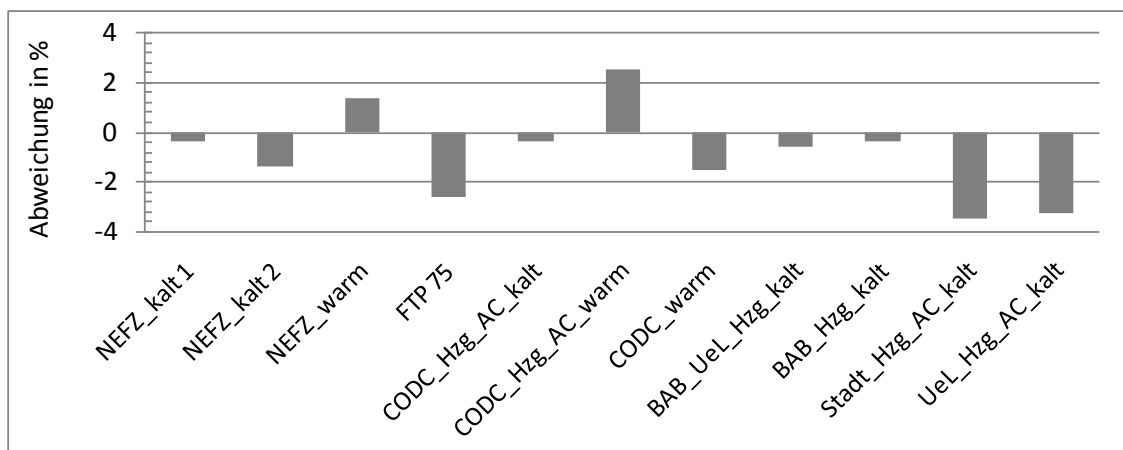


Abbildung 5.8: relative Abweichung des Kraftstoffverbrauchs der Simulation von der Messung (CODC – Customer Oriented Driving Cycle, UeL – Überlandfahrt, BAB – Autobahn) des BMW 335i

Die Abweichungen des Kraftstoffverbrauchs bleiben sowohl bei Prüfstandsmessungen (NEFZ, FTP-75) als auch bei diversen Kundenfahrten innerhalb einer Streubreite von 4 %. Dies stellt unter Berücksichtigung der bei Fahrzeugmessungen auf der Straße erzielbaren Messgenauigkeit ein gutes Ergebnis dar (Goßlau et al. 2010).

6 Anwendungsbeispiele des Gesamtfahrzeugsimulationsmodells

Das vorgestellte GFM konnte bereits in einer Vielzahl von Forschungsarbeiten zum Themengebiet Energiemanagement erfolgreich eingesetzt werden. Neben der umfassenden Analyse des Energiehaushalts im Kraftfahrzeug (Freyman et al. 2009; Lindemann/Hübner 2007) eignet es sich für vielfältige Untersuchungen zur Auslegung von Hybridantriebssträngen (Bücherl et al. 2007; Bücherl et al. 2009a; Bücherl et al. 2009b; Bröcker et al. 2008b; Thanheiser et al. 2010), zur multikriteriellen Optimierung von Hybridfahrzeugkonfigurationen und Betriebsstrategien (Kohler et al. 2009; Bürger et al. 2010) sowie zur Auslegung elektrischer Antriebskomponenten für Hybridfahrzeuge (Bücherl et al. 2010a). Darüber hinaus diente das GFM unter anderem zur Bewertung des Einflusses einer elektrischen Beheizung des Katalysators auf die Monolithtemperatur sowie zur Untersuchung des veränderten Aufwärmverhaltens von Verbrennungsmotor und Getriebe im Parallelhybridfahrzeug (Haupt et al. 2007).

Im Folgenden werden ausgewählte Beispiele für die Anwendungsmöglichkeiten des GFMs dargestellt, welche die vielseitigen Möglichkeiten des Modells in Hinblick auf Wärmemanagement aufzeigen. Zunächst wird der Kraftstoffverbrauch eines Serien-Fahrzeugs und eines davon abgeleiteten Parallelhybrid-Fahrzeugs untersucht. Dabei wird jeweils der Verbrauch im betriebswarmen und kalten Zustand für unterschiedliche Starttemperaturen und Fahrzyklen ermittelt. In Tabelle 2 sind die wichtigsten Daten der betrachteten Fahrzeuge gegenübergestellt. Beide Antriebskonzepte sind heckgetrieben und verwenden gleiche Komponenten für Getriebe, Hinterachsgetriebe, Räder und Reifen.

Beim Parallelhybridkonzept ist eine Asynchronmaschine zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe angeordnet. Eine Trennkupplung ermöglicht das Abkoppeln des Verbrennungsmotors beim elektrischen Fahren sowie beim Rekuperieren. Der Batterieladezustand (SOC) des Li-Ionen-Speichers soll in einem Bereich zwischen 0,3 und 0,9 liegen.

	BMW 335i (Serie)	BMW 3er Parallel-Hybrid
Verbrennungsmotor	Otto-R6, 225 kW, 400 Nm	Otto-R6, 225 kW, 400 Nm
Elektr. Maschine	-	ASM 17,4 kW, 120 Nm
Elektr. Energiespeicher	12 V Bleisäure 70 Ah	198 V Li-Ionen, 55 Zellen, 0,89 kWh netto ($\Delta\text{SOC}_{\text{max}}=0,6$)
Getriebe, Kupplungen	6-Gang-Automatik mit hydr. Wandler und Wandler-Überbrückungskupplung	6-Gang-Automatik ohne hydr. Wandler, mit Trennkupplung zwischen VM und EM
Fahrzeugmasse	1625 kg	1815 kg

Tabelle 2: Daten der untersuchten Fahrzeuge

Die Betriebsstrategie sieht die Betriebsarten: *verbrennungsmotorisch Fahren*, *elektrisch Fahren*, *Nachladen (Lastpunktanhebung)*, *Rekuperieren*, *Boosten* und *Stillstand* vor. Wann und mit welcher Last nachgeladen wird, entscheidet die Betriebsstrategie in Abhängigkeit von

SOC, Drehzahl und Drehmoment am Getriebeeingang. Bei Fahrzeugstillstand und in Brems- bzw. Rekuperationsphasen wird der Verbrennungsmotor grundsätzlich abgeschaltet. Elektrisches Fahren wird immer dann aktiviert, wenn die E-Maschine die Fahrleistungsanforderung erfüllen kann und der SOC ausreichend hoch ist (Bücherl et al. 2010a).

Die Asynchronmaschine und der Umrichter sind so ausgelegt, dass sie in den Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors integriert werden können (Bücherl et al. 2009b). Somit eignet sich das Serienkühlsystem des BMW 335i prinzipiell auch für die Hybridvariante. Um den Li-Ionen-Speicher im zulässigen Temperaturbereich zu betreiben, wird die entstehende Wärme vom Kältemittel der Klimaanlage, welche auch die Kabinenklimatechnik übernimmt, abgeführt (Heckenberger et al. 2010). Ein elektrischer Kältemittelverdichter komprimiert das Kältemittel, welches im Verdampfer des Heiz- / Klimamoduls und im elektrischen Energiespeicher verdampft. Die Verdichterleistung wird auf eine Speichertemperatur von 20 °C geregelt.

Um bei der Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs des Hybridfahrzeugs den nicht immer gleichen SOC zu Beginn und zum Ende des Zyklus zu berücksichtigen, wird gemäß der ECE-Regelung 101 (UNECE 2005) die Ladebilanz in ein Kraftstoffäquivalent umgerechnet.

6.1 Theoretisches Verbrauchspotenzial durch Wärmemanagement

Im ersten Anwendungsbeispiel wird untersucht, inwieweit der Kraftstoffverbrauch vom thermischen Zustand einzelner Antriebskomponenten abhängt. Des Weiteren soll das theoretische Verbrauchseinsparpotenzial der Antriebskomponenten infolge idealer Temperierung bestimmt werden.

Zunächst werden die Auswirkungen der Starttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch am Serien-BMW 335i bei unterschiedlichen Fahrzyklen betrachtet. Neben dem NEFZ werden dafür ein kundenorientierter Fahrzyklus sowie der ARTEMIS (André 2004) simuliert (Abbildung 6.1), wobei die angenommene Starttemperatur für alle thermischen Teilmodelle des Fahrzeugs gilt.

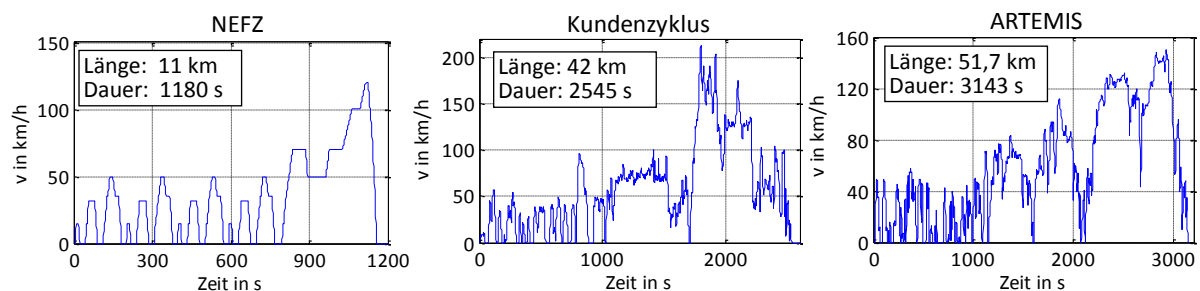


Abbildung 6.1: Geschwindigkeitsprofile der betrachteten Fahrzyklen

Die Umgebungstemperatur entspricht bei den Simulationen der Starttemperatur der Fahrzeugkomponenten mit thermischen Modellen, wobei die Umgebungs- und Kabinentemperaturen bei Starttemperaturen über 20 °C auf diesen Wert gesättigt werden. Die IHKA und sämtliche Komfortfunktionen sind dabei deaktiviert.

Die in Abbildung 6.2 dargestellten Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss der Starttemperatur auf den Verbrauch mit zunehmender Länge des Fahrzyklus abnimmt, da der zeitliche Anteil des Warmlaufvorgangs an der Gesamtfahrzeit kleiner wird. Im NEFZ reagiert daher der Kraftstoffverbrauch am stärksten auf eine veränderte Starttemperatur, da hier die Warmlaufphase einen überwiegenden Teil des Zyklus ausmacht.

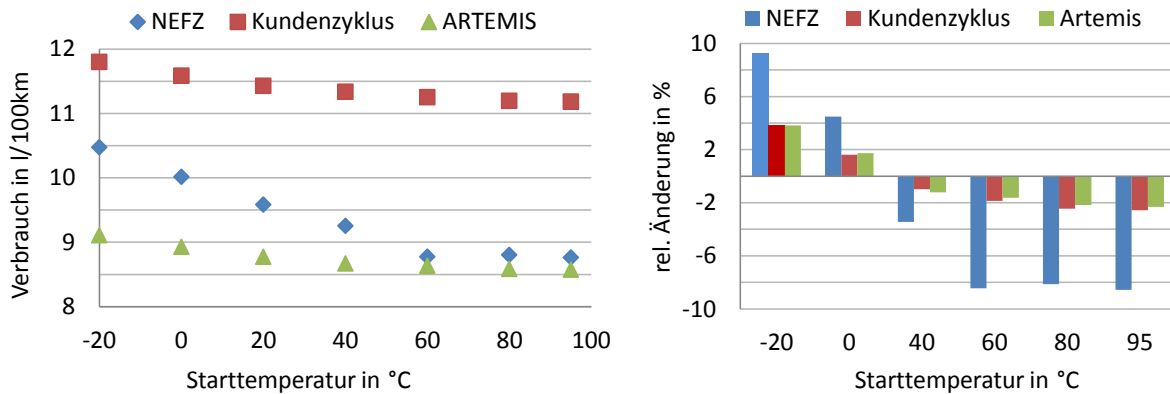


Abbildung 6.2: Kraftstoffverbrauch des BMW 335i mit deaktivierter IHKA bei Variation der Starttemperatur (links) und relative Verbrauchsänderung gegenüber einer Starttemperatur von 20 °C (rechts)

Für die weiteren Betrachtungen wird vorwiegend der NEFZ herangezogen, da sich hier Änderungen des Warmlaufverhaltens am deutlichsten aufzeigen lassen. Zudem stellt dieser Fahrzyklus ein allgemein bekanntes und damit gut vergleichbares Szenario dar.

Um zudem den temperaturabhängigen Einfluss der Heiz-Klimaanlage auf den Kraftstoffverbrauch zu untersuchen, wird nun der NEFZ jeweils bei Standardbedingungen (alle Zusatzverbraucher und -funktionen sind deaktiviert), mit aktivierter Heiz- / Klimaanlage (mIHKA) und mit auf 90 °C temperierten Antriebskomponenten (ideal warm, ohne IHKA) simuliert. Neben dem Serienfahrzeug werden die beschriebenen Untersuchungen auch am Parallelhybridfahrzeug (PH) durchgeführt (vgl. Abbildung 6.3).

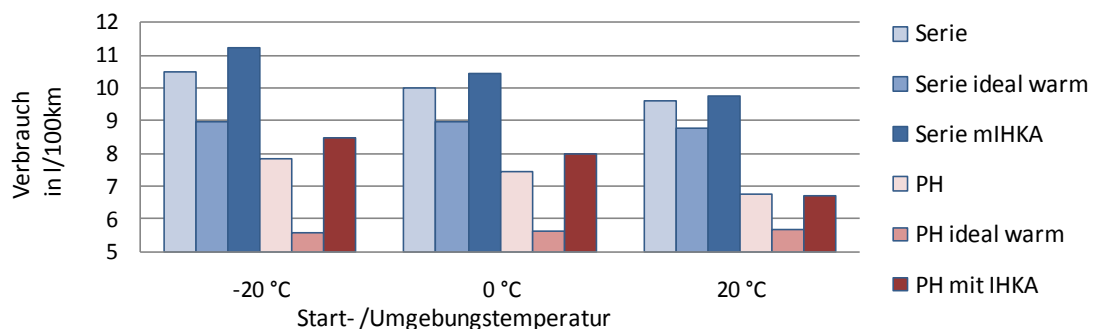


Abbildung 6.3: Kraftstoffverbrauch im NEFZ des BMW 335i (Serie) und des 3er Parallelhybrids (PH) bei variierten Start- und Umgebungsbedingungen, mit / ohne IHKA sowie ideal temperierten Antriebskomponenten

Der Mehrverbrauch bei aktivierter Heiz- / Klimaanlage resultiert vor allem aus einer höheren Bordnetzlast infolge des auf hoher Stufe laufenden Innenraumgebläses und einem früheren Zuschalten der elektrischen Wasserpumpe. Bei aktivierter IHKA und 20 °C Start- und Umge-

bungstemperatur führt zudem der Betrieb des Kältemittelverdichters zu einem leicht erhöhten Kraftstoffverbrauch.

Um das Verbrauchseinsparpotenzial der einzelnen Antriebskomponenten infolge idealer Temperierung zu ermitteln, werden Verbrennungsmotor, Getriebe und Hinterachsgetriebe einzeln ideal vortemperiert. Die übrigen Komponenten sind auf Umgebungstemperatur konditioniert. Das relative Einsparpotenzial durch ideal temperierte Antriebskomponenten fällt beim Hybridfahrzeug (vgl. Abbildung 6.5) deutlich höher aus als beim Serienfahrzeug (vgl. Abbildung 6.4).

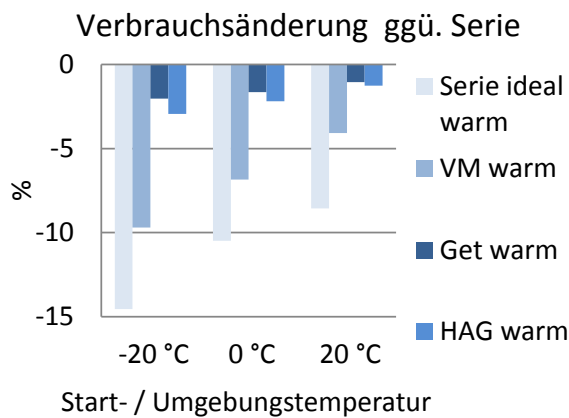


Abbildung 6.4 Relative Verbrauchsänderung im NEFZ des BMW 335i (Serie) bei variierten Start- und Umgebungsbedingungen und einzelnen ideal temperierten Antriebskomponenten

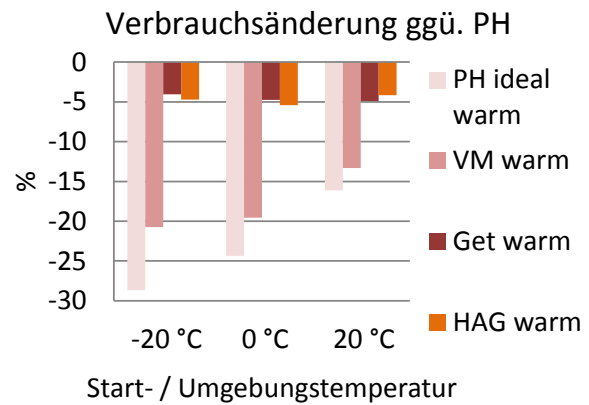


Abbildung 6.5 Relative Verbrauchsänderung im NEFZ des 3er Parallelhybrids (PH) bei variierten Start- und Umgebungsbedingungen und einzelnen ideal temperierten Antriebskomponenten

Bei Getriebe und Achsgetriebe bleibt das ermittelte Grenzpotenzial infolge idealer Temperierung im Vergleich zum Verbrennungsmotor sowohl beim Serien- als auch beim Parallelhybridfahrzeug auf deutlich niedrigerem Niveau. Das höhere Einsparpotenzial beim Hybridfahrzeug erschließt sich vor allem aus dem deutlich höheren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors beim Warmstart gegenüber dem Kaltstart. Da der Motor in den Stillstandsphasen und beim elektrischen Fahren abgeschaltet ist, steigt die Öltemperatur im Hybridbetrieb deutlich langsamer an als beim rein verbrennungsmotorischen Betrieb. Infolge dessen bleibt das Reibmoment nach einem Kaltstart über dem gesamten Fahrzyklus auf höherem Niveau gegenüber einem Warmstart (vgl. Abbildung 6.6). Dies hat besonders im Überlandbereich (800 s bis 1200 s), in dem der Verbrennungsmotor auf höherem Drehzahlniveau arbeitet als im Stadtbereich, eine höhere Reibleistung zur Folge und damit erhebliche Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch.

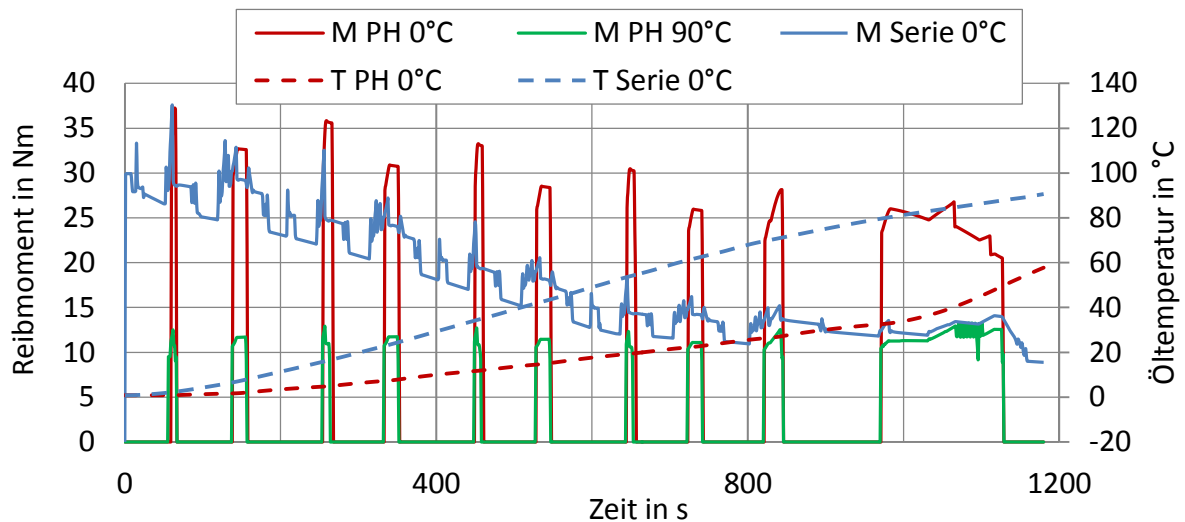


Abbildung 6.6: Reibmoment und Motoröltemperatur im NEFZ von BMW 335i und Parallelhybrid bei Kalt- (0°C) und Warmstart (90°C)

Aus der Analyse des theoretischen Verbrauchspotenzials lassen sich diverse Wärmemanagementmaßnahmen ableiten. Ausgehend von den gezeigten Ergebnissen sollen im Folgenden exemplarisch zwei Maßnahmen untersucht werden, die in Hinblick auf Verbrauch und Komfort ein hohes Potenzial vermuten lassen.

6.2 Verbrauchs- und Komfortverbesserung durch den Einsatz von Wärmespeichern

Aus den Grenzpotenzialbetrachtungen in Kapitel 6.1 geht hervor, dass das größte Verbrauchseinsparpotenzial durch ideale Temperierung des Verbrennungsmotors besteht. Demzufolge wird zunächst das Konzept eines Motorölwärmespeichers hinsichtlich seines Verbrauchseinflusses sowohl im Serien- als auch im Hybridfahrzeug untersucht.

Im darauf folgenden Anwendungsbeispiel werden zwei, im Fahrzeugkühlsystem angeordnete, Wärmespeicherkonzepte bezüglich ihrer Auswirkung auf Verbrauch und Heizleistung mit Hilfe des vorgestellten GFM untersucht.

6.2.1 Motorölwärmespeicher

Von den Untersuchungen zum theoretischen Verbrauchseinsparpotenzial in Kapitel 6.1 lässt sich ein relativ großer Effekt durch die rasche Erwärmung des Verbrennungsmotors ableiten. Aufgrund der großen thermischen Masse des Motors und der begrenzten speicherbaren Energie ist ein lokal gezielter Wärmeeintrag in die für die Reibung relevanten Bereiche erforderlich. Aus diesen Überlegungen heraus erscheint ein Motorölwärmespeicher als ein praktikables Konzept, da so mit einer relativ geringen Speichermasse eine deutliche Temperaturerhöhung im gesamten Ölkreislauf realisiert werden könnte.

Bei den Simulationsuntersuchungen wird der Öl-wärmespeicher als isolierter Behälter implementiert, aus dem das gespeicherte Öl mit einer Temperatur von 80 °C zur Motorölmasse

(7 kg) zugemischt wird. Nach dem Entladevorgang wird die Verbindung zum Speicher geschlossen, bis die Betriebstemperatur erreicht ist und der Speicher wieder geladen werden kann. Da die Ölwärmespeicherkonzepte keine signifikanten Auswirkungen auf das Verhalten der Innenraumheizung haben, wird hier nur der Kraftstoffverbrauch betrachtet.

Wie in Abbildung 6.7 zu erkennen ist, unterscheiden sich die Verläufe der Öltemperatur im konventionellen und Hybridreferenzfahrzeug sehr deutlich. Der Einsatz eines Motorölwärmespeichers mit 3 kg Öl-Speichermasse führt in beiden Fahrzeugen zu einer raschen Erhöhung der Öltemperatur zu Beginn der Speicherentladung, die jeweils beim ersten Start des Verbrennungsmotors beginnt. Aufgrund der geringen Zeitanteile verbrennungsmotorischen Fahrens steigt die Öltemperatur beim Parallelhybrid nach Ende der Speicherentladung bis zum Beginn des Überlandteils kaum an.

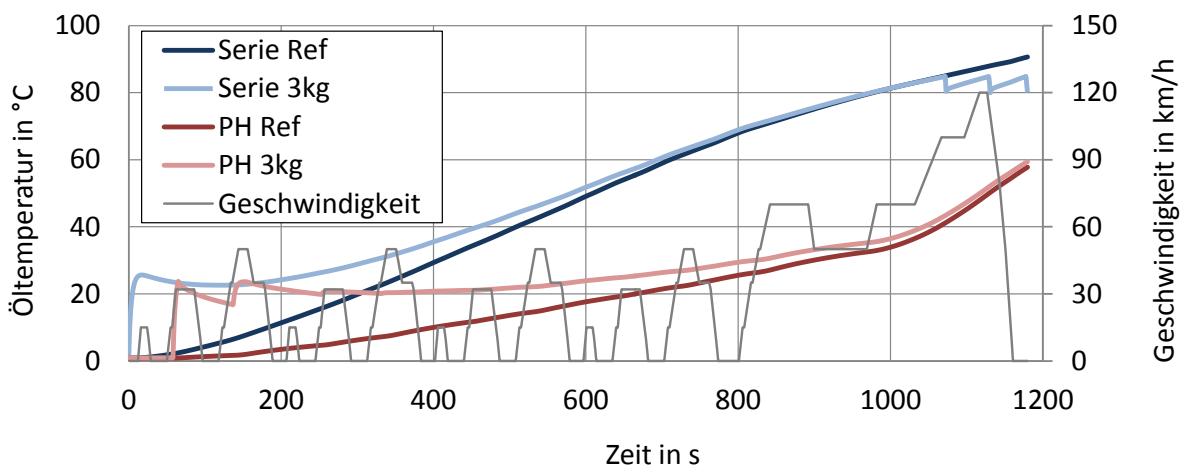


Abbildung 6.7: Öltemperatur des BMW 335i (Serie) sowie des 3er-Parallelhybrids (PH) ohne und mit 3 kg Motorölwärmespeicher im NEFZ bei einer Starttemperatur von 0 °C

Die Verbrauchseinsparung beim Serienfahrzeug mit Ölwärmespeicher ist gegenüberüber der Referenz ohne Wärmespeicher relativ gering, wie Abbildung 6.8 (links) zeigt. Beim Parallelhybrid bewegt sich das relative Einsparpotenzial beim Einsatz eines Ölwärmespeichers in etwa auf gleichem Niveau wie beim Serienfahrzeug, wobei es mit sinkender Start- und Umgebungstemperatur abnimmt.

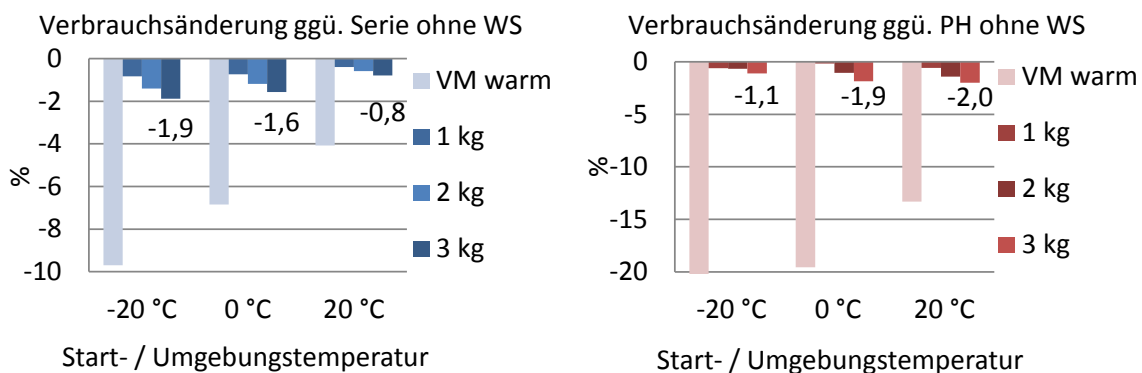


Abbildung 6.8: Veränderung des Kraftstoffverbrauchs gegenüber der Referenz bei Verwendung eines Motorölwärmespeichers und variiertes Öl-Speichermasse im Serien-BMW 335i (links) und im 3er Parallelhybrid (rechts)

Im Überlandteil des NEFZ, der im Hybridfahrzeug überwiegend verbrennungsmotorisch gefahren wird, ist der Temperaturvorteil der Variante mit Wärmespeicher nur noch gering. Bezogen auf das Grenzpotenzial mit ideal warmem Motor können die Ölwärmespeicherkonzepte nur einen relativ geringen Teil der Einsparmöglichkeiten ausschöpfen. Der Einfluss der Speichermasse auf das Warmlaufverhalten zeigt sich in Abbildung 6.8 deutlich. Mit zunehmender Speichermasse nimmt die Kraftstoffverbrauchseinsparung zu.

Abschließend kann festgestellt werden, dass für einen größeren Einspareffekt durch einen Ölwärmespeicher, entweder die Speichermasse größer zu wählen ist oder die thermische Masse des Verbrennungsmotors bzw. die Motorölmenge verringert werden sollte. Die Erhöhung der Öl-Speichermasse ist aus wirtschaftlichen Gründen jedoch nur bedingt sinnvoll, da hierbei die Wartungskosten für den Kunden steigen.

6.2.2 Wärmespeicher im Kühlsystem

Dieses Anwendungsbeispiel untersucht die Auswirkungen von Wärmespeichern (WS) auf Kraftstoffverbrauch und Heizleistung, die ihre gespeicherte Wärmeenergie in das Kühlsystem einbringen. Zunächst werden ein Kühlmittelwärmespeicher (KMWS) sowie ein Latentwärmespeicher (LWS) im Serien-BMW 335i betrachtet und anschließend die Erkenntnisse im Parallelhybridfahrzeug umgesetzt und mit Hilfe des GFM bewertet.

Die optimale Anordnung eines Wärmespeichers im Kühlsystem hängt von seinem vorrangigen Ziel ab. Hat der Speicher in erster Linie die Aufgabe den Heizkomfort zu verbessern, ist es sinnvoll, die Speicherwärme auf möglichst direktem Wege der Heizung zuzuführen. Soll primär der Motorwarmlaufvorgang beschleunigt werden, um die Schadstoffemissionen nach einem Kaltstart zu reduzieren, ist eine Positionierung zwischen KM-Pumpe und Motor von Vorteil. Für das Anwendungsbeispiel wird davon ausgegangen, dass für den Kunden der Heizkomfort eine höhere Priorität gegenüber dem Motorwarmlauf hat. Sollte keine Heizanforderung vom Fahrer vorliegen, kann die Speicherwärme dem Motor zugeführt werden. Die Positionierung des WS im Kühlsystem ist in Abbildung 6.9 am Beispiel des, für den Parallelhybrid erweiterten, Kühlsystems schematisch dargestellt. Im konventionell angetriebenen Fahrzeug wird die Positionierung des WS beibehalten, da das Kühlsystem, abgesehen von der zusätzlichen Kühlung der E-Maschine, dem Konzept des Parallelhybridfahrzeugs entspricht.

Der KMWS wird als isolierter Behälter zwischen Motorausstritt und Thermostat in den Kühlkreislauf integriert, sodass das aus dem Speicher strömende Kühlmittel direkt in den Heizungswärmetauscher fließen kann. Wenn beim Kaltstart der Innenraum beheizt werden soll, umgeht eine Bypassleitung den Verbrennungsmotor, welcher bis zum Erreichen einer definierten Temperaturschwelle nicht vom Kühlmittel durchströmt wird. So kann die Speicherwärme zunächst ausschließlich zur Erwärmung des Innenraums eingesetzt werden. Erst wenn die Kühlmitteltemperatur im Motor das Niveau am Speicherausstritt erreicht hat, wird der Bypass wieder geschlossen und die entstehende Motorwärme fließt in das Kühlmittel. Soll der Innenraum nicht beheizt werden, bleibt der Bypass deaktiviert, sodass die Energie des Speichers durch den Kühlmantel des Motors in den kleinen Kühlkreislauf gelangt.

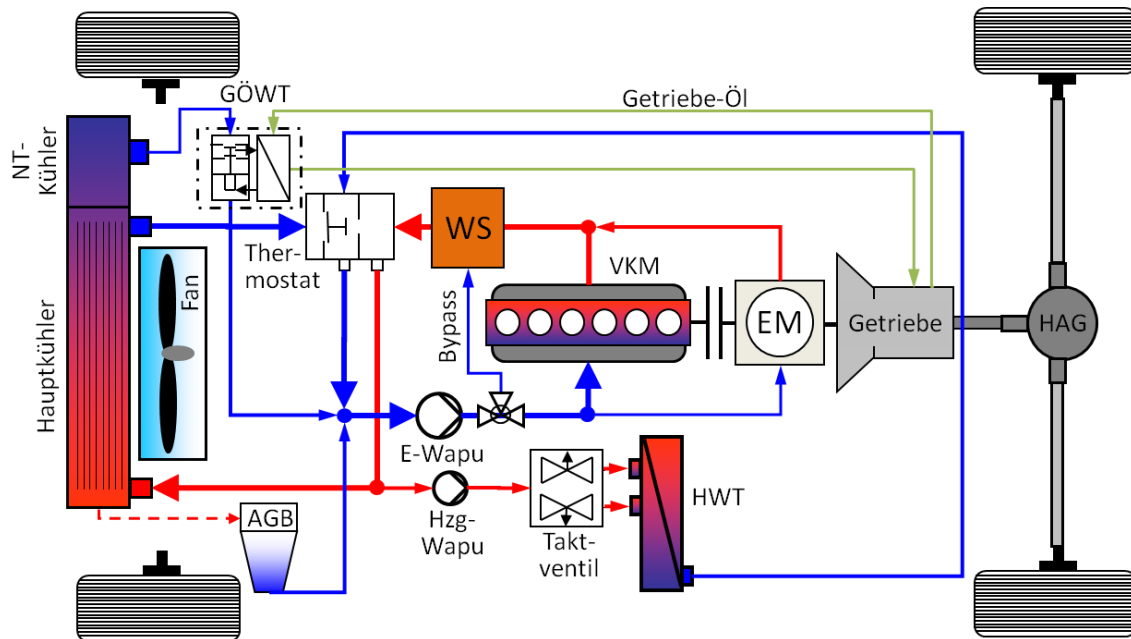


Abbildung 6.9: Prinzipskizze des Kühlsystems im 3er Parallelhybrid mit Wärmespeicher

Die Anordnung des LWS im Kühlkreislauf ist identisch mit der des Kühlmittelwärmespeichers in Abbildung 6.9. Das Speichermaterial befindet sich jedoch in einem isolierten Behälter, der vom Kühlmittel durchflossen wird, wenn der Speicher be- oder entladen werden soll. Im Modell ist das Verhalten des LWS-Materials durch eine thermische Masse mit der besonderen Charakteristik der Wärmekapazität beim Phasenübergang implementiert. Die spezifische Enthalpie des Speichermaterials beim Phasenwechsel wird durch eine Arcus-Tangens-Funktion der Temperatur abgebildet (Buschle et al. 2006). Aus der Literatur sind eine Reihe von Materialien für LWS bekannt, welche sich aufgrund ihrer Umwandlungstemperatur für Fahrzeuganwendungen eignen (Hofmann 1996). Für das Anwendungsbeispiel wird $\text{NaOH} \times \text{H}_2\text{O}$ mit einer Schmelztemperatur von $64,4\text{ °C}$ und einer Schmelzenthalpie von $272,1\text{ kJ/kg}$ verwendet.

6.2.2.1 Serienfahrzeug BMW 335i mit Wärmespeicher

In Abbildung 6.10 sind die simulierten Kraftstoffverbräuche des Serien-BMW 335i mit beiden Speichertypen jeweils mit und ohne Kühlmittelbypass für drei verschiedene Speichermassen und zwei Start- und Umgebungstemperaturen zusammengefasst. Die Simulationen werden mit einer Speichertemperatur von 80 °C vor Beginn der Entladung durchgeführt, was bei einer angenommenen Außentemperatur von 0 °C und einer Speichertemperatur von 100 °C zum Ende der letzten Fahrt einer ca. 10-stündigen Abkühlungsphase einem Wärmeleitwert von ca. 5 W/100 K entspricht.

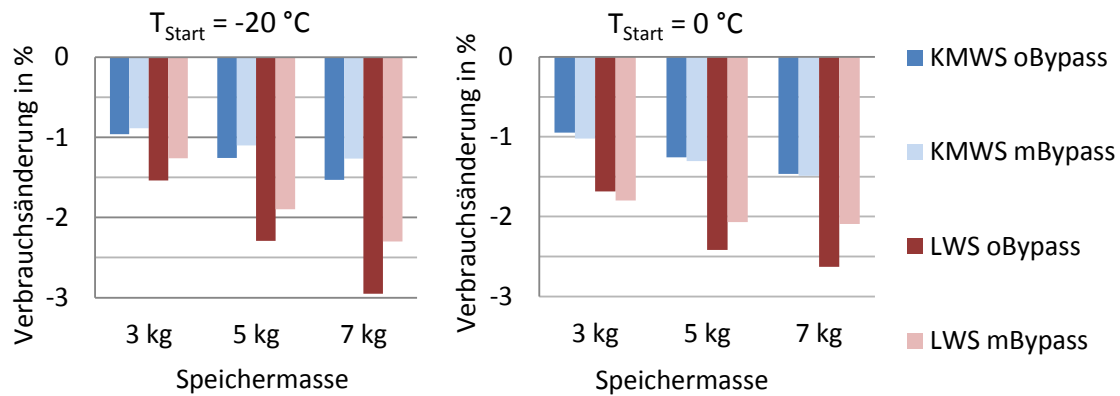


Abbildung 6.10: Veränderung des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ gegenüber der Referenz bei Verwendung von KMWS und LWS mit und ohne Bypass im BMW 335i (Serie) bei aktivierter Heiz- / Klimaanlage

Neben der Senkung des Kraftstoffverbrauchs besteht der größte Nutzen für den Kunden in einer Verbesserung der Heizleistung bei niedrigen Starttemperaturen. Um diese Anforderung mit Simulationsrechnungen bewerten zu können, werden Kriterien definiert, die eine Aussage über das Heizverhalten geben. Der Heizkomfort eines Konzepts kann aus Kundensicht durch die Zeit bis zum Erreichen der Wohlfühltemperatur von 20 °C quantifiziert werden ($t_{20\text{ °C}}$). Eine weitere Größe zur Beschreibung des Heizverhaltens ist die Zeit, bis sich eine Temperaturerhöhung um 10 °C ($t_{\Delta 10\text{ °C}}$) in der Kabine eingestellt hat.

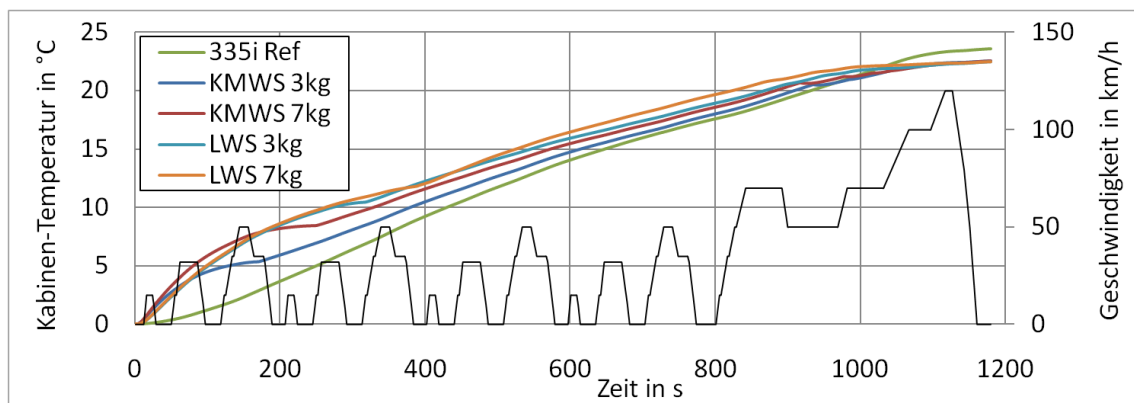


Abbildung 6.11: Verlauf der Kabinen-Temperatur des BMW 335i mit KMWS und LWS verglichen mit der Referenz bei einer Starttemperatur von 0 °C im NEFZ, mit IHKA auf 22 °C geregelt

Abbildung 6.11 zeigt den Verlauf der Kabinentemperatur des Serien-BMW 335i mit KMWS und LWS verschiedener Massen. Aufgrund der höheren spezifischen Speicherdichte des LWS ist dieser dem KMWS gleicher Masse bei der Energiefreisetzung überlegen. Zudem ist die Dauer der Speicherentladung bei LWS etwas länger als bei KMWS, die jedoch kurzzeitig höhere Wärmeströme übertragen als LWS.

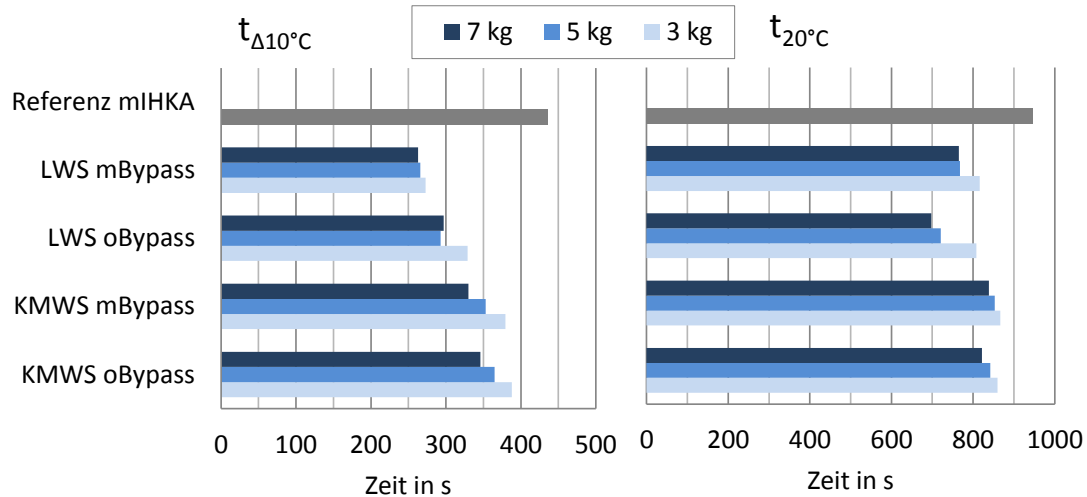


Abbildung 6.12: Zeit bis zum Erreichen einer Kabinentemperatur von 20 °C ($t_{20\text{ °C}}$) bzw. einer Temperaturdifferenz von 10 °C ($t_{\Delta 10\text{ °C}}$) bei einer Starttemperatur von 0 °C im NEFZ bei Verwendung von KMWS bzw. LWS unterschiedlicher Massen im BMW 335i (Serie) bei aktivierter IHKA

Wie aus den zwei voranstehenden Abbildungen deutlich wird, lässt sich das Heizverhalten eines Serienfahrzeugs durch den Einsatz von Wärmespeichern im Kühlsystem verbessern. Bereits kurz nach der Speicherentladung steigt die Innenraumtemperatur deutlich schneller als im Referenzzustand. Der Bypass um den Verbrennungsmotor führt zu einer etwas schneller ansteigenden Innenraumtemperatur während der ersten 300 s gegenüber der Variante mit permanent durchströmtem Verbrennungsmotor. Diese hat jedoch einen leichten Verbrauchsvorteil gegenüber dem aktivierten Bypass, da das warme Kühlmittel aus dem Speicher die Motorstruktur und damit auch das Öl erwärmt und somit für ein geringeres Reibmoment sorgt.

6.2.2.2 Parallelhybridfahrzeug mit Wärmespeicher

Bei der Betrachtung des Heizverhaltens im Hybridfahrzeug ergeben sich durch die veränderte Betriebsstrategie im Vergleich zum Serienfahrzeug erhebliche Unterschiede bei dem für die Heizung verfügbaren Wärmeangebot. Die bisher verwendete Hybridbetriebsstrategie bevorzugt aus Effizienzgründen elektrisches Fahren gegenüber verbrennungsmotorischem, soweit Ladezustand und elektromotorische Leistung dazu ausreichen. Dieses hat für das verfügbare Abwärmeangebot, welches zur Innenraumheizung verwendet wird, spürbar negative Auswirkungen. Überdies ist der geringe Abwärmestrom der verwendeten 17,4 kW E-Maschine für eine effektive Unterstützung der Heizung nahezu wirkungslos. Im NEFZ entscheiden somit der Batterieladezustand zu Beginn des Zyklus und die Nachladestrategie, wann und wie lange der Verbrennungsmotor betrieben wird. Die Betriebsdauer und die Last des Verbrennungsmotors haben demzufolge maßgeblichen Einfluss auf die verfügbare Heizleistung, da der Verbrennungsmotor die einzig relevante Wärmequelle für die Heizung darstellt.

Beim Vergleich der Kühlmitteltemperaturen des Serien- und des hybridisierten Fahrzeugs in Abbildung 6.13 wird deutlich, dass häufige Motorstopp-Phasen bzw. elektrisches Fahren das Abwärmeangebot im Hybridfahrzeug gegenüber dem Serienfahrzeug drastisch verringern.

Eine Möglichkeit, dieses Abwärmedefizit ohne elektrische Zusatzheizung zu kompensieren, besteht darin, die Betriebsstrategie im Falle einer Heizungsanforderung so zu modifizieren, dass in Fahrphasen ausschließlich verbrennungsmotorisch mit Lastpunktanhebung gefahren wird, solange der SOC kleiner als der maximal Zulässige ist. In Abbildung 6.13 sind der Verlauf von Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt und der SOC für beide Betriebsstrategien bei einer Starttemperatur von 0 °C aufgetragen.

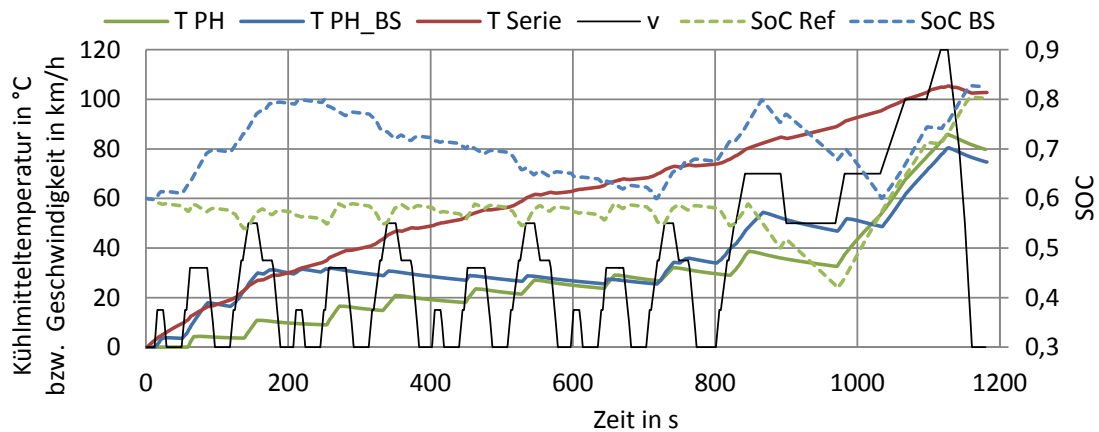


Abbildung 6.13: Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt und SOC des Parallelhybrid-Fahrzeugs mit Standardbetriebsstrategie (PH) und mit für Heizbetrieb verbesserter (PH_BS) gegenüber dem BMW 335i (Serie)

Durch die modifizierte Nachladestrategie kann ein schnellerer Anstieg der Kühlmitteltemperatur erreicht werden. Der Kraftstoffverbrauch ändert sich gegenüber der Referenzstrategie nicht signifikant. Es wird jedoch deutlich, dass der Temperaturverlauf von Kühlmittel bzw. Innenraum stark vom Start-SOC und von der gewählten Betriebsstrategie abhängen. So ist bei niedrigem Start-SOC eine lange Nachladephase mit verbrennungsmotorischem Fahren möglich, was einen schnellen Anstieg der Kühlmitteltemperatur begünstigt.

Die Verwendung von Wärmespeichern im Kühlsystem des Parallelhybridfahrzeugs kann eine deutliche Verbesserung des Heizkomforts bewirken, wie Abbildung 6.14 zeigt. Besonders in den ersten Minuten nach dem Kaltstart steigt die Innenraumtemperatur der Wärmespeichervarianten schneller an als mit einem elektrischen Heizelement (PTC) mit 2 kW.

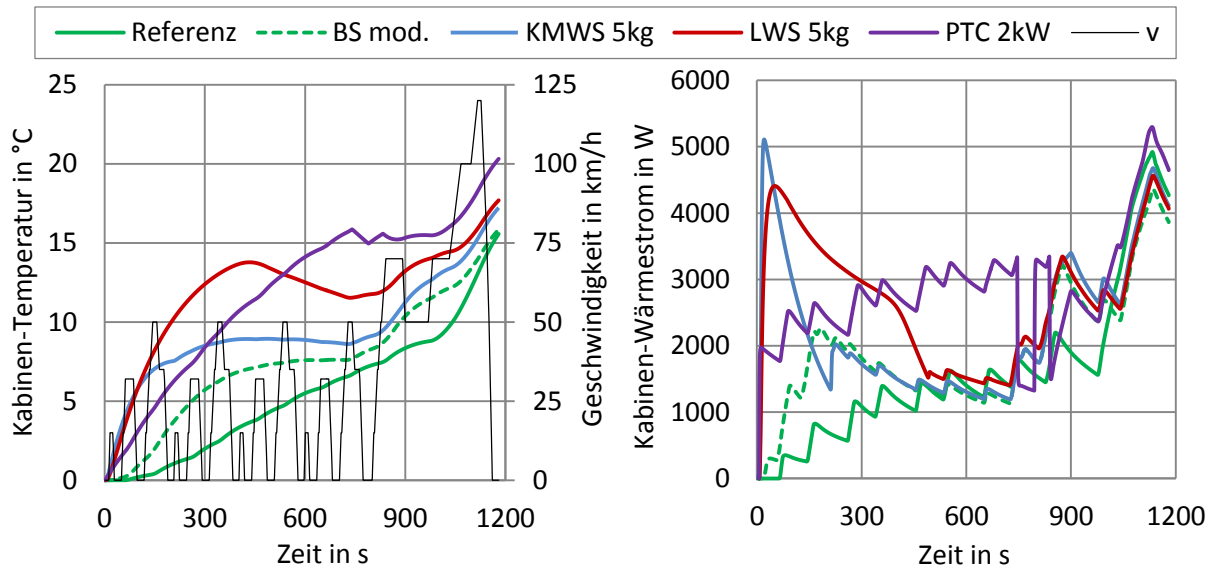


Abbildung 6.14: Kabinentemperatur (links) und Heizungswärmestrom (rechts) des 3er-Parallelhybrids mit verschiedenen Zuheizmaßnahmen im NEFZ (Start-SOC = 0,6; Start- und Umgebungstemperatur = 0 °C)

Der LWS zeichnet sich durch einen relativ lang anhaltenden Wärmestrom aus. Das KMWS-Konzept kann aufgrund des niedrigeren Energieinhalts nicht das Kabinen-Temperaturniveau erreichen wie das LWS-Konzept gleicher Masse. Die Steuerung des PTC schaltet das Heizelement bereits 4 °C vor Erreichen der Solltemperatur ab, um den Kraftstoffverbrauch nicht noch weiter zu erhöhen. Im Parallelhybridfahrzeug erzielen die Wärmespeicherkonzepte nach Beginn der Entladung einen schnellen Temperaturanstieg um ca. 8 bis 12 °C. Nach dem Ende der Entladephase sind der Verbrennungsmotor und zu geringem Teil die E-Maschine die alleinigen Wärmequellen, die den Wärmebedarf im Stadtverkehr nur unzureichend decken und erst nach Erreichen des Überlandabschnittes die Kabine weiter aufwärmen.

In Abbildung 6.15 sind die Ergebnisse der vorgestellten Untersuchungen zum Heizverhalten und Kraftstoffverbrauch ausgewählter Wärmespeicherkonzepte im Kühlsystem zusammengefasst. Aus den Simulationsuntersuchungen sind der Kraftstoffverbrauch im NEFZ bei einer Starttemperatur von 0 °C über der Zeit, bis zum Erreichen einer Erhöhung der Kabinentemperatur um 10 °C, aufgetragen. Es zeigt sich, dass sich die Heizleistung des Serienfahrzeugs durch den Einsatz von KMWS oder LWS verbessert und gleichzeitig der Kraftstoffverbrauch um bis zu 3 % gesenkt werden kann. Beim Parallelhybridfahrzeug wird der Einfluss der Betriebsstrategie und des Batterieladezustands auf die Heizleistung sichtbar. So kann eine auf den Heizbetrieb angepasste Betriebsstrategie das Heizverhalten gegenüber der Standardbetriebsstrategie deutlich verbessern.

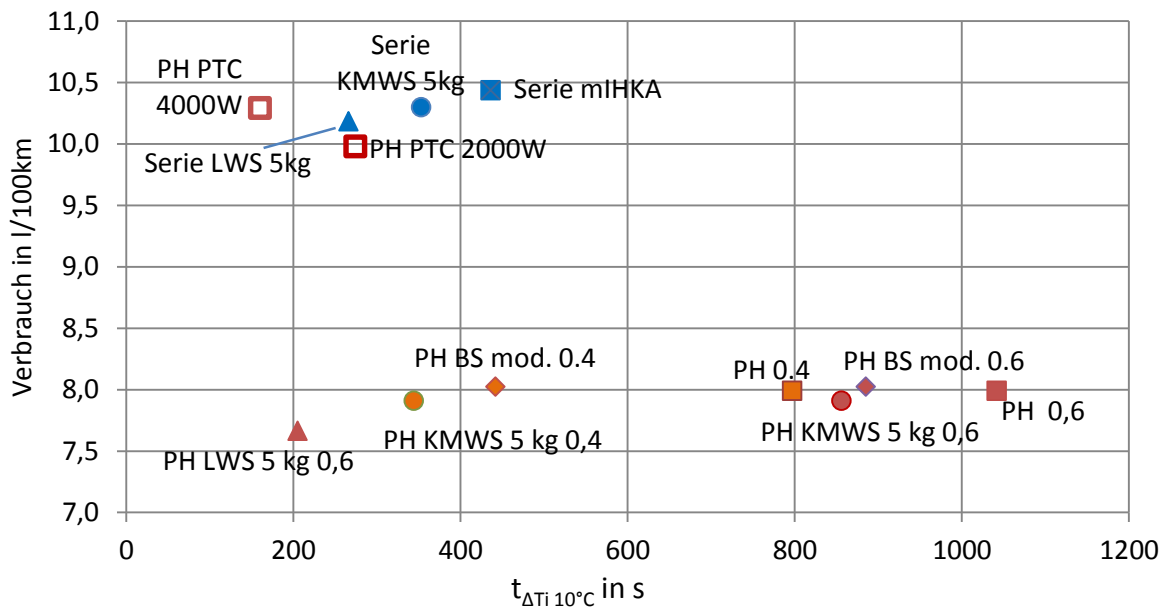


Abbildung 6.15: Kraftstoffverbrauch über der Dauer für die Änderung der Kabinentemperatur von 10 °C verschiedener Konzepte im BMW 335i (Serie) und im Parallelhybrid (PH) für Start-SOC von 0,4 bzw. 0,6 bei einer Starttemperatur von 0 °C im NEFZ

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass das Heizverhalten des Parallelhybrids mit den untersuchten Maßnahmen auf das Niveau des konventionellen Fahrzeugs verbessert werden kann, ohne eine deutliche Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs in Kauf nehmen zu müssen. Somit stellen Wärmespeicher eine wesentlich energieeffizientere Alternative zu elektrischen oder benzinbetriebenen Zuheizkonzepten dar, wobei sich gegenüber der Basis-Parallelhybridkonfiguration geringfügige Verbesserungen beim Kraftstoffverbrauch erzielen lassen.

6.3 Abgasenergienutzung mit einem Abgas-Wärmetauscher

Im folgenden Abschnitt werden mit Hilfe des GFMs zwei Konzepte zur Abgasenergienutzung bezüglich ihrer Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch sowie auf den Heizkomfort bewertet.

Ein in Kapitel 3.3.2.2 vorgestelltes Verfahren zur direkten Nutzung von Abgaswärme stellt ein Abgaswärmetauscher (AGWT) dar, bei dem die vom Abgas an ein zweites Medium übertragene Wärme einem Fahrzeugteilsystem mit Wärmebedarf zugeführt wird. Diese Konzepte zielen zum einen auf die Verminderung der Reibungsverluste infolge einer beschleunigten Erwärmung. Zum anderen kann die Abgaswärme zur Verbesserung der Kabinen-Heizleistung verwendet werden.

Neben dem Kühlmittel sind im Kfz die Medien Luft, Motor-, Getriebe- und Hydrauliköl verfügbar, die in einem AGWT als Wärmetransportmedium grundsätzlich verwendet werden könnten. Bei der Auswahl des Übertragungsmediums gilt es, sowohl die thermodynamische

Eignung eines Mediums als auch die Betriebssicherheit und die Langzeitbeständigkeit zu berücksichtigen. Aufgrund seiner leichten Entflammbarkeit ist Öl als Übertragungsmedium in einem AGWT ungeeignet. Zudem liegt die maximal zulässige Öltemperatur deutlich unter den zu erwartenden Wandtemperaturen eines AGWT, sodass es insbesondere bei Unterbrechung des Ölmassenstromes zur Verkokung des Wärmetauschers kommen würde. Luft ist aufgrund seiner relativ geringen Dichte und Wärmekapazität eher ungeeignet, hohe Wärmeströme in einem Wärmetauscher aufzunehmen und zu transportieren. Das Konzept eines Abgas-Luft-Wärmetauschers zur Kabinenheizung ist aus Sicherheitsgründen nur eingeschränkt umsetzbar, da ein Übertritt von Abgas in die Kabinenluft bei Defekten nicht vollständig ausgeschlossen werden kann. Aufgrund seiner Verbreitung im Fahrzeug und seiner günstigen physikalischen und physiologischen Eigenschaften eignet sich Kühlmittel am besten zur Abgaswärmeübertragung. Abgas-Kühlmittel-Wärmetauscher werden bereits in Fahrzeugen mit gekühlter Abgasrückführung zur Reduzierung der Stickoxidemissionen eingesetzt, jedoch wird die dabei an das Kühlmittel übertragene Wärme nicht weiter genutzt sondern muss über das Kühlsystem an die Umgebung abgeführt werden.

Das folgend vorgestellte Anwendungsbeispiel zeigt die Möglichkeiten des GFM auf, den Einfluss eines Abgas-Kühlmittel-Wärmetauschers auf Kraftstoffverbrauch und Kabinenheißkomfort unter verschiedenen Fahrscenarien zu untersuchen.

6.3.1 Systembeschreibung

Das ausgeführte AGWT-Konzept zielt vorrangig auf die Verbesserung der Heizleistung. Ist die Heizung nicht aktiviert, wird die dem Abgas entzogene Wärme zur Beschleunigung des Motorwarmlaufs eingesetzt und verringert somit den Kraftstoffverbrauch.

Abgeleitet aus vorliegenden Untersuchungsergebnissen (Bals et al. 2008; Genger 2004; Pott 1997) wird der Abgas-Kühlmittelwärmetauscher zwischen Motorausstritt und Thermostateintritt in das Kühlsystem integriert. Diese in Abbildung 6.16 dargestellte Anordnung, kombiniert mit einer elektrischen Wasserpumpe und einem Bypass um den Motor, bietet die höchste Variabilität bei der Verteilung des zusätzlichen Wärmestroms auf die Abnehmer Heizung und Motor. Der geöffnete Bypass ermöglicht das beschleunigte Aufwärmen des Motors bei ruhendem Kühlmittel und sorgt dafür, dass die Wärme aus dem AGWT direkt in die Heizung fließt. Wenn die Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt größer als am Austritt des AGWT ist, wird der Bypass wieder geschlossen und der Verbrennungswärmeeintrag des Motors unterstützt die Heizung zusätzlich zum AGWT. Die elektrische Wasserpumpe empfängt von der AGWT-Steuerung eine Volumenstromanforderung, da der AGWT, wenn er von Abgas durchströmt wird, einen kontinuierlichen Kühlmittelvolumenstrom benötigt, um unkontrolliertes Sieden zu verhindern.

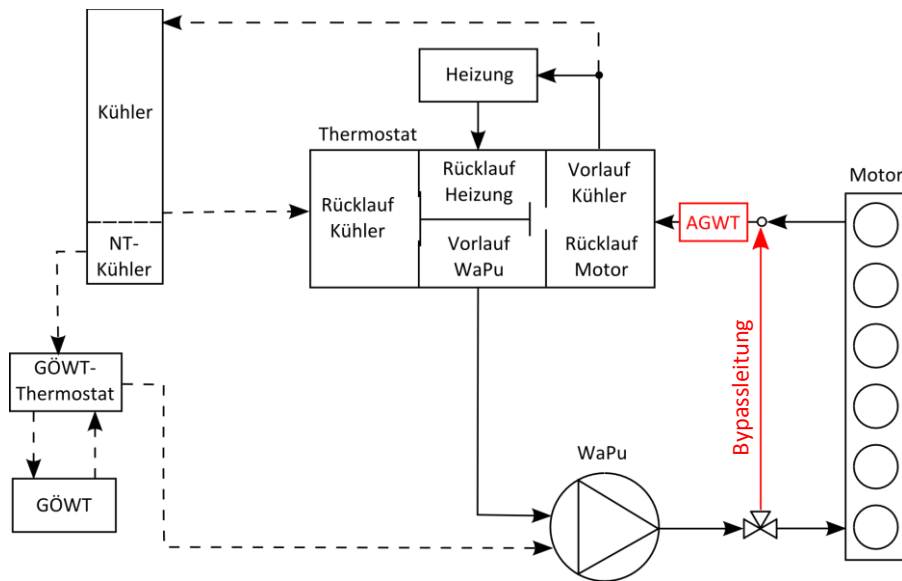


Abbildung 6.16: Präferierte Anordnung des AGWT im Kühlsystem mit Motorbypass

Um die Funktion der Katalysatoren nicht zu beeinträchtigen, sollte ein AGWT stromabwärts des Hauptkatalysators in die Abgasanlage eingebaut werden. Dabei ist eine kurze und gut isolierte Abgaszuleitung von Vorteil, wenn möglichst hohe Gaseintrittstemperaturen am AGWT erzielt werden sollen. Daher wird das in der Serien-Abgasanlage des 335i eingesetzte, mit einer Länge von 0,67 m relativ lange, Abgasrohr zwischen Vor- und Hauptkatalysator auf 0,2 m verkürzt. Wenn seitens der Wärmeabnehmer kein Wärmebedarf mehr besteht, sollte der Wärmeeintrag in das Kühlmittel unterbrochen werden, sodass kein zusätzlicher Kühlbedarf entsteht. Dazu ist ein abgasseitiger schaltbarer Bypass erforderlich (Geskes/Strauss 2006).

Da der in das Kühlsystem abgeführte Wärmestrom des Verbrennungsmotors proportional zur effektiven Motorleistung ist, steigt bei wenig dynamischen Fahrprofilen die Kühlmitteltemperatur und folglich die Kabinentemperatur nur sehr langsam an. Hingegen ist das Abwärmeangebot des Motors bei einer, sich an den Kaltstart anschließenden, zügigen Autobahnfahrt so groß, dass die Kabinentemperatur infolge der relativ hohen Heizleistung schnell ansteigt. Das AGWT-Konzept zielt vornehmlich niedrigere Abwärmeleistungen, wie sie z. B. im Stadtverkehr mit häufigen Stillstandsphasen auftreten, da hier das Abwärmedefizit für den Fahrer am deutlichsten hervortritt. Demzufolge wird der AGWT abgasseitig auf einen Betriebsbereich kleiner bis mittlerer Abgasmassenströme ausgelegt, um einen möglichst hohen übertragbaren Wärmestrom bei diesen Zuständen zu erreichen. Bei hohen Motorleistungen bzw. Abgasmassenströmen wird der abgasseitige Bypass geöffnet. So wird verhindert, dass der Abgasgegen- druck zu groß wird und sich negative Auswirkungen auf Motorleistung und Kraftstoffverbrauch einstellen. Abbildung 6.17 zeigt die abgasseitigen Eingangsgrößen Massenstrom und Temperatur des, nach dem Hauptkatalysator angeordneten, AGWT im NEFZ bei einer Starttemperatur von 0 °C.

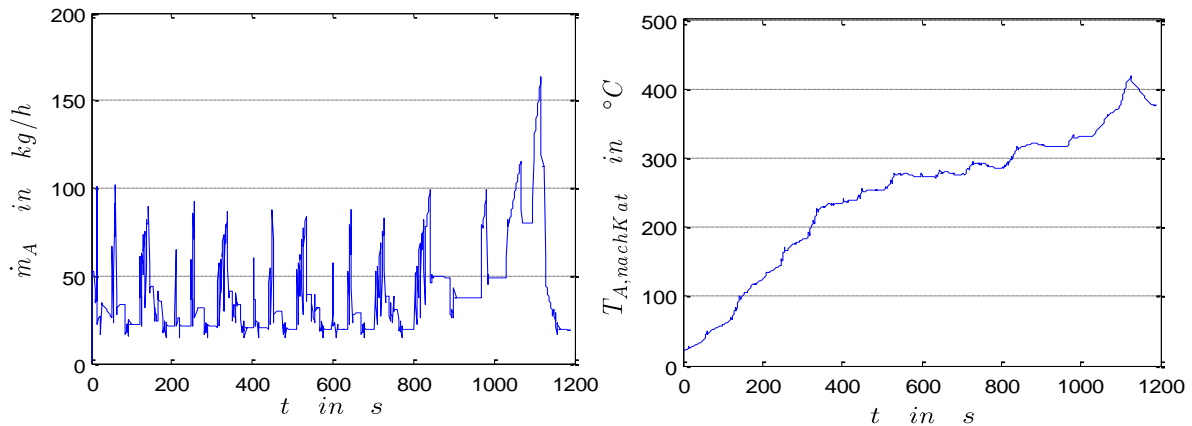


Abbildung 6.17: Abgasmassenstrom beider Krümmer-Bänke (links) und Abgastemperatur nach Hauptkatalysator (rechts) des BMW 335i im NEFZ bei einer Starttemperatur von 0 °C

Die Abbildung verdeutlicht, dass der Massenstrom stark schwankt und sich die Abgastemperatur am Austritt des Hauptkatalysators in den ersten 400 s des NEFZ unterhalb von 250 °C bewegt, was sich für einen effektiven Betrieb des AGWT als relativ ungünstig darstellt. Demzufolge sollte bei der Auslegung des AGWT ein relativ niedriges Abgasmassenstromniveau verwendet werden.

6.3.2 Gestaltung und Modellierung des AGWT

Bei der Gestaltung des AGWT ist auf eine kompakte Bauweise, niedrige Druckverluste und einen möglichst guten Wärmeübergang zu achten. Um diesen zu realisieren, wird der als Rohrbündelwärmetauscher nach dem Gegenstromprinzip arbeitende Wärmetauscher so dimensioniert, dass auf der Abgasseite eine turbulente Strömung vorherrscht.

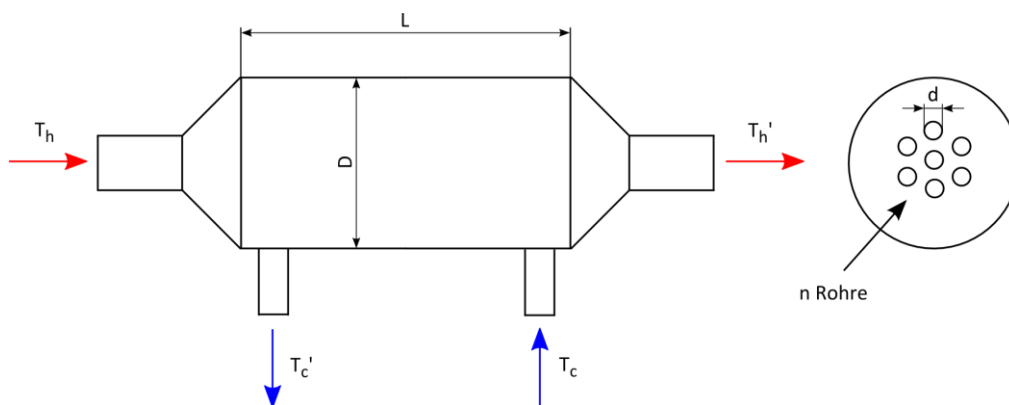


Abbildung 6.18: Schematischer Aufbau des Rohrbündelwärmetauschers im Gegenstromprinzip (Oliva 2010)

Für die Auslegung wird mit einem Mindestmassenstrom des Kühlmittels von 1300 kg/h gerechnet, was dem unteren Bereich der Förderleistung der elektrischen Serienkühlmittelpumpe entspricht. Tabelle 6.1 fasst die wichtigsten Angaben zum AGWT zusammen.

Durchmesser des Außenrohres	$D = 80 \text{ mm}$
Wandstärke des Außenrohres	$s_a = 2 \text{ mm}$
Durchmesser des Innenrohres	$d = 6,5 \text{ mm}$
Wandstärke des Innenrohres	$s = 0,25 \text{ mm}$
Länge des Wärmetauschers	$L = 300 \text{ mm}$
Wärmeleitfähigkeit des Wärmetauschers	$\lambda = 15 \text{ W/(m K)}$
Anzahl der Innenrohre	$n = 23$

Tabelle 6.1: Übersicht über die geometrischen Daten des AGWT

Das entwickelte Simulationsmodell des AGWT dient zur Berechnung der Austrittstemperaturen der korrespondierenden Medien (Abgas, Kühlmittel) und der übertragenen Wärmeströme. Die im AGWT-Modell implementierte Berechnung der Wärmeübergänge des Rohrbündel-Gegenstromwärmetauschers (Polifke/Kopitz 2005) wird im Folgenden vorgestellt.

Für die Wärmeübertragung stehen folgende Wärmekapazitätenströme zur Verfügung:

$$\dot{C}_{AG} = \dot{m}_{AG} \cdot c_{p,AG} \quad \text{bzw.} \quad \dot{C}_{KM} = \dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM} \quad (6.1)$$

Die Strömungsgeschwindigkeiten in den Rohren bzw. Kanälen lassen sich nach den Gleichungen (6.2) mit der Strömungsquerschnittsfläche eines Einzelrohres A_{di} berechnen.

$$w_{AG} = \frac{\dot{m}_{AG}}{\rho_{AG} \cdot n \cdot A_{di}} \quad \text{bzw.} \quad w_{KM} = \frac{\dot{m}_{KM}}{\rho_{KM} \cdot (A_i - n \cdot A_{da})} \quad (6.2)$$

Der hydraulische Durchmesser für ein abgasführendes Rohr entspricht dem Innendurchmesser des Einzelrohres.

$$D_{H,AG} = d - 2 \cdot s \quad (6.3)$$

Für den Raum zwischen dem äußeren Rohr und dem Rohrbündel ergibt sich nach der Formel für den hydraulischen Durchmesser:

$$D_{H,KM} = \frac{4 \cdot A}{U} = \frac{(D - 2 \cdot s_a)^2 - n \cdot d^2}{D - 2 \cdot s_a} \quad (6.4)$$

Damit berechnen sich die abgas- und kühlmittelseitigen Reynolds-Zahlen:

$$Re_{AG} = \frac{w_{AG} \cdot D_{H,AG}}{\nu_{AG}} \quad \text{bzw.} \quad Re_{KM} = \frac{w_{KM} \cdot D_{H,KM}}{\nu_{KM}} \quad (6.5)$$

Die Klassifizierung der Rohrströmung nach Reynolds besagt, dass für

- $Re > 2320$ die Strömung turbulent und für
- $Re < 2320$ die Strömung laminar ist.

Für eine laminare Rohrströmung ist nach (Polifke/Kopitz 2005) die Korrelation in Gleichung (6.6) zu verwenden:

$$Nu = \left(3,65 + \frac{0,19 \cdot \tilde{Pe}^{0,8}}{1 + 0,117 \cdot \tilde{Pe}^{0,467}} \right) \quad \text{mit} \quad \tilde{Pe} = Re \cdot Pr \cdot \frac{D_H}{L} \quad (6.6)$$

Die Peclet-Zahl sollte dabei zwischen $0,1 < Pe < 10^4$ liegen.

Für turbulente Rohrströmungen werden folgende Korrelationen zur Bestimmung der Nußelt-Zahl empfohlen:

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8}(Re-1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \cdot K_L \quad (6.7)$$

$$\text{mit } \xi = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad \text{und} \quad K_L = 1 + \left(\frac{D_H}{L} \right)^{\frac{2}{3}}$$

Mit der Nußelt-Zahl ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizient nach (6.8):

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_H} \quad (6.8)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizienten des Rohrbündels kann nun bei bekannten Wärmedurchgangskoeffizienten berechnet werden.

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{AG}} + \frac{\ln\left(\frac{d}{d-2s}\right) \cdot d}{2 \cdot \lambda} + \frac{1}{\alpha_{KM}} \right)^{-1} \quad (6.9)$$

Die sogenannte dimensionslose Übertragungsfähigkeit eines Wärmetauschers berechnet sich nach (Polifke/Kopitz 2005):

$$N_{WT} = \frac{k \cdot d \cdot \pi \cdot L \cdot n}{\dot{c}_{min}} \quad (6.10)$$

Der Wirkungsgrad für einen Gegenstromwärmetauscher ist eine Funktion der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit und des relativen Wärmekapazitätsstromes.

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-N_{WT} \cdot (1 - \dot{c}_{rel}))}}{1 - \dot{c}_{rel} \cdot e^{(-N_{WT} \cdot (1 - \dot{c}_{rel}))}} \quad (6.11)$$

Aus dem Wirkungsgrad und dem maximal übertragbaren Wärmestrom kann der tatsächliche übertragene Wärmestrom berechnet werden.

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max} \quad \text{mit} \quad \dot{Q}_{max} = \dot{c}_{min} \cdot (T_h - T_c) \quad (6.12)$$

Die Größe ε definiert neben dem Wirkungsgrad auch die dimensionslose Temperaturerhöhung (θ_c, θ_h) des geringsten Wärmekapazitätsstroms.

$$\varepsilon = \begin{cases} \theta_c; & \dot{C}_c < \dot{C}_h \\ \theta_h; & \dot{C}_h < \dot{C}_c \end{cases} \quad (6.13)$$

Die gestrichenen Temperaturen T_c' bzw. T_h' stellen jeweils die Austrittstemperaturen dar.

$$\theta_h = \frac{T_h - T_h'}{T_h - T_c} \quad \text{bzw.} \quad \theta_c = \frac{T_c' - T_c}{T_h - T_c} \quad (6.14)$$

Aufgrund der höheren Wärmekapazität des Kühlmittels ist hier der Wirkungsgrad der dimensionslosen Temperaturerhöhung des heißen Stroms gleichzusetzen.

$$\varepsilon = \theta_h \quad (6.15)$$

Für den übertragenen Wärmestrom muss außerdem gelten:

$$\dot{Q} = \dot{C}_{KM} \cdot (T_c' - T_c) = \dot{C}_{AG} \cdot (T_h - T_h') \quad (6.16)$$

Somit lassen sich nun die Austrittstemperaturen des Wärmetauschers berechnen.

$$T_h' = T_h - \varepsilon \cdot (T_h - T_c) \quad \text{bzw.} \quad T_c' = T_c + \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_{KM}} \quad (6.17)$$

6.3.3 Simulationsergebnisse

Mit dem implementierten Modell des AGWTs sind mit dem Modell des BMW 335i eine Vielzahl von Simulationsrechnungen durchgeführt worden, deren wesentliche Ergebnisse nun zusammengefasst werden.

In Abbildung 6.19 sind die abgas- und kühlmitteleitigen Ein- und Austrittstemperaturen, der Wirkungsgrad und der übertragene Wärmestrom des AGWTs für den NEFZ bei einer Start- bzw. Außentemperatur von 0 °C ohne Heizanforderung dargestellt.

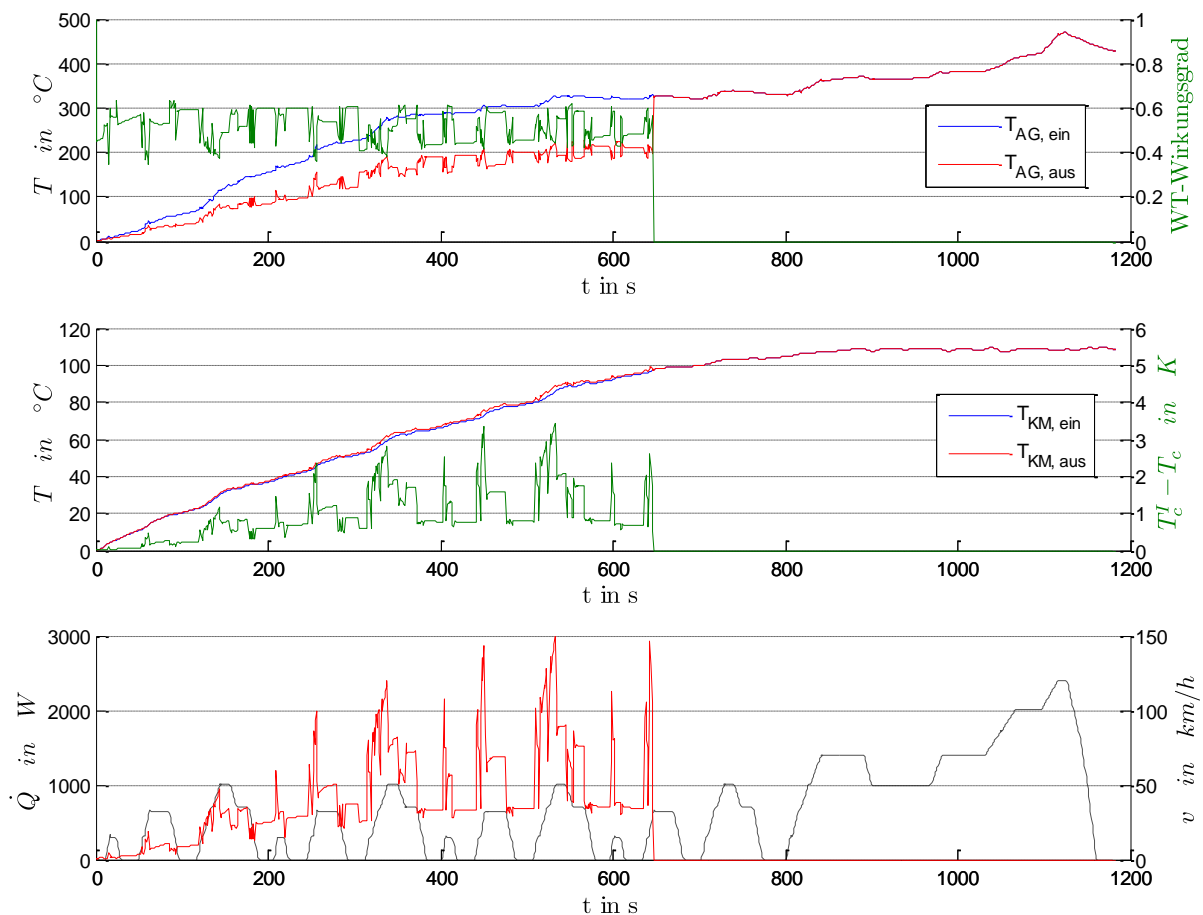


Abbildung 6.19: Ein- und Austrittstemperaturen, übertragener Wärmestrom und Wirkungsgrad des AGWTs im NEFZ bei 0°C ohne Heizanforderung

Nach ca. 650 s wird der Abgasbypass des AGWT vollständig geöffnet, da die Kühlmitteltemperatur am Motoraustritt 100 °C erreicht hat und somit kein zusätzlicher Wärmebedarf mehr besteht. Die kühlmitteleitige Temperaturdifferenz am AGWT fällt gegenüber der im Abgas relativ gering aus. Dieses begründet sich durch den in Relation zum Abgasmassenstrom wesentlich höheren Kühlmittelmassenstrom sowie der ca. dreimal so hohen spezifischen Wärmekapazität des Kühlmittels. Es ist zudem ersichtlich, dass der übertragene Wärmestrom stark vom Abgasmassenstrom abhängt.

Der Einfluss des AGWT auf die Kühlmitteltemperatur bei verschiedenen Fahrzyklen, die bei 0 °C gestartet werden, ist in Abbildung 6.20 zu erkennen. Es wird deutlich, dass die kühlmitteleitige Motoraustrittstemperatur bei Fahrzeugen mit AGWT schneller ansteigt als im Serienzustand. Der Vorteil des AGWT ist besonders bei Fahrprofilen ausgeprägt, die in der warmlaufrelevanten Zeit bis ca. 700 s höhere Motorleistungen abrufen und der AGWT demzufolge größere Wärmeströme in das Kühlmittel übertragen kann.

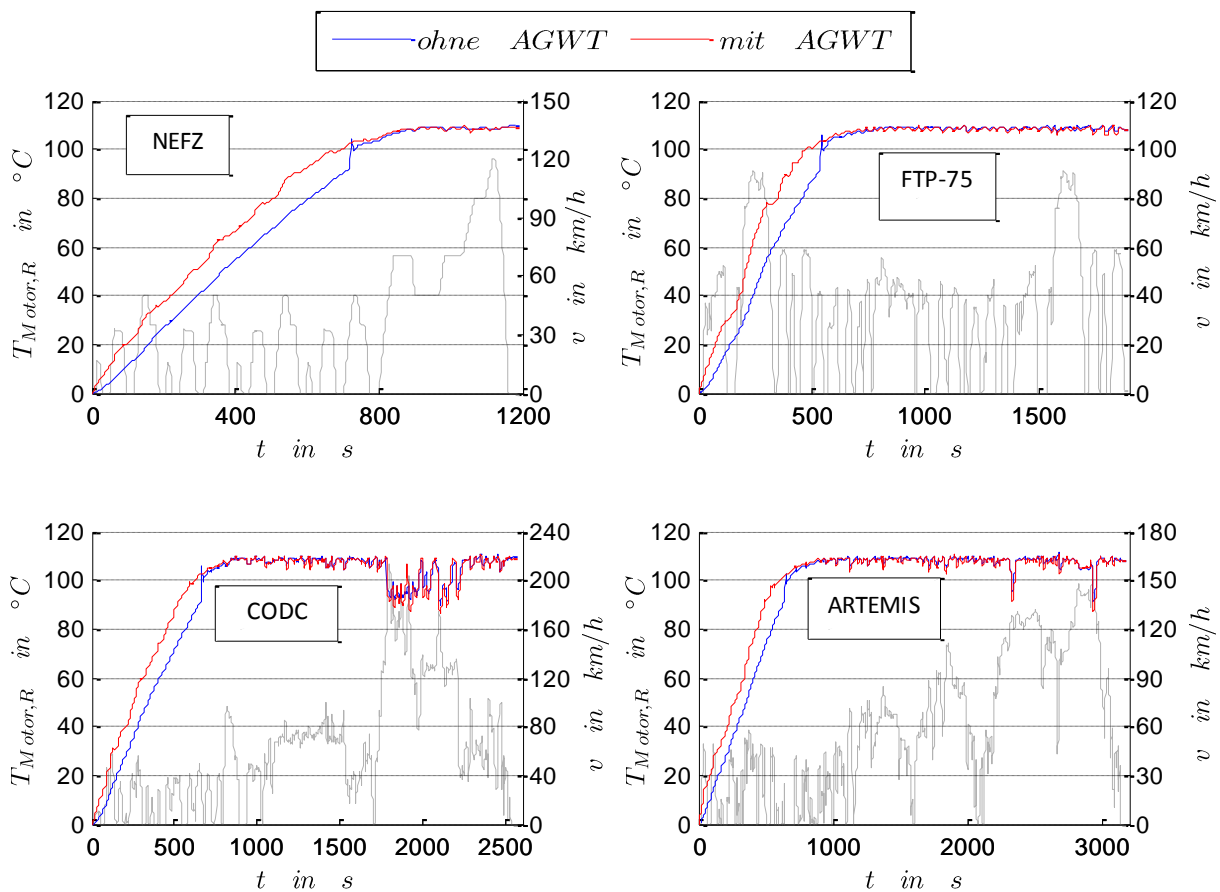


Abbildung 6.20: Motorrücklauf-temperatur ohne/ mit AGWT bei 0 °C Außentemperatur im NEFZ, CODC, FTP-75 und ARTEMIS ohne Heizanforderung

Ein Ziel des AGWT-Konzepts, den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren, wird im Folgenden anhand der zuvor angewendeten Fahrzyklen bei drei verschiedenen Starttemperaturen mit und ohne Heizanforderung untersucht und mit dem Referenzzustand verglichen. Im Referenzfahrzeug bleibt bei deaktivierter Heizung die elektrische Kühlmittelpumpe so lange abgeschaltet,

bis die Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt 92 °C erreicht, um den Motorwarmlauf zu beschleunigen. Die Ergebnisse der Untersuchung fasst Abbildung 6.21 zusammen.

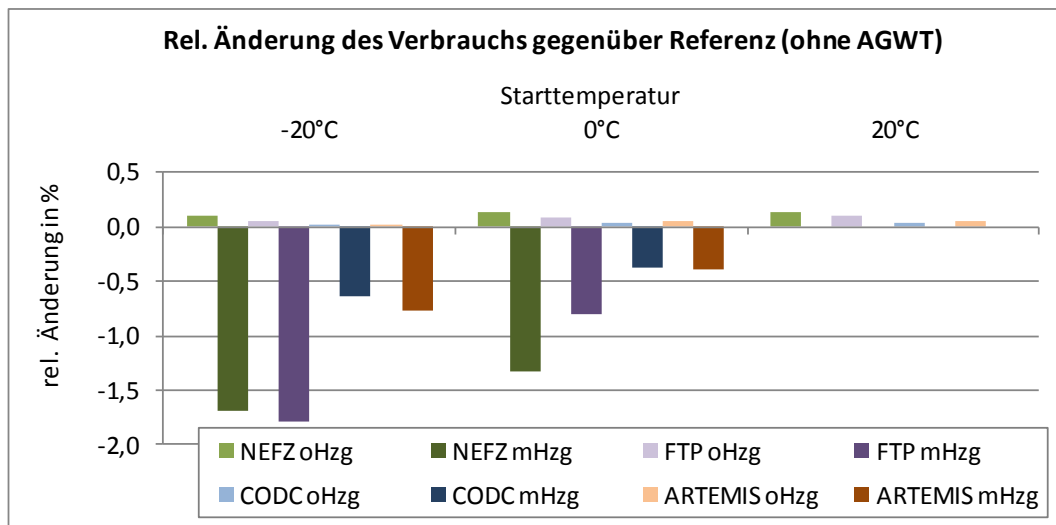


Abbildung 6.21: Relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs des BMW 335i mit AGWT gegenüber der Referenz (ohne AGWT) bei aktivierter und deaktivierter Kabinenheizung und verschiedenen Starttemperaturen

Bei Start- und Umgebungstemperaturen von 20 °C besteht kein Heizbedarf, sodass kein signifikanter Verbrauchseinfluss infolge des AGWT gegenüber dem Referenzzustand erkennbar ist. Bei deaktivierter Kabinenheizung steigt der Verbrauch aufgrund des permanenten Betriebs der elektrischen Wasserpumpe infolge des AGWT-Betriebs geringfügig an. Die beschleunigte Kühlmittelerwärmung mit AGWT hat jedoch nur geringe Auswirkungen auf die für die Motorreibung relevante Öltemperatur, da die Motorerwärmung bei ruhendem Kühlmittel deutlich schneller erfolgt als mit Zirkulation.

Ist die Heizung aktiviert, ergibt sich ein Verbrauchsvorteil der AGWT-Varianten von ca. 0,4 bis 1,8 % gegenüber der Referenz. Die Ergebnisse bestätigen die in Kapitel 6.1 getroffene Feststellung, dass das Kraftstoffverbrauchseinsparpotenzial von Wärmemanagementmaßnahmen, welche auf die Verkürzung der Warmlaufdauer abzielen, erheblich von Länge und Lastprofil des jeweiligen Fahrzyklus abhängen. Mit zunehmender Dauer des Fahrzyklus nimmt der Einfluss der Warmlaufphase ab.

Um schließlich die Auswirkungen des AGWT auf den Heizkomfort zu bewerten, wird der Verlauf der Kabinentemperatur als Kriterium herangezogen. In den Simulationsrechnungen wird das AGWT-Konzept dem Referenzzustand in den vier gezeigten Fahrzyklen gegenübergestellt. Die IHKA-Steuerung regelt dabei auf eine Innenraumtemperatur von 23 °C und stellt die Gebläsestufe in Abhängigkeit von der Soll-Ist-Temperaturabweichung ein. Abbildung 6.22 zeigt den Verlauf der Kabinentemperatur mit und ohne AGWT bei einer Starttemperatur von 0 °C für die vier betrachteten Fahrzyklen.

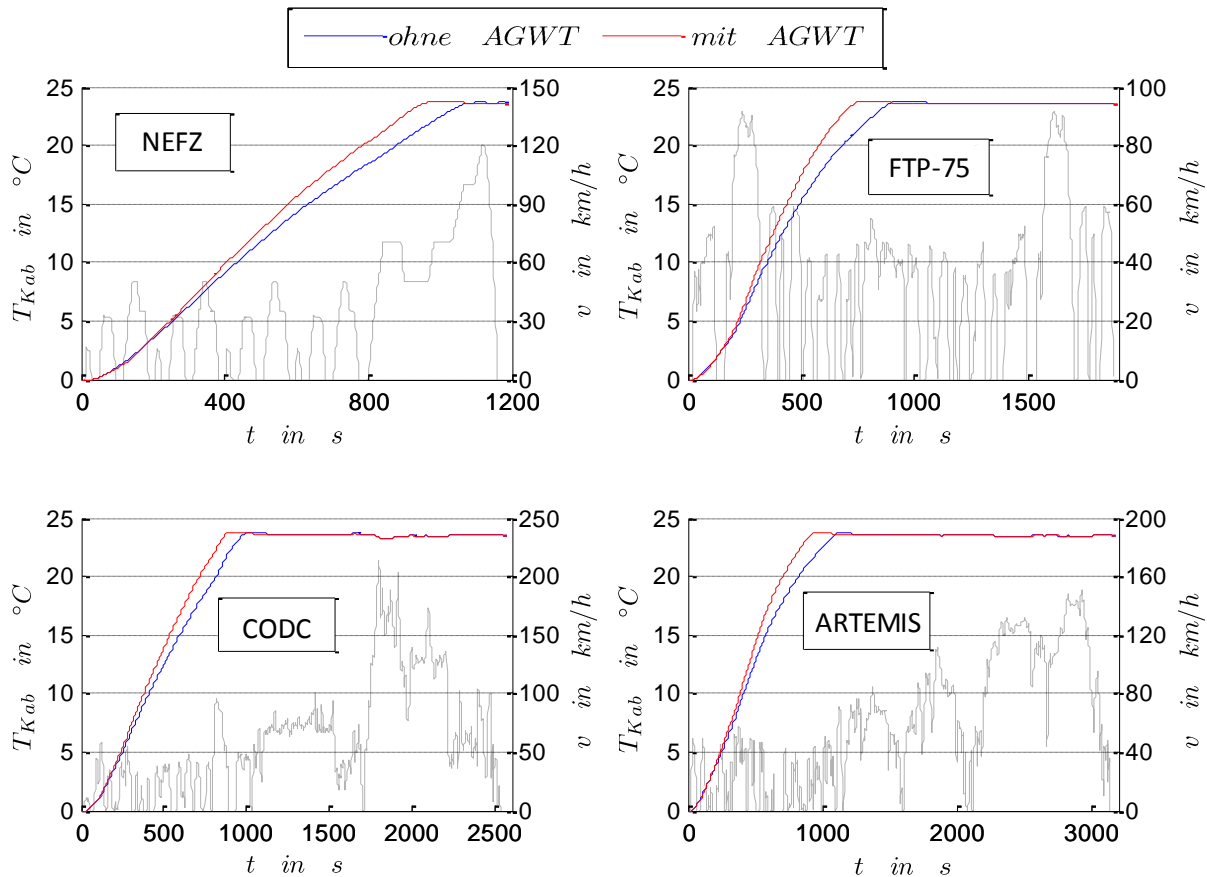


Abbildung 6.22: Kabinentemperatur im BMW 335i mit und ohne AGWT bei einer Starttemperatur von 0 °C

Die Temperaturverläufe mit AGWT zeigen nach einer Aufwärmphase von ca. 200 s einen steileren Anstieg als beim Referenzzustand ohne AGWT. Die Zieltemperatur von 23 °C wird beim FTP-75 am schnellsten erreicht, da in diesem Fahrzyklus bereits nach ca. 200 s ein Überlandbereich mit höheren Geschwindigkeiten gefahren wird. Die übrigen Zyklen enthalten in den ersten 1000 s fast ausschließlich Stadtfahrbetrieb mit niedriger Motorleistung, sodass in dieser Zeit das Abgasenthalpieangebot für den AGWT auf niedrigem Niveau liegt.

Für Starttemperaturen von -20 °C sind die Verläufe der Kabinentemperatur mit und ohne AGWT in Abbildung 6.23 dargestellt. Die Verläufe zeigen ebenfalls einen deutlich steileren Anstieg der Kabinentemperatur gegenüber der Referenz.

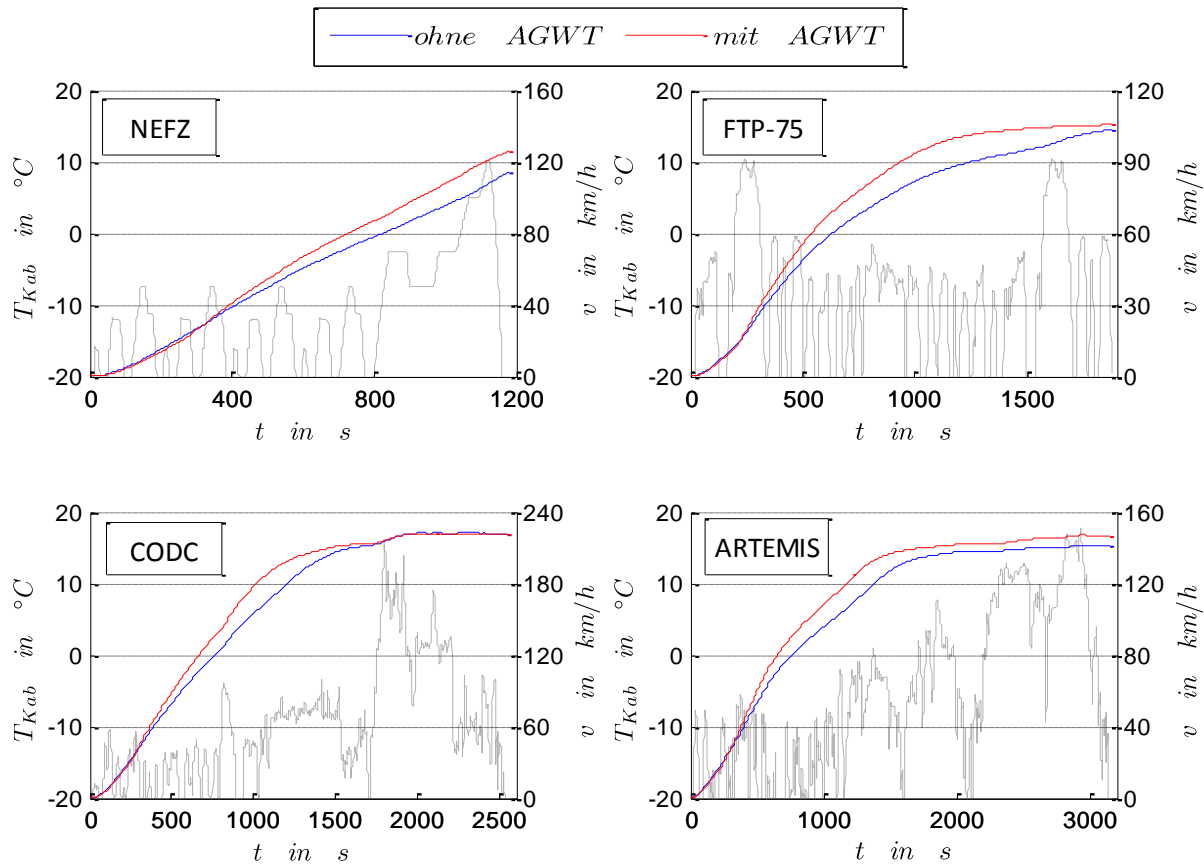


Abbildung 6.23: Kabinentemperatur im BMW 335i mit und ohne AGWT bei einer Starttemperatur von -20 °C

Es ist erkennbar, dass in keinem der betrachteten Fahrzyklen die Kabinentemperatur den Sollwert von 23 °C erreicht. Die Ursache dafür ist in dem relativ hohen Abwärmestrom aus der Kabine an die Umgebung zu suchen, der mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit und Temperaturdifferenz zwischen Kabine und Umgebung ansteigt. Beim CODC wird im bei 1700 s beginnenden Autobahnteil der abgasseitige Bypass geöffnet, um nicht den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors infolge des sonst stark ansteigenden Abgasgedrucks zu reduzieren. Das Öffnen des Bypasses führt jedoch dazu, dass keine Abgaswärme in das Kühlmittel übertragen wird und somit die Heizleistung auf das Niveau des Referenzsystems abfällt. Zudem hat das Lastprofil des Zyklus einen maßgeblichen Einfluss auf die vom Verbrennungsmotor zur Verfügung stehende Abwärmeleistung in das Kühlmittel.

Die Darstellung in Abbildung 6.24 fasst die Ergebnisse der Aufwärmsimulationen zusammen, indem die für die Änderung der Kabinentemperatur um 10 und 15 K notwendigen Zeiten mit und ohne AGWT gegenübergestellt werden. Es zeigt sich, dass der AGWT die Aufwärmdauer je nach Fahrzyklus um ca. 50 bis 230 s gegenüber der Serienkonfiguration verkürzen kann. Im Gegensatz zu den Wärmespeicherkonzepten, die ihre Energie direkt nach dem Entladebeginn an das Kühlsystem angeben, benötigt der AGWT zunächst eine Aufwärmphase zur Erwärmung des Kühlmittels und der Bauteile. Daher zeigt sich beim AGWT die positive Auswirkung auf die Kabinentemperatur erst nach ca. 300 bis 500 s , sodass der AGWT bezüglich des Kriteriums *Zeit für Temperaturänderung um 10 K* nur geringfügig besser abschneidet als die Referenz.

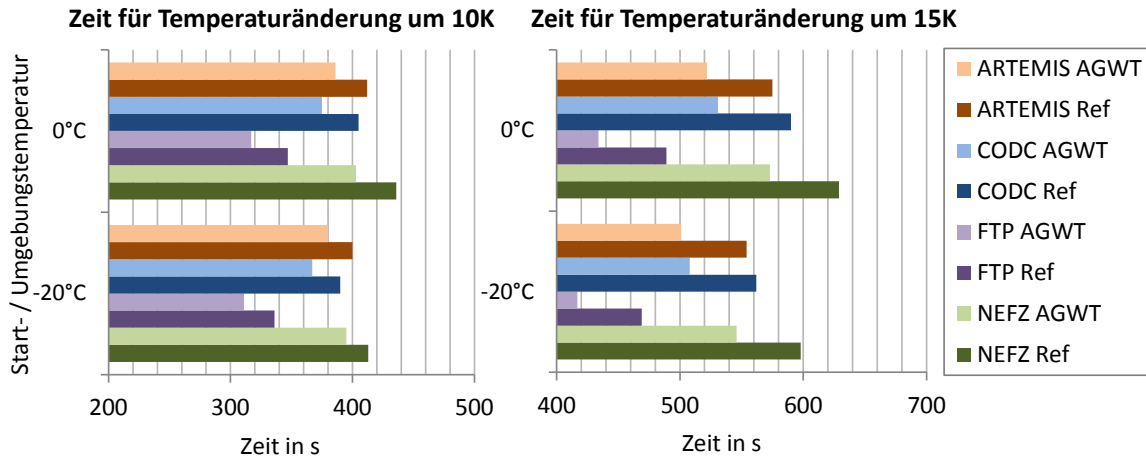


Abbildung 6.24: Dauer bis zum Erreichen einer Änderung der Kabinentemperatur um 10 K (links) bzw. um 15 K (rechts) mit AGWT und im Referenzzustand

Der Einsatz des vorgestellten AGWT-Konzepts führt in allen vier untersuchten Fahrzyklen zu einer spürbar schnelleren Erwärmung der Kabine infolge des zusätzlich eingebrachten Wärmestroms aus dem Abgas. Der untersuchte AGWT führt jedoch nur dann zu einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs gegenüber dem Serienstand, wenn die Heizung aktiviert ist. Bei deaktivierter Heizung hat die Anwendung des AGWT keine positive Auswirkung auf den Motorwarmlauf und damit auf den Kraftstoffverbrauch. Die Begründet sich darin, dass der vom AGWT in das Kühlmittel eingetragene Wärmestrom nicht ausreicht, den Motor schneller aufzuwärmen als es dieser mit der Serienapplikation bei stehendem Kühlmittel realisiert.

Die Anwendung eines AGWT im Parallelhybridfahrzeug erscheint aufgrund der von häufigen Motor-Stopps geprägten Betriebscharakteristik weniger aussichtsreich. Sowohl in Bezug auf die zu erwartende Kraftstoffersparnis als auch auf die Verbesserung der Heizleistung ergibt sich lediglich beim Start mit geringem SOC ein signifikantes Verbesserungspotenzial. Hier besteht die Möglichkeit, in einer längeren verbrennungsmotorischen Betriebsphase mit Lastpunktanhebung dem AGWT genügend Abgasenthalpie zur Verfügung zu stellen, um die Erwärmung des Kühlmittels zu beschleunigen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird ein multiphysikalisches Gesamtfahrzeugmodell in der Simulationsumgebung Dymola /Modelica vorgestellt, welches zur energetischen Bewertung von Antriebs- und Wärmemanagementkonzepten eingesetzt werden kann. Neben der Modellierung der Fahrzeuglängsdynamik steht die Abbildung der thermischen Prozesse im Fokus, die einen signifikanten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch zeigen. Insbesondere das Warmlaufverhalten der Antriebssysteme, die neben dem Kraftstoffverbrauch auch den Klimatisierungskomfort maßgeblich beeinflussen, kann mit dem entwickelten Modell analysiert werden. Das GFM enthält eine umfangreiche Modellbibliothek, die die Berechnung von instationären Bauteil- und Medientemperaturen bei der Simulation von Fahrzyklen ermöglicht. Die Wechselwirkungen zwischen thermischem Verhalten, Reibungsverlusten der Antriebssysteme und Heizkomfort werden damit für vielfältige Fahrzeugkonfigurationen und Randbedingungen analysierbar. Durch die Nutzung des GFM bei der Entwicklung hybridisierter Antriebe können somit auch der Klimatisierungskomfort und sein Einfluss auf den Energieverbrauch des Fahrzeugs betrachtet werden. Überdies lassen sich die Kühlung des Energiespeichers und anderer elektrischer Komponenten in Hybridfahrzeugen in das Wärmemanagement mit einbeziehen.

Bei der Entwicklung des GFM und insbesondere der thermischen Teilmodelle sind die betrachteten Systeme so detailliert bzw. soweit vereinfacht modelliert, dass sich ein praktikables Verhältnis zwischen geforderter Abbildungsgenauigkeit und verfügbarer Rechenleistung einstellt. Um angemessene Simulationszeiten bei einem derart komplexen Modell zu realisieren, werden vor allem bei den thermischen Modellen vereinfachende Annahmen getroffen (vgl. Kap. 4.1.2). Darüber hinaus besteht das GFM sowohl aus physikalischen als auch aus messdatenbasierten bzw. phänomenologischen Modellen. Begleitend zur Modellbildung wurden umfangreiche Messungen in zwei Referenzfahrzeugen durchgeführt, anhand derer die Modelle validiert und iterativ weiterentwickelt werden konnten (vgl. Kap. 1). Durch diese Vorgehensweise wird nicht nur eine anforderungsgemäße Modellgenauigkeit erreicht sondern auch ein sehr fundiertes Systemverständnis entwickelt. Sowohl die Validierung der Teilmodelle als auch die Gesamtmodellvalidierung zeigt ein hohes Maß an Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Damit wird deutlich, dass die Vorgehensweise bei der Modellentwicklung (von der Methodenwahl bis hin zu den getroffenen Annahmen) im gewünschten Maße zielführend ist.

Das entwickelte GFM wurde im Rahmen eines interdisziplinären Projekts auch für andere Untersuchungsgegenstände erfolgreich eingesetzt (vgl. Kap. 6). Die in dieser Arbeit dargestellten Anwendungsbeispiele zu Wärmemanagementmaßnahmen lassen sich folgende Ergebnisse zusammenfassen:

- Um das theoretische Einsparpotential von Wärmemanagementmaßnahmen bei verschiedenen Fahrzyklen und Umgebungstemperaturen zu bestimmen, werden ideal vortemperierte Fahrzeuge mit umgebungstemperierten Fahrzeugen verglichen. Für

den Serien-BMW 335i liegt das theoretische Einsparpotenzial im NEFZ im Bereich von 8 bis 15 %. Beim Parallelhybridfahrzeug sind hier Kraftstoffverbrauchseinsparungen zwischen 15 und 28 % bei idealer Vortemperierung zu erwarten. Vergleichend zeigen die Simulationen bei gleichen Randbedingungen im Kundenzyklus bzw. im ARTEMIS, dass hier mit deutlich geringeren relativen Einsparungen zu kalkulieren ist. Dieses ist primär mit den deutlich längeren Fahrstrecken der beiden letztgenannten Zyklen zu erklären.

- Beim Einsatz eines Motorölwärmespeichers mit 3 kg Speichermasse ist im NEFZ sowohl für das Serienfahrzeug als auch für den Parallelhybrid ein Kraftstoffeinsparpotenzial zwischen 1 % und 2 % zu erwarten.
- Die Verwendung von Kühlmittel- und Latentwärmespeichern führt sowohl im Serien- als auch im Parallelhybridfahrzeug zu einer spürbar beschleunigten Erwärmung der Kabine gegenüber Fahrzeugen ohne Wärmespeicher. Zudem reduziert sich bei 0 °C Umgebungstemperatur der Kraftstoffverbrauch beim Serienfahrzeug mit 5 kg Speichermasse um bis zu 3 %. Im Hybridfahrzeug fällt der positive Einfluss auf Verbrauch und Heizleistung erheblich größer aus als im Serienfahrzeug. Dabei beeinflussen besonders der Ladezustand des Li-Ionen-Speichers und die Betriebsstrategie maßgeblich das Warmlaufverhalten, die Heizleistung und den Kraftstoffverbrauch. Für einen LWS mit 5 kg Speichermasse und einem Start-SOC von 0,6 sinkt der Kraftstoffverbrauch um 6,5 % und die Dauer zur Erwärmung der Kabine um 10 °C verringert sich um ca. 800 s gegenüber dem Konzept ohne WS.
- Der Einsatz eines Abgaswärmetauschers im Serien-BMW 335i kann bei aktivierter Kabinenheizung die Heizleistung verbessern und den Kraftstoffverbrauch reduzieren. Die Kraftstoffersparnis liegt im NEFZ und im FTP-75 bei Umgebungstemperaturen von 0 °C bzw. -20 °C bei ca. 1 % bis 1,5 %. Im Kundenzyklus und ARTEMIS sinkt das Einsparpotenzial auf unter 1 %. Bei deaktivierter Heizung und der Einleitung der AGWT-Wärme in das Motorkühlsystem ändert sich der Kraftstoffverbrauch kaum.

Für die weiterführende Verwendung des GFM sind neben den in der Arbeit vorgestellten Fahrzeugkonfigurationen zahlreiche Modellvarianten erstellt worden. Zudem sind für das verwendete Programmsystem Dymola / Modelica eine Reihe freier und kommerzieller Modelica-Bibliotheken verschiedener physikalischer Domänen verfügbar, welche Modellerweiterungen bezüglich neuer Untersuchungsschwerpunkte begünstigen. Diese weiterentwickelten Bibliotheken können dazu beitragen, bestimmte Teilsysteme des GFM noch detaillierter abzubilden. Ausblickend erscheint es sinnvoll, weitere Topologien verschiedener Hybridantriebskonzepte mit Wärmemanagementmaßnahmen zu untersuchen sowie deren Betriebsstrategie zu optimieren, da diese Systeme erhebliches Optimierungspotenzial vermuten lassen.

Die mit dem GFM bisher durchgeführten Simulationsuntersuchungen belegen, dass das entwickelte Modell in der Lage ist, Konzepte zum Wärmemanagement abzubilden und einer multikriteriellen Bewertung zu unterziehen.

Literatur

- 2D Debus & Diebold Meßsysteme GmbH (2009): BC-GPS2009-000.doc. Small size, low power, dynamic GPS-module (Online abrufbar unter: <http://www.2d-datarecording.com/default.html>; Abruf 5.7.2010).
- Affenzeller, J./Gläser, H. (1996): Die Verbrennungskraftmaschine. 8. Band. Springer Verlag, Berlin.
- American Society of Heating, R. a. A.-C. E./Knovel (2009): 2009 ASHRAE handbook. ASHRAE, Atlanta GA.
- André, M. (2004): The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions. *Science of Total Environment*, 334-335, 334-335/2004, S. 73–84.
- Arning, J./Mayer, W./Wiedemann, J. (2007): Die Fahrzeug-Energieeffizienzkennzahl. *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift*, 109. Jg., H. 05, S. 430–437.
- Aumann, R./Schuster, A./Grill, A./Spliethoff, H. (2009): Technisches und wirtschaftliches Potenzial der Wärme-Rekuperation in Nutzfahrzeugen durch den ORC-Kreisprozess. *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, München.
- Back, M. (2006): Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen. Dissertation. Institut für Regelungs- und Steuerungssysteme, Universität Karlsruhe.
- Baehr, H. D./Stephan, K. (2008): Wärme- und Stoffübertragung. Springer Verlag, Berlin.
- Balci, O. (1997): Verification, Validation and Accreditation of Simulation Models. 1997 Winter Simulation Conference, Atlanta.
- Bals, R./Pfeifer, E./Lewe, P. (2008): Direkte Abgaswärmenutzung am Ottomotor. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Baumgart, R./Tenberge, P./Webner, M./Gebhardt, J. (2006): Riemenscheibe mit integriertem Getriebe zur Drehzahlregelung des Klimakompressors. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin.
- Bednarek, H./Tacke, U. (1999): Wärmemanagement - ein Werkzeug zur Lösung der Zielkonflikte zwischen Verbrauch und Komfort. *VDI-Berichte*, H. 1505, S. 83–107.
- Beitz, W./Grote, K. H. (Hrsg.) (1997): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 19. Auflage. Springer Verlag, Berlin.
- Bender, K./Schiller, F. (2008): Modellbildung und Simulation. Teil 1: Grundlagen. Skriptum. Informationstechnik im Maschinenwesen – ITM, Technische Universität München.
- Bergbauer, F. (1989): Verbesserung v. Kraftstoffverbrauch u. Betriebsverhalten von Verbrennungsmotoren d. Turbocompounding. Dissertation, Technische Universität München.
- Bernasch, J./Watzenig, D./Stippel, H. (2010): Simulationswerkzeuge domänenübergreifend verknüpft. *ATZ extra Automotive Engineering Partners*, H. 05, S. 58–62.
- BMW Group (2000): Lastenheft; Klimabetätigung IHKA E65/66.
- Böttner, H. (2009): Thermoelectrics for High Temperatures: A Survey of State of the Art. *MRS Proceedings*, 1166. Jg.
- Braess, H. H./Seiffert, U. (2005): *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden.
- Bröcker, E./Dominka, S./Merz, M. (2008a): Systematische Qualitätssicherung bei verteilt erstellten Simulationsmodellen. 4. ASIM Workshop, Wismar.
- Bröcker, E./Dominka, S./Schiller, F. (2008b): Selecting an Optimal Hybrid Car Configuration by means of a Simulation Automation System. *Les Rencontres Scientifiques de l'IFP - Advances in Hybrid Powertrains*.
- BTT GmbH (2003): Kennfeldthermostate. Höchstleistung für den Kühlkreislauf (Online abrufbar unter: <http://www.btt.behrgroup.com/produkte/automobil/kennfeldthermostat.pdf>; Abruf 23.6.2010).

- Bücherl, D./Herzog, H. G./Bolvashenkov, I. (2009a): Verification of the Optimum Hybridization Factor as Design Parameter of Hybrid Electric Vehicles. Proceedings of International Electric Machines and Drives Conference 2009, Miami.
- Bücherl, D./Herzog, H. G./Engstle, A. (2007): Einsparpotenzial des Kraftstoffverbrauchs eines Oberklassefahrzeugs durch effizientes Energiemanagement im hybriden Antriebsstrang. ETG Kongress: Hybridantriebstechnik - Energieeffiziente elektrische Antriebe, Karlsruhe.
- Bücherl, D./Meyer, W./Herzog, H. G. (2009b): Simulation of the Electrical Machine's Fuel Saving Potential in Parallel Hybrid Drive Trains. Proceedings of International Electric Machines and Drives Conference 2009, Miami.
- Bücherl, D./Thanheiser, A./Herzog, H. G. (2010a): Preliminary Design of Electrified Power Trains by Dint of Scalable Simulation Models. Proceedings of 10th Stuttgart International Symposium ; 16 - 17 March 2010, Stuttgart.
- Bücherl, D./Thanheiser, A./Kohler, T. P./Herzog, H. G. (2010b): Entwurf elektrifizierter Antriebsstränge durch Simulationsmodelle. ATZelextronik, 5. Jg., ATZe 02/2010, S. 16–23.
- Bürger, S./Lohmann, B./Merz, M./Vogel-Heuser, B./Hallmannsegger, M. (2010): Multi-Objective Optimization of Hybrid Electric Vehicles Considering Fuel Consumption and Dynamic Performance. Proceedings of Vehicular Power and Propulsion Conference VPPC 2010, Lille.
- Buschle, J./Steinmann, W. D./Tamme, R. (2006): Analysis of steam storage systems using Modelica. Proceedings of MODELICA 2006, Austria, September 4th - 5th, Wien.
- Caton, J. A. (1982): Comparisons of Thermocouple, Time-Averaged and Mass-Averaged Exhaust Gas Temperatures for a Spark-Ignited Engine. SAE Technical Paper (820050). Warrendale.
- Deußen, N. (1993): Methode zur Auslegung von PKW-Kühlsystemen unter Einbeziehung von standardisierten Prüfstandsergebnissen. Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart.
- Deußen, N. (2006): Einfluss der Starttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin
- DIN Deutsches Institut für Normung e. V. (1976): Hubkolbenmotoren, Berlin.
- Drechsler, A. (2006): Energetische Analyse des Motorlüfters. Semesterarbeit. Lehrstuhl für Produktentwicklung, Technische Universität München.
- Dynasim AB (2007): Dymola Modeling Laboratory, Lund.
- Eder, A./Liebl, J. (2008): Wärmemanagement – ein Beitrag zu BMW EfficientDynamics(TM). Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Eder, A./Neugebauer, S. (2010): Nichts geht verloren: Wärmemanagement als Baustein der BMW Strategie Efficient Dynamics. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII, Berlin.
- Edwards, S./Müller, R./Feldhaus, G./Finkeldei, T./Neubauer, M. (2008): CO₂-Minderung bei einem Turbo-DI-Ottomotor durch optimiertes Thermomanagement. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 69. Jg., H. 1, S. 26–33.
- Eifler, G./Buck, T. (2009): Die Thermosiphonkühlung. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 70. Jg., MTZ 06/2009, S. 440–448.
- Eifler, G./Buck, T./Högen, S. (2008): Thermosiphon-Kühlung, ein Konzept zur Kraftstoffverbrauchseinsparung an Otto- und Dieselmotoren. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Eifler, G./Burkard, M./Kawert, F. (2005): Bedarfsabhängig geregelte Motorkühlung Versuch und Simulation. MTZ Motortechnische Zeitschrift, MTZ 66, 3/2005, S. 184–191.
- Elmqvist, H. (1978): A Structured Model Language for Large Continuous Systems. Dissertation. Department of Automatic Control. Lund Institute of Technology.
- Endo, T./Kawajiri, S./Kojima, Y./Takahashi, K./Baba, T./Ibaraki, S./Takahashi, T./Shinohara, M. (2007): Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines. SAE Technical Paper (2007-01-0257). Warrendale.

- Engstle, A. (2007): Energiemanagement in Hybridfahrzeugen. Dissertation. Fachgebiet Energiewandlungstechnik, Technische Universität München.
- Eriksson, L.-E. (2002): Mean Value Models for Exhaust System Temperatures. SAE Technical Paper. (2002-01-0374). Warrendale.
- Espig, M./Johannaber, M./Wohlecker, R. (2006): Simulation der Verbrauchsverbesserung durch Gewichtsreduzierung in Pkw. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 108. Jg., H. 12, S. 1086–1090.
- Fisch, N./Bodmann, M./Kühl, L./Sasse, C./Schnürer, H. (2005): Wärmespeicher. BINE-Informationspaket. Solarpraxis, Berlin.
- Fischer, G. (1999): Reibmitteldruck - Ottomotor, Frankfurt M..
- Flik, M./Pantow, E./Edwards, S. (2009): Emissionssenkung bei Nutzfahrzeugen durch Thermomanagement. 30. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien.
- Franz, J. (2006): Modellierung eines Kfz-Motorlüfters in Dymola. Semesterarbeit. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München.
- Freymann, R./Hübner, W./Bender, K./Bröcker, E. (2009): Energiemanagement - Eine modellbasierte Analyse der Energieströme im Kraftfahrzeug für unterschiedliche Fahrzyklen. 1. Automobiltechnisches Kolloquium, Technische Universität München-Garching.
- Friedrich, H. E./Treffinger, P. (2008): Unkonventionelle Nutzung von Abwärmeströmen im Fahrzeug. 8. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart.
- Friedrich, H. E./Treffinger, P./Müller, E. (2007): Management von Sekundärenergie und Energiewandlung von Verlustwärmeströmen. ATZ / MTZ-Konferenz - Energie, München.
- Friedrich, I./Buchwald, R./Stölting, E./Sommer, A. (2009): Das virtuelle Fahrzeug - Transiente Simulation für den dieselmotorischen Entwicklungsprozess. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 70. Jg., MTZ 12/2009, S. 922–929.
- Friedrich, I./Offer, T./Rüden, K. von (2008): Modellbasierte Entwicklung verkürzt Entwicklungszeit. Lechmann, A. (Hrsg.). Simulation und Aufladung von Verbrennungsmotoren. Springer Verlag, Berlin, S. 257–282.
- Fritzson, P. (2004): Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 2.1. IEEE Press [u.a.], Piscataway, NJ.
- Gaiser, G./Damson, B./Rudelt, J. (2006): Aktive Abgastechnik mit dem Fuel Processor. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 67. Jg., 07-08, S. 530–536.
- Genger, M. (2004): Instationäre Kühlsystemoptimierung - Vorhaben Nr. 772, Frankfurt M. 2004.
- Genger, M./Weinrich, M. (2007): Optimiertes Thermomanagement. Forschungsheft, Frankfurt M. 2007.
- Genster, A./Stephan, W. (2004): Thermomanagement mit elektrischer Kühlmittelpumpe. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 65. Jg., 11/2004, S. 882–884.
- Gentner, H. (1995): Vergleichende Untersuchung von mechanisch, elektrisch und thermisch angetriebenen Kälteanlagen zur Fahrzeugklimatisierung. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 19. 82. Band. VDI-Verl., Düsseldorf.
- Geskes, P./Strauss, T. (2006): Das Abgaswärme-Management. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 67. Jg., H. 10, S. 764–771.
- Golloch, R. (2005): Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung (Online abrufbar unter: <http://www.gbv.de/dms/hebidarmstadt/toc/12842074X.pdf>).
- Goßlau, D./Briesemann, S./Steinberg, P. (2010): Potentialermittlung und -beurteilung von Wärmemanagementmaßnahmen. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII, Berlin.
- Grill, M. (2006): Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren. Dissertation. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart.

- Güntert, P. (1994): Simulation eines Fahrzeugkühlsystems unter besonderer Berücksichtigung der luft- und kühlmittelseitigen Volumenstromverteilung. Dissertation. Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart.
- Hackl, B./Magerl, L./Hofmann, P. (2010): Restwärmenutzung durch intelligente Speicher- und Verteilungssysteme. FVV Frühjahrstagung, Bad Neuenahr.
- Hagelüken, C. (2005): Autoabgaskatalysatoren. Kontakt & Studium. 612. Band. Expert-Verl., Renningen 2005.
- Hager, J./Lugmayr, T. (2008): Verifikation des Kraftstoffeinsparungspotenzials eines SUV durch Thermomanagementmaßnahmen mit Hilfe von numerischer Simulation. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Haken, K.-L. (2008): Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. Fahrzeugtechnik. Hanser, München 2008.
- Haubner, F. G. (2002): Bauteilbelastungsgeregeltes Kühlsystem für verbrauchsoptimierte Verbrennungsmotoren. Dissertation. Institut für Verbrennungskraftmaschinen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Haupt, C./Bücherl, D./Herzog, H. G./Wachtmeister, G. E. A. (2007): Energy Management in Hybrid Vehicles Considering Thermal Interactions. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC'07), Arlington.
- Heckenberger, T. (2007): Thermomanagement von Hybridfahrzeugen. BEHR - Technischer Pressetag, Stuttgart.
- Heckenberger, T./Neumeister, D./Wiebelt, A./Herrmann, H. G./Fehrenbacher, C./Isermeyer, T. (2010): Li-ion Battery Cooling in Hybrid and Electric Cars – More than just another Cooling Request. 10th Stuttgart International Symposium ; 16 - 17 March 2010, Stuttgart.
- Heinle, D./Feuerecker, G./Strauß, T./Schmidt, M. (2003): Zuheizsysteme. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 105. Jg., H. 9, S. 846–851.
- Heißing, B./Ersoy, M. (2007): Fahrwerkhandbuch. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden.
- Heller, S. (2009): Analyse und Modellierung des Instationären Wärmeübergangs in der ottomotorischen Abgasanlage. Shaker Verlag. Dissertation. Technische Hochschule München.
- Hellman, K. H./Piotrowski, G. K./Schaefer, R. M. (1992): Evaluation of Heat Storage Technology for Quick Engine Warm-Up. SAE Technical Paper (922244). Warrendale.
- Hepke, G. (2010): Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen. Dissertation. Technische Universität München.
- Hergemöller, T. (2004): Optimierung des Motorbetriebsverhaltens und der Abgasemissionen beim Start und Warmlauf eines Ottomotors mit Sekundärluftlader. Dissertation. Fakultät Verkehrswissenschaften. Technische Universität Dresden.
- Hess, U./Mitterer, A./Neugebauer, S./Riegert, P./Seider, G. (2005): Das Wärmemanagement des neuen BMW-Reihensechszylindermotors. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 66. Jg., H. 11, S. 872–877.
- Hesse, U./Hohl, R./Schmitt, M. (1999): Thermomanagement. Technologien um das 3-Liter-Auto. VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 323–335.
- Hiller, M. (2008): Schaltbare Wasserpumpen als Beitrag zu effizienterem Energiemanagement von PKW-Verbrennungsmotoren. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI. Berlin.
- Hofmann, M. (2003): Verifikation und Validierung (V&V) von Modellen. Foliensatz (Online abrufbar unter: <http://137.193.68.10/C4/lectures-modell-VandV-WT03/Document%20Library/script-Modell-VV.pdf>; Abruf 5.7.2010).
- Hofmann, P. (1996): Entwicklung eines Kühlmittel-Wärmespeiches für Kraftfahrzeuge und Untersuchung der Auswirkung auf das motorische Betriebsverhalten und den Komfort. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik. 287. Band. VDI-Verlag, Düsseldorf.
- Hofmeier, H. (2006): Entwicklung eines Hinterachsgetriebe-Simulationsmodells. Semesterarbeit. Lehrstuhl für Informationstechnik im Maschinenwesen, Technische Universität München.

- Höhn, B. R./Michaelis, K./Kurth, F. (2009): Wirkungsgrad- und Leistungsflussanalysen für Hand-schalt- und Doppelkupplungsgetriebe. 1. Automobiltechnisches Kolloquium, 16. und 17. April 2009, Technische Universität München-Garching.
- Holzer, H./Lenz, H. P. (2000): Wärmemanagement im Antriebsstrang - Entwicklung einer Warm-laufstrategie für Motor und Automatikgetriebe. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs II.
- Hommel, M. (2006): Parallelisierte Simulationsprozesse für virtuelles Prototyping in der Automobil-industrie. Dissertation. Institut für Regelungstechnik. Technische Universität Carolo-Wilhelmina Braunschweig.
- Hötger, M. (2009): Abwärmenutzung mittels Dampfkraftprozessen. Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug, München.
- Hucho, W. H. (2007): Luftwiderstand - eine Halbierung des c_W -Wertes erscheint möglich. 16. Aache-ner Kolloquium "Fahrzeug- und Motorentechnik", Aachen.
- Huster, A./Schulz-Andres, H. (2006): Einsatzmöglichkeiten eines Abwärmekraftwerks im Fahrzeug). Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V. Berlin.
- Ichinose, H./Takaoka, T./Kobayashi, H. (2004): Toyota's Wärmemanagement System - Kühlmittel Wärmespeicherung in der Serie heute, neue Technologien für die Zukunft. 25. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien.
- Incropera, F. P./DeWitt, D. P. (2002): Fundamentals of Heat and Mass Transfer. J. Wiley & sons, New York.
- Isermann, R. (2006): Fahrdynamik-Regelung. Vieweg, Wiesbaden.
- Joachim, F. J. (2009): Möglichkeiten zur Verlustminimierung bei Getrieben, Achsen und Lenkungen. ATZ/MTZ-Konferenz Reibungsminimierung im Antriebsstrang, Esslingen.
- Justi, E. (1938): Spezifische Wärme. Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase. Springer Verlag, Berlin.
- Kadota, M./Yamamoto, K. (2008): Advanced Transient Simulation on Hybrid Vehicle Using Rankine Cycle System. SAE Technical Paper (2008-01-0310). Warrendale.
- Kandylas, I./Stamatelos, A. (1998): Berechnung des Wärmeübergangs in Motorabgassystemen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 59. Jg., 7/8, S. 442–450.
- Kessing, N./Kohlstruck, R./Oesterling, W./Bialonski, W. (1994): Emissionsminderung durch Energie-verbund, Frankfurt M.
- Kessler, F./Kiesgen, G./Schopp, J./Bollig, M. (2007): Die neue Vierzylinder- Motorenbaureihe aus der BMW/PSA-Kooperation. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 68. Jg., 7-8, S. 526–537.
- Kirchner, E. (2007): Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben. VDI-Buch. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Kitte, J./Tietze, T./Jänsch, D./Bals, R. (2008): Modellierung und Simulation in Dymola/Modelica als Basis zur Entwicklung innovativer Wärmemanagementstrategien. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Klement, W. (2007): Fahrzeuggetriebe. Reihe Fahrzeugtechnik. Hanser, München 2007.
- Klopstein, S./Barthel, R./Dohmen, J. (2006): Virtuelle Kühlsystementwicklung. Tagung Wärmema-nagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin.
- Klose, A./Kitte, J./Bals, R./Jänsch, D. (2006): Potenzialstudie verschiedener Wärmerekuperations-konzepte im Fahrzeug. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin.
- Knauf, B./Pantow, E. (2005): Auslegung eines Kühlsystems mit elektrischer Kühlmittelpumpe. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 66. Jg., H. 11, S. 878–884.
- Koch, F./Haubner, F. G./Schwaderlapp, M. (2001): Thermomanagement beim DI Ottomotor - Wege zur Verkürzung des Warmlaufs. 22. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien.
- Kock, F./Enke, W. (2008): Methodeneinsatz bei Wärmebilanzmessungen an Motoren zur Auslegung des Kühlsystems in der Automobilindustrie. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.

- Kohler, T. P./Bücherl, D./Herzog, H. G. (2009): Investigation of Control Strategies for Hybrid Energy Storage Systems in Hybrid Electric Vehicles. The 5th IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC'09), Dearborn.
- Korte, V./Hancock, D./Blaxill, H. (2008): Downsizing-Motor von Mahle als Technologiedemonstrator. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 69. Jg., H. 1, S. 10–19.
- Kuhn, E. (2009): Zur Tribologie der Schmierfette. Expert-Verl., Renningen 2009.
- Kunze, K./Wolff, S./Lade, I./Tonhauser, J. (2006): A Systematic Analysis of CO₂-Reduction by an Optimized Heat Supply During Vehicle Warm-Up. SAE Technical Paper. (2006-01-1450). Warrendale.
- Kußmann, I. (2000): Verfahren zur Untersuchung und Berechnung des wasserseitigen Kühlkreislaufes konventioneller Motorkühlsysteme. SAM Forschungsberichte Band 4. Univ. Kaiserslautern.
- Kuthada, T./Genger, M./Widdecke, J./Wiedemann, J. (2005): Untersuchungen zu einem optimierten Kühlsystem. 6. Internationales Stuttgarter Symposium.
- Kuze, Y./Kobayashi, H./Ichinose, H./Otsuka, T. (2004): Development of New Generation Hybrid System (THS II) - Development of Toyota Coolant Heat Storage System. SAE Technical Paper (2004-01-0643). Warrendale.
- Lade, I. (2010): CO₂ reduction by optimization of the Vehicle Thermal Management: A Multi-Domain System Simulation Approach. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII. Berlin.
- Lang, G./Petutschnig, H./Puntigam, W./Kitanoski, F. (2006): Simulation des Aufwärmverhaltens von Verbrennungsmotor und Fahrzeug mittels Kopplung von Teilmodellen. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin.
- Lange, S./Schimanski, M. (2006): Energiemanagement in Fahrzeugen mit alternativen Antrieben. Dissertation. Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik. TU Braunschweig.
- Leipertz, A. (2003): Wärme- und Stoffübertragung. ESYTEC Energie- und Systemtechnik GmbH, Erlangen.
- Liebl, J. (2006): Energiemanagement – Ein Schlüssel für Effiziente Dynamik. VDI-Gesellschaft Fahrzeug- und Verkehrstechnik (Hrsg.). Innovative Fahrzeugantriebe. VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 449–463.
- Liebl, J./Neugebauer, S./Eder, A./Linde, M./Mazar, B./Stütz, W. (2009): Der thermoelektrische Generator von BMW macht Abwärme nutzbar. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 70. Jg., MTZ 04/2009, S. 272–281.
- Lindemann, M./Wolter, T. M./Freimann, R./Fengler, S. (2009): Konfiguration von Hybridantriebssträngen mittels Simulation. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 111. Jg., ATZ 05/2009, S. 332–338.
- Lindemann, U./Hübner, W. (2007): Energiemanagement - Analyse und virtuelle Abbildung der energetischen Zusammenhänge im Fahrzeug. ATZ / MTZ-Konferenz – Energie, München.
- Looman, J. (2009): Zahnradgetriebe. Klassiker der Technik. Springer, Berlin.
- Lösche-ter Horst, T. (2009): Effizienzsteigerung moderner Aggregate durch weitere Reibungsreduzierung. ATZ/MTZ-Konferenz Reibungsminimierung im Antriebsstrang.
- Lunanova, M. (2009): Optimierung von Nebenaggregaten. Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden.
- Lund, C./Maister, W./Lange, C./Beyer, B. (2008): Innovation durch Co-Simulation! Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI. Berlin.
- Lux, G./Winter, S./Hofmann, P./Geringer, B. (2008): Thermomanagement zur Verbrauchsabsenkung in Hybridantriebssträngen. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Maassen, F. J./Dohmen, J./Pischinger, S./Schwaderlapp, M. (2005): Reibleistungsreduktion. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 66. Jg., 7-8, S. 592–597.

- Makni, L. (2008): Modellierung von Fahrzeuggetrieben in Dymola/Modelica. Diplomarbeit. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München.
- Mann, K. (2004): Modellbasierte Prozessführung und rechnergestützte Applikation eines Thermomanagement-Motorkühlsystems im Kraftfahrzeug. Dissertation. Inst. für Systemdynamik und Regelungstechnik, Stuttgart.
- Manski, R./Weinbrenner, M./Kerler, B./Heinle, D. (2006): Speicher-Klimatisierung für Hybridfahrzeuge mit Start-Stopp-Funktion. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 108. Jg., H. 12, S. 1002–1008.
- Merker, G. P./Otto, F./Schwarz, C./Stiesch, G. (2006): Verbrennungsmotoren. Springer-11774 /Dig. Serial]. B. G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, Wiesbaden 2006.
- Merker, G. P./Schwarz, C. (2009): Grundlagen Verbrennungsmotoren. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg + Teubner, Wiesbaden.
- Michels, K. (1996): Entwicklung eines Werkzeugs zur Auslegung von Kühlkreislauf - Regelalgorithmen. Dissertation. Institut für Elektrische Meßtechnik und Grundlagen der Elektrotechnik. Technische Universität Carolo-Wilhelmina Braunschweig.
- Michon, M./Calverley, S. D./Clark, R. E./Howe, D. (2007): Modelling and testing of a turbo-generator system for exhaust gas energy recovery. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC'07), Arlington.
- Mitschke, M. (Hrsg.) (1995): Dynamik der Kraftfahrzeuge. 3., neubearb. Aufl. Springer, Berlin.
- MODELON AB: The AirConditioning Library (Online abrufbar unter: <http://www.modelon.se/index.php?did=26&level=2>; Abruf 14.7.2010).
- Morel, T./Tobin, N./Armbruster, C./Siddharth, J. (2008): New Underhood Module Simulation Methodology for Vehicle Thermal Management. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Naunheimer, H./Bertsche, B./Lechner, G. (2007): Fahrzeuggetriebe. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg.
- Nefischer, P./Ennemoser, A./Wimmer, A./Pflügl, M. (2002): Rechnerische Bestimmung der Bauteiltemperaturen mit Hilfe verbesserter Modellierung des Wärmeüberganges in Zylinderköpfen. 23. Internationales Wiener Motorensymposium.
- Nelles, O. (1997): LOLIMOT – Lokale, lineare Modelle zur Identifikation nichtlinearer, dynamischer Systeme. Automatisierungstechnik (at), 45. Jg., H. 4, S. 163–174.
- Nelson, D. J./Senger, R. D./Merkle, M. A. (1998): Validation of ADVISOR as a simulation tool for a series hybrid electric-vehicle. SAE Technical Paper. 981133. Band. SAE International, Warrendale.
- Neward, R. P./Boedo, S. (2008): Analysis of Tensioner Induced Coupling in Serpentine Belt Drive Systems. SAE Technical Paper. (2008-01-1371).Warrendale.
- Niklas, L. (2005): Modellierung und Simulation von Reibung und Wärmeströmen eines Ottomotors unter Berücksichtigung von Öl- und Kühlkreislauf. Diplomarbeit. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Technische Universität München.
- Oliva, A. (2010): Untersuchung des Potenzials von Abgaswärmetauschern zur Abgasenergienutzung im Kfz. Semesterarbeit. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen. Technische Universität München.
- Otter, M. (1993): Objektorientierte Modellierung mechatronischer Systeme am Beispiel geregelter Roboter. Dissertation. Fakultät für Maschinenbau. Ruhr-Universität Bochum.
- Otter, M. (2007): Modeling, Simulation and Control with Modelica and Dymola.
- Otter, M. (2002): MODELICA 2002. 2nd International Modelica Conference.
- Otter, M./Dempsey, M./Schlegel, C. (2000): Package PowerTrain. A Modelica Library for modeling and simulation of vehicle powertrains. Modelica Workshop.

- Pawellek, F. (2002): Im Osten viel Neues - Innovative Konzepte für regelbare Kühlmittelpumpen. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs III, Berlin.
- Pflaum, W./Mollenhauer, W. (1977): Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Springer Verlag, Berlin.
- Pischinger, R./Klell, M./Sams, T. (2002): Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag, Wien.
- Pivec, R./Sams, T./Wimmer, A. (1998): Wärmeübergang im Ein- und Auslaßsystem. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, 59. Jg., H. 10, S. 658–663.
- Polifke, W. (2005): Arbeitsunterlagen zu den Vorlesungen Wärmetransportphänomene. Wärme- und Stoffübertragung. Skriptum. Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München.
- Polifke, W./Kopitz, J. (2005): Wärmeübertragung. mb - Maschinenbau. Pearson Studium, München.
- Poruba, C./Seider, G./Kröner, M. (2006): Energiebilanzierung im Entwicklungsprozess von Motoren. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin.
- Pott, E. (1997): Verbrauchs-, Emissions- und Heizkomfortoptimierung bei Dieselfahrzeugen durch Energieflußmanagement. Dissertation. Institut für Straßen- und Schienenverkehr, Technische Universität Berlin.
- Prenzyna, M. (2005): Messtechnische Bestimmung der Leistungsaufnahme von Nebenaggregaten zur Ableitung energetischer Optimierungskonzepte. Diplomarbeit. Fachgebiet Energiewandlungstechnik, Technische Universität München.
- Pucher, H. (2005): Grundlagen der Verbrennungskraftmaschinen, Stichwortskriptum zur Vorlesung SS05. Fachgebiet für Verbrennungskraftmaschinen. Technische Universität Berlin.
- Reimpell, J./Hoseus, K. (1992): Fahrwerktechnik. Fahrwerktechnik. Vogel Buchverlag, Würzburg.
- Reiß, P. (2005): Entwicklung eines Simulationsmodells eines Kfz-Automatikgetriebes unter Berücksichtigung thermische Aspekte. Diplomarbeit. Lehrstuhl für Informationstechnik im Maschinenwesen, Technische Universität München.
- Reulein, C. (1998): Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren. Dissertation. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München.
- Richert, F. (2005): Objektorientierte Modellbildung und Nichtlineare Prädiktive Regelung von Dieselmotoren. Dissertation. Fakultät für Regelungstechnik, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Richter, R./Goßlau, D./Binnenbruck, R./Steinberg, P. (2006): Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch Vorausschauendes Wärmemanagement. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V.
- Ringler, J./Seifert, M./Guyotot, V./Wübner, W. (2009): Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines. SAE Technical Paper (2009-01-0174) Warrendale.
- Risse, S. (2005): Leistungsverteilung und Energieverbrauch im Fahrbetrieb - Fahrzeuguntersuchungen E63 2005.
- Robert Bosch GmbH (1999): Bosch Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Bosch Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden.
- (2002): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. Vieweg, Braunschweig.
- Röser, P. (2007): Energetisch optimiertes Kraftfahrzeugkühlsystem. Expert-Verl., Renningen.
- Rothenwallner, K. (2005): Energietechnische Untersuchung hydraulischer Systeme in Kraftfahrzeugen. Diplomarbeit. Fachgebiet Energiewandlungstechnik. Technische Universität München.
- Rozier, T./Meillier, R./Klingebiel, F. (2008): From the modeling of the AC system to the complete Vehicle Thermal Management using one single platform: LMS Imagine.Lab. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Rückauf, J./Lerch, B. (2009): Reibungsoptimierung und ihre Wirkung auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 70. Jg., MTZ 07- 08/2009, S. 570–575.
- Samhaber, C. (2002): Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren. Dissertation. Technische Universität Graz.

- Schatz, O. (1991): Cold Start Improvements with a Heat Store. SAE Technical Paper (910305). Warrendale 1991.
- Schedel, F. H. G./Dub, M. (2009): Viel mehr als heiße Luft. Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug, München.
- Schmidt, M. (2006): Der Einsatz von Sankey-Diagrammen im Stoffstrommanagement. Beiträge der Hochschule Pforzheim.
- Schmidt, M./Lenzen, B./Gröf, S./Isermann, R./Hohenberg, G. (1998): Nebenaggregate-Management. Forschungsheft, Darmstadt.
- Schmidt, M./Lenzen, B./Isermann, R./Hohenberg, G. (2000): Nebenaggregate-Management III. Forschungsheft, Darmstadt 2000.
- Schneider, T./Ellinger, M./Paulke, S./Wagner, S. (2007): Modernes Thermomanagement am Beispiel der innenraumklimatisierung. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 109. Jg., H. 2.
- Seider, G./Bet, F. (2010): Neue Simulationstechniken : Potentiale für den virtuellen Produktentstehungsprozess. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII. Berlin.
- Semke, A./Hofmann, L./Böhm, T./Loesche-ter, H. T. (2009): Abwärmenutzung. Tagung Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug. München.
- Sendyka, B./Soczowka, J.: Recovery of Exhaust Gases Energy by Means of Turbocompound (Online abrufbar unter: <http://www.heat2power.net/competitors/turbocompoundbenchmark.pdf>; Abruf 20.11.2009).
- Shumeyko, Y./Antoshkiv, O./Puillandre, Y./Berg, H. P. (2006): Simulation eines Motorwarmlaufs im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ). Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin.
- Souliez, F. (2003): Simulation der Motorraumdurchströmung des BMW E65MÜ N62B48 (unveröffentlicht).
- Stegmann, B./Stotz, I./Weinrich, M./Bargende, M./Wiedemann, J. (2008): Ein Gesamtfahrzeugmodell zur Optimierung von Thermomanagementmaßnahmen. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI, Berlin.
- Stein, M./Spindler, W./Steiner, D. (1992): Speicherwärmenutzung, Frankfurt M. 1992.
- Stephan, K./Mayinger, F. (1992): Thermodynamik. Bd. 1. Springer, Berlin 1992.
- Stotz, I./Stegmann, B./Wiedemann, J. (2010): Prognose von Thermomanagementmaßnahmen durch ein Gesamtfahrzeugmodell. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII. Berlin.
- Stroh, C./Hager, J./Damböck, C. (2005): Optimierte Management von Nebenaggregaten beim Pkw hinsichtlich Komfort und Verbrauch mit Hilfe numerischer Simulation. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV, Berlin.
- Tegethoff, W./Correia, C./Kossel, R./Bodmann, M./Lemke, N./Köhler, J. (2006): Co-Simulation und Sprach-Standardisierung am Beispiel des Wärmemanagements. Tagung Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V, Berlin.
- Thanheiser, A./Bücherl, D./Herzog, H. G. (2010): Energetic Evaluation of Electrified Vehicle Concepts. 10th Stuttgart International Symposium; 16 - 17 March 2010, Stuttgart.
- Tsantis, A./Brown, S./Hutler, R./Lyon, P. (1994): Improvements in Heater, Defroster and Emissions Performance Using a Latent Heat Storage Device. SAE Technical Paper (940089). Warrendale.
- UNECE (2005): UNECE Vehicle Regulations - 1958 Agreement (Online abrufbar unter: <http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs101-120.html?expandable=0&subexpandable=0>).
- van Basshuysen, R. (2007): Handbuch Verbrennungsmotor. ATZ-MTZ Fachbuch. Vieweg, Wiesbaden.
- VDI (1993): Getriebetechnische Grundlagen (Online abrufbar unter: <https://tum.e-researchcenter.eu>; Abruf 2001).
- VDI (2005): VDI-Wärmeatlas. Springer Verlag, Berlin.

- VDI-Gesellschaft Produktion und Logistik (1996): Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen - Begriffsdefinitionen, 03.100.10. Jg.
- Votruba, J./Mirkus, O./Khue Nguen, H. V./Skrivanek, J. (1975): Heat and mass transfer in honeycomb catalysts. Chemical Engineering Science, 30. Jg., S. 201–206.
- Wachtmeister, G. (2004): Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München.
- Watanabe, S. (2002): Automotive Air-Conditioning. Denso Corporation.
- Weinrich, M. W. (2009): Ein Mittelwertmodell zur Thermomanagementoptimierung von Verbrennungsmotoren. Expert-Verl., Renningen.
- Woll, T. (2009): "Ein cw-Wert um 0,2 ist die Schallmauer" - ATZ online. Interview (Online abrufbar unter:
<http://www.atzonline.de/index.php;do=show/alloc=35/lng=de/id=146/site=a4e/sid=d3bc79069ad501f220ef5b8164887d59>; Abruf 2.2.2009).
- DI-Gesellschaft Produktion und Logistik (1996): Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen - Begriffsdefinitionen, 03.100.10. Jg.
- Votruba, J./Mirkus, O./Khue Nguen, H. V./Skrivanek, J. (1975): Heat and mass transfer in honeycomb catalysts. Chemical Engineering Science, 30. Jg., S. 201–206.
- Wachtmeister, G. (2004): Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen. Technische Universität München.
- Watanabe, S. (2002): Automotive Air-Conditioning. Denso Corporation.
- Weinrich, M. W. (2009): Ein Mittelwertmodell zur Thermomanagementoptimierung von Verbrennungsmotoren. Expert-Verl., Renningen.
- Woll, T. (2009): "Ein cw-Wert um 0,2 ist die Schallmauer" - ATZ online. Interview (Online abrufbar unter:
<http://www.atzonline.de/index.php;do=show/alloc=35/lng=de/id=146/site=a4e/sid=d3bc79069ad501f220ef5b8164887d59>; Abruf 2.2.2009).

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3.1: Sankey-Diagramm eines BMW 745i mit Automatikgetriebe im NEFZ.....	9
Abbildung 3.2: Wirkungsgradkette bei der verbrennungsmotorischen Energiewandlung	11
Abbildung 3.3: Gesamtfahrwiderstand (Braess/Seiffert 2005)	15
Abbildung 3.5: Antriebsmoment- und Leistung einer Kühlmittelpumpe.....	17
Abbildung 3.6: Stribeck-Kurve	19
Abbildung 3.7: Viskositäts-Temperatur-Blatt (ISO VG-Reihe) (Beitz/Grote 1997)	20
Abbildung 3.8: Einfluss der Öl-/Kühlmitteltemperaturen und der Motordrehzahl auf den Reibmitteldruck eines Otto-DI-Motors (Koch et al. 2001).....	21
Abbildung 3.9: Auswahl von Möglichkeiten der Abwärmenutzung (Friedrich et al. 2007).....	27
Abbildung 4.1: Gesamtfahrzeugmodell für das Referenzfahrzeug BMW 335i	42
Abbildung 4.2: Ein- und Ausgangsgrößen sowie Submodule des Motormodells.....	43
Abbildung 4.5: Reibmitteldruck des 6-Zylinder Otto-DI-Motors des BMW 335i.....	46
Abbildung 4.6: Prozentualer Anteil des lastabhängigen Reibmitteldrucks	46
Abbildung 4.7: Thermisches Motormodell	48
Abbildung 4.8: Dymola-Modell zur Kraftstoffverbrauchsberechnung	52
Abbildung 4.9: schematischer Aufbau des Automatikgetriebe-Modells.....	53
Abbildung 4.10: Kennlinien des Drehmomentverhältnisses μ und des Pumpendrehmoments λ_w	54
Abbildung 4.11. Modell des Drehmomentwandlers.....	55
Abbildung 4.12: Thermisches Modell des Automatikgetriebes	57
Abbildung 4.13: Modell <i>Achsen</i>	59
Abbildung 4.14: Modell des Achsgetriebes (vgl. Hofmeier 2006)	60
Abbildung 4.15: Kräfte und Momente am angetriebenen idealisierten schlupffreien Rad	62
Abbildung 4.16: Modell des Rades mit berücksichtigtem Schlupf	63
Abbildung 4.17: Statische und dynamische Achslasten.....	64
Abbildung 4.18 Modell <i>Bremse</i> ohne Schlupfregelung	66
Abbildung 4.19 Modell <i>Bremse</i> mit Bremsengriff bei Antriebs- bzw. Bremsschlupf.....	66
Abbildung 4.20: Modell <i>Fahrwiderstaende</i> und darin einzugebenden Parameter.....	66
Abbildung 4.21: schematischer Aufbau des Serien-Kühlsystems des BMW 745i	69
Abbildung 4.22: Kennfeldthermostat	70
Abbildung 4.23: GÖWT und GÖWT-Thermostat des V8-Motors	70
Abbildung 4.24: Modell des Kühlsystems des Referenzfahrzeugs BMW 745i	71
Abbildung 4.25: Massenstrom- und Leistungsflussschema	73
Abbildung 4.26: gemessener Volumenstrom der mechanischen Wasserpumpe	74
Abbildung 4.27: gemessenes Antriebsmoment der mechanischen Wasserpumpe	74
Abbildung 4.28: Temperatur-Hub-Kurven des Kennfeldthermostaten.....	75
Abbildung 4.29: schematischer Aufbau des E-Lüftermodells.....	77
Abbildung 4.30: Momentenabfall am Lüfter infolge der Anblasung	78
Abbildung 4.31: Strom-Kennfeld des elektrischen Lüftermotors (Drechsler 2006)	78
Abbildung 4.32: Systemzusammenhang zwischen Kühlung - Heiz-/Klimaanlage.....	79
Abbildung 4.33: Kopplung der Komponenten der IHKA und des Kabinenmodells.....	80
Abbildung 4.34: Systemgrenze, Komponenten und Ein- und Ausgänge des Heizungsmodells	81
Abbildung 4.35: Modell des HWT-Moduls der Fahrerseite.....	82

Abbildung 4.36: Einzelsegmentmodell des HWT	82
Abbildung 4.37: Blockschaltbild des Temperaturreglers	83
Abbildung 4.38: Thermisches Kabinenmodell.....	85
Abbildung 4.39: Abgasanlage des BMW 745i.....	86
Abbildung 4.40: Segmentmodelle für ein- und doppelwandige Abgasrohre	88
Abbildung 4.41: Basismodell Abgasmassenstrom	89
Abbildung 4.42: Basismodell Rohrwand	91
Abbildung 4.43: Strömungsgeschwindigkeitsverteilung an der Abgasanlage bei 250 km/h	94
Abbildung 4.44: Modell der Katalysatoreinheit	95
Abbildung 4.45: Segmentmodell des Vorrohres vor Nachschalldämpfer	98
Abbildung 4.46: Segmentmodell des Mittelschalldämpfers.....	98
Abbildung 4.47: Modell <i>RiementriebNebenaggregate</i> des BMW 335i	99
Abbildung 5.1: Schematischer Schaltplan der Messgeräte im Versuchsfahrzeug 1	107
Abbildung 5.2: Sensoranordnung im Kühlsystem des BMW 745i	107
Abbildung 5.3: Sensoranordnung an der Abgasanlage des BMW 745i	108
Abbildung 5.4: Schematischer Schaltplan der Messgeräte im BMW 335i	110
Abbildung 5.5: Vergleich zwischen Messung und Simulation ausgewählter Größen	111
Abbildung 5.6: Vergleich zwischen Messung und Simulation der Abgastemperaturen	112
Abbildung 5.7: Vergleich zwischen Messung und Simulation des GFMs	113
Abbildung 5.8: relative Abweichung des Kraftstoffverbrauchs	114
Abbildung 6.1: Geschwindigkeitsprofile der betrachteten Fahrzyklen	116
Abbildung 6.2: Kraftstoffverbrauch des BMW 335i mit deaktivierter IHKA	117
Abbildung 6.3: Kraftstoffverbrauch im NEFZ des BMW 335i.....	117
Abbildung 6.4 Relative Verbrauchsänderung im NEFZ des BMW 335i (Serie).....	118
Abbildung 6.5 Relative Verbrauchsänderung im NEFZ des 3er Parallelhybrids.....	118
Abbildung 6.6: Reibmoment und Motoröltemperatur im NEFZ.....	119
Abbildung 6.7: Öltemperatur des BMW 335i (Serie) sowie des 3er-Parallelhybrids (PH)	120
Abbildung 6.8: Veränderung des Kraftstoffverbrauchs gegenüber der Referenz	120
Abbildung 6.9: Prinzipskizze des Kühlsystems im 3er Parallelhybrid mit Wärmespeicher	122
Abbildung 6.10: Veränderung des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ gegenüber der Referenz	123
Abbildung 6.11: Verlauf der Kabinen-Temperatur des BMW 335i.....	123
Abbildung 6.12: Zeit bis zum Erreichen einer Kabinentemperatur von 20 °C	124
Abbildung 6.13: Kühlmitteltemperatur am Motorausstritt und SOC des Parallelhybrid-Fahrzeugs	125
Abbildung 6.14: Kabinentemperatur (links) und Heizungswärmestrom (rechts)	126
Abbildung 6.15: Kraftstoffverbrauch über der Dauer für die Änderung der Kabinentemperatur	127
Abbildung 6.16: Präferierte Anordnung des AGWT im Kühlsystem mit Motorbypass	129
Abbildung 6.17: Abgasmassenstrom beider Krümmer-Bänke (links) und Abgastemperatur	130
Abbildung 6.18: Schematischer Aufbau des Rohrbündelwärmetauschers.....	130
Abbildung 6.19: Ein- und Austrittstemperaturen, übertragener Wärmestrom und Wirkungsgrad	133
Abbildung 6.20: Motorrücklauftemperatur ohne/ mit AGWT bei 0°C	134
Abbildung 6.21: Relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs des BMW 335i mit AGWT	135
Abbildung 6.22: Kabinentemperatur im BMW 335i mit und ohne AGWT.....	136
Abbildung 6.23: Kabinentemperatur im BMW 335i mit und ohne AGWT.....	137
Abbildung 6.24: Dauer bis zum Erreichen einer Änderung der Kabinentemperatur um 10 K	138

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Anhaltswerte für Wirkungsgrade verschiedener Getriebearten und Zahnradpaarungen bei Vollast (Naunheimer et al. 2007).....	14
Tabelle 4.1: Im Gesamtfahrzeugmodell verwendete Konnektoren nach Otter (Otter 2007)	41
Tabelle 4.2: notwendige Daten für Anwendung des Motormodells in verschiedenen Detaillierungsgraden.....	44
Tabelle 5.1: Überblick über wesentliche Daten der Versuchsfahrzeuge.....	106
Tabelle 6.1: Übersicht über die geometrischen Daten des AGWT	131

Danksagung

Abschließend möchte ich mich bei all den Menschen bedanken, ohne die diese Arbeit nicht in ihrer jetzigen Form vorliegen würde.

Ich danke Herrn Prof. Georg Wachtmeister nicht nur für die fachliche Betreuung sondern im Besonderen für das entgegengebrachte Vertrauen. Weiterhin möchte ich mich bei Prof. Hans-Georg Herzog für die Übernahme des Koreferats bedanken, ebenso bei Herrn Prof. Michael Zäh für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Bei Walter Hübner, Marco Bross und Dr. Michael Hallmannsegger von der BMW Group bedanke ich mich für die fruchtbare Zusammenarbeit und die Unterstützung im Projekt Energiemanagement im Kfz.

Besonders danken möchte ich meinen Kolleginnen und Kollegen vom Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der TU München für die angenehme und konstruktive Arbeitsatmosphäre, wobei mein besonderer Dank Michael Bernath, Robert Kudicke, Dr. Gregor Habersbrunner und Franz Schauer gilt.

Zudem möchte ich mich bei den studentischen Mitarbeitern bedanken, die mit ihrer Unterstützung zum Gelingen des Forschungsprojekts beigetragen haben.

Mein herzlicher Dank an Sonja Zeilhofer für die organisatorische Betreuung und für die überaus angenehme Zusammenarbeit am LVK in Garching.

Ich danke meinen Eltern, dass sie mich in meinem Werden liebevoll und stets vorbehaltlos unterstützt haben.

Von ganzem Herzen danke ich meiner Frau für ihre Geduld, ihr Verständnis und ihre kritischen Anmerkungen, die diese Arbeit wesentlich geprägt haben. Meinen Kindern danke ich für ihre bedingungslose Liebe.

Christian Haupt