

Technische Universität München  
Institut für Energietechnik  
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

## **Warmlauf des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug**

**Stefan Matthias Blodig**

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

**Doktor-Ingenieurs**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Hartmut Spliethoff

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

Die Dissertation wurde am 4.11.2010 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 28.2.2011 angenommen.



## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich allen danken, die mich bei der Erstellung dieser Dissertation begleitet und unterstützt haben und ohne die mein Forschungsprojekt nicht hätte gelingen können.

Mein erster ganz herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater: Prof. Dr. Georg Wachtmeister. Danke, dass Sie mir meinem Wunsch entsprechend ein Forschungsthema im Bereich Hybridantriebe ermöglicht haben. Danke für viel Vertrauen und Freiraum einerseits und für die hervorragende fachliche Betreuung, viele Anregungen, und praktische Ratschläge auf der anderen Seite.

Ein besonderer Dank gilt auch dem Projektpartner, der Firma BMW, namentlich Dr. Stephan Neugebauer, Dr. Matthias Lederer und Christian Senger. Danke für eine spannende Aufgabe, für den Versuchsmotor und für die Bereitstellung des Gesamtfahrzeugmodells. Ein herzliches Dankeschön gilt auch Dr. Johannes von Grundherr, der mich bei der Arbeit mit dem Gesamtfahrzeugmodell unterstützt hat und auch viele wertvolle fachliche Anregungen eingebracht hat.

Aufbau und Betrieb des Versuchsmotors am LVK-Motorenlabor wurden ermöglicht durch die Mitarbeiter der mechanischen Werkstatt und der Elektrowerkstatt, mein Dank gilt dem ganzen Team. Besonders danke ich dem Prüfstandsingenieur Christian Hödl, der mit viel Arbeit und Einsatz die Inbetriebnahme des hochdynamischen Motorprüfstands vorangetrieben hat.

Sehr herzlich bedanke ich mich bei meinem langjährigen Weggefährten Johannes Scharpf. Beim Aufbau der Prüfstandsautomatisierung, des Applikationssystems und der Messdatenerfassung hast Du unersetzliche Beiträge zum Gelingen des Forschungsprojekts geleistet.

Gleichzeitig danke ich Dir, allen anderen Kollegen, insbesondere Gregor Habersbrunner, Marcel Fouquet, Christian Haupt, Dr. Matthias Auer und Dr. Maximilian Prager sowie noch einmal Prof. Dr. Georg Wachtmeister für die ungemein inspirierende und motivierende Atmosphäre am LVK in dieser Zeit des Aufbruchs.

Schließlich danke ich von ganzem Herzen meiner Frau Sandra, für den Rückhalt vom Bewerbungsgespräch bis zur Promotionsprüfung, insbesondere auch in allen schwierigen Phasen.



# Inhalt

Danksagung.....	I
Inhalt.....	III
Formelzeichen, Indices und Abkürzungen.....	VI
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Technik.....	3
2.1 Hybridfahrzeuge.....	3
2.1.1 Definition Hybridfahrzeug.....	3
2.1.2 Marktsituation von Hybridfahrzeugen.....	3
2.1.3 Hybridfunktionen.....	4
2.1.4 Klassifikation von Elektrohybridfahrzeugen.....	6
2.1.5 Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge.....	8
2.2 Wärmemanagement.....	9
2.2.1 Warmlauf Motor.....	9
2.2.2 Warmlauf Abgasnachbehandlung.....	9
3 Prüfstands Aufbau.....	12
4 Reibmodell.....	16
4.1 Zusammensetzung des Reibmoments bei Verbrennungsmotoren.....	16
4.1.1 Nebenaggregate.....	16
4.1.2 Lager- und Kolbenreibung.....	17
4.2 Überblick Reibmodelle.....	17
4.3 Modifiziertes Reibmodell.....	19
4.4 Messverfahren für Motorreibung.....	21
4.5 Kalibrierung Reibmodell.....	23
4.5.1 Grundabstimmung.....	23
4.5.2 Abstimmung thermisches Verhalten.....	24
5 Thermisches Motormodell.....	26
5.1 Abbildung der thermischen Masse.....	26
5.2 Quasi 1-dimensionale Modellierung.....	27
5.3 Medienkreisläufe.....	28
5.4 Energiebilanz Brennraum.....	29
5.4.1 Energiebilanz im gefeuerten Betrieb.....	29
5.4.2 Energiebilanz im Schubetrieb.....	33

5.5	Abstimmung des thermischen Motormodells .....	34
5.5.1	Parametrierung von thermischen Netzwerken .....	34
5.5.2	Experimente zur Kalibrierung des thermischen Motormodells .....	36
6	Modell des Abgasstrangs.....	41
6.1	Modellierung Rohabgas .....	41
6.1.1	Rohabgas im gefeuerten Betrieb .....	42
6.1.2	Rohabgas im geschleppten Betrieb .....	43
6.1.3	Rohemissionen beim Motorstart.....	43
6.1.4	Temperatur des Rohabgases.....	43
6.2	Modellierung Abgaskrümmen .....	44
6.3	Modellierung Katalysator.....	45
6.3.1	Räumliche Diskretisierung der Monolithen .....	46
6.3.2	Aufbau eines Kanals.....	46
6.3.3	Energiebilanz Katalysatoroberfläche .....	47
6.3.4	Energiebilanz Abgas .....	48
6.3.5	Stoffbilanz Katalysatoroberfläche.....	48
6.3.6	Stoffbilanz Gasphase.....	48
6.3.7	Reaktionsschema.....	49
6.4	Kalibrierung Katalysatormodell .....	49
6.4.1	Thermisches Verhalten .....	50
6.4.2	Kalibrierung Reaktionskinetik .....	53
7	Gesamtfahrzeugmodell.....	57
7.1	Fahrzeug .....	57
7.2	Betriebsstrategie .....	57
8	Energetische Bewertung Hybridfunktionen .....	58
8.1	Vorgehen.....	58
8.2	Randbedingungen .....	59
8.2.1	Fahrzyklen.....	59
8.2.2	Umgebungsbedingungen .....	60
8.3	Einfluss Hybridisierung auf Motorbetrieb .....	62
8.3.1	Effektive Arbeit.....	62
8.3.2	Anteil Motorstopp-Phasen .....	64
8.3.3	Mittlerer Betriebspunkt.....	65
8.4	Einfluss Motorbetrieb auf Wärmeeintrag.....	66
8.4.1	Wandwärmeeintrag.....	67
8.4.2	Wärmeeintrag durch Reibung .....	68

8.4.3	Wärmeeintrag in Fahrzyklen .....	68
8.5	Einfluss Wärmeeintrag auf Warmlauf.....	69
8.5.1	Warmläufe bei konstantem Wärmestrom .....	69
8.5.2	Warmläufe mit Motorstopp-Phasen.....	72
8.5.3	Warmläufe in Fahrzyklen .....	73
8.6	Einfluss Warmlauf auf Reibung.....	74
8.6.1	Definition der zusätzlichen temperaturabhängigen Reibarbeit.....	74
8.6.2	Kraftstoffverbrauch .....	75
8.6.3	Zusätzlicher Wärmeeintrag .....	76
8.6.4	Mehrverbrauch bei unterbrochenem Warmlauf.....	81
8.7	Einfluss Warmlauf auf Heizung.....	84
8.7.1	Ansteuerung Zuheizer.....	84
8.7.2	Kraftstoffäquivalent des Energiebedarfs Zuheizer.....	85
8.7.3	Zuheizbedarf in Fahrzyklen .....	85
8.8	Einfluss Motorbetrieb auf Abgasstrom .....	87
8.8.1	Abgasmassenstrom .....	87
8.8.2	Abgastemperatur/-enthalpie .....	88
8.9	Einfluss Abgasstrom auf Light-Off .....	90
8.9.1	Kenngrößen Light-Off .....	90
8.9.2	Einfluss Abgastemperatur.....	91
8.9.3	Einfluss Abgasmassenstrom.....	93
8.9.4	Warmläufe in konstanten Betriebspunkten.....	95
9	Maßnahmen zur Verbesserung des Warmlaufs .....	98
9.1	Modifizierte Hybridstrategie.....	98
9.1.1	Definition modifizierter Betriebsstrategien.....	99
9.1.2	Ergebnisse modifizierte Betriebsstrategie in Fahrzyklen .....	99
9.2	Elektrisches Katalysatorheizen.....	104
9.2.1	Konzept elektrisches Katalysatorheizen .....	104
9.2.2	Bewertung in Fahrzyklen .....	105
9.3	Abgaswärmetauscher .....	108
9.3.1	Abgaswärmetauscher-Konzept.....	108
9.3.2	Bewertung in Fahrzyklen .....	109
10	Bewertung und Zusammenfassung .....	113
	Literaturverzeichnis .....	117

## Formelzeichen, Indices und Abkürzungen

### Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	[°] / [W/m <sup>2</sup> K]	Fahrpedalstellung / Wärmeleitfähigkeit
$\eta$	[°]	Wirkungsgrad
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\tau$	[s]	Zeitkonstante
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Fläche
$A_{geo}$	[m <sup>2</sup> ]	geometrische Oberfläche
$A_{QS}$	[m <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche
$A_{WC}$	[m <sup>2</sup> ]	chemisch aktive Oberfläche des Washcoats
$c_m$	[m/s]	mittlere Kolbengeschwindigkeit
$c_p$	[J/kgK]	spezifische Wärmekapazität
$C$	[-] / [J/K]	Konstante / Wärmekapazität
$C_T$	[mol/m <sup>3</sup> ]	Totalkonzentration
$d$	[m]	Bohrung
$G_{th}$	[W/K]	Wärmeleitwert
$h$	[kJ/kgK]	spezifische Enthalpie
$H_m$	[J/mol]	Reaktionsenthalpie
$H_u$	[MJ/kg]	unterer Heizwert
$k_{Diff}$	[m/s]	Koeffizient für Stofftransport durch Diffusion
$L_{min}$	[kg/kg]	Mindestluftbedarf
$\dot{m}$	[g/s]	Massenstrom
$M$	[Nm]	Drehmoment
$n$	[1/min] / [mol]	Drehzahl / Stoffmenge
$p$	[bar]	Druck
$p_m$	[bar]	Mitteldruck
$P$	[kW]	Leistung
$Q$	[MJ]	Enthalpie / Wärme



$r_m$	[mol/m <sup>2</sup> s]	Reaktionsrate von Reaktion m
$r_n$	[mol/m <sup>2</sup> s]	Bildungsrate von Stoff n
$t$	[s]	Zeit
$T$	[°C]	Temperatur
$T_0$	[°C]	Umgebungstemperatur
$u$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
$V_H$	[dm <sup>3</sup> ]	Hubraum
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Volumenstrom
$W$	[MJ]	Arbeit / Energie
$x_{AG}$	[%]	Abgaswärmeanteil
$x_{WW}$	[%]	Wandwärmeanteil

### **Indices**

Leistung / Arbeit / Moment / Mitteldruck Verbrennungsmotor

***i*** indiziert

***e*** effektiv

***r*** Reibung

Energiebilanz Motormodell

***gef*** gefeuert

***SA*** Schubabschaltung

***AG*** Abgaswärme

***WW*** Wandwärme

***KS*** Kraftstoff

***WE*** Wärmeeintrag Motor (Wandwärme + Reibung)

***el*** elektrisch

***chem*** chemisch

***therm*** thermisch

***rel*** relativ

Reibmodell

***Buchse*** Reibstelle zwischen Kolbenringen und Laibuchse

***Lager*** Vergleichslagerstelle (stellv. für Lager in Kurbel- und Ventiltrieb)

**\*** Referenzpunkt

***temp*** temperaturabhängiger Anteil

Modell Abgasstrang	
<i>HC</i>	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
<i>CO</i>	Kohlenstoffmonoxid
<i>NO<sub>x</sub></i>	Stickstoffoxide
<i>Kr</i>	Messstelle Eintritt Abgaskrümmen
<i>vKat</i>	Messstelle direkt vor Katalysator
<i>nKat</i>	Messstelle direkt nach Katalysator
<b>mess</b>	gemessen
<b>sim</b>	simuliert
<b>sim1</b>	simuliert, Eingangsdaten (Rohabgas) aus Messung
<b>sim2</b>	simuliert, Eingangsdaten (Rohabgas) aus Motormodell

Katalysatormodell	
<i>Diff</i>	Diffusion
<i>Reakt</i>	chemische Reaktion
<i>s</i>	Oberfläche
<i>g</i>	Gas
<i>ein</i>	einströmend
<i>aus</i>	ausströmend
<i>m</i>	Zählvariable chemische Reaktionen
<i>n</i>	Zählvariable Stoffe
<i>ax</i>	axial
<i>rad</i>	radial

### ***Abkürzungen***

Abkürzung	Bezeichnung
<b>VM</b>	Verbrennungsmotor
<b>EM</b>	Elektrische Maschine (Motor/Generator)
<b>Batt</b>	Batterie
<b>NEFZ</b>	Neuer europäischer Fahrzyklus
<b>FTP</b>	Federal Test Procedure
<b>LO</b>	Light-Off
<b>PTC</b>	Elektrische Widerstandsheizung (Positive Temperature Coefficient)

# 1 Einleitung

In Wissenschaft und Politik besteht mittlerweile breiter Konsens, dass der vom Menschen verursachte Klimawandel gebremst werden muss. Zur Reduktion der Treibhausgasemissionen können zahlreiche Strategien und Technologien verfolgt werden (Metz et al. 2007). Im Bereich des Straßenverkehrs sind dies:

- Verringerung der Lasten (weniger Transportarbeit)
- Steigerung der Effizienz (weniger Kraftstoffverbrauch bezogen auf Transportarbeit)
- Wechsel zu kohlenstoffärmeren Kraftstoffen (weniger CO<sub>2</sub>-Emissionen bezogen auf Kraftstoffverbrauch)
- Verringerung der Emissionen weiterer Treibhausgase

Die Steigerung der Energieeffizienz, gleichbedeutend mit einer Senkung des Kraftstoffverbrauchs, stellt schon allein wegen der Kraftstoffkosten ein Entwicklungsziel dar. Vor dem Hintergrund steigender Kraftstoffpreise und der zunehmenden öffentlichen Diskussion über den Klimawandel hat der Kraftstoffverbrauch für die Kunden und damit auch für die Hersteller von Kraftfahrzeugen in den letzten Jahren erheblich an Bedeutung gewonnen.

Besonders im Stadtverkehr kann der Verbrauch durch Hybridisierung gesenkt werden. Die Kombination des Verbrennungsmotors mit einem Elektromotor und einem elektrischen Energiespeicher ermöglicht neue Funktionen wie Bremsenergieerückgewinnung und elektrisches Fahren.

Auch der Verbrennungsmotor selbst bietet noch Potentiale. Neben vielen anderen Aspekten wie Brennverfahren, Aufladung, Reibung findet die Optimierung des Motorwarmlaufs zunehmende Beachtung. Entsprechende Maßnahmen werden unter dem Schlagwort Wärmemanagement zusammengefasst.

Bei der Bewertung und Auslegung von hybriden Antriebssträngen und Betriebsstrategien wird in der Regel mit einfachen, z.B. kennfeldbasierten Motormodellen gearbeitet, die den Warmlauf nicht abbilden (Guttenberg 2004, Wigermo et al. 2008, Saroch 2008, Fugel et al. 2008). Gegen den Einsatz komplexer thermischer Modelle sprechen verschiedene praktische Gründe:

- Die Rechenzeit des Fahrzeugmodells steigt erheblich, wenn das Motormodell detaillierter ist. Parametervariationen und Optimierungen werden dadurch erschwert.

- Bereits bei einfach modellierten Hybridfahrzeugen treten komplexe Zusammenhänge auf, deren Interpretation und Beherrschung erhebliche Vereinfachungen bzw. Reduktionen erfordert (z.B. Definition des relativen Motorwirkungsgrades, Bücherl et al. 2007, Nam, Sorab 2004).
- Die Bedatung ist aufwendiger, gerade in frühen Entwicklungsphasen stehen entsprechende Daten häufig noch nicht zur Verfügung

Damit ergeben sich folgende Fragen: Wie wirken sich Hybridfunktionen auf den Warmlauf aus? Wie verändert sich ihr Einsparpotential, wenn der Einfluss auf den Motorwarmlauf berücksichtigt wird? Wann ist eine thermische Modellierung des Verbrennungsmotors sinnvoll/notwendig? Wie wirken sich Hybridfunktionen in Kombination mit Wärmemanagementmaßnahmen aus?

Im Rahmen dieser Arbeit wird am Beispiel eines ausgewählten Hybridfahrzeugs mit Ottomotor eine detaillierte Analyse vorgenommen, wie sich einzelne Hybridfunktionen auf den Warmlauf des Verbrennungsmotors auswirken.

Zu diesem Zweck wird zunächst ein thermisches Motormodell mit Blick auf die Fragestellung entwickelt und anhand umfangreicher Messungen am Motorprüfstand bedatet. Anschließend wird der Motorwarmlauf bei Einsatz verschiedener Hybridfunktionen analysiert und bewertet. Einzelne Aspekte des Warmlaufverhaltens, beispielsweise die Auswirkungen einer Motorstopp-Phase, werden in geeigneten Simulationsexperimenten isoliert betrachtet.

Schließlich werden auf Basis der allgemeinen Erkenntnisse Maßnahmen zur Optimierung des Warmlaufs abgeleitet und mit dem entwickelten Simulationsmodell bewertet.

## 2 Stand der Technik

### 2.1 Hybridfahrzeuge

#### 2.1.1 Definition Hybridfahrzeug

Laut EU bezeichnet „Hybridkraftfahrzeug“ ein Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen (im Fahrzeug) zum Zwecke des Fahrzeugantriebs“ (Europäische Union 2007).

Neben dem Verbrennungsmotor und dem Kraftstofftank kommen u.a. elektrische, hydraulische (Kliffken et al. 2009, Achten et al. 2009) und mechanische (Sontheim 2008) Energiewandler und –speicher zum Einsatz.

Am weitesten verbreitet sind Hybridelektro kraftfahrzeuge (HEV, Hybrid Electric Vehicle). Dabei wird ein Verbrennungsmotor, in der Regel ein Ottomotor, mit einer oder mehreren Elektromaschinen kombiniert. Als elektrischer Energiespeicher dienen wiederaufladbare Batterien, z.B. Nickel-Metallhydrid- bzw. Lithium-Ionen-Batterien oder Kondensatoren (Voß 2005).

#### 2.1.2 Marktsituation von Hybridfahrzeugen

Die Vorteile des Hybridantriebs sind bereits seit langem bekannt, für eine erfolgreiche Umsetzung fehlte jedoch lange Zeit ein geeigneter Energiespeicher. So scheiterten die Audi duo Modelle in den 90er Jahren an dem hohen Gewicht und den hohen Kosten der Blei-Gel-Batterie. Im Jahr 1997 kam der Toyota Prius auf den Markt, der Dank Nickel-Metallhydrid-Batterie Hybridfunktionen mit vertretbarem Mehrgewicht und Platzeinschränkungen realisieren konnte.

In Deutschland betrug der Anteil der Hybridfahrzeuge am gesamten PKW-Bestand 0,05% am 1.1.2009. Bei den Neuzulassungen betrug der Anteil der Hybridfahrzeuge 2008 bereits 0,21% (Kraftfahrtbundesamt 2009).

In den letzten Jahren hat durch steigende Kraftstoffpreise, steuerliche Anreize und allgemein zunehmendes Umweltbewusstsein das öffentliche Interesse an Hybridfahrzeugen stark zugenommen. Mittlerweile haben die meisten PKW-Hersteller einzelne Hybridfahrzeuge in Serie bzw. eine Serieneinführung in naher Zukunft angekündigt, so dass für die Zukunft mit weiter steigenden Marktanteilen bei einem gleichzeitig breiter gefächerten Angebot zu rechnen ist.

### 2.1.3 Hybridfunktionen

In einem Hybridelektro kraftfahrzeug lassen sich verschiedene Funktionen realisieren, die gegenüber einem konventionellen Antrieb nur mit Verbrennungsmotor in erster Linie einen reduzierten Kraftstoffverbrauch ermöglichen:

- **Bremsenergie rückgewinnung (Rekuperation):**  
In konventionellen Bremsanlagen wird die kinetische Energie des Fahrzeugs in Wärme umgewandelt und kann nicht mehr weiter genutzt werden. Mit einem wiederaufladbaren Energiespeicher und einem entsprechenden Energiewandler hingegen kann die kinetische Energie zumindest teilweise gespeichert und später wieder freigegeben werden.  
Der Wirkungsgrad der Rekuperation hängt davon ab, ob die zurückgewonnene Bremsenergie wieder in mechanische Energie gewandelt und für den Antrieb verwendet wird oder ob eine direkte Nutzung von Strom im Bordnetz möglich ist.
- **Start-/Stopp-Automatik:**  
In Standphasen wird keine Antriebsleistung benötigt, dennoch läuft der Verbrennungsmotor in konventionellen Antrieben im Leerlauf weiter. Damit soll in erster Linie eine schnelle Verfügbarkeit der Antriebsleistung bei einer Lastanforderung gewährleistet werden. Außerdem kann so auch in Standphasen der Strombedarf des Bordnetzes durch den Generator gedeckt werden, wodurch die Bleibatterie geschont und ihre Lebensdauer verlängert wird.  
In Hybridelektro kraftfahrzeugen kann der im Vergleich zu einem konventionellen Ritzelstarter wesentlich leistungsfähigere Elektromotor den Verbrennungsmotor sehr schnell starten bzw. auch selbst einen Teil der Lastanforderung abdecken. Darüber hinaus sind die verwendeten Energiespeicher wesentlich stärker zyklisierbar als Bleibatterien. Der Motor kann somit auch in kurzen Standphasen abgeschaltet werden.
- **Elektrisches Fahren:**  
Insbesondere im Stadtverkehr sind häufig sehr niedrige Antriebsleistungen gefordert, die nur einen Bruchteil der Nennleistung des Verbrennungsmotors betragen. Bei diesen sehr niedrigen Lasten arbeiten Verbrennungsmotoren mit schlechten Wirkungsgraden, bis hin zum Wirkungsgrad 0 im Leerlauf.  
In Hybridfahrzeugen können z.T. niedrige Antriebsleistungen durch den Elektromotor bereitgestellt werden, während der Verbrennungsmotor abgeschaltet wird.

- **Boosten:**  
Bei Volllastanforderung kann neben dem Verbrennungsmotors der Elektromotor zur Beschleunigung beitragen, wodurch bessere Fahrleistungen erzielt werden. Umgekehrt lässt sich bei vergleichbaren Fahrleistungen eine Kraftstoffersparnis erzielen, wenn der Verbrennungsmotor kleiner ausgeführt wird (Downsizing).
- **Lastpunktanhebung / -absenkung**  
Im Fahrbetrieb kann das Drehmoment des Verbrennungsmotors erhöht oder abgesenkt werden, wobei die elektrische Maschine die überschüssige bzw. fehlende Energie aufnimmt bzw. abgibt. Damit kann der Ladezustand der Batterie ausgeglichen werden, wenn die Funktionen Bremsenergieerückgewinnung mehr oder weniger elektrische Energie liefert als für elektrisches Fahren und Boosten verbraucht wird.

Auf der anderen Seite bringen die zusätzlichen Energiewandler- und speicher im Hybridfahrzeug Nachteile bei Kosten, Bauraum und Gewicht des Fahrzeugs. Durch das Mehrgewicht werden die Kraftstoffeinsparungen relativiert, da zum einen Rollwiderstand und Beschleunigungsarbeit zunehmen und zum anderen die Fahrleistungen verschlechtert werden, was den Effekt des Boostens zumindest teilweise kompensiert.

In Tabelle 2-1 sind die technischen Daten von zwei am Markt erhältlichen Hybridfahrzeugen den vergleichbaren Modellen mit konventionellem Antrieb gegenübergestellt.

**Tabelle 2-1: Vergleich Fahrleistung konv.Fahrzeug – Hybridfahrzeug (LEXUS Deutschland 2009, Daimler AG 2009)**

		<b>Lexus LS 460</b>	<b>Lexus LS 600h</b>	<b>Mercedes S 350</b>	<b>Mercedes S 400 Hybrid</b>
<b>Leistung</b>	[kW]	280	290	200	205
<b>Verbrennungsmotor</b>					
<b>Leistung Batterie</b>	[kW]	-	37	-	15
<b>Fahrzeuggewicht</b>	[kg]	2020	2345	1895	1955
<b>Beschleunigung, 0-100 km/h</b>	[s]	5,7	6,3	7,3	7,2
<b>Verbrauch (NEFZ)</b>	[l/100km]	11,1	9,3	10,0	7,9

### 2.1.4 Klassifikation von Elektrohybridfahrzeugen

Elektrohybridfahrzeuge werden zum einen nach der elektrischen Leistung bzw. den verfügbaren Hybridfunktionen klassifiziert, zum anderen nach der Bauform, d.h. der Anordnung und Verknüpfung von Motoren und Getriebe.

Im Einzelnen werden folgende Hybridisierungsstufen unterschieden (z.B. Naunin 2007):

- **Mikrohybrid:**  
Hier sind die Funktionen Bremsenergieerückgewinnung und Start-/Stopp-Automatik realisiert. Die installierte elektrische Leistung fällt mit 2,7..4 kW/t gering aus. Mikrohybride sind keine Hybridfahrzeuge im Sinne der zuvor genannten Definition, da der elektrische Energiewandler nicht zum Fahrzeugantrieb beiträgt.
- **Mildhybrid:**  
Mildhybride verfügen zusätzlich über die Funktion „Boosten“. Die elektrische Leistung beträgt typischerweise 6..14 kW/t
- **Vollhybrid:**  
Vollhybride sind in der Lage, bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor rein elektrisch zu fahren. Entsprechend hoch ist die installierte elektrische Leistung von meist über 20kW/t. Eine spezielle Form stellen die Plug-in-Hybride dar, deren Akkus auch von aussen geladen werden können.

Bzgl. der Bauform haben sich verschiedene Ansätze etabliert, die entsprechend dem Leistungsfluss klassifiziert werden:

- **Parallelhybrid (Abbildung 2-1):**  
Basierend auf einem konventionellen Antriebsstrang wird zusätzlich ein Elektromotor verbaut, dessen Drehmoment parallel zu dem des Verbrennungsmotors eingeleitet wird.

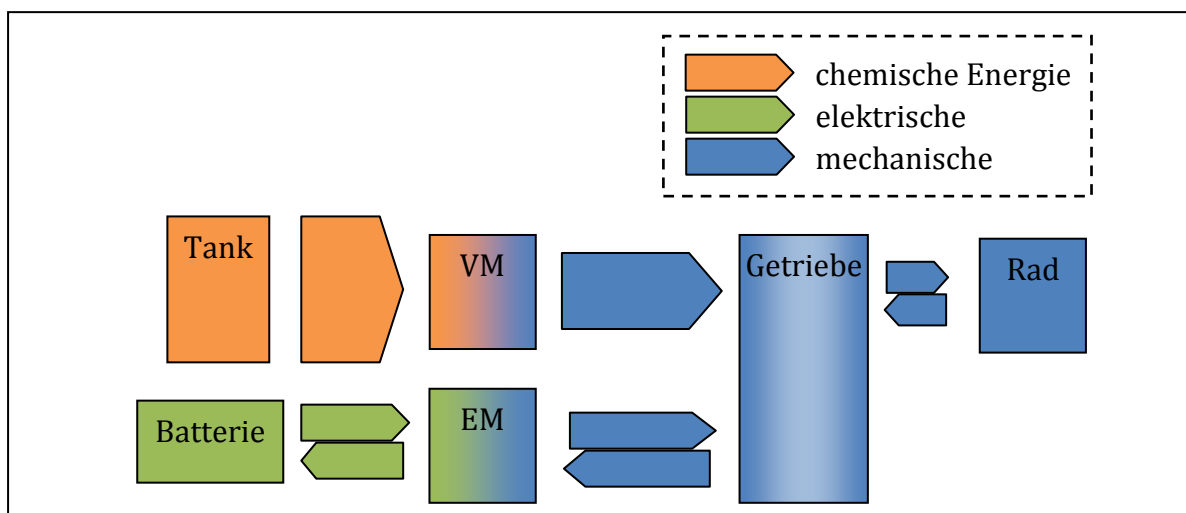


Abbildung 2-1: Energieflüsse Parallelhybrid



- Serieller Hybrid (Abbildung 2-2):

Die Leistung des Verbrennungsmotors wird vollständig in elektrische Energie gewandelt, welche gespeichert oder in einer zweiten E-Maschine wieder in mechanische Leistung für den Antrieb gewandelt werden kann.

Auch ohne einen Energiespeicher kann durch die zweifache Energiewandlung eine Übersetzung dargestellt werden, so dass ein mechanisches Getriebe entfallen kann.

Diese Konfiguration ermöglicht wirkungsgradoptimalen Betrieb des Verbrennungsmotors, allerdings entstehen durch die zweifache Energiewandlung erhebliche Verluste.

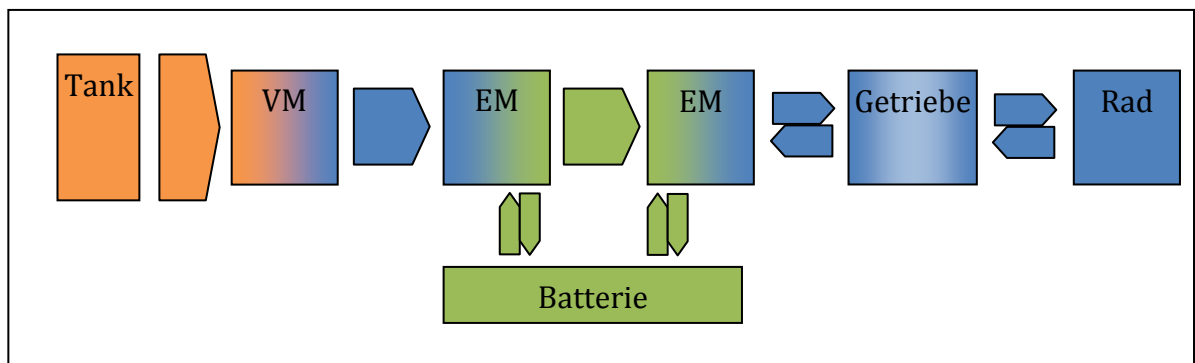


Abbildung 2-2: Energieflüsse serieller Hybrid

- Leistungsverzweigter Hybrid (Abbildung 2-3):

Hier wird die Leistung des Verbrennungsmotors aufgezweigt und zum Teil über einen mechanischen, zum Teil über einen elektrischen Pfad zu den Rädern geleitet.

Ein Getriebe mit mehreren Gangstufen ist nicht mehr zwingend erforderlich, da über den elektrischen Pfad wie beim seriellen Hybrid verschiedene Übersetzungen dargestellt werden können (z.B. Toyota Prius, Lexus RX 450h). Ein mehrstufiges mechanisches Getriebe ermöglicht es jedoch, einen größeren Teil der Antriebsleistung über den effizienteren mechanischen Pfad zu führen (Two-Mode-Hybrid).

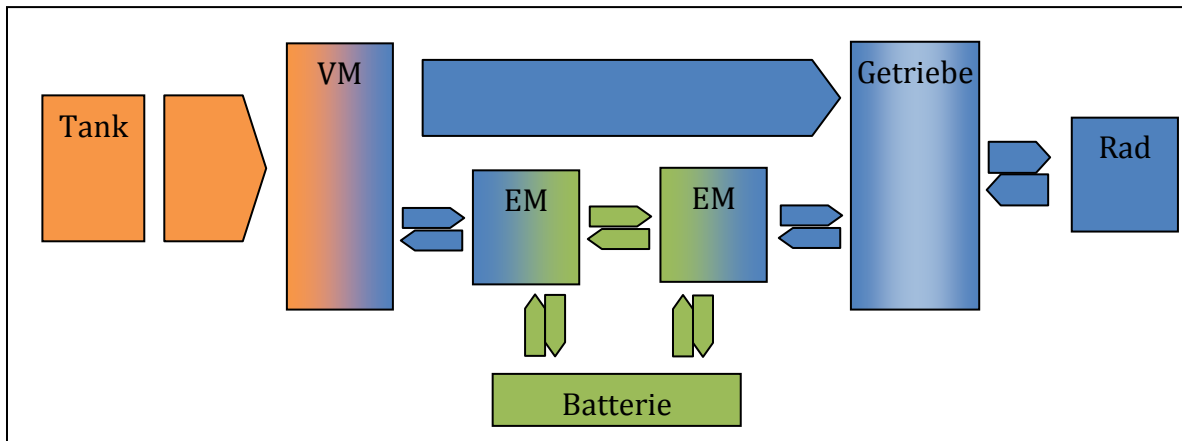


Abbildung 2-3: Energieflüsse leistungsverzweigter Hybrid

Daneben werden in verschiedenen Studien weitere Mischformen vorgeschlagen, z.B. eine Kombination aus seriellem und parallelem Hybrid („Twin Drive“, Lehold et al. 2009)

### 2.1.5 Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge

In einem konventionellen Fahrzeug wird der Fahrleistungsbedarf vollständig vom Verbrennungsmotor abgedeckt. Bei einer definierten Übersetzung ergibt sich damit aus Fahrzeuggeschwindigkeit und Fahrleistungsbedarf ein eindeutiger Betriebspunkt (Drehzahl und Drehmoment) für den Verbrennungsmotor.

In einem Hybridfahrzeug muss lediglich die Summe der Leistungen der einzelnen Antriebsquellen dem Fahrleistungsbedarf entsprechen, die Aufteilung ist innerhalb gewisser Grenzen frei.

Zur Vorgabe der Betriebspunkte der einzelnen Antriebsquellen ist eine Betriebsstrategie erforderlich, die im Fahrzeug meist von einem eigenen Hybrid-Steuergerät umgesetzt wird. Zielgrößen sind dabei Kraftstoffverbrauch, Fahrleistungen und Emissionen. Daneben sind weitere Randbedingungen zu beachten, z.B. die Zyklisierbarkeit einer Batterie oder die Verfügbarkeit einer an den Verbrennungsmotor gekoppelten Klimaanlage.

In den meisten Hybridfahrzeugen stellt der Verbrennungsmotor weiterhin die Hauptantriebsquelle dar, so dass die Leistungsanforderung an den Verbrennungsmotor zunächst durch den Fahrerwunsch definiert wird. In bestimmten Betriebszuständen wird die Lastanforderung dann durch die oben genannten Hybridfunktionen modifiziert, wobei die fehlende bzw. überschüssige Leistung durch die Elektromotoren bereitgestellt bzw. aufgenommen wird.

## 2.2 *Wärmemanagement*

### 2.2.1 **Warmlauf Motor**

Verbrennungsmotoren arbeiten optimal im betriebswarmen Zustand, welcher im Fahrbetrieb aber typischerweise erst nach 5..20 Minuten erreicht wird. Während der gesamten Warmlaufphase ist die Ölviskosität erhöht, was zu einem erhöhten Reibmoment führt. Zudem ist bei niedrigen Wassertemperaturen keine Innenraumheizung verfügbar, was den Komfort beeinträchtigt und z.T. durch energieintensive elektrische Zuheizter ausgeglichen wird.

Der Verbrennungsprozess selbst wird ebenfalls durch niedrige Brennraumwandtemperaturen beeinflusst. Die Wandwärmeverluste fallen etwas höher aus, gleichzeitig kommt es tendenziell zu einer Verschlechterung der Emissionswerte von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid.

Vor dem Hintergrund stetig steigender Anforderungen bzgl. Verbrauch, Emissionen und Komfort werden deshalb in den letzten Jahren verstärkt Maßnahmen ergriffen, um die Warmlaufphase zu verkürzen und die damit verbundenen Nachteile zu minimieren. Diese Maßnahmen werden im Allgemeinen unter dem Begriff „Wärmemanagement“ zusammengefasst.

Beispiele sind:

- Modifizierte Regelung von Kühlmittelpumpe und Thermostat im Warmlauf (Cortona Kanne 2000, Hess et al. 2005, Danisch 2009)
- Thermische Motorkapselung (de Ciutiis et al. 2006, Genger 2004)
- Latentwärmespeicher (Hellman et al. 1992, Bednarek, Tacke 1999, Genger 2004)
- Direkte Abgaswärmenutzung (Haubner et al. 2001, Geskes, Strauss 2006)

### 2.2.2 **Warmlauf Abgasnachbehandlung**

Besondere Bedeutung hat das Erreichen der Betriebstemperatur für die Abgasnachbehandlung, die bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren durch einen 3-Wege-Katalysator erfolgt (van Basshuysen 2007). Die Konvertierungsraten im Katalysator sind sehr stark temperaturabhängig, wobei im kalten Zustand keine, im betriebswarmen Zustand beinahe eine vollständige Umsetzung der Schadstoffe erfolgt. Der schnelle Anstieg der Konvertierungsraten beim Erreichen einer bestimmten Temperaturgrenze wird als „Light-Off“ bezeichnet (Hagelüken 2005).

In Abbildung 2-4 sind gemessene Verläufe der Emissionen vor und nach Katalysator beim Warmlauf in einem festen Betriebspunkt dargestellt. Gut zu erkennen ist das Einsetzen der HC- und CO-Konvertierung nach etwa 10 Sekunden. Die Überhöhung der HC-Emissionen nach Katalysator in den ersten 10 Sekunden ist auf die Freisetzung im Katalysator gespeicherter Kohlenwasserstoffe zurückzuführen.

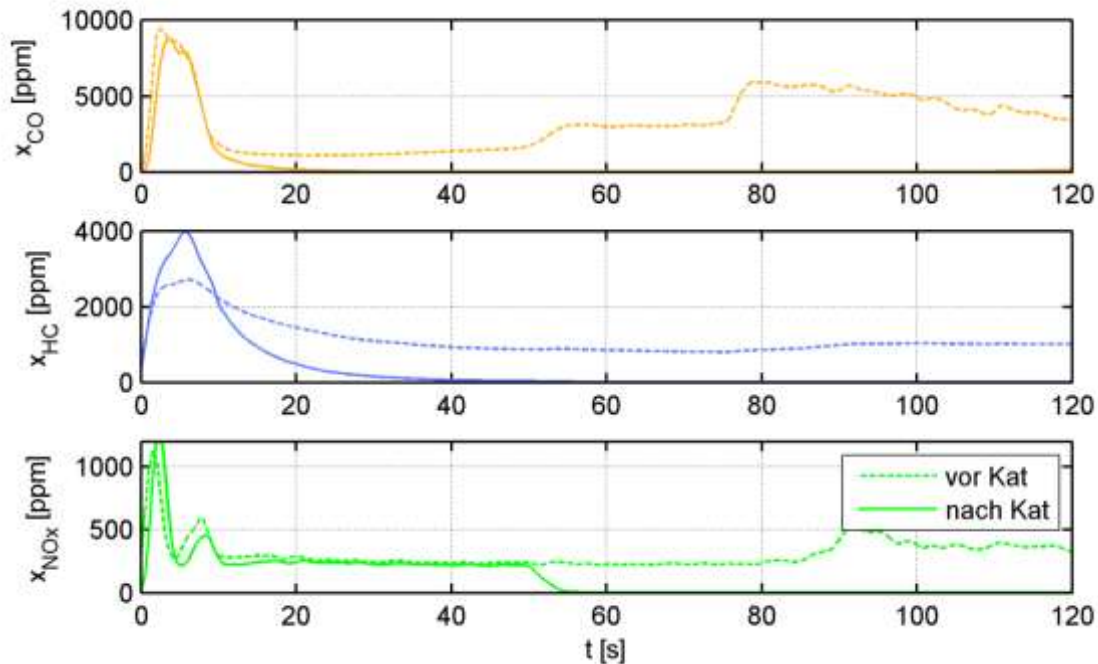


Abbildung 2-4: Emissionen vor und nach Katalysator im Warmlauf

Eine Betrachtung der kumulierten Emissionen im NEFZ zeigt, dass die ersten Sekunden entscheidend für die Einhaltung der Abgasgrenzwerte sind: über 90% der HC- und über 70% der CO-Emissionen stammen aus der Phase vor dem Katalysator-Light-Off, obwohl diese innerhalb von 90 Sekunden, entsprechend weniger als 8% der gesamten Zyklusdauer, abgeschlossen ist (Abbildung 2-5).

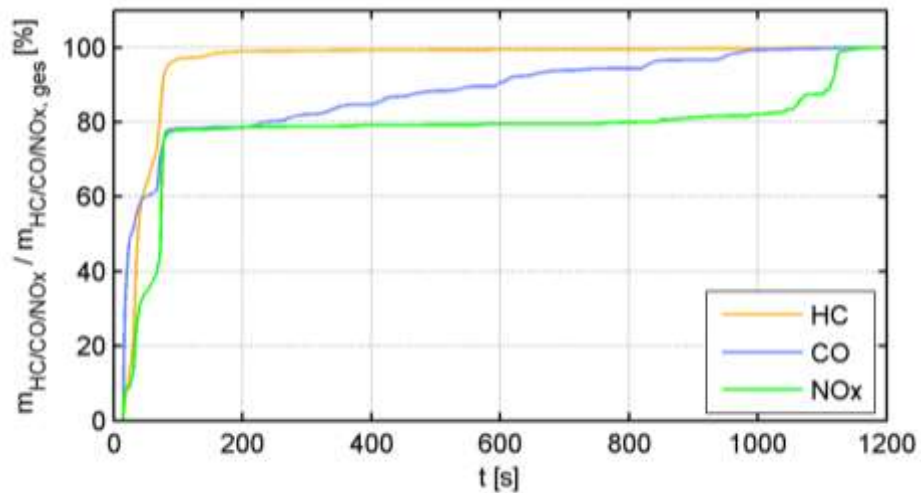


Abbildung 2-5: kumulierte Emissionen bezogen auf Endwert im NEFZ

Um niedrige Gesamtemissionen zu erzielen, muss daher zum einen die Zeitspanne von Motorstart bis Katalysator-Light-Off möglichst kurz sein, auf der einen Seite sollten die Rohemissionen in dieser Phase möglichst niedrig sein. Dazu werden innermotorische Maßnahmen („Katalysatorheizen“) eingesetzt, wobei ein erhöhter Verbrauch in dieser im Vergleich zum ganzen Zyklus kurzen Phase in Kauf genommen wird.

### 3 Prüfstands Aufbau

Die Versuche werden an einem Motorenprüfstand des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen durchgeführt (Abbildung 3-1). Bei Warmlaufmessungen handelt es sich prinzipiell um instationäre Versuche, bei denen eine präzise und reproduzierbare Versuchsdurchführung unabdingbar ist. Daher wurden die Versuche auf einem mit einem Automatisierungssystem ausgestatteten Prüfstand durchgeführt.

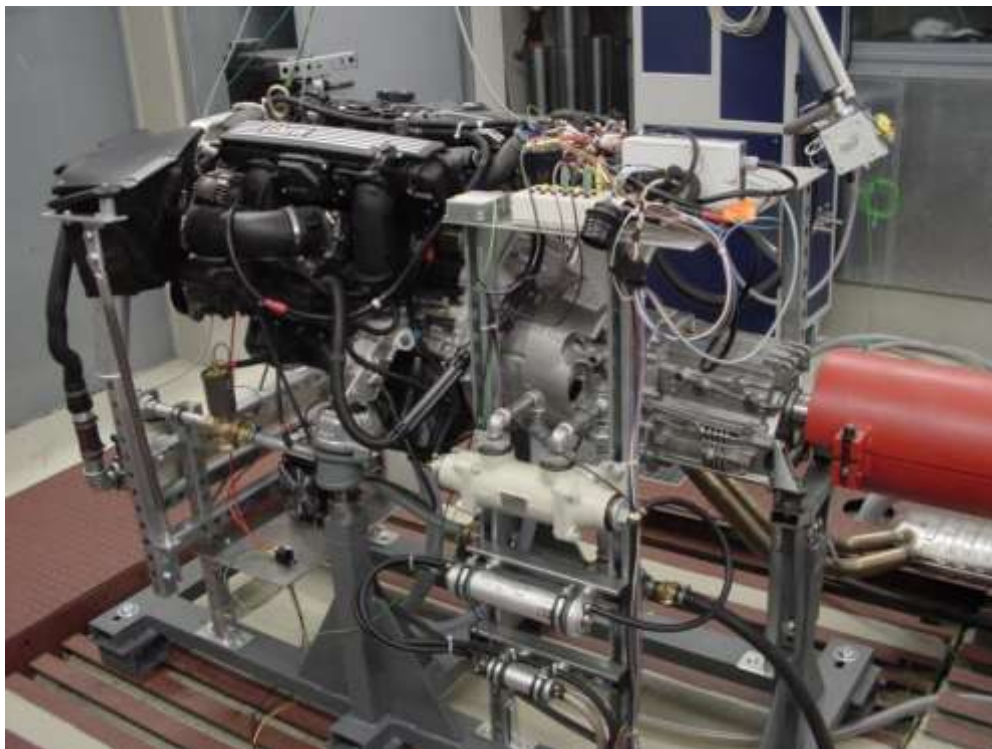


Abbildung 3-1: Motorprüfstand

Als Versuchsmotor wurde ein Reihensechszylindermotor mit Saugrohreinspritzung von BMW mit der Bezeichnung N52B30 verwendet. Wesentliche Merkmale des Motors sind ein vollvariabler Ventiltrieb auf der Einlassseite (Valvetronic) sowie eine elektrische, bedarfsgerecht gesteuerte Wasserpumpe. In (Klüting, Landerl 2004), (Kiefer et al. 2004) und (Hess et al. 2005) wird der Motor bzw. das Wärmemanagement eingehend beschrieben, die wichtigsten technischen Daten sind in Tabelle 3-1 aufgeführt.

Tabelle 3-1: Technische Daten des Versuchsmotors

<b>Bauart</b>	Reihensechszylinder
<b>Hubraum</b>	2996 cm <sup>3</sup>
<b>Verdichtungsverhältnis</b>	10,7:1
<b>Bohrung/Hub</b>	85 mm / 88 mm
<b>Ventile pro Zylinder</b>	4
<b>Maximale Leistung</b>	190 kW bei 6600 1/min
<b>Maximales Moment</b>	300 Nm bei 2500-4000 1/min

Der Versuchsmotor wurde mit Temperatur- Druck und Volumenstromsensoren ausgestattet. Darüberhinaus stand ein Applikationssteuergerät zur Verfügung, mit dem auch die Daten aller motoreigenen Sensoren abgefragt werden konnten. Schwerpunkt der Messtechnik lag auf der Erfassung der Wärmeströme in den Medienkreisläufen (Abbildung 3-2) und der Temperaturen des Katalysators. Folgende Sensoren wurden verbaut:

- 9 Thermoelemente Typ K in den Medienkreisläufen
- 1 Volumenstromsensor im Kühlkreislauf
- 5 Thermoelemente Typ K in Ansaug- und Abgasstrecke
- 10 Thermoelemente Typ K im Abgaskatalysator
- 6 Oberflächenthermoelemente am Abgasstrang
- 3 Drucksensoren in Ansaug- und Abgasstrecke
- 1 Indizierzündkerze
- Drehzahl-/Drehmomentmessung
- 2 Abgasanalyseanlagen Horiba Mexa 7000 (THC, CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub>, λ)

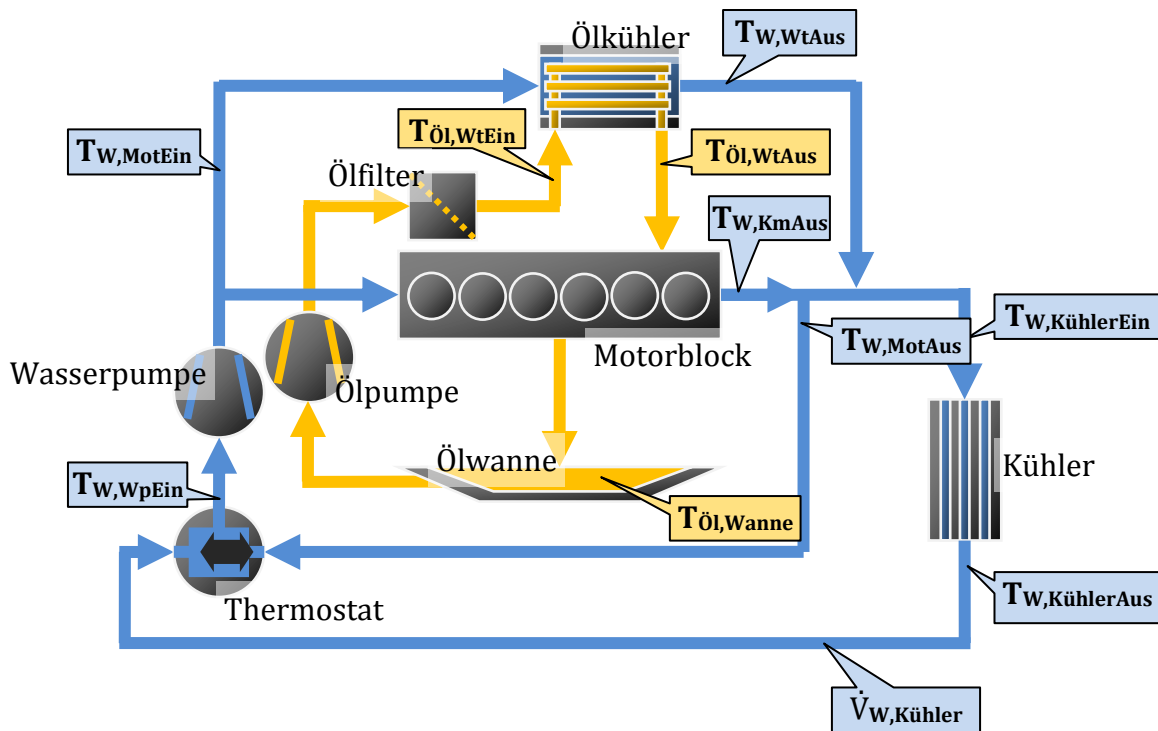


Abbildung 3-2: Messstellen in den Medienkreisläufen

Im Katalysator der Bank 1 (Zylinder 1-3) wurden 10 Thermoelemente in unterschiedlichen Ebenen und Tiefen der Monolithen angebracht, um das Temperaturfeld in axialer und radialer Richtung zu erfassen und das thermische Modell des Katalysators zu validieren. In axialer Richtung liegen die Messstellen in 6 Ebenen, die wie folgt in Strömungsrichtung angeordnet sind:

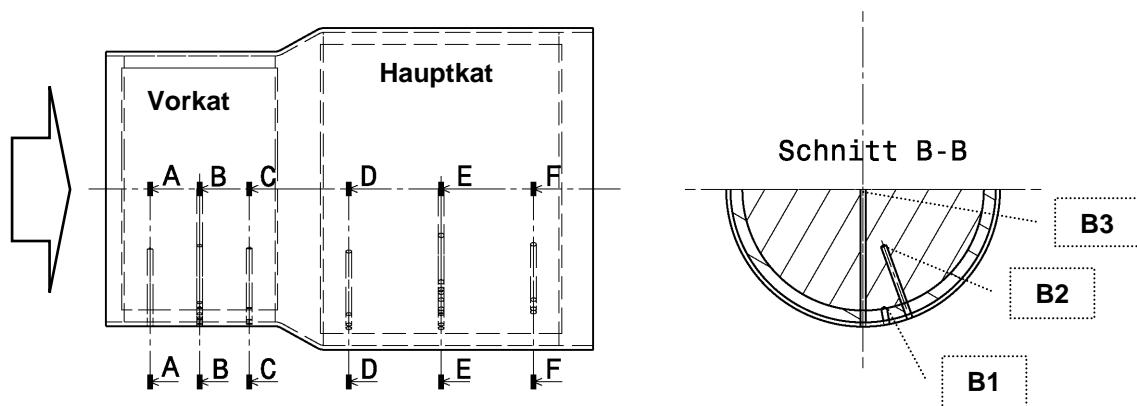
- A: 10mm nach Anfang des Vorkatalysators
- B: Mitte des Vorkatalysators
- C: 10mm vor Ende des Vorkatalysators
- D: 10mm nach Anfang des Hauptkatalysators
- E: Mitte des Hauptkatalysators
- F: 10mm vor Ende des Hauptkatalysators

In radialer Richtung wurde in jeder Ebene eine Messstelle auf einem Radius in der Mitte zwischen Achse und Oberfläche des Monolithen angebracht (A2, B2, C2, D2, E2, F2). Zusätzlich wurden in den Ebenen B und E Messstellen auf der Achse (B3, E3) und auf der Oberfläche des Monolithen (B1, E1) angebracht.

In Umfangsrichtung ist von einem nahezu rotationssymmetrischen Temperaturfeld innerhalb der Monolithen auszugehen. Die Messstellen wurden in Umfangsrichtung lediglich geringfügig versetzt, um verschieden tiefe Positionen in einer Ebene zu



realisieren und um eine Beeinflussung der Strömung durch stromaufwärts eingebrachte Thermoelemente zu verhindern.



**Abbildung 3-3: Positionen Temperaturmessstellen in den Monolithen**

Im Monolithen ist zwischen Gas- und Materialtemperatur zu unterscheiden. Für die Abstimmung des Katalysatormodells sind prinzipiell beide geeignet. Die Messung der Materialtemperatur ist aus verschiedenen Gründen problematisch:

- Thermoelemente müssen thermisch an den porösen Monolithen gekoppelt werden, z.B. durch Einkleben. Dabei ist damit zu rechnen, dass Kanäle versperrt und das thermische Verhalten dadurch verfälscht werden.
- Während es im Modell nur eine Materialtemperatur je Zelle gibt, ist tatsächlich bei dynamischen Vorgängen mit einem Temperaturgradienten in den Kanalwänden zu rechnen.
- Thermoelemente werden normalerweise mit Einschraubern auf dem Katalysatorgehäuse fixiert und abgedichtet. Durch Wärmedehnung des Gehäuses ist dann mit einem Abheben der Thermoelemente vom Monolithen an der Messstelle zu rechnen

Aus diesen Gründen wurden die Gastemperaturen in den Monolithen gemessen, dazu wurden die Thermoelemente zunächst bis zum Anschlag in die Bohrlöcher eingeschoben, dann um ca. 0.5mm zurückgezogen und fixiert.

## 4 Reibmodell

### 4.1 *Zusammensetzung des Reibmoments bei Verbrennungsmotoren*

Das Reibmoment eines Verbrennungsmotors setzt sich aus verschiedenen Anteilen zusammen (van Basshuysen 2007):

- Pleuellager und Kolbengruppe
- Kurbelwelle
- Reibung im Ventil- und Steuertrieb
- Antriebsmoment für die Nebenaggregate

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens sollen die Nebenaggregate ausgeblendet werden, insbesondere da bei einem Hybridfahrzeug mit einer weitgehenden Elektrifizierung der Nebenaggregate zu rechnen ist. Obwohl der Versuchsmotor für einen konventionellen Antrieb entwickelt wurde, verfügt er bereits über eine elektrische Wasserpumpe.

Die Ventiltriebsreibung wird mit der Reibung im Kurbeltrieb zusammengefasst und im Folgenden als Lagerreibung bezeichnet. Hier ist auch das Antriebsmoment der Ölpumpe und der Unterdruckpumpe enthalten, die wie die Ventile durch die Steuerkette angetrieben werden.

#### 4.1.1 Nebenaggregate

Zur Messung des Reibmoments ohne Nebenaggregate sollte der Versuchsmotor idealerweise komplett ohne Nebenaggregate betrieben werden. Allerdings sind bei baugleichen Motoren im Versuchsbetrieb mit unbelastetem Riementrieb Schäden an den Schwingungsdämpfern beobachtet worden. Es muss also ein geringes Drehmoment im Riementrieb abgenommen werden, dass gleichzeitig möglichst genau bestimmbar sein sollte, damit es in der Auswertung des Motorreibmoments wieder herausgerechnet werden kann.

Dazu verbleibt als einziges Nebenaggregat der Generator im Riemen. Um dessen Drehmoment möglichst genau und reproduzierbar erfassen zu können, wird der Strombedarf des Motors von einem externen Netzteil gedeckt und der Generator unabhängig davon mit einer konstanten Last (Leistungswiderstände) betrieben.

Durch den drehzahlabhängigen Wirkungsgrad des Generators und des Riemens ergibt sich dennoch bei konstanter elektrischer Leistung eine variable mechanische Leistung sowie ein variables mechanisches Drehmoment.

Im Simulationsmodell wird dann beim Nachrechnen der Prüfstandsversuche das Antriebsmoment für den Generator, hinterlegt als Kennlinie über der Drehzahl, berücksichtigt.

#### **4.1.2 Lager- und Kolbenreibung**

Die Haupteinflussgrößen für Reibung in Lagern und Kolbengruppe sind Temperatur und Drehzahl (van Basshuysen 2007).

Mit steigender Temperatur nehmen die Viskosität des Schmieröls und damit auch das Reibmoment ab. Dieser Effekt, der den Kraftstoffverbrauch im Warmlauf deutlich erhöht, soll durch das Modell abgebildet werden. Dazu muss zum einen der Verlauf der Temperaturen in den Reibstellen modelliert werden, zum anderen die Reibung in Abhängigkeit dieser Temperaturen.

Bzgl. der Schmierfilmtemperatur ist zu erwarten, dass diese in den Lagerstellen vergleichsweise gut mit der Temperatur des zugeführten Öls korreliert und daher im Warmlauf relativ langsam ansteigt. An den Brennraumwänden kommt es zu einem hohen zusätzlichen Wärmeeintrag durch die Verbrennung, wodurch die Temperatur der Zylinderwand deutlich schneller ansteigt.

Darüber hinaus ist das Reibmoment in den Lagerstellen und am Kolben lastabhängig. Wegen des im Vergleich zur Temperaturabhängigkeit geringen Einflusses wird dieser Zusammenhang oft mit relativ einfachen, empirischen Gleichungen beschrieben bzw. komplett vernachlässigt.

### **4.2 Überblick Reibmodelle**

In der Literatur sind verschiedene Reibmodelle für Verbrennungsmotoren beschrieben, u.a.:

- Schwarzmeier (Schwarzmeier 1991/Reulein 1998)
- Fischer (Fischer 1999, Fischer 2000)
- Patton, Nitschke, Heywood (Sandoval, Heywood 2003)

Da im thermischen Motormodell eine Temperatur für die Zylinderwand und eine Temperatur für die Lagerstellen berechnet wird, soll das Reibmodell idealerweise diese Temperaturen als Eingangsgrößen berücksichtigen. Das Reibmodell von Schwarzmeier entspricht dieser Anforderung. Obwohl das Reibmodell für Dieselmotoren entwickelt wurde, ist es prinzipiell auch auf Ottomotoren übertragbar (Fischer 1999). Unterschiede liegen vor allem im Bereich der Nebenaggregate, welche hier aber ohnehin gesondert betrachtet werden.

Die Reibmodelle für Ottomotoren bilden die einzelnen Reibgruppen detailliert ab, was wegen der begrenzten Auflösung des thermischen Motormodells nicht sinnvoll ist. Einzig Fischer liefert ähnlich Schwarzmeier auch ein mathematisches Modell zur Beschreibung der Reibung, welches allerdings nur eine gemittelte Medientemperatur verwendet.

Das ursprüngliche Reibmodell nach Schwarzmeier (Schwarzmeier 1991) lautet wie folgt:

$$\begin{aligned}
 p_{mr} = p_{mr}^* &+ C_1 * \left[ \frac{c_m}{T_{Buchse}^{1,66}} - \frac{c_m^*}{T_{Buchse}^{*1,66}} \right] \\
 &+ C_2 * \left[ \frac{p_{me}}{T_{Buchse}^{1,66}} - \frac{p_{me}^*}{T_{Buchse}^{*1,66}} \right] \\
 &+ C_3 * \left[ \frac{(d*n)^2}{T_{Oel}^{1,66}} - \frac{(d*n^*)^2}{T_{Oel}^{*1,66}} \right] \\
 &+ C_4 * [(1 + 0,012) * p_{me}^{1,35} - (1 + 0,012) * p_{me}^{*1,35}] \\
 &+ C_5 * [n^2 - n^{*2}]
 \end{aligned}$$

Formel 4-1

### 4.3 *Modifiziertes Reibmodell*

Die beiden letzten Terme im Reibmodell nach Schwarzmeier geben den Einfluss der Nebenaggregate bzw. der Einspritzpumpe wieder. Da hier nur die Reibanteile aus Kolben und Lagerstellen modelliert werden sollen, entfallen die beiden Terme. Es wird allerdings wie bereits von Schwarzmeier vorgeschlagen und später von Reulein umgesetzt ein Term für die Lastabhängigkeit der Lagerreibung eingeführt.

Darüber hinaus werden die Gleichungen derart umformuliert, dass statt des Bezugs auf einen Referenzpunkt absolute Werte für die einzelnen Reibanteile bestimmt werden. Das ist notwendig, da im Modell nicht nur das Reibmoment berechnet wird, sondern die entstehende Wärme auch an den entsprechenden Stellen zugeführt wird.

Die Zylinderwandtemperatur ist ein Ergebnis des thermischen Motormodells. Für die Lagerstellen wird statt der Öltemperatur die Schmierfilmtemperatur verwendet, welche ebenfalls im thermischen Modell ermittelt wird. Die Schmierfilmtemperatur liegt in der Regel über der Öltemperatur, da durch den Eintrag der Reibwärme im Lager ein Temperaturgradient entsteht.

Das Reibmodell nach Schwarzmeier wurde später durch Reulein modifiziert, der insbesondere die Abhängigkeit von der Öltemperatur abschwächt, indem er hier einen niedrigeren Exponenten ansetzt.

Durch die thermische Modellierung der Lagerstelle ist die Abhängigkeit von der Öltemperatur ohnehin abgeschwächt. Bei niedrigen Temperaturen steigt die Reibleistung, es stellen sich ein größerer Wärmestrom und damit auch ein steilerer Temperaturgradient im Lager, d.h. eine größere Differenz zwischen Öl- und Schmierfilmtemperatur ein.

Da hier die Schmierfilmtemperatur modelliert wird, d.h. die Abhängigkeit von der Öltemperatur ohnehin abgeschwächt ist, wird wieder der ursprüngliche und auch durch grundlegende Gleitlagerberechnungen belegte Exponent nach Schwarzmeier verwendet.

An der Zylinderwand hingegen wird die Temperatur maßgeblich durch den Verbrennungswärmeeintrag und den hohen Wärmeübergang zum Wassermantel hin bestimmt, der Reibwärmeeintrag spielt hier nur eine untergeordnete Rolle.

Darüber hinaus wird als Bezugsgröße für den Lasteinfluss anstelle des effektiven der indizierte Mitteldruck verwendet. Dafür spricht:

- Die Wirksame Leistung in den Reibstellen ist in den Laufflächen die indizierte Leistung. In den Lagern liegt die übertragene Leistung zwischen indizierter und effektiver Leistung.
- Der Signalfluss in der Berechnung ist in Modelica unabhängig von der Modellierung frei wählbar. Die Modellierung kann sich daher auf die Abbildung des zugrundeliegenden Energieflusses konzentrieren, und dieser führt ausgehend von der eingebrachten Kraftstoffmenge über die indizierte Leistung zur effektiven Leistung.

Für die Verwendung des effektiven Mitteldrucks spräche die Vergleichbarkeit der von Schwarzmeier und Reulein ermittelten Werte für die Parameter, allerdings wird das Reibmodell im Rahmen der Modellkalibrierung ohnehin neu auf den Versuchsmotor abgestimmt.

Mit den beschriebenen Änderungen ergibt sich folgender Ansatz für das Reibmodell:

$$\begin{aligned}
 p_{mr,Buchse} &= p_{mr0,Buchse} \\
 &+ C_{Buchse,n} * \frac{n}{T_{Buchse}^{1,66}} \\
 &+ C_{Buchse,pmi} * \frac{p_{mi}}{T_{Buchse}^{1,66}}
 \end{aligned}$$

Formel 4-2

$$\begin{aligned}
 p_{mr,Lager} &= p_{mr0,Lager} \\
 &+ C_{Lager,n} * \frac{n^2}{T_{Lager}^{1,66}} \\
 &+ C_{Lager,pmi} * \frac{p_{mi}}{T_{Lager}^{1,66}}
 \end{aligned}$$

Formel 4-3

#### 4.4 *Messverfahren für Motorreibung*

Zur Bestimmung des Reibmoments können verschiedene Verfahren angewendet werden, welche in (van Basshuysen 2007) bzw. in (Fischer 1999) in einem Überblick dargestellt werden. Dabei wird z.T. direkt das Reibmoment, z.T. das Schleppmoment (Summe aus Reibmoment und Ladungswechselverlusten) erfasst.

##### **Direkte Messung des effektiven Moments + Indizierung**

Hier wird das effektive Moment an der Kurbelwelle gemessen und gleichzeitig das indizierte Moment durch Auswertung eines Zylinderdrucksignals berechnet. Die Differenz ist das Reibmoment.

Mit dieser Methode kann das Reibmoment im realen Motorbetrieb bei verschiedenen Lasten erfasst werden. Allerdings stellt das Vorgehen sehr hohe Ansprüche an die Messtechnik:

- Das indizierte Moment ist betragsmäßig z.T. erheblich größer als das Reibmoment. Fehler bei der Bestimmung des indizierten Moments werden infolgedessen erheblich verstärkt
- Da bezüglich der Füllung der einzelnen Zylinder Unterschiede bestehen, ist eine komplette Indizierung aller Zylinder erforderlich
- Um eine zuverlässige Nullniveau- und OT-Korrektur durchzuführen, ist eine Ladungswechselrechnung gestützt auf gemessene Druckverläufe in allen Ansaug- und Abgaskanälen erforderlich

##### **Direkte Messung des Schleppmoments**

Die Messungen des Schleppmoments stellt einen Spezialfall der vorhergehenden Methode dar. Das indizierte Moment ist im geschleppten Betrieb negativ (Ladungswechselverluste), allerdings betragsmäßig wesentlich kleiner als im gefeuerten Betrieb. Im Gegensatz zu Strip-Messungen kann hier der Motor bis zur Messung befeuert werden, womit insbesondere im Warmlauf wesentlich realistischere Temperaturverhältnisse dargestellt werden können als nur durch die Konditionierung der Medien. Während der Temperatureinfluss auf diesem Weg sehr gut untersucht werden kann, kann der Lasteinfluss nicht ermittelt werden.

Die direkte Messung des Schleppmoments am Motorprüfstand setzt voraus, dass die Bremseinrichtung den Motor auch schleppen kann. Für Prüfstände mit Wasser- oder Wirbelstrombremsen bieten sich zwei indirekte Verfahren zur Bestimmung des Schleppmoments an:

### Auslaufversuche

Nach dem Abschalten der Einspritzung bzw. Zündung fällt die Drehzahl des Motors ab, bzw. der Motor läuft aus. Da die Massenträgheit von Motor und Bremseinrichtung in der Regel bekannt sind, kann aus dem Gradienten der Motordrehzahl auf das Reibmoment zurückgeschlossen werden.

$$\frac{dn}{dt} * \Theta = M_{Schlepp}$$

Formel 4-4

### Abschaltversuch

Die Einspritzung bzw. Zündung eines Zylinders wird abgeschaltet, während die anderen Zylinder weiterhin befeuert werden. Der Abfall im Drehmoment gegenüber dem normalen Betrieb wird dann rechnerisch auf die restlichen Zylinder übertragen. Wie auch der Auslaufversuch ist diese Methode mit Bremseinrichtungen durchführbar, die den Motor nicht schleppen können. Auch hier werden Fehler bei der Messung des indizierten Moments verstärkt, außerdem werden unterschiedliche Füllungen einzelner Zylinder zunächst nicht berücksichtigt.

### Strip-Messung

Das Schleppmoment des Verbrennungsmotors wird direkt gemessen. Um die Einflüsse der einzelnen Reibgruppen zu isolieren, werden diese schrittweise demontiert und die Differenz zum vorher gemessenen Schleppmoment gebildet.

Strip-Messungen erlauben eine Betrachtung der Aufteilung des Reibmoments auf die verschiedenen Reibstellen. Allerdings kann der Motor bei Strip-Messungen nicht befeuert werden. Unterschiedliche Temperaturen werden zwar i.d.R. durch Konditionierung des Öls dargestellt, dabei können aber die örtlichen Temperaturunterschiede, wie sie im realen Motorbetrieb auftreten, nicht nachgebildet werden.

### Sondermessverfahren

Verschiedene Sondermessverfahren erlauben die detaillierte Betrachtung einzelner Reibstellen im normalen Motorbetrieb. Dazu werden, oft mit hohem konstruktivem Aufwand, Kraft- bzw. Drehmomentsensoren im Kurbeltrieb bzw. in die Buchse eingebracht.

Für den untersuchten Motor stehen Strip-Messungen zur Verfügung, außerdem wurden umfangreiche Messungen des Schleppmoments in verschiedenen Betriebszuständen durchgeführt.



## 4.5 Kalibrierung Reibmodell

Die Kalibrierung des Reibmodells erfolgt in zwei Schritten:

Zunächst wird der gewählte mathematische Ansatz für den betriebswarmen Motor anhand von Daten aus einer Stripmessung parametrisiert. In einem zweiten Schritt wird dann das thermische Modell der Vergleichslagerstelle so parametrisiert, dass auch der zeitliche Verlauf des Reibmoments im Warmlauf gut wiedergegeben wird.

Die weitere Bedatung des thermischen Motormodells (Schleppmoment, Verbrauchskennfelder) erfolgt später auf Basis des indizierten Moments. Das indizierte Moment wird dabei als Differenz zwischen dem effektiven Moment und dem modellierten Reibmoment definiert. So werden Abweichungen zwischen gemessenem und modelliertem Reibmoment, die sich bei Verwendung eines mathematischen Modellansatzes zwangsläufig ergeben, durch das in Kennfeldern bzw. Kennlinien hinterlegte indizierte Moment ausgeglichen. Es ergibt sich in Summe das richtige effektive Moment, die oben genannten Abweichungen beeinflussen lediglich die Aufteilung in indiziertes und Reibmoment.

Der Druckverlauf im ersten Zylinder wurde auch durch eine Indizierzündkerze erfasst, womit ein indiziertes Moment berechnet werden kann. Da hier aber keine hinreichende Genauigkeit erreicht wird, dient das so ermittelte indizierte Moment lediglich zur Plausibilitätskontrolle der Ergebnisse von Schlepp- und Stripmessung.

### 4.5.1 Grundabstimmung

Anhand der Daten aus einer Stripmessung wurden die Faktoren für die Drehzahlabhängigkeit des Reibmoments bei betriebswarmen Motor,  $C_{Buchse,n}$  und  $C_{Lager,n}$  sowie die Parameter  $p_{mr0,Buchse}$  und  $p_{mr0,Lager}$  abgestimmt. Dabei wird nicht nur das Reibmoment bei betriebswarmem Motor insgesamt, sondern auch dessen Aufteilung auf die Reibstellen (Buchse bzw. Lager) wiedergegeben.

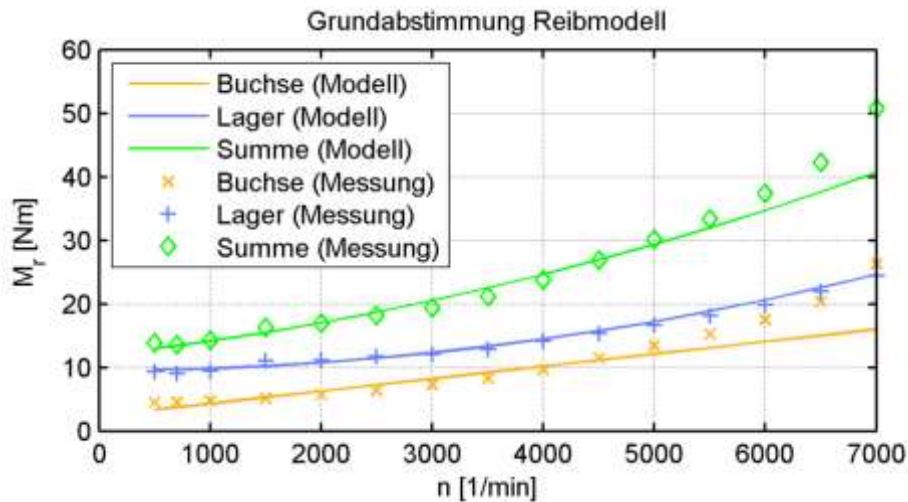


Abbildung 4-1: Grundabstimmung Reibmodell

Wie Abbildung 4-1 zeigt, lassen sich die gemessenen Reibmomente mit dem einfachen mathematischen Ansatz relativ gut abbilden. Lediglich bei sehr hohen Drehzahlen (6000..7000 1/min), die für Verbrauchsbetrachtungen nicht relevant sind, kommt es zu signifikanten Abweichungen. Auch diese Abweichungen werden aber wie oben beschrieben bei der Abstimmung des indizierten Moments im Schlepfbetrieb bzw. der indizierten Motorkennfelder ausgeglichen.

#### 4.5.2 Abstimmung thermisches Verhalten

Um das thermische Verhalten des Motormodells abzustimmen, wurden Schlepptomessungen während der Warmlaufphase durchgeführt.

Dazu wird der Motor im kalten Zustand gestartet und sofort ein definierter Betriebspunkt (Drehzahl + Fahrpedalstellung) eingestellt. Während dem Warmlauf werden immer wieder 5-sekündige Schubphasen eingefügt, um das Schlepptomoment zu messen. Dabei bleibt die Drehzahl konstant. Der zeitliche Ablauf ist in Abbildung 4-2 dargestellt.

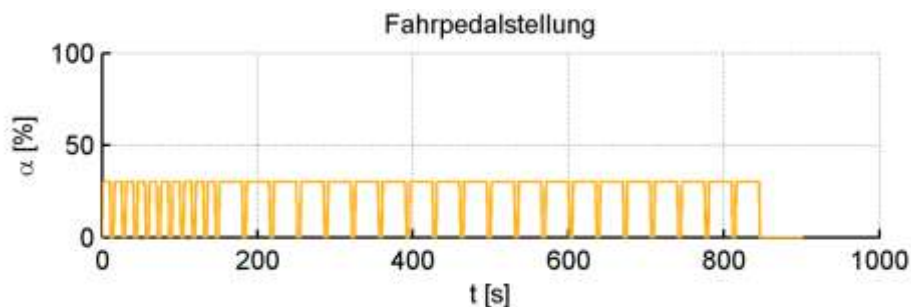


Abbildung 4-2: Fahrpedalstellung bei Warmlaufversuchen zur Reibungsmessung

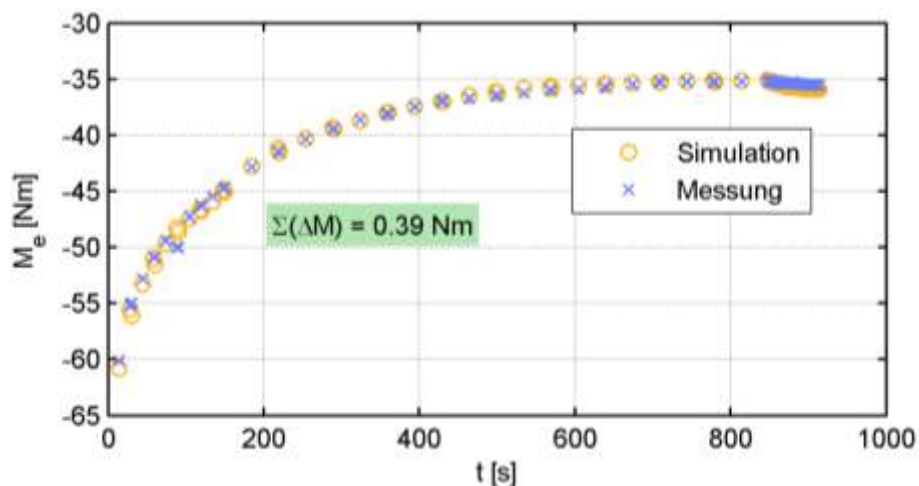
Zur Darstellung der Schubphasen wird zum einen die Fahrpedalstellung auf 0 reduziert. Da normalerweise während der Katalysator-Heiz-Phase auch im Schubbetrieb noch eine geringe Menge Kraftstoff eingespritzt wird, wird außerdem durch einen Eingriff in die Motorsteuerung über das Applikationssystem die Einspritzung explizit unterbunden.

Die Warmlaufmessungen werden ausgehend von einem mindestens 12 Stunden lang abgekühlten Motor vollautomatisiert durchgeführt, um eine hohe Reproduzierbarkeit zu gewährleisten.

Durch die eingefügten Schubphasen wird der Warmlauf gegenüber einem ununterbrochenen, stationären Warmlauf verändert. Um den Einfluss der Schubphasen abzuschätzen, wurden die Versuchsparameter „Häufigkeit der Schubphasen“ und „Dauer der Schubphasen“ variiert.

Da die Beziehung zwischen den Reibstellentemperaturen und dem Reibmoment durch das Reibmodell vorgegeben ist, kann mit den Informationen aus der Schleppmessung auf das thermische Verhalten der Reibstellen zurückgeschlossen werden.

Wie in Abbildung 4-3 zu sehen ist, wird mit dem gewählten Modellansatz das Schleppmoment im Warmlauf sehr gut wiedergegeben, die Standardabweichung zwischen Messung und Simulation beträgt 0,39 Nm.



**Abbildung 4-3: Vergleich Messung-Simulation des Schleppmoments im Warmlauf bei  $n = 2000 \text{ 1/min}$**

## 5 Thermisches Motormodell

Thermische Motormodelle bilden Bauteiltemperaturen und Wärmeströme im Verbrennungsmotor ab und werden zur Simulation von Warmlaufvorgängen, aber auch zur Kühlsystemauslegung eingesetzt.

### 5.1 *Abbildung der thermischen Masse*

Die thermische Masse des Motors wird im Wesentlichen auf 2 Bauteile aufgeteilt, welche durch den Kühlmantel getrennt werden („Kern“ und „Gehäuse“). Damit soll insbesondere der Temperaturunterschied zwischen brennraumnahen und brennraumfernen Bereichen abgebildet werden. Durch die Teilung am Kühlmantel kann außerdem der Einfluss des Kühlmittelstroms auf den Wärmeübergang von innen nach aussen abgebildet werden, der unter anderem für einen verbesserten Warmlauf durch Abschalten der Wasserpumpe genutzt wird.

Die Kurbelwelle mit Pleueln wird der Masse der Ölwanne zugerechnet, da sie vor allem mit dem Öl in thermischem Kontakt steht. Da der Kolben den Brennraum begrenzt, wird seine Masse dem Kern zugerechnet.

Ausgehend von der Zielsetzung, das Reibverhalten im Warmlauf gut zu beschreiben, wird der Fokus auf die Abbildung der Temperaturen in den Reibstellen, also Brennraumwand und Lager, gelegt. Während die Brennraumwand als Innenseite des Bauteils „Kern“ bereits im Modell vorhanden ist, wird die Vergleichslagerstelle als eigene thermische Masse abgebildet. Da ihre Wärmekapazität im Vergleich zum Gehäuse gering ist, hat sie auf das Warmlaufverhalten des Motors insgesamt nur geringen Einfluss, weshalb das thermische Modell weiterhin als 2-Massen-Modell bezeichnet wird.

Die thermischen Massen und die Wärmeströme zwischen den Bauteilen sind in Abbildung 5-1 dargestellt. Die Pfeile weisen jeweils die Vorzugsrichtung der einzelnen Wärmeströme auf, in bestimmten Betriebszuständen kann sich z.T. die Flussrichtung umkehren.

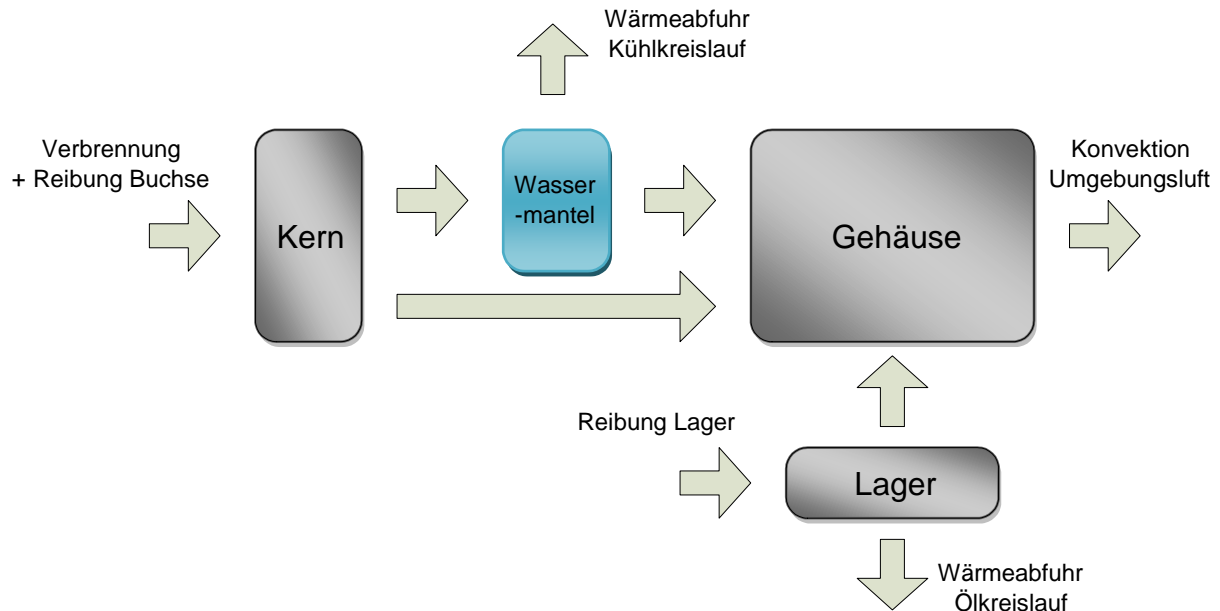


Abbildung 5-1: thermische Massen im Motormodell

## 5.2 Quasi 1-dimensionale Modellierung

Eingangsgrößen für das gewählte Reibmodell sind die Temperaturen in den Reibstellen. Bei den Reibstellen (Buchse und Lager) handelt es sich um Grenzflächen von Bauteilen, deren Temperatur sich in der Realität bereits in stationären Zuständen deutlich von der mittleren Bauteiltemperatur unterscheidet. Bei der 0-dimensionalen Modellierung, der die Vorstellung einer Blockkapazität für die einzelnen Bauteile zugrunde legt, können grundsätzlich keine Temperaturgradienten in einzelnen Bauteilen dargestellt werden.

Für das hier beschriebene Modell wurde daher ein quasi-1-dimensionaler Ansatz gewählt, wie er bspw. auch bei (Reulein 1998) beschrieben wird. Dabei wird für die Temperaturgradienten zwischen den Grenzflächen und dem Schwerpunkt eines Bauteils ein linearer Verlauf angenommen. Somit kann für jede Grenzfläche eine eigene Temperatur bestimmt werden, die proportional zum Wärmestrom durch diese Grenzfläche von der mittleren Bauteiltemperatur abweicht (Abbildung 5-2).

Der quasi-1-dimensionale Ansatz gibt den Temperaturunterschied Grenzfläche-Bauteilmitte im stationären Fall richtig wieder und liefert auch im instationären Fall bessere Ergebnisse als der 0-dimensionale Ansatz. Dabei steigt allerdings auch die Komplexität des Modells, da zwar die Anzahl der thermischen Massen gleich bleibt, die Anzahl der Wärmeleitfähigkeiten aber etwa verdoppelt wird.

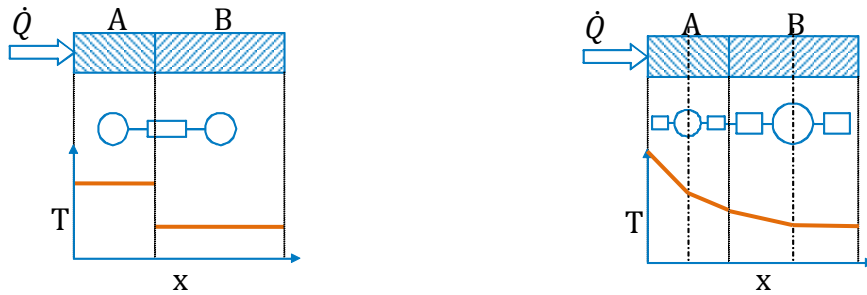


Abbildung 5-2: 0-dimensionaler und 1-dimensionaler Ansatz

Alternativ könnte in einem 0-dimensionalen thermischen Netzwerk die Anzahl der Knoten erhöht werden. Um eine ähnlich gute Abbildung des 1-dimensionalen Temperaturverlaufs zu erreichen, wäre aber eine große Zahl von Knoten erforderlich, womit die Komplexität des Modells insgesamt deutlich höher wäre.

### 5.3 Medienkreisläufe

Die Medienkreisläufe wurden wie in Abbildung 3-2 dargestellt modelliert. Für die Messstellen wurde ein Baustein eingeführt, an dem jeweils entweder die gemessene und die simulierte Temperatur verglichen oder aber die gemessene Temperatur dem Öl- bzw. Wasserstrom aufgeprägt und der fehlende Wärmestrom angezeigt werden kann.

Da der untersuchte Motor über eine elektrische Kühlmittelpumpe verfügt, ist der Kühlmittelvolumenstrom nicht fest an die Motordrehzahl gekoppelt, sondern wird vom Motorsteuergerät vorgegeben. Zur Abstimmung des Motormodells wurde der Kühlmittelvolumenstrom bei den Messungen aufgezeichnet und dem Modell beim Nachrechnen aufgeprägt.

Für die weiteren Untersuchungen wurde dann das Wärmemanagement vereinfacht nachgebildet, wobei die Wasserpumpe im Warmlauf zunächst stillsteht und nach Erreichen einer Grenztemperatur eine feste Temperaturdifferenz über dem Wassermantel eingeregelt wird. Nicht abgebildet ist die verstärkte Kühlung bei hohen Leistungen, die für die untersuchten Warmlaufzyklen nicht relevant ist.

## 5.4 Energiebilanz Brennraum

Die in den Brennraum eingebrachte Kraftstoffenergie verteilt sich auf Wandwärmeverluste, Abgaswärmeverluste und indizierte Arbeit.

$$\dot{Q}_{KS} = P_i + \dot{Q}_{WW} + \dot{Q}_{AG}$$

Formel 5-1

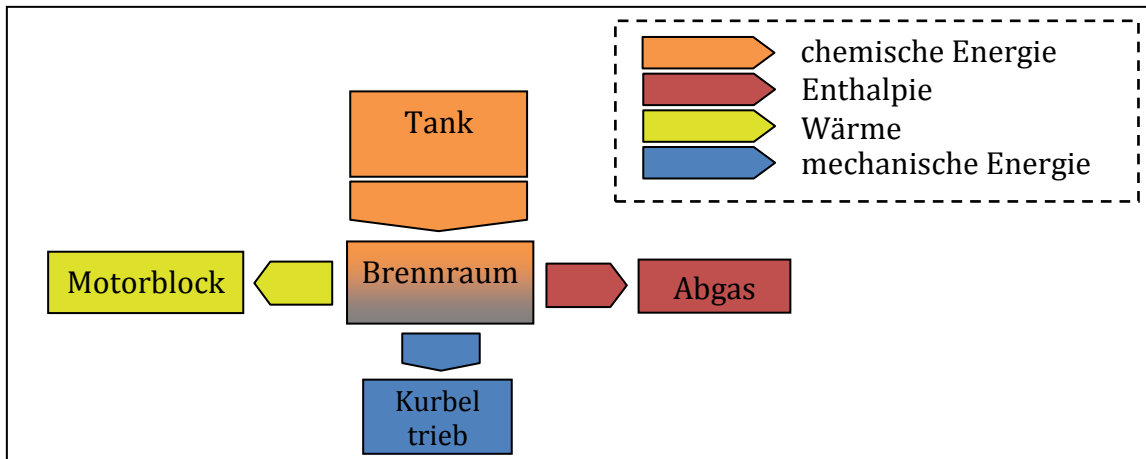


Abbildung 5-3: Energiebilanz Brennraum

Da für das thermische Modell der Wärmeeintrag in den Motorblock benötigt wird, sind unter dem Begriff Wandwärmeverluste die Wandwärmeströme im Brennraum und in den Ein- und Auslasskanälen zusammengefasst. Die Systemgrenze ist also am Übergang vom Ansaug- bzw. Abgaskrümmmer zum Zylinderkopf.

Die Bezugsstemperatur für die stoffgebundenen Enthalpieströme (Luft, Kraftstoff und Abgas) ist die Umgebungstemperatur. Entsprechend ist die Enthalpie der angesaugten Luft und des eingespritzten Kraftstoffs gleich 0 und taucht nicht in der Energiebilanz auf.

### 5.4.1 Energiebilanz im gefeuerten Betrieb

Um einen Vergleich verschiedener Betriebspunkte zu ermöglichen, werden neben dem indizierten Wirkungsgrad der Wandwärmeanteil und der Abgaswärmeanteil definiert:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{Q}_{KS}} \quad \text{Formel 5-2}$$

$$x_{WW} = \frac{\dot{Q}_{WW}}{\dot{Q}_{KS}} \quad \text{Formel 5-3}$$

$$x_{AG} = \frac{\dot{Q}_{AG}}{\dot{Q}_{KS}} \quad \text{Formel 5-4}$$

Für die Energiebilanz ergibt sich dann:

$$1 = \eta_i + x_{WW} + x_{AG} \quad \text{Formel 5-5}$$

Der indizierte Wirkungsgrad bestimmt, wieviel Kraftstoff für eine geforderte indizierte Leistung eingesetzt werden muss. In Abbildung 5-4 ist der indizierte Wirkungsgrad des untersuchten Motors dargestellt. Neben den Drehzahlgrenzen und der Vollastlinie ist die Leerlauflinie für den betriebswarmen Zustand eingetragen, bei der  $M_i = M_r$  gilt.

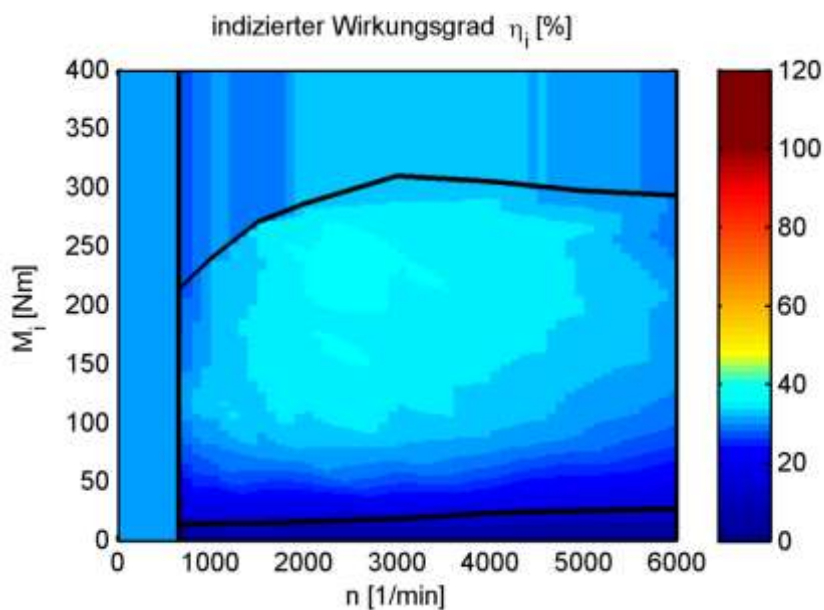


Abbildung 5-4: Kennfeld indizierter Motorwirkungsgrad

Abgesehen von der unteren Teillast liegt der indizierte Wirkungsgrad im gesamten Kennfeld zwischen 30% und 40%. Das aus Kennfeldern des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bekannte ausgeprägte Optimum nahe der Vollast bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen ergibt sich überwiegend aus dem Reibverhalten. Da dieser Einfluss bei den indizierten Größen nicht berücksichtigt ist, ist das Kennfeld vergleichsweise flach.

Der Abgaswärmeanteil ist bei einem stöchiometrisch betriebenen Verbrennungsmotor annähernd proportional zur Abgastemperatur, wenn man die Temperaturabhängigkeit



der Wärmekapazität des Abgases und die chemisch gebundene Abgasenthalpie vernachlässigt:

$$\dot{Q}_{AG} = c_{p,AG} * \dot{m}_{AG} * (T_{AG} - T_0) \quad \text{Formel 5-6}$$

$$\dot{Q}_{KS} = \dot{m}_{KS} * H_u = \frac{\dot{m}_{AG}}{(L_{min} + 1)} * H_u \quad \text{Formel 5-7}$$

$$x_{AG} = \frac{\dot{Q}_{AG}}{\dot{Q}_{KS}} = \frac{c_p * (L_{min} + 1)}{H_u} * (T_{AG} - T_0) \quad \text{Formel 5-8}$$

Mit steigender Last bzw. Drehzahl steigt i.d.R. auch die Abgastemperatur, d.h. der Abgasanteil steigt bzw. der Abgasenthalpiestrom steigt überproportional.

Der Wandwärmeanteil als verbleibender Anteil entwickelt sich prinzipiell gegenläufig zum Abgaswärmeanteil, d.h. er nimmt mit steigender Last/Drehzahl ab (Abbildung 5-5). Zwar nimmt der absolute Wandwärmestrom bei steigender Motorleistung zu, jedoch nicht in dem Maße wie die eingebrachte Kraftstoffenergie. Die Ursache für dieses Verhalten liegt im Arbeitsprozess des Ottomotors: Bei höheren Drehzahlen steht je Arbeitsspiel weniger Zeit für den Wärmeübergang zur Verfügung, was nur zum Teil durch eine höhere Turbulenz und damit einen höheren Wärmeübergangskoeffizienten ausgeglichen wird. Zur Darstellung unterschiedlicher Lasten wird im Ottomotor vor allem die Gemischdichte variiert (Quantitätsregelung), diese hat aber nur einen unterproportionalen Einfluss auf den Wärmeübergangskoeffizienten. Gleichzeitig steigt bei höheren Lasten die Klopfneigung, so dass z.T. der Zündwinkel Richtung spät verstellt werden muss.

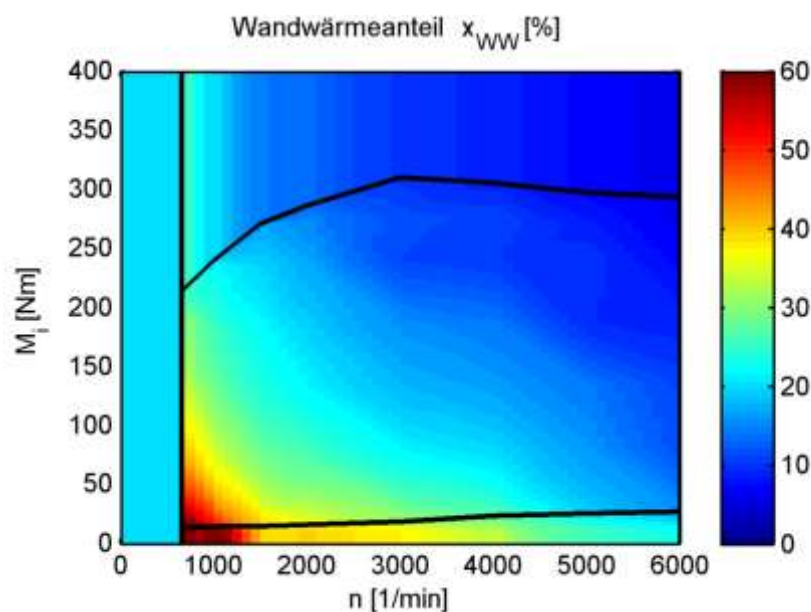


Abbildung 5-5: Kennfeld Wandwärmeanteil

Die Energiebilanzkennfelder wurden in stationären Messungen im betriebswarmen Zustand ermittelt und im Modell als Kennfelder hinterlegt. Dabei werden indizierter Wirkungsgrad und relativer Wandwärmeanteil als Funktion von Drehzahl und indiziertem Drehmoment gespeichert. Der relative Wandwärmeanteil ergibt sich nach Formel 5-5.

Eine einfache physikalische Modellierung der Energiebilanz ist nicht möglich, da sie das Ergebnis des komplexen Arbeitsprozesses des Motors ist und damit auch von vielen Applikationsgrößen abhängt, wie z.B. dem Zündwinkel oder den Steuerzeiten.

Der direkte Einfluss der Brennraumwandtemperatur auf die Energiebilanz wurde vernachlässigt, da deren Änderung klein ist im Vergleich zur Gastemperatur im Hochdruckteil. Indirekt ergibt sich ein starker Einfluss der Motortemperatur: Beispielsweise führt die erhöhte Reibung bei niedrigen Temperaturen bei gleichem gefordertem effektiven Moment zu einem höheren indizierten Moment und damit zu einer Lastpunktverschiebung und einer Änderung der Energiebilanz.

In den ersten Sekunden nach dem Motorstart sind die Katalysatorheizfunktionen aktiv. Durch eine entsprechende Applikation wird eine erhöhte Abgasenthalpie bei gleichzeitig niedrigeren Rohemissionen erzeugt, zu Lasten des effektiven Wirkungsgrades. Damit wird einerseits der Katalysator möglichst schnell auf Betriebstemperatur gebracht, andererseits werden die Rohemissionen, die den Katalysator in dieser frühen Phase unkonvertiert verlassen, reduziert.

Am Versuchsmotor kommen nicht alle Katalysatorheizmaßnahmen gleich lang zum Einsatz: Das Verbrennungsluftverhältnis wird bereits nach 30..50 Sekunden wieder stöchiometrisch eingestellt, während die späte Verbrennungslage und der reduzierte Restgasgehalt bis 80 Sekunden nach Motorstart erhalten bleiben. Um die Komplexität des Modells zu begrenzen, wurde das Zeitfenster, in dem die Katalysatorheizfunktionen aktiv sind, im Modell einheitlich auf  $t=0..60s$  gesetzt. Wie später gezeigt wird, lässt sich auch mit dieser Vereinfachung der Katalysator-Light-Off hinreichend genau wiedergeben.

In diesem Zeitfenster wird die Energiebilanz anhand gesonderter Kennfelder bestimmt. Dabei liegen Wirkungsgrad und Wandwärmeanteil niedriger, während der Abgaswärmeanteil bestimmungsgemäß deutlich höher liegt.

### 5.4.2 Energiebilanz im Schubetrieb

Im Schubetrieb ist die eingespritzte Kraftstoffmasse 0.

$$0 = P_i + \dot{Q}_{WW} + \dot{Q}_{AG}$$

Formel 5-9

Das indizierte Moment ist negativ, d.h. dem Arbeitsgas wird in Summe Verdichtungsarbeit zugeführt. Da allein durch die Kompression Gastemperaturen von mehreren 100°C erreicht werden, ergibt sich ein positiver Wandwärmestrom. Der Abgasenthalpiestrom kann prinzipiell je nach dem Wert der beiden anderen Energieströme positiv oder negativ sein, d.h. es sind Abgastemperaturen über oder unter der Ansauglufttemperatur möglich. Beim untersuchten Motor wird die Ansaugluft im Schubetrieb stark gedrosselt, was zu einer hohen Ladungswechselarbeit und damit zu einer positiven Abgasenthalpie führt.

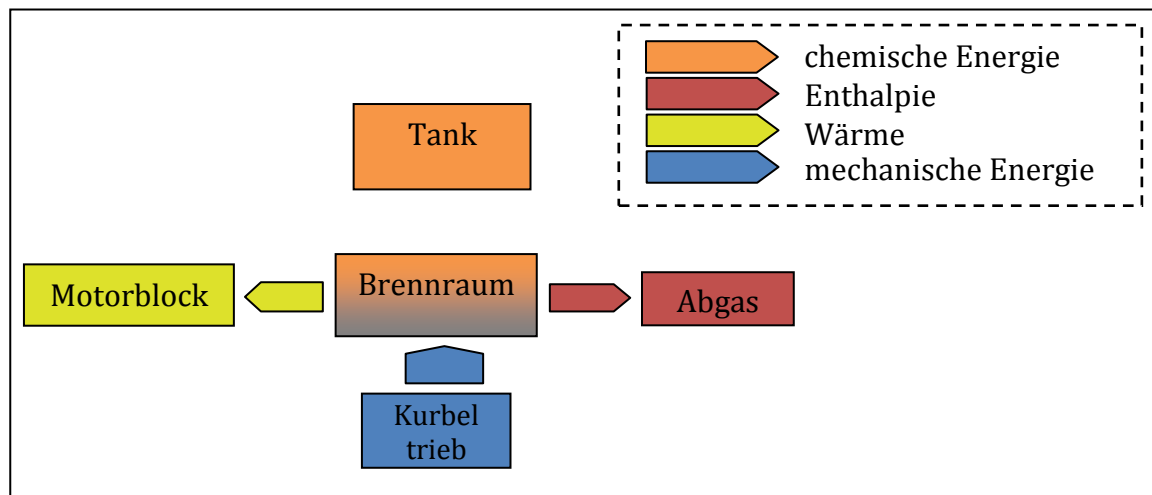


Abbildung 5-6: Energiebilanz Brennräum im Schubetrieb

Zur Beschreibung der Energiebilanz sind im Modell die indizierte Leistung sowie der Wandwärmestrom jeweils als Funktion der Drehzahl hinterlegt. Der Abgasenthalpiestrom ergibt sich wiederum nach Formel 5-9.

## 5.5 Abstimmung des thermischen Motormodells

### 5.5.1 Parametrierung von thermischen Netzwerken

Ein thermisches Netzwerk wird definiert durch thermische Massen und Wärmeleitfähigkeiten. In stationären Fällen spielen die thermischen Massen keine Rolle, während bei instationären Vorgängen die Ansprechzeiten durch das Verhältnis aus thermischen Massen und Wärmeleitfähigkeiten bestimmt werden.

Thermische Massen können aus den Werkstoffdaten einfach berechnet werden, wenn die einzelnen Bauteile klar gegeneinander abgegrenzt werden können. Schwieriger gestaltet sich die Berechnung bei Wärmeleitfähigkeiten. Ein Vorgehen zur Berechnung anhand von 3D-Simulationen beschreibt (Niklas 2005).

Bei einfachen thermischen Netzwerken ist alternativ die Bestimmung der Parameter durch Beobachtung des Systemverhaltens möglich. Dabei kann das stationäre und das instationäre Verhalten untersucht werden. Dies soll im Folgenden an einem einfachen Beispiel dargestellt werden:

Ein Rohr wird auf der Innenseite mit Wasser durchströmt, an der Aussenseite wird es von Luft umströmt (Abbildung 5-7). Das Rohr hat eine komplexe Geometrie, so dass eine analytische Berechnung der Wärmeleitwerte nicht möglich ist. Das thermische Modell soll daher durch Beobachtung des Systemverhaltens bedatet werden.

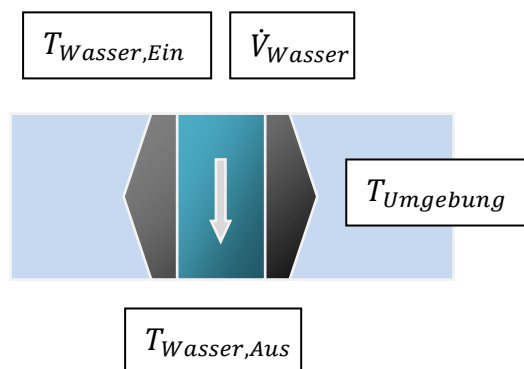


Abbildung 5-7: Beispiel für die Parametrierung eines thermischen Modells

Gemessen werden die Wasserein- und Wasseraustrittstemperatur, der Wasservolumenstrom sowie die Umgebungstemperatur. Da die Temperaturverteilung im Bauteil und an der Oberfläche inhomogen ist, kann keine repräsentative Oberflächen- oder Bauteiltemperatur gemessen werden.

In einem einfachen Modell wird das Rohr durch eine thermische Masse abgebildet, welche über 2 Wärmeleitwerte mit der inneren und der äußeren Grenzfläche des Bauteils verbunden ist.

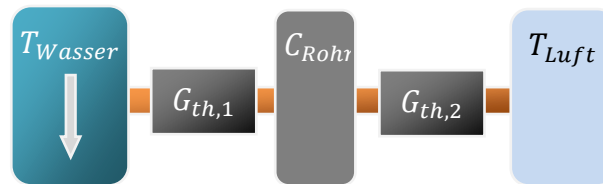


Abbildung 5-8: thermisches Ersatzmodell für ein Rohr

Der vom Wasser an die Rohrwand abgegebene Wärmestrom kann aus der Temperaturdifferenz, dem Volumenstrom und den Stoffdaten des Wassers berechnet werden.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Wasser,Rohr} & \qquad \qquad \qquad \text{Formel 5-10} \\ & = (T_{Wasser,Aus} - T_{Wasser,Ein}) * c_{p,Wasser} * \dot{V}_{Wasser} * \rho_{Wasser} \end{aligned}$$

Im stationären Fall ist der Wärmestrom vom Wasser zum Rohr gleich dem Wärmestrom vom Rohr zur Luft. Der kombinierte Wärmeleitwert vom Wasser bis zur Luft kann berechnet werden:

$$G_{th,kombiniert} = \frac{\dot{Q}_{Wasser,Rohr}}{T_{Wasser,mittel} - T_{Luft}} \qquad \qquad \qquad \text{Formel 5-11}$$

$$\frac{1}{G_{th,kombiniert}} = \frac{1}{G_{th,1}} + \frac{1}{G_{th,2}} \qquad \qquad \qquad \text{Formel 5-12}$$

Um Informationen über die Aufteilung des kombinierten Wärmeleitwertes zu erhalten, sind instationäre Versuche erforderlich.

Als instationäres Experiment können Wassereintrittstemperatur und Volumenstrom variiert werden.

Wird die Wassertemperatur sprunghaft verändert, so konvergiert auch die (unbekannte) Rohrtemperatur gegen einen neuen Wert. Direkt proportional zur Rohrtemperatur ist der Wärmestrom vom Wasser ins Rohr, an dessen Verlauf eine Zeitkonstante abgelesen werden kann.

$$\tau = \frac{C_{Rohr}}{G_{th,1} + G_{th,2}}$$

Formel  
5-13

Anhand der beiden Gleichungen können dann beide Wärmeleitwerte bestimmt werden.

Über weitere Experimente, beispielsweise eine Variation der Lufttemperatur, können zusätzliche Informationen gewonnen werden. Damit ist eine feinere Abstimmung bzw. eine Validierung des Modells möglich.

Durch Messfehler auf der einen und Vereinfachungen in der Modellierung auf der anderen Seite ergeben sich Abweichungen zwischen Messung und Rechnung, die die Kalibrierung verfälschen können. Diese Störeinflüsse können minimiert werden durch die Wahl geeigneter Experimente mit einer starken Koppelung zwischen gesuchtem Parameter und bewerteter Zielgröße.

Soll etwa im obigen Beispiel der geänderte wasserseitige Wärmeleitwert ( $G_{th,1}$ ) bei geändertem Volumenstrom ermittelt werden, reicht dafür prinzipiell ein stationäres oder ein instationäres Experiment aus, da der luftseitige Wärmeleitwert bereits zuvor ermittelt wurde. In welchem der beiden möglichen Experimente der gesuchte Wärmeleitwert stärker mit der Zielgröße gekoppelt ist, hängt hier vom Verhältnis der beiden Wärmeleitwerte ab:

Im stationären Experiment wird der kombinierte Wärmeleitwert maßgeblich vom kleineren der beiden Wärmeleitwerte bestimmt (Formel 5-12). Die Zeitkonstante im instationären Experiment wird hingegen stärker vom größeren Wärmeleitwert beeinflusst (Formel 5-13). Da der wasserseitige Wärmeübergang in der Regel deutlich höher ist als der gasseitige, ist hier also das instationäre Experiment vorzuziehen.

### 5.5.2 Experimente zur Kalibrierung des thermischen Motormodells

Viele Parameter im Motormodell können nicht aus physikalischen Zusammenhängen abgeleitet werden und werden daher mit Messungen kalibriert. Da im Modell mehrere thermische Massen miteinander und zusätzlich mit dem Wasser- und dem Ölkreis gekoppelt sind, ist eine analytische Auflösung wie im oben gezeigten Beispiel nicht möglich.

Stattdessen werden definierte Testzyklen am Prüfstand gefahren und anschließend mit dem thermischen Modell nachgerechnet. Die Kalibrierung stellt dabei eine Optimierung dar, bei der die (quadratische) Abweichung zwischen gemessenen und simulierten Größen minimiert wird.

Prinzipiell ist eine Optimierung mehrerer Parameter gleichzeitig möglich. Allerdings steigt der Rechenaufwand mit der Anzahl der Parameter exponentiell an, und auch die Bewertung der Ergebnisse hinsichtlich Plausibilität ist bei mehreren Parametern wesentlich erschwert. Daher werden die einzelnen Parameter soweit möglich einzeln kalibriert.

Die Parameter bestimmen gemeinsam das thermische Verhalten des Motors, so dass die Kalibrierung eines Parameters durch einen unzutreffenden Wert eines anderen Parameters verfälscht werden kann. In einem iterativen Vorgehen wird daher die Kalibrierung mehrfach durchgeführt, wobei der Parametersatz für den Motor schrittweise verbessert wird. Jeder Schritt wird definiert durch das Experiment, welches durchgeführt und nachgerechnet wird, den Parameter, der angepasst wird und die Zielgröße, deren Abweichung zwischen Messung und Rechnung bewertet wird.

Folgende Parameter müssen bestimmt werden:

- Wärmekapazität Kern
- Wärmeleitfähigkeit Gehäuse – Umgebung
- Wärmeleitfähigkeit Kern – Gehäuse
- Wärmeleitfähigkeit Kern – Wassermantel
- Wärmeleitfähigkeit Wassermantel – Gehäuse
- Wärmeleitfähigkeit Kern – Spritzöl
- Wärmeleitfähigkeit Gehäuse – Ölkanäle

Als Zielgröße für die Kalibrierung dient entweder die Wassertemperatur am Motoraustritt oder die Öltemperatur am Wärmetauschereintritt. Die Medientemperaturen sind messtechnisch sehr gut erfassbar und beschreiben zusammen mit den ebenfalls bekannten Volumenströmen die auftretenden Wärmeströme. Bei Warmlauf- und Abkühlversuchen kann die Wassertemperatur auch die Temperatur des Motors insgesamt anzeigen.

Im Einzelnen wurden folgende Kalibrierungen durchgeführt:

#### **Wärmeleitfähigkeit Gehäuse – Umgebung:**

Der Motor gibt, überwiegend durch erzwungene Konvektion, Wärme an die Umgebung ab. Am Prüfstand wurde der Motor bei allen Versuchen kontinuierlich durch ein Fahrtwindgebläse gekühlt. Eine Anpassung der Strömungsgeschwindigkeit an die simulierte Fahrzeuggeschwindigkeit ist nicht erfolgt, so dass der Wärmeübergang an die Umgebung durch einen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten beschrieben werden kann. Zur Kalibrierung wird der Motor im betriebswarmen Zustand abgestellt, wobei Gebläse und Wasserpumpe eingeschaltet bleiben und der Thermostat geschlossen

bleibt. Als Zielgröße dient die über einen langen Zeitraum von ca. 30 Minuten absinkende Wasseraustrittstemperatur, die das Abkühlverhalten des Motors wiedergibt.

### **Wärmekapazität Kern, Wärmeleitfähigkeit Kern – Wassermantel:**

Bei Lastsprüngen ändert sich der Wärmeeintrag in die Brennraumwand, der zum überwiegenden Teil über den Kühlmantel abgeführt wird. Die Kühlwasseraustrittstemperatur ändert sich bei konstanter Eintrittstemperatur und konstantem Wasservolumenstrom zeitverzögert (PT1-Verhalten). In diesem 1-dimensionalen Fall kann das Verhalten durch eine Zeitkonstante beschrieben werden, die sich aus dem Verhältnis von Wärmeleitfähigkeit und Wärmekapazität des Kerns ergibt.

$$\tau = \frac{C}{G_{th}}$$

Formel  
5-14

Die absolute Höhe von Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit wirkt sich auf die Sprungantwort nicht aus, wenn deren Verhältnis gleich bleibt. Für das thermische Modell kann daher einer der Parameter geschätzt und der andere auf die gemessene Zeitkonstante hin abgestimmt werden. Zur Abschätzung bietet sich die Masse an, die wesentlich durch Bohrung, Hub und Wandstärke des Materials zwischen Brennraum und Kühlmantel bestimmt wird.

### **Wärmeleitfähigkeit Kern – Gehäuse**

Bei einem Warmlauf mit stehender Wasserpumpe wird die Wärme aus dem Motorkern nur verzögert an das Gehäuse weitergegeben. Die Kalibrierung der Wärmeleitfähigkeit wird anhand von Warmlaufmessungen mit sehr langsam laufender Wasserpumpe und abgeschaltetem Kühler durchgeführt, da bei stehender Wasserpumpe keine sinnvolle Temperatur im Wasserkreislauf gemessen werden kann. Der Wasservolumenstrom ist aber so gering, dass die übertragene Wärmemenge vernachlässigt werden kann.

Als Zielgröße wird die Wasseraustrittstemperatur herangezogen.

### **Wärmeleitfähigkeit Wassermantel – Gehäuse**

Ausgehend von einem stationären Betriebspunkt wird die Wassereintrittstemperatur sprunghaft von 97°C auf 80°C abgesenkt. Infolgedessen kühlt mit einer kurzen Zeitkonstante der Motorkern und mit einer wesentlich längeren Zeitkonstante das Gehäuse ab, was sich im Wärmestrom, der im Kühlmantel aufgenommen wird, niederschlägt. Zielgröße ist daher die Wasseraustrittstemperatur.

### **Wärmeübergang Kern – Spritzöl**



Bei unterschiedlichen Lasten ändert sich der Wärmeeintrag ins Öl durch Verbrennung, während sich der Ölvolumenstrom nicht und Gehäuse- und Lagertemperatur kaum ändern. Abhängig vom Wärmeübergang Kern-Spritzöl stellt sich im Ölkreis ein neues thermisches Gleichgewicht bei einer höheren Temperatur ein, so dass als Zielgröße die Öltemperatur verwendet werden kann. Zunächst war vorgesehen, im Modell die gesamte Wärme aus dem Brennraum dem Bauteil Kern zuzuführen und von diesem über Wärmeleitfähigkeiten an Wassermantel und Ölkreis abzugeben.

Während der Kalibrierung zeigte sich, dass vor allem bei hohen Lasten der hohe Wärmeeintrag ins Öl nicht richtig abgebildet wurde. Dies kann auf die stark vereinfachte Motorstruktur im Modell zurückgeführt werden: Im Modell steigt die Temperatur des Kerns aufgrund der engen thermischen Kopplung nicht weit über die Wassertemperatur an, weshalb in Betriebspunkten, in denen die Öltemperatur deutlich über der Wassertemperatur liegt, wenig Wärme vom Kern ins Öl fließt. Tatsächlich erfolgt der Wärmeeintrag in den Ölkreis im Wesentlichen durch den Kolben, dessen Temperatur sich im realen Motor deutlich von der Buchsentemperatur unterscheidet.

Um eine stärkere Detaillierung des thermischen Modells zu vermeiden, wurde der Wärmestrom vom Brennraum in den Kern in einem festen Verhältnis auf Kern und Ölkreis aufgeteilt, so dass ein Teil der eingebrachten Wärmemenge dem Ölkreislauf unabhängig von der Öltemperatur zugeführt wird. Schließlich wurde dieses Verhältnis anstelle der Wärmeleitfähigkeit Kern-Spritzöl kalibriert, so dass für verschiedene stationäre Betriebspunkte die Öltemperatur wiedergegeben werden konnte.

### **Wärmeleitfähigkeit Gehäuse – Ölkanäle**

Die Öltemperatur ist über den Ölkühler und über die Ölkanäle im Gehäuse an die Wassertemperatur gekoppelt. Da die Wärmeströme im Ölkühler bekannt sind, kann nach einem Sprung der Wassereintrittstemperatur aus der Änderung der Öltemperatur auf den Wärmeübergang von Gehäuse zu Ölkanälen geschlossen werden.

Die einzelnen Versuche wurden dabei jeweils an mehreren Betriebspunkten durchgeführt, um Gültigkeit über einen breiteren Betriebsbereich zu erlangen. Abschließend wurde das Modell an einem Warmlauf im NEFZ validiert, wobei sich eine gute Übereinstimmung der Wasser- und Öltemperatur ergibt (Abbildung 5-9). Insbesondere wird auch die Dauer des Warmlaufs, d.h. der Zeitpunkt zu dem der Thermostat öffnet, sehr gut wiedergegeben.

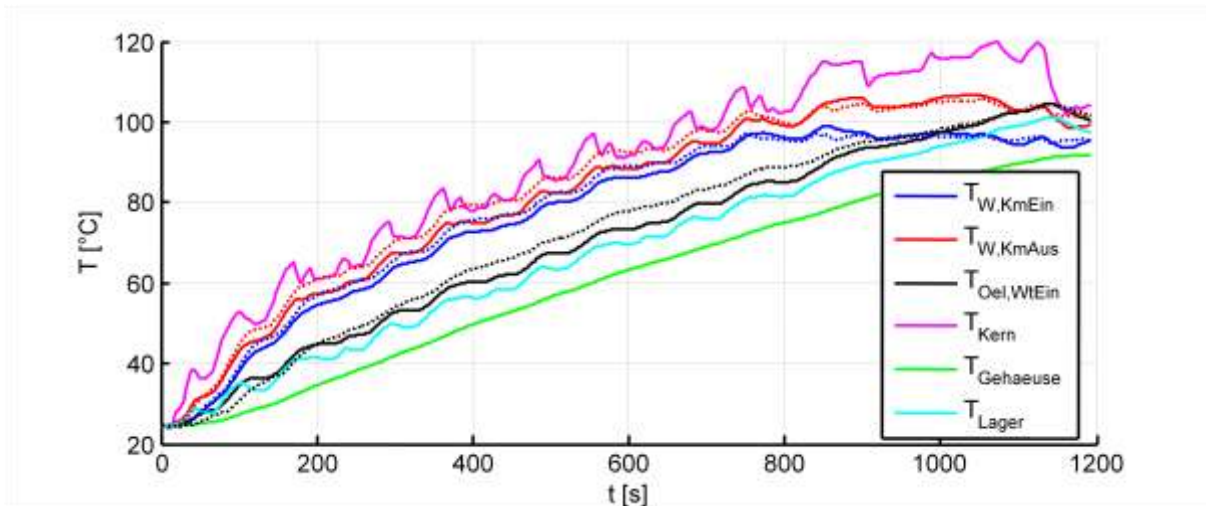


Abbildung 5-9: Validierung thermisches Modell (gepunktete Linien: Messung)

Insgesamt lässt sich festhalten, dass die Abstimmung eines thermischen Motormodells anhand von Prüfstandsmessungen für einfache Modelle ein praktikables Vorgehen darstellt. Mit zunehmendem Detaillierungsgrad wird das Vorgehen schwerer umzusetzen, da immer mehr Wärmeströme zwischen Bauteilen berücksichtigt werden müssen, die im Gegensatz zu den Wärmeströmen in den Medienkreisläufen nicht direkt messtechnisch erfasst werden können.

## 6 Modell des Abgasstrangs

Der Motor verfügt über eine zweiflutige Abgasanlage mit je einem motornahem Vor- und Hauptkatalysator, die in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht sind (Abbildung 6-1). Modelliert wurde der erste Teil des Abgasstrangs mit Abgaskrümmern und Katalysator. Dabei wurde auf in der Literatur beschriebene Ansätze zurückgegriffen.

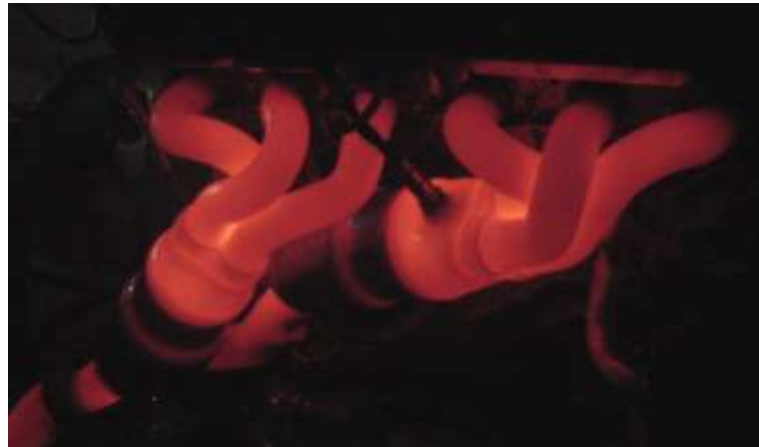


Abbildung 6-1: Abgaskrümmern und motornahen Katalysatoren

Der Abgasstrom wird beschrieben durch Temperatur, Massenstrom und Schadstoffkonzentrationen.

Der Massenstrom ist im ganzen Abgasstrang gleich, da keine Speichereffekte modelliert wurden. Die Schadstoffkonzentrationen ändern sich im Katalysator durch chemische Reaktionen, und die Abgastemperatur ändert sich durch Wärmetransportphänomene und durch die Reaktionsenthalpie bei der Umwandlung von Schadstoffen im Katalysator.

### 6.1 Modellierung Rohabgas

Die Schadstoffkonzentrationen werden in Kennfeldern bzw. Kennlinien hinterlegt. Aus der Energiebilanz lassen sich der Abgasmassenstrom und schließlich die Abgastemperatur ableiten.

Für die Berechnung des Wärmeeintrags im Abgas durch exotherme Konvertierungsreaktionen im Katalysator ist die Modellierung mit stationären Kennfeldern hinreichend, da dieser im Vergleich zu den anderen Wärmetransportphänomenen ohnehin gering ausfällt.

### 6.1.1 Rohabgas im gefeuerten Betrieb

Für das Rohabgas ergeben sich Massenstrom und Temperatur aus der Energiebilanz im Brennraum.

Ausgehend von einem Betriebspunkt (indiziertes Moment und Drehzahl) wird zunächst die indizierte Leistung berechnet, sowie der indizierte Wirkungsgrad aus dem Wärmebilanzkennfeld ausgelesen. Damit ergibt sich die bei der Verbrennung freigesetzte Energie und mit dem Heizwert des Kraftstoffs der Kraftstoffmassenstrom.

$$P_i = 2 * \pi * M_i * n \quad \text{Formel 6-1}$$

$$\dot{Q}_{KS} = \frac{P_i}{\eta_i} \quad \text{Formel 6-2}$$

$$\dot{m}_{KS} = \frac{\dot{Q}_{KS}}{H_u} \quad \text{Formel 6-3}$$

Der Abgasmassenstrom ergibt sich in Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis, welches im normalen Betrieb bei 1.0, während dem Katalysatorheizen bei 1.05 und an der Vollast bei 0.92 liegt.

$$\dot{m}_{AG} = \dot{m}_{KS} * (1 + L_{min} * \lambda) \quad \text{Formel 6-4}$$

Außerdem wird aus der Energiebilanz der Abgasenthalpiestrom ermittelt.

$$\dot{Q}_{AG} = \dot{Q}_{KS} * x_{AG} \quad \text{Formel 6-5}$$

Die Schadstoffkonzentrationen von Kohlenwasserstoffen (HC), Kohlenstoffmonoxid (CO) und Stickoxiden (NO<sub>x</sub>) sind in Kennfeldern hinterlegt, die stationär vermessen wurden. Dabei kommen unterschiedliche Kennfelder für normalen Motorbetrieb und für Katalysatorheizbetrieb zum Einsatz, da sich auch die Emissionswerte im Katalysatorheizbetrieb deutlich unterscheiden:

Durch die spätere Verbrennung sinken die Prozesstemperaturen, was sich positiv auf die Stickoxidemissionen auswirkt. Auch die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen fallen niedriger aus: Sie entstehen überwiegend durch den Quench-Effekt, d.h. wenn die Flamme in wandnahen Bereichen bzw. im Feuersteg vorzeitig erlischt. Bei späterer Verbrennung ist die Expansion gegen Brennende bereits weiter fortgeschritten, die Dichte im Brennraum ist geringer und es befindet sich weniger Masse in den kritischen Bereichen.

### 6.1.2 Rohabgas im geschleppten Betrieb

Im geschleppten Betrieb sind der Abgasmassenstrom, der Abgasenthalpiestrom sowie die Schadstoffkonzentrationen als Kennlinie über der Drehzahl hinterlegt.

### 6.1.3 Rohemissionen beim Motorstart

Beim Motorstart entstehen erhebliche CO- und HC-Emissionen. Ursache sind vor allem dynamische Effekte, wie z.B. die Wandfilmbildung im Saugrohr, welche die Gemischbildung und die Einstellung des Verbrennungsluftverhältnisses erschweren (Neugebauer 1996). Da beim ersten Motorstart der Katalysator kalt ist, werden diese Rohemissionen nicht konvertiert und tragen so wesentlich zu den am Auspuff gemessenen Emissionswerten bei.

Um die dynamischen Effekte zu Erfassen, müssten alle an der Gemischbildung beteiligten Komponenten (Injektoren, Saugrohr- und Brennraumwand, Lambda-Sonden sowie Gemischbildungsalgorithmen der Motorsteuerung) detailliert modelliert und mit hoher räumlicher und zeitlicher Auflösung simuliert werden. Dies steht im Widerspruch zu dem Ziel, den gesamten Motor über den Zeitraum eines ganzen Fahrzyklus abzubilden.

Der Motorstart selbst wird in der Regel im Rahmen der Applikation optimiert, wofür sich im Hybridfahrzeug durch die hohe verfügbare elektrische Leistung neue Möglichkeiten ergeben (z.B. Schleppen des Motors bis auf Leerlaufdrehzahl, dann starten der Einspritzung). Die Optimierung des Motorstarts im Hybridfahrzeug ist aber nicht Gegenstand dieser Untersuchungen.

Vergleichende Bewertungen verschiedener Betriebsstrategien bzgl. der Emissionen sind ohne Kenntnis der absoluten Höhe der Rohemissionen beim Motorstart möglich, da auch bei Hybridfahrzeugen der erste Motorstart immer bei kaltem Katalysator erfolgen muss. Die Betriebsstrategie, d.h. die Festlegung des Motorlastpunktes bzw. der Zeitpunkte, zu denen der Motor gestartet bzw. abgeschaltet wird, ändert daran nichts.

Aus diesen Gründen wurden die Emissionen beim Motorstart nicht modelliert.

### 6.1.4 Temperatur des Rohabgases

Die zuvor ermittelte Abgasenthalpie umfasst sowohl einen thermischen Anteil, der die Abgastemperatur widerspiegelt, als auch einen chemischen Anteil, welcher der Bildungsenthalpie der Schadstoffe entspricht. Der chemische Anteil kann aus den Schadstoffkonzentrationen und den Bildungsenthalpien berechnet werden:

$$\dot{Q}_{AG,chem} = \dot{m}_{AG} * (x_{HC} * H_{HC} + x_{CO} * H_{CO} + x_{NOx} * H_{NOx}) \quad \text{Formel 6-6}$$

Daraus ergibt sich die thermische Abgasenthalpie bezogen auf die Umgebungstemperatur:

$$\dot{Q}_{AG,therm} = \dot{Q}_{AG} - \dot{Q}_{AG,chem} \quad \text{Formel 6-7}$$

$$h_{AG,therm} = \frac{\dot{Q}_{AG,therm}}{\dot{m}_{AG}} \quad \text{Formel 6-8}$$

Für den Zusammenhang zwischen Abgasenthalpie und Abgastemperatur ist ein einfaches Polynommodell hinterlegt, welches in (Klotz 2006) aufgestellt wurde. Durch Auflösen des Polynoms kann schließlich die Abgastemperatur bestimmt werden.

$$h_{AG,therm} = -3 * 10^{-5} * (T_{AG} - T_0)^3 + 0.2398 * (T_{AG} - T_0)^2 + 885.76 * (T_{AG} - T_0) \quad \text{Formel 6-9}$$

## 6.2 Modellierung Abgaskrümmers

Der Krümmer wird als thermische Masse modelliert, in die Wärme vom Abgas eingetragen wird und die außen Wärme an die Umgebung abgibt. Für den Wärmeübergang sowohl an der Rohrrinnen- als auch an der Rohraussenseite existieren zahlreiche empirische Korrelationen, die z.B. in (Kandylas, Stamatelos 1998) oder in (Heller, Wachtmeister 2007) beschrieben sind.

Für die Wärmeübergänge auf Rohrrinnen- bzw. Rohraussenseite werden folgende Korrelationen verwendet:

$$Nu_{innen} = 0,07 * Re_{innen}^{3/4} \quad \text{Formel 6-10}$$

$$Nu_{aussen} = 0,25 * Re_{aussen}^{0,6} * Pr^{0,38} \quad \text{Formel 6-11}$$

Für die Berechnung der Reynolds- und der Prandtlzahl sind weitere Stoffdaten des Abgases erforderlich.

$$Re = \frac{v * d}{\nu} \quad \text{Formel 6-12}$$

$$Pr = \frac{\eta * c_p}{\lambda} \quad \text{Formel 6-13}$$

Hierfür wurden wiederum von (Klotz 2006) aufgestellte Polynome für stöchiometrisches Abgas von Benzinbetriebenen Ottomotoren in Abhängigkeit von der Abgastemperatur eingesetzt:

$$\lambda = 1,0 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 + 9,0 \cdot 10^{-9} \cdot T^2 + 7,0 \cdot 10^{-5} \cdot T + 0,00472 \frac{W}{mK} \quad \text{Formel 6-14}$$

$$\nu = 1,0 \cdot 10^{-15} \cdot T^3 + 9,0 \cdot 10^{-12} \cdot T^2 + 4,0 \cdot 10^{-8} \cdot T + 7,0 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{sm} \quad \text{Formel 6-15}$$

$$c_p = -9,0 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0,48 \cdot T + 886 \frac{J}{kgK} \quad \text{Formel 6-16}$$

### 6.3 Modellierung Katalysator

Die Modellierung des Katalysators soll qualitative Aussagen zur Schadstoffkonvertierung (z.B. Light-Off-Zeitpunkt) erlauben und gleichzeitig den Wärmeeintrag ins Abgas durch die Schadstoffkonvertierung abbilden. Darüberhinaus soll das Auskühlen des Katalysators bei ausgeschaltetem Motor, etwa beim elektrischen Fahren, wiedergegeben werden.

In (Depcik, Assanis 2005) ist eine detaillierte Übersicht über die bekannten Ansätze zur Modellierung von Katalysatoren bzgl. der Wärmetransportphänomene gegeben. Für die Reaktionskinetik werden in (Olsson, Andersson 2004) verschiedene Ansätze verglichen. Ausgehend von den Anforderungen an das Katalysatormodell wurde für die Reaktionskinetik ein vergleichsweise einfacher Ansatz mit 7 chemischen Reaktionen nach (Matthess et al. 2001), ausgewählt, der die Speicherung von Sauerstoff und Schadstoffen auf der Katalysatoroberfläche nicht berücksichtigt. Die Parameter wurden anhand von Messungen auf den untersuchten Motor abgestimmt.

Im Modell wurden folgend Phänomene berücksichtigt:

- Wärmeübergang Abgas – Monolith
- Diffusion Abgas – Katalysatoroberfläche
- Reaktionskinetik auf Katalysatoroberfläche
- Axiale Wärmeleitung im Monolithen
- Radiale Wärmeleitung im Monolithen
- Radiale Wärmeleitung durch Isolation nach aussen

Nicht berücksichtigt wurden Speicherterme für Temperatur und Schadstoffkonzentrationen im Gas.

### 6.3.1 Räumliche Diskretisierung der Monolithen

Die einzelnen Monolithen wurden wie in Abbildung 6-2 dargestellt axial in 8 Elemente und radial in 3 Elemente unterteilt. Durch die radiale Aufteilung wird insbesondere die Abbildung von Auskühlvorgängen in Standphasen ermöglicht.

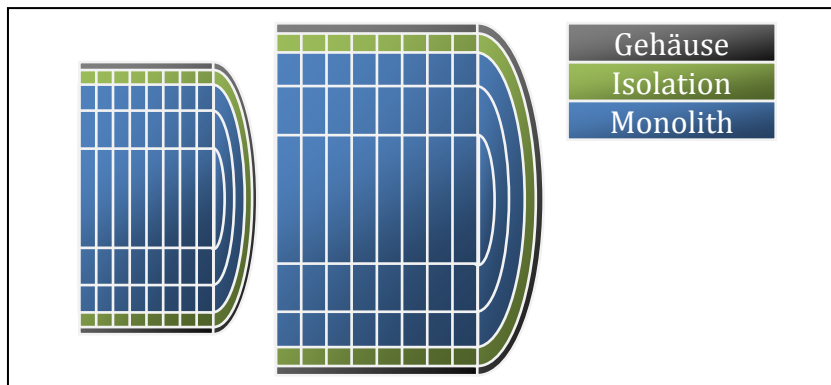


Abbildung 6-2: Längsschnitt der Monolithen, Aufteilung in Ringe

### 6.3.2 Aufbau eines Kanals

Der Keramikmonolith weist einen gitterförmigen Querschnitt auf, d.h. das Abgas strömt durch viele kleine parallele Kanäle mit quadratischem Querschnitt. Für jedes Ringstück des Monolithen wird exemplarisch ein einzelner Kanal betrachtet, ein Längsschnitt eines solchen Kanals ist in Abbildung 6-3 dargestellt. Auf dem Trägermaterial (Substrat) ist der Washcoat mit der katalytisch aktiven Oberfläche aufgebracht.

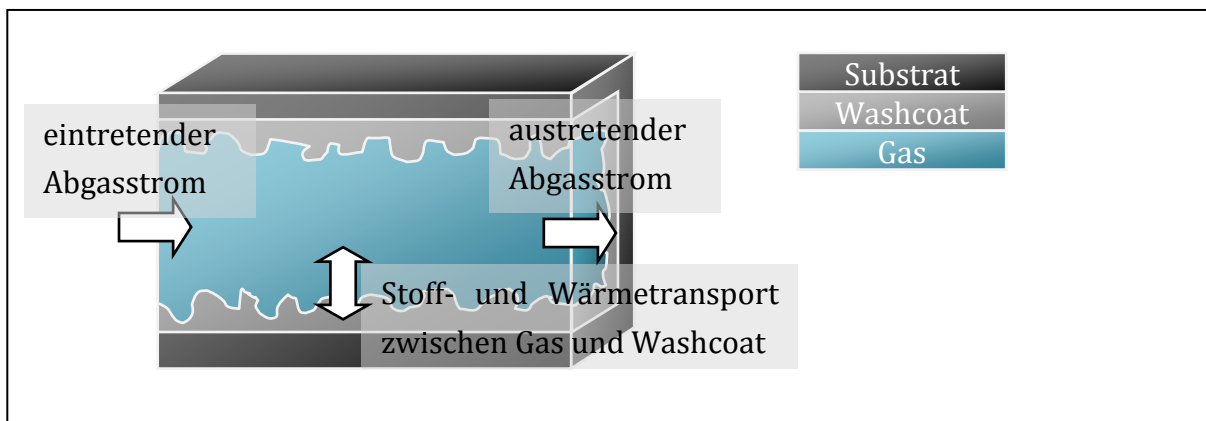


Abbildung 6-3: Längsschnitt eines Kanals des Monolithen

Die Stoffkonzentrationen sowie die Temperatur im Gas (g) und an der Oberfläche des Washcoats (wc) unterscheiden sich, wodurch Stoff- und Wärmetransport zwischen Gas und Washcoat angetrieben werden. An der Oberfläche des Washcoats finden außerdem kinetisch kontrollierte chemische Reaktionen statt.



Maßgeblich für Wärme- und Stofftransport zwischen Gas und Oberfläche ist die geometrische Oberfläche der Kanäle eines Ringstücks ( $A_{geo}$ ), maßgeblich für die chemischen Reaktionen ist die durch die zerklüftete Struktur um ein vielfaches größere Oberfläche des Washcoats ( $A_{wc}$ ).

### 6.3.3 Energiebilanz Katalysatoroberfläche

Im betrachteten Ringstück werden Substrat und Washcoat zu einer thermischen Masse zusammengefasst (s). Folgende Energieströme sind in deren Energiebilanz zu berücksichtigen:

Reaktionswärme, Wärmeübergang zum Gas (Konvektion) sowie axiale und radiale Wärmeleitung (Konduktion) zu benachbarten Ringstücken.

$$\dot{Q}_{Reakt} = -A_{wc} * \sum_m r_m * H_m \quad \text{Formel 6-17}$$

$$\dot{Q}_{g,s} = A_{geo} * \alpha_{g,s} * (T_g - T_s) \quad \text{Formel 6-18}$$

$$\dot{Q}_{ax,1} = (T_{ax,1} - T_s) * G_{th,ax} \quad \text{Formel 6-19}$$

$$\dot{Q}_{ax,2} = (T_{ax,2} - T_s) * G_{th,ax} \quad \text{Formel 6-20}$$

$$\dot{Q}_{rad,1} = (T_{rad,1} - T_s) * G_{th,rad,1} \quad \text{Formel 6-21}$$

$$\dot{Q}_{rad,2} = (T_{rad,2} - T_s) * G_{th,rad,2} \quad \text{Formel 6-22}$$

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{1}{C_s} * (\dot{Q}_{Reakt} + \dot{Q}_{g,s} + \dot{Q}_{ax,1} + \dot{Q}_{ax,2} + \dot{Q}_{rad,1} + \dot{Q}_{rad,2}) \quad \text{Formel 6-23}$$

### 6.3.4 Energiebilanz Abgas

In der Energiebilanz des Gases im inneren des Ringstücks ist die Enthalpie der ein- und ausströmenden Stoffströme sowie die Wärmeleitung vom Gas zur Oberfläche zu berücksichtigen. Die Wärmekapazität des Abgases kann vernachlässigt werden, daher ist hier kein Speicherterm zu berücksichtigen.

$$\dot{Q}_{ein} = \dot{m}_{ein} * h_{ein} \quad \text{Formel 6-24}$$

$$\dot{Q}_{aus} = \dot{m}_{aus} * h_{aus} \quad \text{Formel 6-25}$$

$$\dot{Q}_{ein} - \dot{Q}_{aus} - \dot{Q}_{g,s} = 0 \quad \text{Formel 6-26}$$

### 6.3.5 Stoffbilanz Katalysatoroberfläche

Die Stoffbilanz an der Oberfläche lautet für jede Komponente n:

$$\frac{dn_{Reakt,n}}{dt} = A_{WC} * r_n \quad \text{Formel 6-27}$$

$$\frac{dn_{Diff,n}}{dt} = A_{geo} * [k_{Diff,n} * (x_{g,n} - x_{s,n}) * C_T] \quad \text{Formel 6-28}$$

$$\frac{dn_{Reakt,n}}{dt} + \frac{dn_{Diff,n}}{dt} = 0 \quad \text{Formel 6-29}$$

### 6.3.6 Stoffbilanz Gasphase

Für die Stoffbilanz im Gas sind neben der Diffusion die ein- und ausströmenden Stoffströme zu berücksichtigen:

$$\frac{dn}{dt} = A_{QS} * u * C_T \quad \text{Formel 6-30}$$

$$\frac{dn_{ein,n}}{dt} = \frac{dn}{dt} * x_{ein,n} \quad \text{Formel 6-31}$$

$$\frac{dn_{aus,n}}{dt} = \frac{dn}{dt} * x_{g,n} \quad \text{Formel 6-32}$$

$$\frac{dn_{ein}}{dt} - \frac{dn_{n,aus}}{dt} - \frac{dn_{n,Diff}}{dt} = 0 \quad \text{Formel 6-33}$$

### 6.3.7 Reaktionsschema

Das umgesetzte Reaktionsschema berücksichtigt 7 chemische Reaktionen (Tabelle 6-1), deren Geschwindigkeiten mit Langmuir-Hinshelwood-Gleichungen berechnet werden, und wird detailliert in (Matthess et al. 2001) beschrieben.

**Tabelle 6-1: Reaktionsschema des Katalysatormodells nach (Matthess et al. 2001)**

(1)	$CO + \frac{1}{2}O_2$	$\rightarrow$	$CO_2$
(2)	$\frac{1}{3}C_3H_6 + 1\frac{1}{2}O_2$	$\rightarrow$	$CO_2 + H_2O$
(3)	$CO + NO$	$\rightarrow$	$CO_2 + \frac{1}{2}N_2$
(4)	$2\frac{1}{2}CO + NO + 1\frac{1}{2}H_2O$	$\rightarrow$	$2\frac{1}{2}CO_2 + NH_3$
(5)	$\frac{1}{3}C_3H_6 + 3NO$	$\rightarrow$	$CO_2 + 1\frac{1}{2}N_2 + H_2O$
(6)	$\frac{1}{3}C_3H_6 + H_2O$	$\leftrightarrow$	$CO + 2H_2$
(7)	$CO + H_2O$	$\rightarrow$	$CO_2 + H_2$

## 6.4 Kalibrierung Katalysatormodell

Für die Kalibrierung des Katalysatormodells wurden am Motorprüfstand Temperaturen des Abgases vor und nach dem Katalysator, von der Oberfläche des Katalysators und aus dem Inneren der Monolithen sowie Schadstoffkonzentrationen vor und nach Katalysator gemessen.

Die Eingangsdaten für das Katalysatormodell (Temperatur, Massenstrom sowie Schadstoffkonzentrationen des Rohabgases vor Katalysator) wurden zunächst nicht dem Motormodell, sondern direkt der Messung entnommen. Die im Modell berechneten Temperaturen in den Monolithen und nach dem Katalysator sowie die Schadstoffkonzentrationen nach Katalysator wurden dann mit den übrigen Messdaten verglichen. Neben einem NEFZ-Zyklus wurden dazu verschiedene Warmläufe in definierten Betriebspunkten gefahren und nachgerechnet.

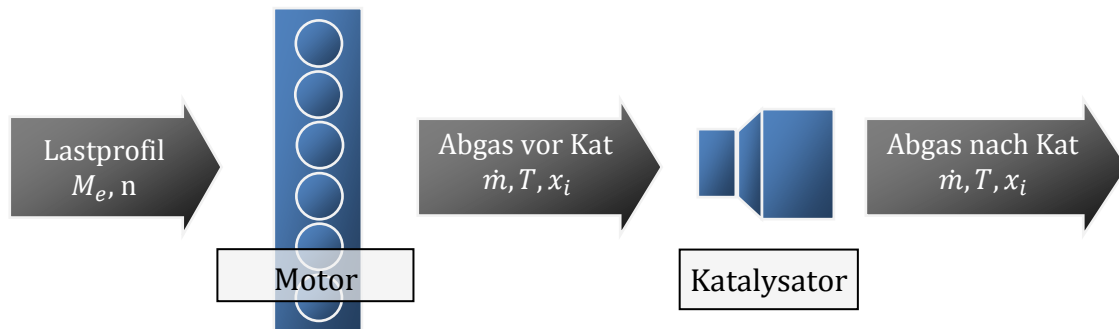


Abbildung 6-4: Schnittstelle Teilmodelle Motor - Katalysator

Das Katalysatormodell muss zum einen das thermische Verhalten, d.h. die Temperaturen in den Monolithen und zum anderen das chemische Verhalten, d.h. die Schadstoffkonvertierung richtig wiedergeben. Die Schadstoffkonvertierung hängt sehr stark von der Temperatur im Katalysator ab, während umgekehrt die Temperatur durch die Schadstoffkonvertierung vergleichsweise schwach beeinträchtigt wird. Daher wurde zunächst das thermische Verhalten abgestimmt.

#### 6.4.1 Thermisches Verhalten

Die Messung der Abgastemperatur in den Rohren ist mit erheblichen Messfehlern behaftet, vor allem durch die Wärmestrahlung vom Thermoelement zu den kälteren Rohrwänden (Odendall 2003). Die Thermoelemente im Monolithen hingegen weisen diesen Messfehler nicht auf, da sie von etwa gleich warmer Keramik umgeben sind.

Der Messfehler durch Strahlung hängt von mehreren Faktoren ab, u.a. von der Geschwindigkeit und Turbulenz der Strömung, der Emissivität des Thermoelements und des Rohres, sowie der Wandtemperatur des Rohres. Wie (Caton 1982) darstellt, zeigt ein Abgasthermoelement bei einem Ottomotor vereinfachend etwa 90% der tatsächlichen Abgasenthalpie an. Bei einer näherungsweise konstanten Wärmekapazität ergibt sich damit eine einfache, häufig verwendete Korrekturformel:

$$T_{\text{Thermoelement}} [^{\circ}\text{C}] = T_{\text{Abgas}} [^{\circ}\text{C}] * f_{\text{Korr}} \quad \text{Formel 6-34}$$

Für die Abgastemperaturmessstelle vor dem Katalysator wurde durch Abstimmung der Temperaturen an verschiedenen stationären Betriebspunkten der Korrekturfaktor ermittelt. Mit einem Wert von 0,95 liegt er hier höher als in der Literatur angegeben, was aufgrund der doppelwandigen Ausführung an dieser Stelle plausibel ist.

Das thermische Verhalten konnte allein mit dieser Anpassung durch die weitestgehend bekannten Stoff- und Geometriedaten gut wiedergegeben werden, wie in Abbildung 6-5 und Abbildung 6-6 dargestellt. Das dynamische Verhalten, insbesondere das Erreichen

der für Schadstoffkonvertierung notwendigen Temperatur im Bereich 200-300°C wird, wird an den verschiedenen Positionen in Vor- und Hauptkatalysator gut abgebildet.

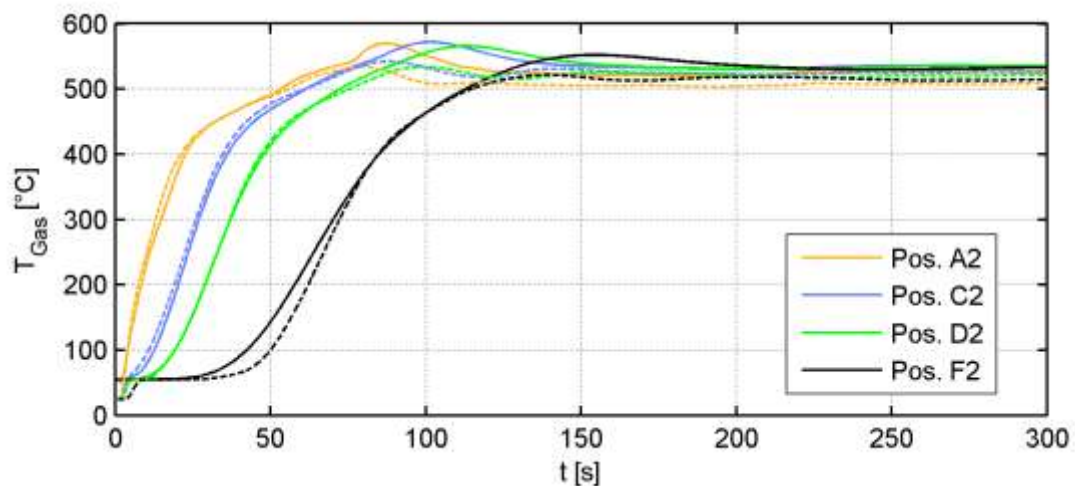


Abbildung 6-5: simulierte Gastemperaturen an Messstellen im Katalysator bei Warmlauf in konstantem Betriebspunkt (gepunktet: Messung; Positionen der Messstellen Abbildung 3-3)

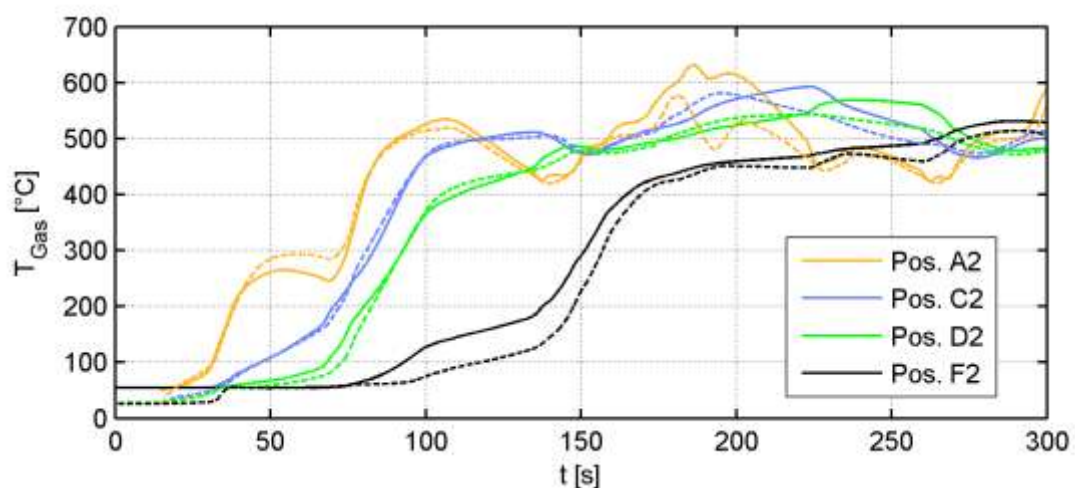


Abbildung 6-6: simulierte Gastemperaturen an Messstellen im Katalysator im NEFZ (gepunktet: Messung; Positionen der Messstellen Abbildung 3-3)

Die Temperaturverteilung in den Monolithen während des Warmlaufes ist in Abbildung 6-7 dargestellt. Der radiale Temperaturgradient ist weniger auf die Wärmeverluste an der Katalysatoroberfläche zurückzuführen, sondern überwiegend auf das Strömungsprofil, welches in der Mitte höhere Strömungsgeschwindigkeiten aufweist und dort eine schnellere Aufheizung bewirkt.

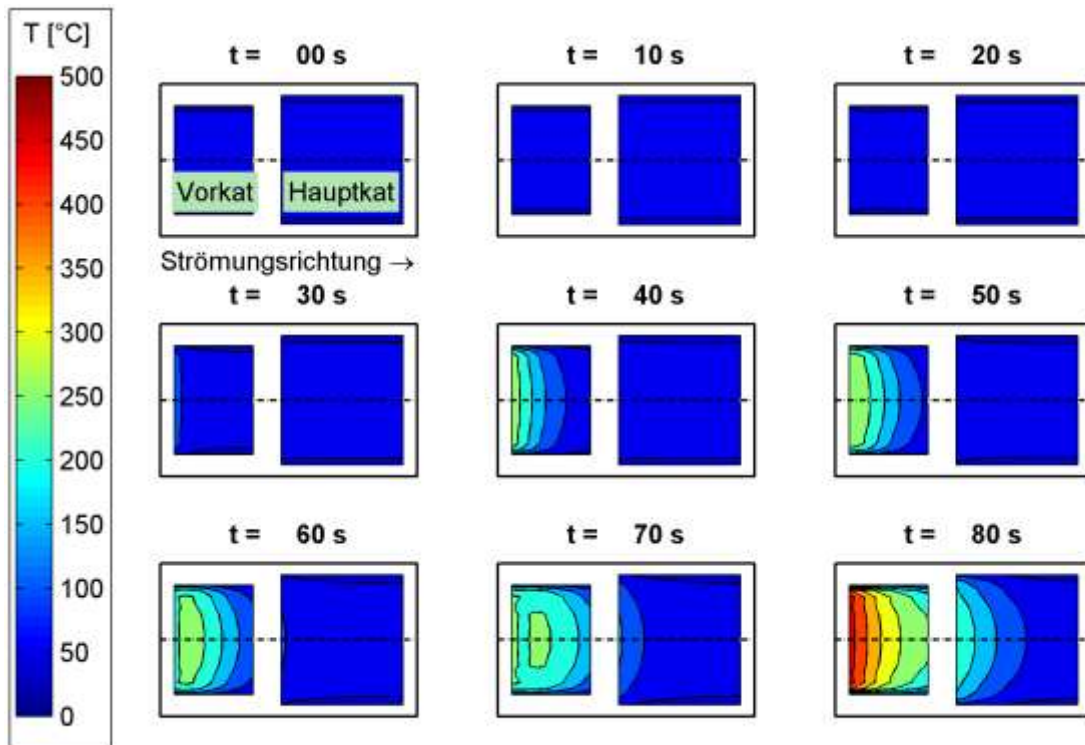


Abbildung 6-7: Temperaturverteilung im Katalysator (Längsschnitt) im NEFZ zu verschiedenen Zeitpunkten

Ergebnis der Simulation ist ein vollständiges Temperaturfeld in beiden Monolithen während des Warmlaufs (Abbildung 6-7). Auf dieser Basis kann nun auch die Reaktionskinetik abgestimmt werden.

## 6.4.2 Kalibrierung Reaktionskinetik

Die Aktivität von 3-Wege-Katalysatoren hängt stark von der Zusammensetzung und der Edelmetallbeladung, dem Herstellungsprozess und weiteren Faktoren ab, so dass keine allgemein gültigen Parameter für die Reaktionskinetik angegeben werden können (Olsson, Andersson 2004).

Als Ausgangspunkt für die Kalibrierung der Reaktionskinetik dienen die in (Matthess et al. 2001) angegebenen Werte. In Abbildung 6-8 ist der Verlauf der Emissionen vor und nach Katalysator mit abgestimmter Reaktionskinetik dargestellt. In der Anfangsphase findet keine Konvertierung statt, so dass die Emissionen nach Katalysator im Modell deckungsgleich mit den Emissionen vor Katalysator liegen. In den Messungen ist bei den Kohlenwasserstoffen im NEFZ wie auch in anderen Zyklen zu beobachten, dass die gemessenen Emissionen nach Katalysator kurzzeitig sogar über den Emissionen vor Katalysator liegen. Dies ist auf die Freisetzung gespeicherter Schadstoffe zurückzuführen, die nicht modelliert wurde. Die Stickoxide werden erst nach 50s umgesetzt, da bis zu diesem Zeitpunkt leicht mager gefahren wird.

Das Einsetzen der Schadstoffkonvertierung wird insgesamt gut wiedergegeben.

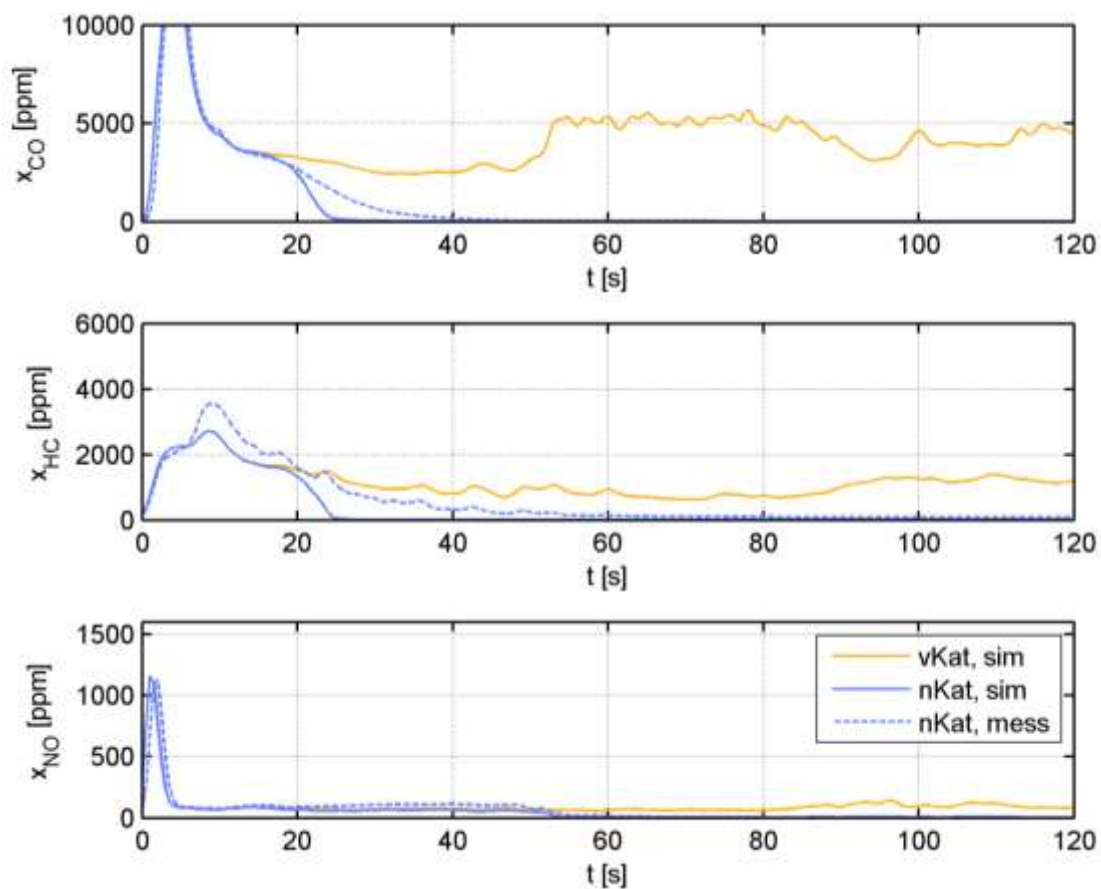


Abbildung 6-8: Emissionen vor/nach Katalysator bei Warmlauf in konstantem Betriebspunkt

In Abbildung 6-9 sind die Verläufe der Emissionen im NEFZ, in Abbildung 6-10 die entsprechenden Konvertierungsraten dargestellt. Auch hier wird das Verhalten des Katalysators, vor allem der Zeitpunkt der einsetzenden Konvertierung, gut wiedergegeben werden. Eine exakte quantitative Abbildung ist mit den getroffenen Vereinfachungen nicht möglich. Neben den Speichereffekten in der Anfangsphase, welche nicht abgebildet werden, sind beim NEFZ Abweichungen zwischen Messung und Simulation vor allem in der Phase  $t=50..80$  s (Einsetzen der Schadstoffkonvertierung) zu beobachten.

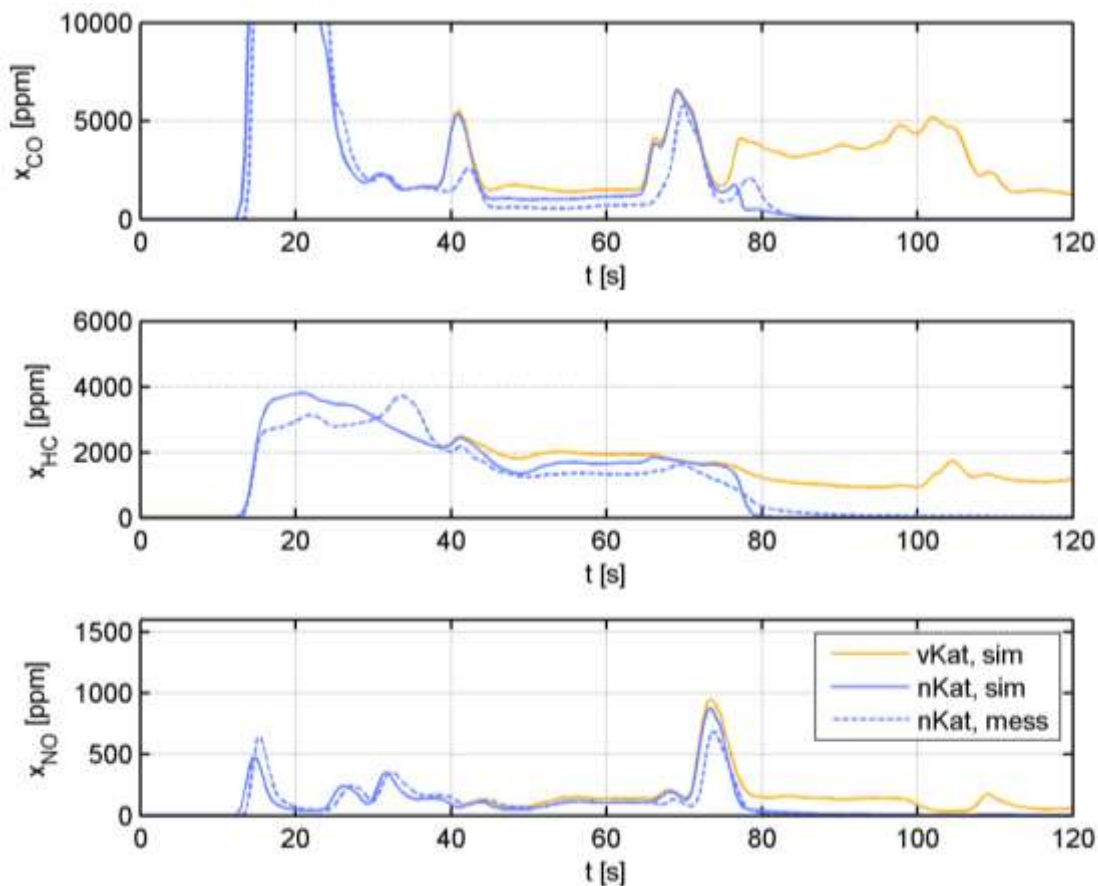


Abbildung 6-9: Emissionen vor/nach Katalysator bei Warmlauf im NEFZ

Zur Abstimmung des Katalysatormodells wurden die Eigenschaften des Abgases vor dem Katalysator (Temperatur, Massenstrom, Zusammensetzung) wie oben beschrieben der Messung entnommen. Die Ergebnisse dieser Rechnungen sind im Folgenden mit dem Index „sim1“ bezeichnet. Abschließend wurden die Ergebnisse des Katalysatormodells mit den Eingangsdaten aus dem Motormodell validiert (Index „sim2“). Wie in Abbildung 6-10 dargestellt, kann trotz der begrenzten Qualität bei der Modellierung der Rohemissionen der Light-Off-Zeitpunkt auch hier gut wiedergegeben werden.



Für die effektive Konvertierung der Stickoxidemissionen ist neben einer ausreichenden Temperatur auch ein stöchiometrisches Verbrennungsluftverhältnis erforderlich. Während der Katalysatorheizphase wird der untersuchte Motor leicht mager betrieben, daher werden die Stickoxidemissionen frühestens am Ende der Katalysatorheizphase reduziert. Entsprechend der vereinfachten Abbildung des Katalysatorheizens zeigen sich größere Abweichungen zwischen Messung und Simulation, wenn der Katalysator schnell aufgeheizt und die Konvertierung durch das nicht stöchiometrische Verbrennungsluftverhältnis limitiert wird.

Als Light-Off-Zeitpunkt wird der Zeitpunkt definiert, ab dem die Konvertierungsrate 50% überschreitet und auch später nicht mehr unter 50% fällt. Der Light-Off-Zeitpunkt wird zunächst für die einzelnen Schadstoffe ermittelt, anschließend wird der Mittelwert der Light-Off-Zeitpunkte von HC und CO gebildet.

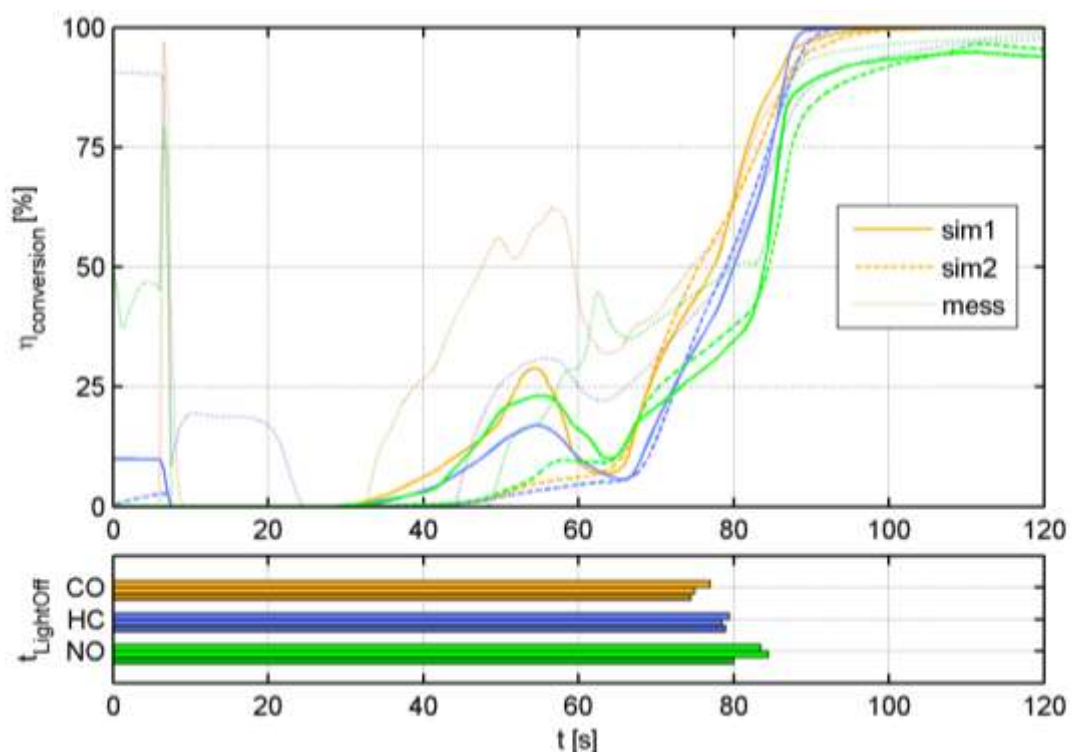


Abbildung 6-10: simulierte Konvertierungsraten und Light-Off-Zeitpunkt im NEFZ (gestrichelt/heller: Messung)

Die zur Abstimmung verwendeten Warmlaufmessungen decken ein sehr weites Spektrum an Massenströmen und Abgastemperaturen ab. Zur Validierung des gesamten Modells wurden die Warmläufe abschließend auch mit simuliertem Rohabgas gerechnet („sim2“), auch hier ist die Abweichung zwischen gemessenem und simuliertem Light-Off-Zeitpunkt in allen Zyklen kleiner als 6 Sekunden (Tabelle 6-2).

**Tabelle 6-2: Vergleich gemessene/simulierte Light-Off-Zeitpunkte**

<b>t_LO [s]</b>	<b>sim1</b>	<b>sim2</b>	<b>mess</b>
<b>WloS2000/19</b>	31,5	22,8	28,3
<b>WloS2000/30</b>	17,5	17,5	22,3
<b>WloS2000/60</b>	14,5	13,3	14,8
<b>WloS4000/35</b>	14,3	16,5	14,0
<b>NEFZ</b>	73,3	78,8	76,8

## 7 Gesamtfahrzeugmodell

Das thermische Motormodell wurde in ein vorhandenes Längsdynamikmodell des Gesamtfahrzeugs, beschrieben unter anderem in (von Grundherr et al. 2009), integriert. In diesem Modell sind neben dem Motor die übrigen Komponenten des Antriebsstrangs, wie E-Maschinen, Getriebe, Achsen und Räder sowie das Bordnetz, die Motor- und Hybridsteuerung, ein Fahrer und eine Fahrstrecke bzw. ein Zyklus abgebildet.

### 7.1 Fahrzeug

Entsprechend der Zielsetzung der Untersuchung, den Einfluss der einzelnen Hybridfunktionen auf den Motorwarmlauf herauszuarbeiten, wurde ein Simulationsmodell eines Mittelklassefahrzeugs als Vollhybrid mit einem parallelen Antriebsstrang aufgebaut. Am Getriebeeingang sitzt eine E-Maschine, welche durch eine Kupplung vom Verbrennungsmotor abgetrennt werden kann. Das Fahrzeug kann damit sämtliche Hybridfunktionen nutzen und auch Geschwindigkeiten bis 50km/h rein elektrisch fahren.

### 7.2 Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie entscheidet, wann und in welchem Umfang Hybridfunktionen genutzt werden sollen.

Die hier implementierte Betriebsstrategie trifft dabei zunächst die Entscheidung, ob der Verbrennungsmotor eingeschaltet oder rein elektrisch gefahren werden soll. Dabei werden die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit, die geforderte Beschleunigung, und der Ladezustand der Batterie betrachtet.

Bei laufendem Verbrennungsmotor wird Lastpunktanhebung bzw. -absenkung eingesetzt, wenn der Ladezustand der Batterie sehr niedrig bzw. hoch ist.

Um den Katalysator bei gleichzeitig niedrigen Rohemissionen aufzuheizen, wird der Verbrennungsmotor in den ersten 20 Sekunden im Leerlauf betrieben, wobei (wenn möglich) die geforderte Antriebsleistung elektrisch bereitgestellt wird. Danach erfolgt der Antrieb verbrennungsmotorisch, wobei bis  $t=70s$  der Motor nicht abgeschaltet und eine erzwungene Lastpunktanhebung durchgeführt wird.

## 8 Energetische Bewertung Hybridfunktionen

Im Folgenden soll dargestellt werden, wie sich Hybridfunktionen auf den Warmlauf des Verbrennungsmotors auswirken. Dazu wird die Wirkkette, wie in Abbildung 8-1 dargestellt, in Teilschritte zerlegt, welche einzeln und z.T. auch anhand vereinfachter Ersatzmodelle untersucht werden.

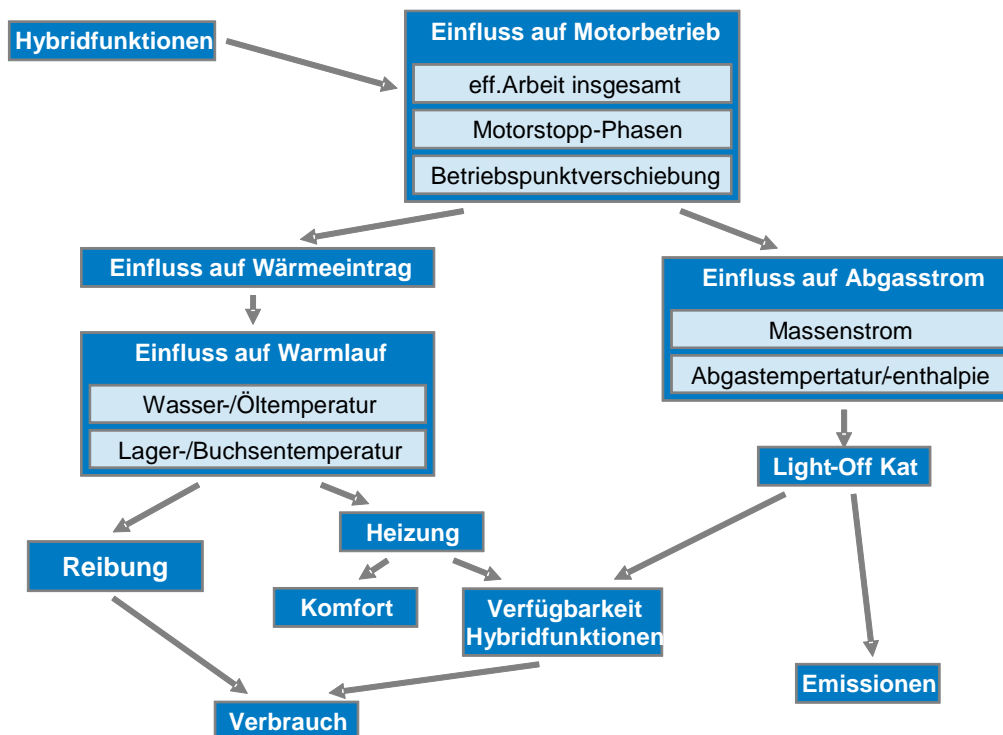


Abbildung 8-1: Wirkketten Hybridisierung - Warmlauf

### 8.1 Vorgehen

Ausgehend von der Zielsetzung, den Einfluss der einzelnen Hybridfunktionen auf den Warmlauf zu erfassen, wurde ein Vorgehen vergleichbar der Methode der Verlustteilung bei Verbrennungsmotoren gewählt (z.B. Merker et al. 2006). Dabei werden ausgehend von einem konventionellen Fahrzeug die Hybridfunktionen schrittweise zugeschaltet und jeweils die Veränderungen zur vorhergehenden Stufe bewertet. In einem ersten Schritt wurde außerdem der Einfluss des zusätzlichen Gewichts der Hybridkomponenten berücksichtigt.

Zwar können einzelne Hybridfunktionen mit einem deutlich geringeren bzw. ganz ohne Mehrgewicht realisiert werden, was für einen Vergleich verschiedener stark hybridisierter Fahrzeuge berücksichtigt werden müsste. Dabei würden sich die Einflüsse des steigenden Fahrzeuggewichts und der zusätzlichen Hybridfunktionen überlagern. Entsprechend der Aufgabenstellung wurde hier stattdessen eine klare Trennung der einzelnen Einflüsse (Mehrgewicht – Hybridfunktionen) umgesetzt.

**Tabelle 8-1: Fahrzeugvarianten Hybridisierung**

<b>Bezeichnung</b>	<b>Antrieb</b>	<b>Zusätzl. Gewicht</b>	<b>Bremsenergie-rückgewinnung</b>	<b>Start-/Stopp</b>	<b>elektrisch Fahren</b>
<b>S1</b>	konventionell				
<b>S2</b>	Hybrid	+150 kg			
<b>S3</b>	Hybrid	+150kg	aktiv		
<b>S4</b>	Hybrid	+150kg	aktiv	aktiv	
<b>S5</b>	Hybrid	+150kg	aktiv	aktiv	aktiv

## **8.2 Randbedingungen**

Für die folgenden Untersuchungen wurde eine Reihe von Simulationsrechnungen durchgeführt. Dabei wurden zum einen Simulationen des Motors in einer Testumgebung mit idealisierten Zyklen durchgeführt (z.B. Warmlauf in stationärem Betriebspunkt), zum anderen Rechnungen mit dem beschriebenen Gesamtfahrzeugmodell.

### **8.2.1 Fahrzyklen**

Die Gesamtfahrzeugsimulationen wurden jeweils in verschiedenen Fahrzyklen durchgeführt:

- NEFZ (70/220/EWG vom 15.8.2003)
- FTP72 (U.S. Environmental Protection Agency)
- Kundenzyklus

Der NEFZ ist ein synthetischer Zyklus, in dem nur niedrige Beschleunigungen gefordert werden. Der FTP72 und der Kundenzyklus wurden bei realen Fahrten aufgezeichnet und sind wesentlich dynamischer, d.h. sie weisen höhere Geschwindigkeitsgradienten auf und enthalten nahezu keine Konstantfahrten.

Der NEFZ und der FTP-Zyklus werden in Europa bzw. in den USA für die Messung der Abgasemissionen und des Verbrauchs von neuen Fahrzeugen herangezogen (Wachtmeister 2004).

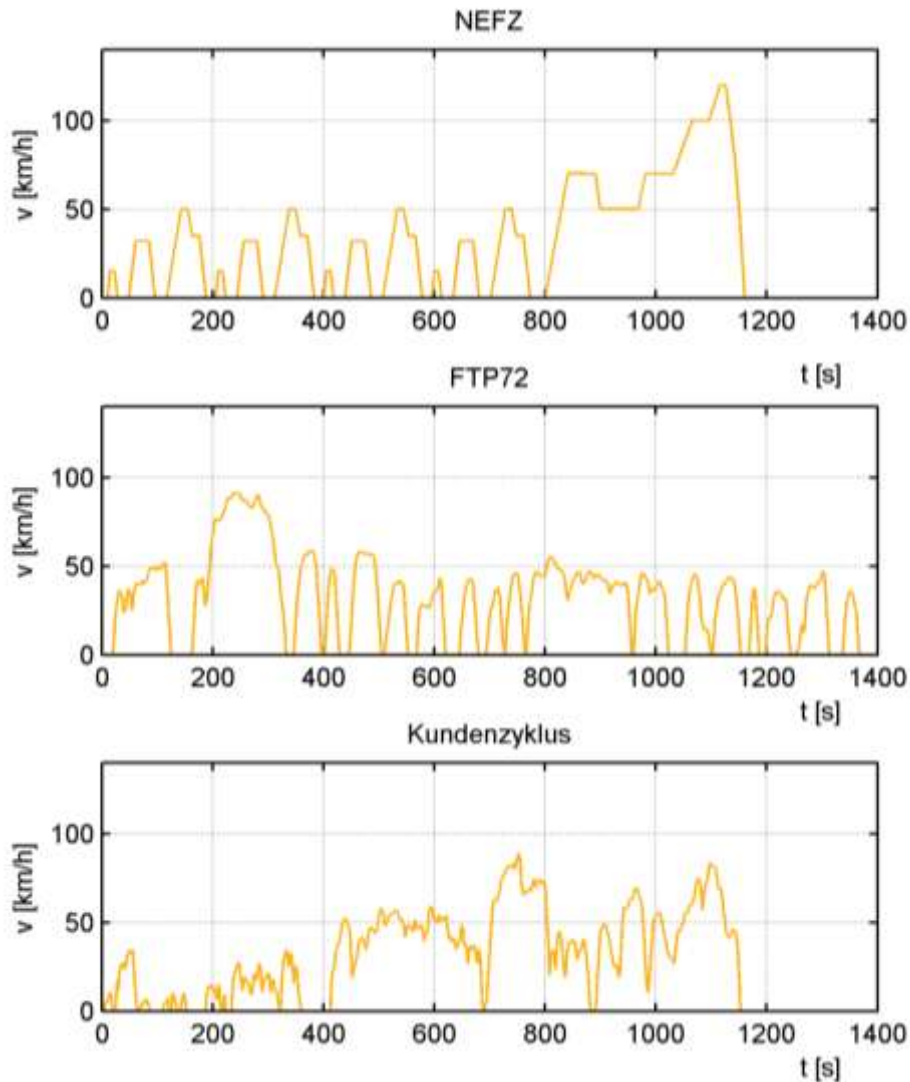


Abbildung 8-2: Fahrzyklen

### 8.2.2 Umgebungsbedingungen

Die Umgebungstemperatur wurde im Allgemeinen auf 25°C gesetzt, womit die vorgeschriebenen Bedingungen zur Verbrauchsmessung in den meisten Fahrzyklen erfüllt werden. Die Starttemperatur des Motors wurde gleich der Umgebungstemperatur gesetzt (Szenario 1).

Da im Kundenbetrieb das Fahrzeug häufig bei niedrigeren Temperaturen gestartet wird (Winter bzw. Morgen), wurden darüber hinaus Rechnungen bei einer Umgebungs- und Starttemperatur von +5°C durchgeführt (Szenario 2).

Berücksichtigt wird bei niedrigen Starttemperaturen außerdem der Energiebedarf für eine zusätzliche elektrische Innenraumheizung, wenn die Wassertemperatur im Warmlauf sehr langsam ansteigt (Szenario 3). Solche Zuheizer, meist als PTC-Elemente ausgeführt, werden z.T. bei hocheffizienten Dieselmotoren eingesetzt (Heinle et al. 2003).

**Tabelle 8-2: Szenarien**

<b>Bezeichnung</b>	<b>Kürzel</b>	<b>Jahreszeit</b>	<b>Umgebungs-/Start- temperatur</b>	<b>Heizung</b>
<b>Szenario 1</b>	SZ1	Sommer	25°C	
<b>Szenario 2</b>	SZ2	Winter	5°C	
<b>Szenario 3</b>	SZ3	Winter	5°C	aktiv

Die Zielsetzung für die Ansteuerung der Zuheizung ist hier nicht maximaler Heizkomfort, sondern lediglich ein dem Referenzfahrzeug vergleichbarer Heizkomfort. Bewertet wird die dafür erforderliche elektrische Energie.

Für die Ansteuerung der Zuheizung wurde daher ein vereinfachtes Modell erstellt, das sich an der Wassertemperatur orientiert. Als Referenz wurde das konventionelle Fahrzeug im NEFZ definiert, bei dem nach 180s eine Wassertemperatur von 40°C erreicht wird. Liegt bei anderen Fahrzeugvarianten die Wassertemperatur nach 180s noch unter 40°C, wird der Zuheizer aktiviert und das Bordnetz auf der Hochvoltseite mit zusätzlichen 1,6kW elektrischer Leistung belastet, bis die Wassertemperatur 40°C erreicht.

### 8.3 Einfluss Hybridisierung auf Motorbetrieb

Die Einführung von Hybridfunktionen bringt einen gegenüber konventionellen Antrieben veränderten Motorbetrieb mit sich. Der Motorbetrieb im Fahrzyklus lässt sich im Wesentlichen durch folgende Kennzahlen charakterisieren:

- Insgesamt geforderte effektive Arbeit
- Anteil der Motorstopp-Phasen
- mittlere Last/Drehzahl

#### 8.3.1 Effektive Arbeit

Die vom Motor erzeugte mechanische Arbeit dient primär der Überwindung der Fahrwiderstände, darüber hinaus muss auch die Verlustleistung im Antriebsstrang vom Motor aufgebracht werden.

Die Fahrwiderstände sind:

- Luftwiderstand
- Rollreibung
- Beschleunigungswiderstand
- Steigungswiderstand

In den untersuchten Zyklen sind die Steigung und damit der Steigungswiderstand immer gleich Null.

Die im gesamten Zyklus zu verrichtende Beschleunigungsarbeit entspricht dem Integral über den Beschleunigungswiderstand. Da das Fahrzeug zu Beginn und Ende eines Zyklus stillsteht, ist die Beschleunigungsarbeit am Ende ebenfalls immer gleich Null. Kann die negative Beschleunigungsarbeit beim Verzögern nicht aufgenommen werden, fällt sie als Verlustleistung an den Bremsen an.

Die Verluste im Antriebsstrang setzen sich zusammen aus:

- Verluste Automatikgetriebe
- Verluste Hinterachsgetriebe
- Verluste Elektromotor
- Verluste Batterie
- Verluste Bremsen

Da hier die effektive Arbeit des Motors betrachtet wird, bleiben die Verluste im Verbrennungsmotor selbst zunächst außen vor.



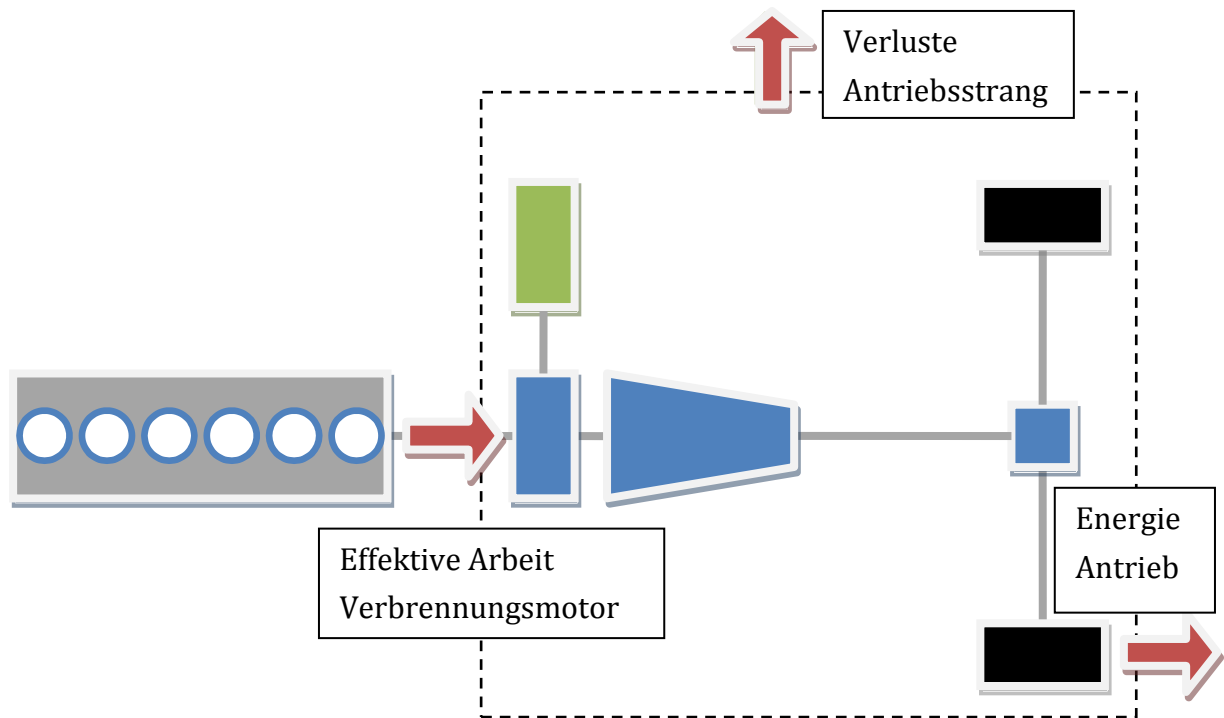


Abbildung 8-3: Energieströme Antrieb

Die Fahrwiderstände ändern sich durch die Verwendung von Hybridfunktionen nicht, da das Fahrprofil (Geschwindigkeit und Steigung) gleich bleibt. Lediglich das Mehrgewicht der Hybridkomponenten führt zu leicht erhöhter Rollreibung.

Deutlich wirken sich die Hybridfunktionen allerdings auf die Verluste im Antriebsstrang aus.

#### **Mehrgewicht (S1 → S2):**

Die Verlustleistung beim Bremsen und damit der Energiebedarf insgesamt steigen deutlich an.

#### **Bremsenergie-Rückgewinnung (S2 → S3):**

Die Verlustleistung beim Bremsen und damit der Energiebedarf insgesamt werden deutlich reduziert.

#### **Start-/Stopp-Automatik (S3 → S4):**

Der Motor wird in Leerlaufphasen abgestellt. Da dort aber ohnehin keine effektive Arbeit vom Motor verrichtet wird, bleibt die effektive Arbeit insgesamt nahezu unverändert. Durch den Wegfall der Leerlaufphasen wird lediglich der Betriebspunkt der E-Maschine in einen günstigeren Bereich verschoben, wodurch die anfallenden Verluste bei der Erzeugung von Strom für das Bordnetz leicht reduziert werden.

**Elektrisch Fahren (S4 → S5):**

Der Verbrennungsmotor muss während des elektrischen Fahrens keine Arbeit verrichten. Allerdings müssen die Fahrzyklen SOC-neutral gefahren werden, d.h. die elektrische Energie muss zu anderen Zeitpunkten durch Lastpunktanhebung erzeugt werden. Da bei der Wandlung von elektrischer in mechanische Energie und bei der Speicherung Verluste anfallen, steigt die vom Motor im Zyklus insgesamt zu leistende effektive Arbeit an.

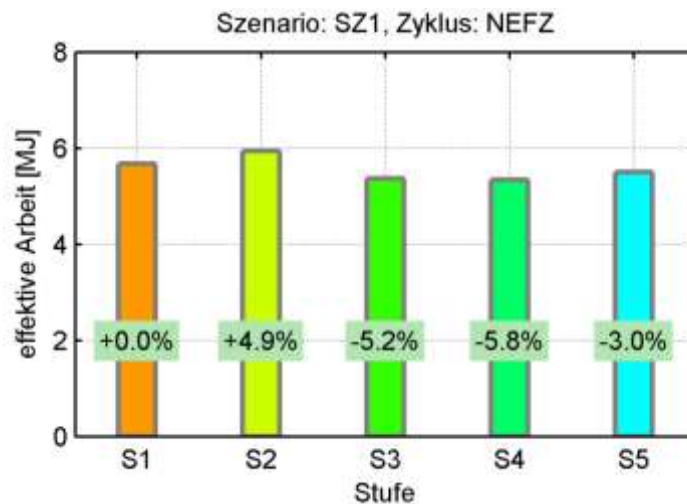


Abbildung 8-4: effektive Arbeit Verbrennungsmotor

**8.3.2 Anteil Motorstopp-Phasen**

In den Motorstopp-Phasen wird kein Kraftstoff verbraucht, allerdings kühlt der Motor insgesamt und auch lokal an heißen Stellen ab.

Die Zeitanteile, in denen der Verbrennungsmotor durch die Funktionen Start-/Stopp-Automatik und elektrisches Fahren abgeschaltet werden kann, unterscheiden sich je nach Zyklus deutlich. Hier hebt sich insbesondere der NEFZ ab, bei dem der Verbrennungsmotor wegen der niedrigen geforderten Leistungen weniger als die Hälfte der Zeit läuft.

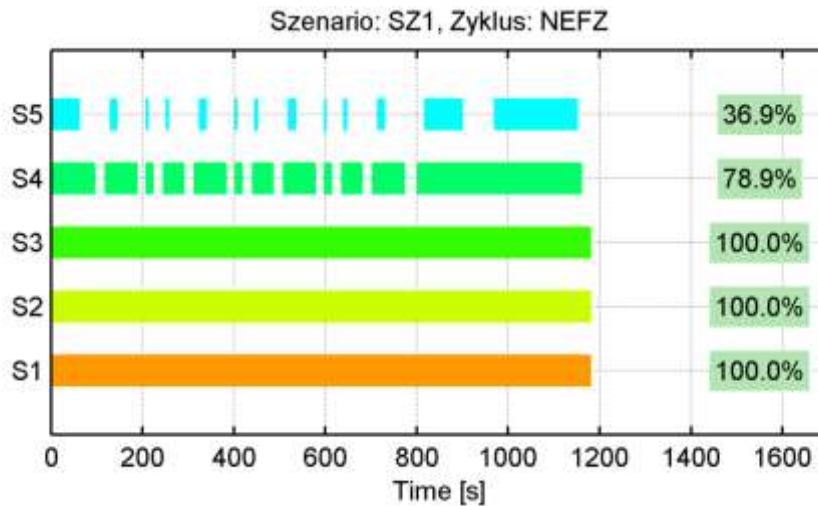


Abbildung 8-5: Laufzeit Verbrennungsmotor

### 8.3.3 Mittlerer Betriebspunkt

Durch den Betriebspunkt des Motors werden der effektive Wirkungsgrad und auch die Aufteilung der Verlustwärme auf Abgas und Brennraumwände beeinflusst. Im Folgenden wird der Einfluss der Hybridfunktionen auf den mittleren Motorbetriebspunkt betrachtet.

#### Mehrgewicht (S1→S2):

Die höhere Trägheit führt in den Beschleunigungsphasen zu einer etwas höheren Last. Die Motordrehzahl ergibt sich aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Gangstufe, ihr zeitlicher Verlauf und bleibt unverändert.

#### Bremsenergie-Rückgewinnung (S2→S3):

Durch die Bremsenergie-Rückgewinnung kann der Strombedarf im Fahrzyklus weitgehend gedeckt werden, so dass das Antriebsmoment des Generators niedriger ausfällt. Insgesamt ergibt sich eine leichte Lastpunktabsenkung.

#### Start-/Stopp-Automatik (S3→S4):

Während das Fahrzeug steht, läuft der Motor im konventionellen Antrieb im Leerlauf (hier: Drehzahl  $n=660$  1/min,  $M_e = 0$  Nm). Die Start-/Stopp-Automatik schaltet den Motor des Hybridfahrzeugs in diesen Phasen ab. Der mittlere Betriebspunkt bei eingeschaltetem Motor wird dadurch weg vom Leerlaufpunkt hin zu höherer Last und Drehzahl verschoben.

**Elektrisch Fahren (S4→S5):**

Durch die Funktion „Elektrisch Fahren“ entfallen zum einen Motorbetriebspunkte mit niedrigen Lasten. Gleichzeitig muss in den übrigen Phasen, in denen der Motor läuft, zusätzlicher Strom für das elektrische Fahren erzeugt werden, was eine weitere Anhebung des mittleren Motorbetriebspunktes bedingt.

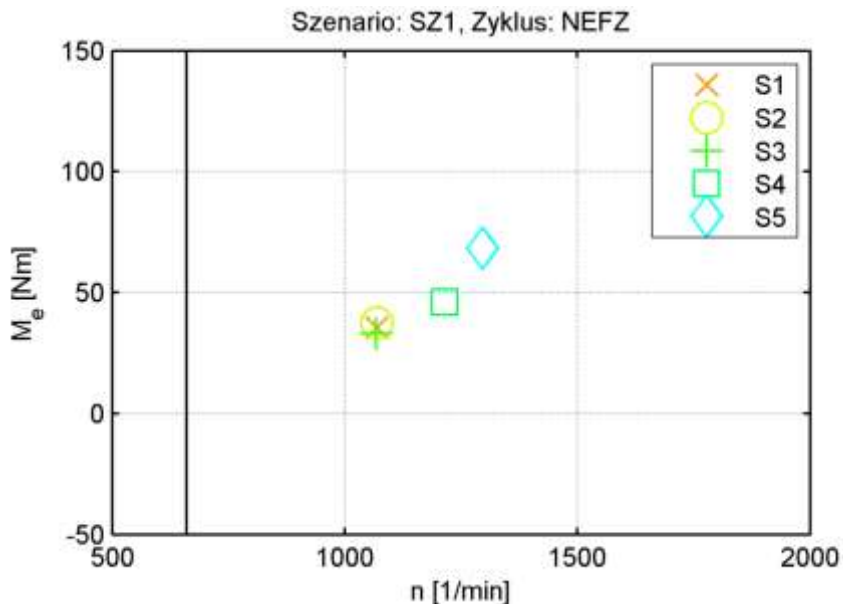


Abbildung 8-6: mittlerer Motorbetriebspunkt

In Abbildung 8-6 sind die mittleren Motorbetriebspunkte für die verschiedenen Stufen dargestellt.

#### 8.4 Einfluss Motorbetrieb auf Wärmeeintrag

Ein Teil der mit dem Kraftstoff zugeführten Energie wird als Wärme in den Motor eingetragen und führt zum Anstieg der Medien- und Bauteiltemperaturen, bis bei Erreichen der Betriebstemperatur der Thermostat öffnet und überschüssige Wärme über den Kühler abgeführt wird.

Der Wärmeeintrag setzt sich zusammen aus Wandwärmeverlusten in Brennraum und Auslasskanal sowie Reibungsverlusten, die in den Lagern und in der Kolbengruppe anfallen.

$$\dot{Q}_{WE} = \dot{Q}_{WW} + P_r$$

Formel 8-1

### 8.4.1 Wandwärmeeintrag

Der Wandwärmeeintrag ergibt sich aus der in 5.4 beschriebenen Wärmebilanz des Brennraumes.

Insbesondere zur Bewertung von Lastpunktanhebungen wird darüber hinaus der relative Wandwärmeanteil definiert als zusätzlicher Wärmeeintrag im Verhältnis zum zusätzlichen Kraftstoffeintrag bei Lastpunktanhebung. Während der Wandwärmeanteil selbst bei sehr niedrigen Lasten über 50% betragen kann, bewegt sich der relative Wandwärmeanteil in weiten Teilen des Kennfelds zwischen 10% und 20%.

$$x_{WW,rel} = \frac{\Delta Q_{WW}}{\Delta Q_{KS}}$$

Formel 8-2

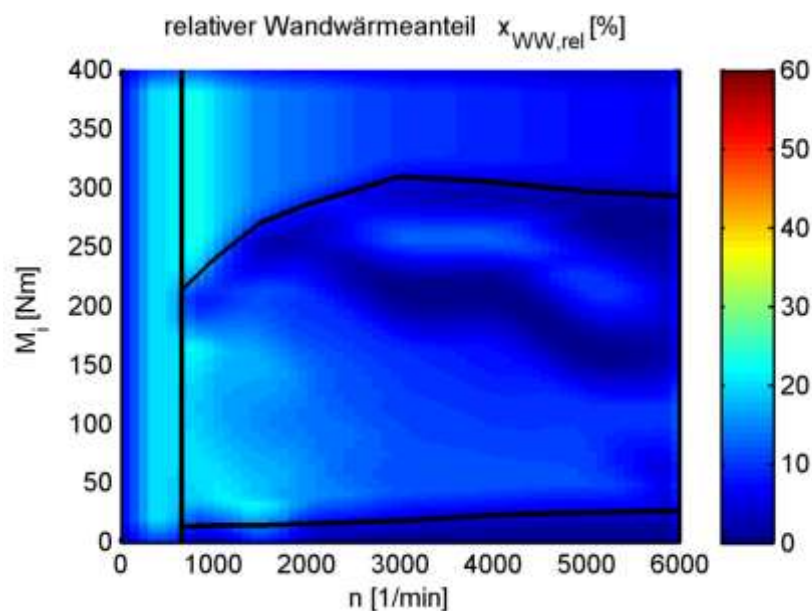


Abbildung 8-7: Kennfeld relativer Wandwärmeanteil

Bei sehr niedrigen Lasten (um die Nulllast) liegt der relative Wandwärmeanteil niedriger, d.h. eine Lastpunktanhebung führt hier kaum zu einem Anstieg des absoluten Wandwärmestroms. In diesem Bereich wird zur Darstellung kleinerer Lasten nicht mehr die Füllung weiter reduziert, sondern der Zündwinkel Richtung spät verstellt. Damit fällt zum einen der indizierte Wirkungsgrad, zum anderen kommt es zu einer Verschiebung der Verluste weg von Wandwärme hin zu Abgaswärme.

Außerdem kommt bei niedrigen Lasten eine Besonderheit des Brennverfahrens zum Tragen: Der Vollvariable Ventiltrieb ist so gestaltet, dass bei sehr kleinen Hüben nur

eines der beiden Ventile öffnet (Phasing), und auch bei diesem Ventil wird durch eine entsprechende Kontur im Zylinderkopf lediglich ein Segment des Ringspalts freigegeben (Masking). Damit wird gezielt eine starke Ladungsbewegung (Drall) erzeugt, die die Stabilität des Brennverfahrens verbessert. Gleichzeitig ist durch die höhere Turbulenz aber auch die Grenzschicht an den Brennraumwänden kleiner und damit der Wandwärmeanteil größer.

Die Definition eines näherungsweise global gültigen relativen Wandwärmeanteils ist aufgrund der starken Streuung durch die Applikation und die Besonderheiten des Brennverfahrens nicht möglich.

#### **8.4.2 Wärmeeintrag durch Reibung**

Das Reibmoment ist in erster Linie drehzahl- und temperaturabhängig und nur in geringem Maße lastabhängig. Bei einer Lastpunktverschiebung ergeben sich daher nur geringe Änderungen des Wärmeeintrags durch Reibung.

Bei niedrigen Drehzahlen im Bereich von 1000..2000 1/min, in dem in Fahrzyklen überwiegend gefahren wird, ist auch die Drehzahlabhängigkeit nur schwach ausgeprägt. Die Reibarbeit und der damit verbundene Wärmeeintrag sind dann in erster Näherung direkt proportional zur Zahl der Motorumdrehungen.

#### **8.4.3 Wärmeeintrag in Fahrzyklen**

Der Wandwärmeanteil über einen gesamten Fahrzyklus liegt ähnlich wie der Wandwärmeanteil im gemittelten Motorbetriebspunkt. Hybridfunktionen (Start-/Stopp, elektrisch Fahren) führen im Allgemeinen zu einer Lastpunktanhebung bei gleichzeitig kürzerer Motorlaufzeit bzw. weniger Motorumdrehungen.

Wie in Abbildung 8-8 dargestellt sinken insbesondere beim Einsatz von Start-/Stopp und elektrischem Fahren der Wandwärmeanteil und die Reibung. Außerdem nimmt die zugeführte Kraftstoffmenge insgesamt ab, so dass erheblich weniger Wärme in den Motor eingetragen wird als in konventionellen Fahrzeugen.

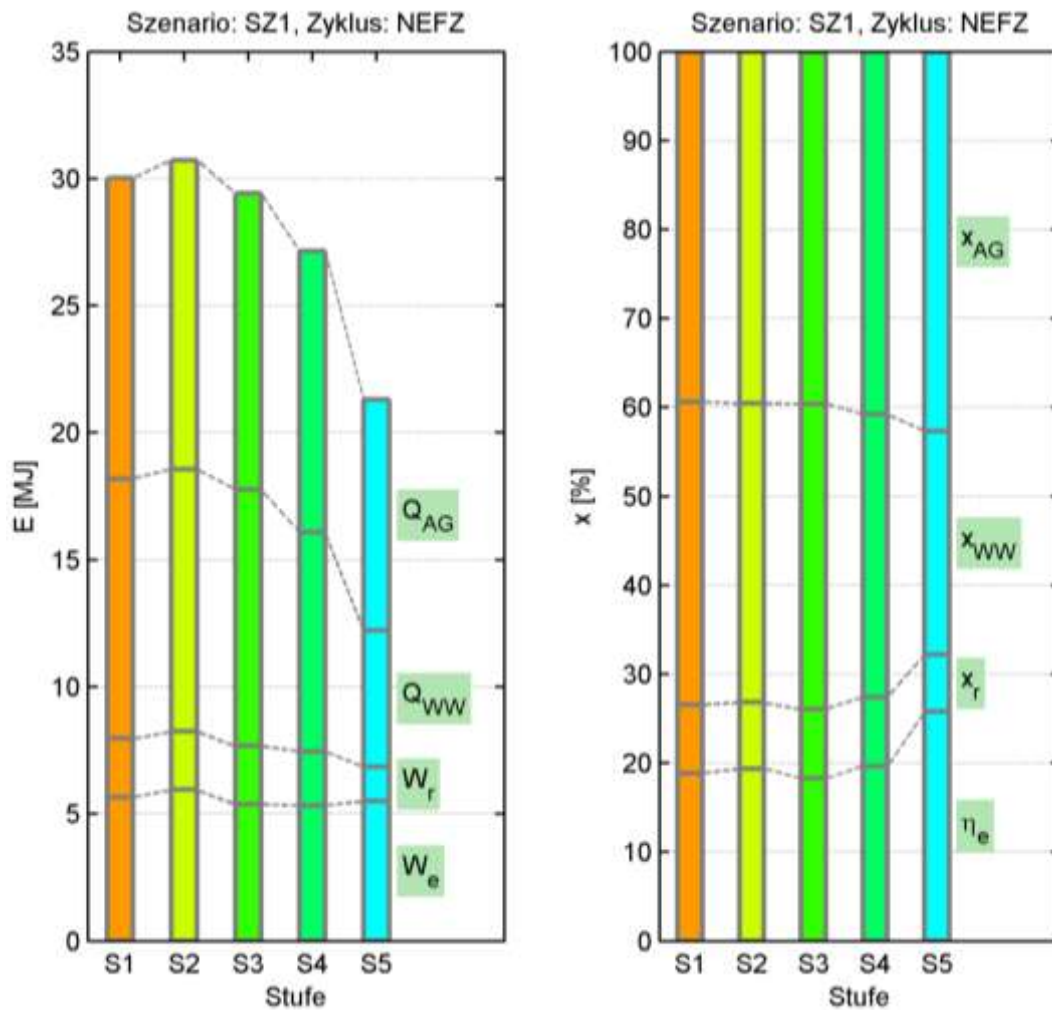


Abbildung 8-8: Energiebilanz Fahrzyklus absolut und relativ

## 8.5 Einfluss Wärmeeintrag auf Warmlauf

### 8.5.1 Warmläufe bei konstantem Wärmestrom

Mit dem Wärmeeintrag verändert sich der Verlauf der Bauteiltemperaturen. Betrachtet man den Motor vereinfacht als eine einzelne thermische Masse (Blockkapazität), so ergibt sich wie in Abbildung 8-9 dargestellt ein linearer Anstieg der Motortemperatur über der Zeit. Die dargestellten Wärmeleistungen von 10kW bzw. 5kW entsprechen etwa dem durchschnittlichen Wärmeeintrag im NEFZ bei einem konventionellen Fahrzeug bzw. Voll-Hybrid.

$$T_{Motor} = T_0 + \dot{Q}_{WE} * C_{Motor} * t$$

Formel 8-3

Für die Motortemperatur in Abhängigkeit von der eingebrachten Wärmemenge ergibt sich ebenfalls ein linearer Zusammenhang, in den der Wärmestrom nicht eingeht.

$$T_{Motor} = T_0 + Q_{WE} * C_{Motor}$$

Formel 8-4

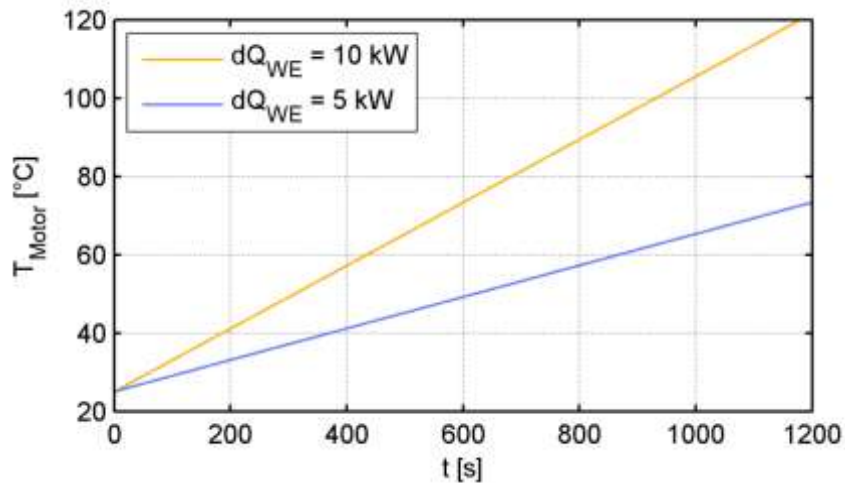


Abbildung 8-9: Blockkapazität, Warmlauf bei konstanten Wärmeeinträgen

Im nächsten Schritt wird darüber hinaus der Wärmeübergang durch Konvektion vom Kurbelgehäuse zur Umgebung berücksichtigt. Da es sich hier überwiegend um erzwungene Konvektion handelt, wird ein konstanter Wärmeübergang angenommen. Der abgeführte Wärmestrom steigt dann linear mit der Motortemperatur.

Theoretisch ergibt sich bei konstantem Wärmeeintrag eine Gleichgewichtstemperatur, gegen die die Motortemperatur mit einem PT1-Verhalten konvergiert (Abbildung 8-10). In der Regel liegt die Gleichgewichtstemperatur aber deutlich oberhalb der Kühlwasser-Solltemperatur und wird nicht erreicht, da der Thermostat vorher den großen Kühlkreislauf öffnet.

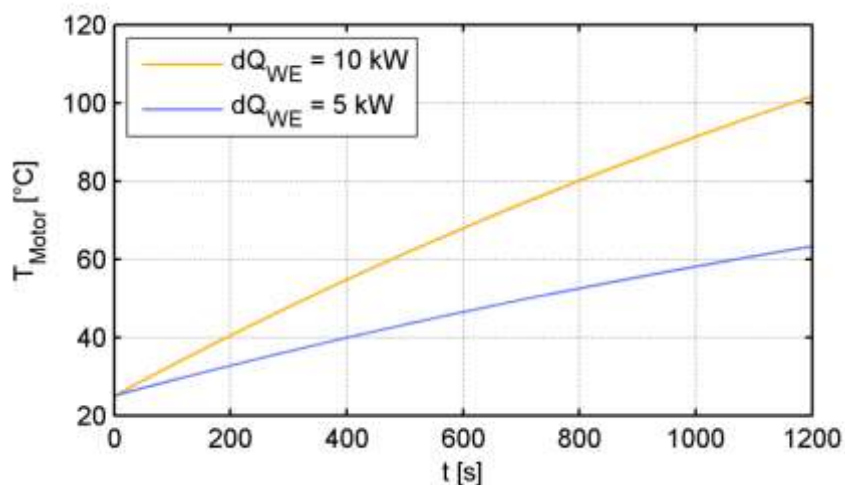


Abbildung 8-10: Blockkapazität mit Wärmeübergang Umgebung



Betrachtet man die Motortemperatur über der eingebrachten Wärmemenge, so fällt bei niedrigeren Wärmeströmen die Wärmeabfuhr an die Umgebung aufgrund der längeren Zeitdauer stärker ins Gewicht. Bei niedrigeren Wärmeströmen muss daher zum Erreichen einer bestimmten Motortemperatur insgesamt eine größere Wärmemenge zugeführt werden.

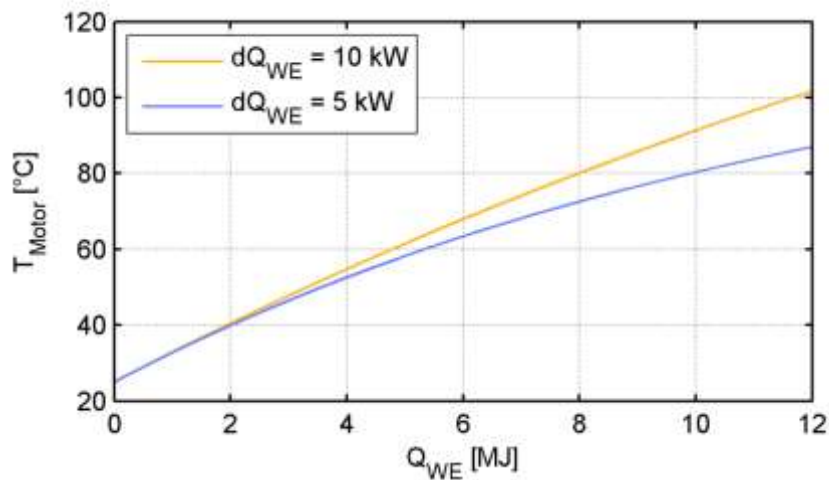


Abbildung 8-11: Warmlaufkurve mit Wärmeübergang Umgebung

Schließlich tritt auch innerhalb des Motors ein Temperaturgradient auf, welcher in etwa proportional zum zugeführten Wärmestrom ist. Dieser Temperaturgradient ist im Allgemeinen vorteilhaft, da die Temperaturen in den Reibstellen (Buchse und Lager) höher als die durchschnittliche Motortemperatur liegen. In Abbildung 8-12 ist ein mit dem thermischen Motormodell simulierter Warmlauf in konstanten Betriebspunkten bei gleichen Drehzahlen, aber unterschiedlichen Lasten dargestellt. Insbesondere bei der Darstellung der Bauteiltemperaturen über der eingebrachten Wärme wird die unterschiedlich hohe Temperaturdifferenz von Kern zu Gehäuse sichtbar (Abbildung 8-12, rechts).

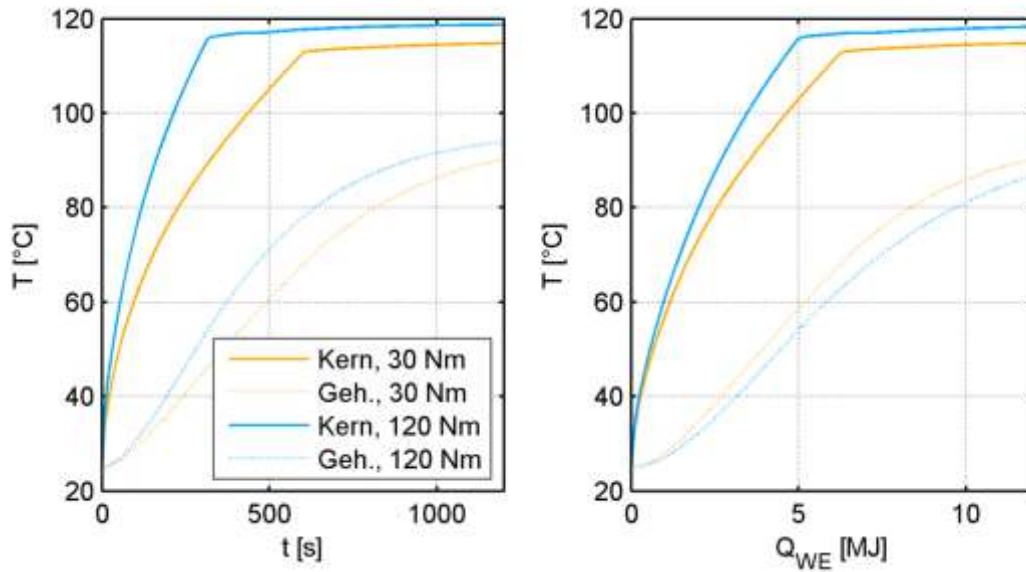


Abbildung 8-12: Warmlauf bei verschiedenen Lasten

Insgesamt ergeben sich damit bei reduziertem durchschnittlichem Wärmeeintrag insbesondere im Motorkern deutlich reduzierte Bauteiltemperaturen.

### 8.5.2 Warmläufe mit Motorstopp-Phasen

Am Beispiel eines Warmlaufs in einem konstanten Betriebspunkt wird aufgezeigt, wie sich eine Motorstopp-Phase auf den Warmlauf auswirkt. Dazu wird eine Motorstopp-Phase mit einer Dauer von 120 Sekunden eingefügt, deren Beginn wie in Abbildung 8-13 dargestellt variiert wird.

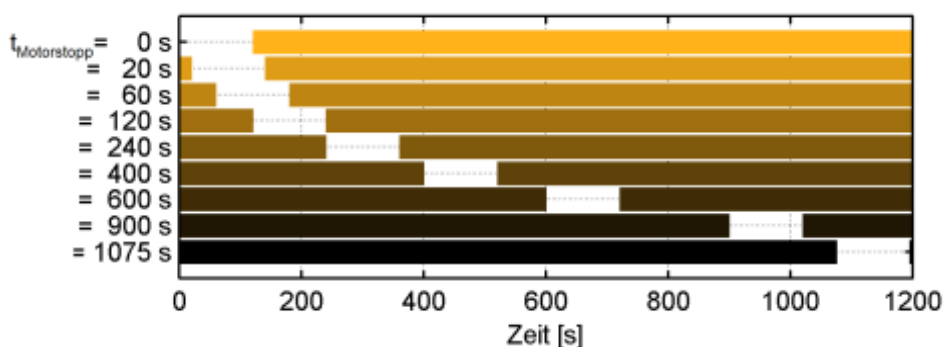


Abbildung 8-13: Zeitpunkt Motorstopp-Phasen

Während der Motorstopp-Phase wird keine weitere Wärme in den Motor eingetragen, allerdings fließt ein Wärmestrom von den heißeren Bauteilen im Motorkern zum kälteren Gehäuse, wodurch die bestehenden Temperaturgradienten abgebaut werden.

Liegt die Motorstopp-Phase ganz am Anfang des Warmlaufs, so ergibt sich ein ungestörter Warmlauf ab  $t=120\text{s}$ .

In Abbildung 8-14 sind die Bauteiltemperaturen beim oben beschriebenen Simulationsexperiment dargestellt. Während beim ungestörten Warmlauf beide Temperaturen ansteigen und sich eine zunehmende Differenz zwischen den Bauteiltemperaturen aufbaut, nimmt die Temperaturdifferenz in den Motorstopp-Phasen stark ab.

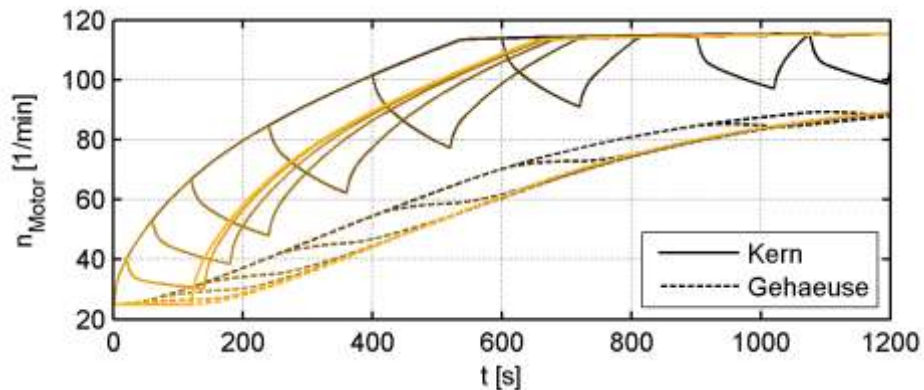


Abbildung 8-14: Bauteiltemperaturen bei unterbrochenem Warmlauf (Farbzuordnung siehe Abbildung 8-13)

### 8.5.3 Warmläufe in Fahrzyklen

Durch den Einsatz von Hybridfunktionen nimmt wie oben gezeigt der Wärmeeintrag in den Motor in Fahrzyklen ab. Damit liegt zum einen die Motortemperatur insgesamt niedriger, zum anderen ist auch der Temperaturgradient von innen nach außen deutlich kleiner.

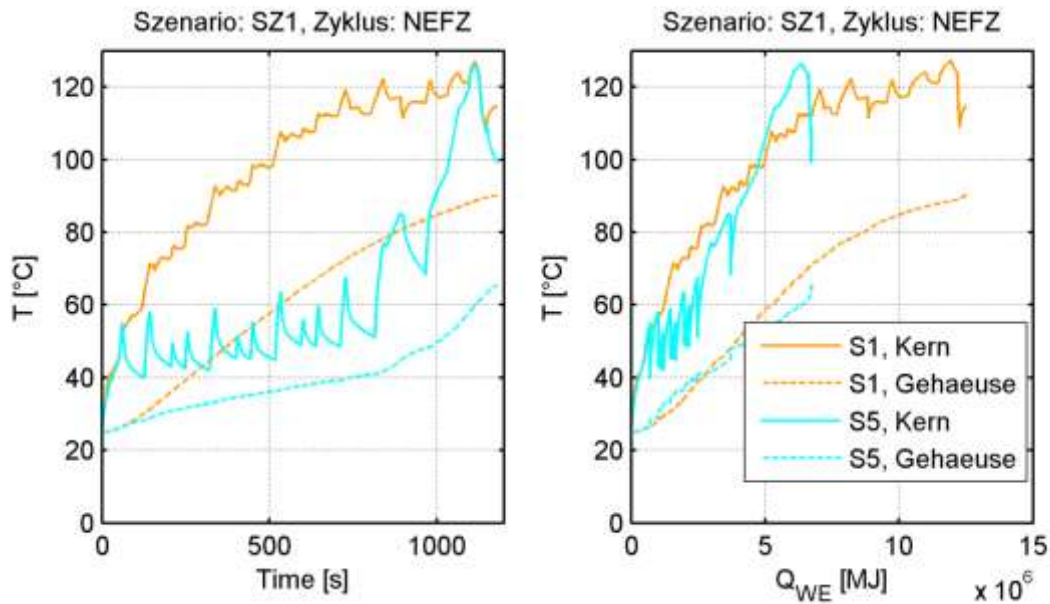


Abbildung 8-15: Bauteiltemperaturen Warmlauf NEFZ

In Abbildung 8-15 sind die Bauteiltemperaturen im NEFZ dargestellt. Im linken Bild ist das während dem Warmlauf insgesamt deutlich niedrigere Temperaturniveau zu erkennen, rechts die geringere Temperaturdifferenz zwischen Motorkern und -gehäuse.

## 8.6 Einfluss Warmlauf auf Reibung

### 8.6.1 Definition der zusätzlichen temperaturabhängigen Reibarbeit

Während der Warmlaufphase ist das Reibmoment des Verbrennungsmotors aufgrund der höheren Ölviskosität bei niedrigen Temperaturen z.T. stark erhöht. Zur Bewertung des Warmlaufs soll im Folgenden die Differenz zwischen dem tatsächlichen Reibmoment in Abhängigkeit von der aktuellen Temperatur und dem Reibmoment des betriebswarmen Motors herangezogen werden. Diese Größe wird bezeichnet als das „zusätzliche temperaturabhängige Reibmoment“:

$$\Delta M_{r,temp} = M_r - M_{r,warm}$$

Formel 8-5

Das Integral über das zusätzliche temperaturabhängige Reibmoment wird bezeichnet als „zusätzliche temperaturabhängige Reibarbeit“ und kann für verschiedene Warmlaufzyklen verglichen werden:

$$\Delta W_{r,temp} = \int \Delta M_{r,temp} * dn$$

Formel 8-6

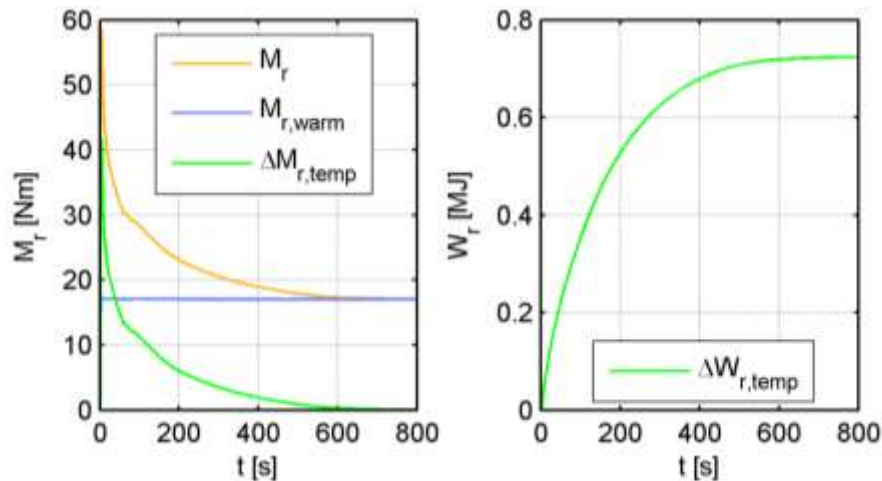


Abbildung 8-16: Zusätzliche temperaturabhängige Reibarbeit (Warmlauf in konstantem Betriebspunkt)

In Abbildung 8-16 sind die Verläufe von zusätzlichem temperaturabhängigem Reibmoment bzw. Reibarbeit für einen Warmlauf dargestellt

Beim Erreichen der Betriebstemperatur konvergiert das zusätzliche temperaturabhängige Reibmoment gegen Null und die zusätzliche temperaturabhängige Reibarbeit gegen einen festen Endwert.

### 8.6.2 Kraftstoffverbrauch

Durch die zusätzliche Reibung ergibt sich im Warmlauf ein erhöhter Kraftstoffverbrauch, der sich in erster Näherung mit dem relativen indizierten Motorwirkungsgrad abschätzen lässt. Der relative indizierte Wirkungsgrad bezeichnet für einen gegebenen Betriebspunkt das Verhältnis von zusätzlicher indizierter Arbeit zu zusätzlich erforderlicher Kraftstoffenergie bei einer geringfügigen Lastpunktanhebung.

$$\Delta Q_{KS,theoretisch} = \Delta W_{r,temp} * \frac{1}{\eta_{i,rel}}$$

Formel 8-7

$$\eta_{i,rel} = \frac{\Delta W_i}{\Delta Q_{KS}}$$

Formel 8-8

Der relative indizierte Motorwirkungsgrad ist über weite Bereiche des Motorkennfelds näherungsweise konstant.

Bei sehr niedrigen Momenten (im Bereich der Nulllast) ist der relative indizierte Motorwirkungsgrad vergleichsweise hoch, da bei sinkender Last nicht nur die Füllung reduziert, sondern zunehmend auch der Zündwinkel Richtung spät verstellt wird um einen stabilen Motorbetrieb zu gewährleisten. Da die Last ohne Änderung der Füllung ( $\Delta Q_{KS} = 0$ ) alleine durch den Zündwinkel eingestellt werden kann, ist der nach Formel 8-8 definierte relative Wirkungsgrad nicht auf 100% beschränkt, sondern kann theoretisch unendlich hohe Werte annehmen.

Im Bereich der Volllastanfertigung ist der indizierte relative Motorwirkungsgrad niedriger, da für eine geringfügige Steigerung der Motorleistung eine vergleichsweise hohe Kraftstoffmenge eingebracht werden muss.

In Abbildung 8-17 ist der relative indizierte Motorwirkungsgrad dargestellt. Da es sich bei der Berechnung im Wesentlichen um die Bildung der Ableitung handelt, werden Unregelmäßigkeiten im Kennfeld erheblich verstärkt. Das sich ergebende Kennfeld ist sehr zerklüftet und wurde zur besseren Darstellung geglättet.

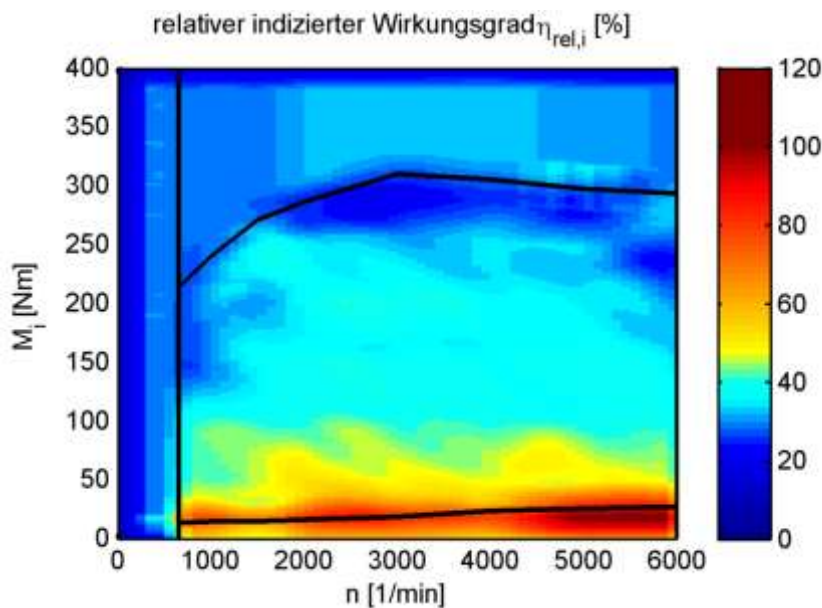


Abbildung 8-17: relativer indizierter Motorwirkungsgrad

### 8.6.3 Zusätzlicher Wärmeeintrag

Am Beispiel eines Warmlaufs in einem konstanten Betriebspunkt wird aufgezeigt, wie sich ein zusätzlicher Wärmeeintrag auf den Warmlauf und schließlich auf Reibung und Kraftstoffverbrauch auswirkt.

Der zusätzliche Wärmeeintrag kann prinzipiell aus verschiedenen Quellen stammen, z.B. aus dem erhöhten Wandwärmestrom bei einer Lastpunktanhebung, aus einem Abgaswärmetauscher oder einem Latentwärmespeicher im Kühlsystem.

Der Wärmeeintrag erfolgt im Simulationsexperiment mit hoher Leistung (50kW) über einen kurzen Zeitraum (Dauer 10s). Insgesamt wird eine Energiemenge von 0,5 MJ in die Brennraumwand eingetragen. Der Zeitpunkt des Wärmeeintrags wird variiert. Der Motor wird im gemittelten Betriebspunkt für ein konventionelles Fahrzeug im NEFZ betrieben, d.h. bei  $n=1100$  1/min und  $M_e=35$ Nm. In Abbildung 8-18 ist der zeitliche Verlauf der Wärmezufuhr und die zugehörigen Verläufe der Bauteiltemperaturen dargestellt. Vorteilhaft ist die Wärmezufuhr direkt in der Brennraumwand, da die Wärme praktisch vollständig der Erhöhung der für die Kolbenreibung relevanten Buchsentemperatur zugutekommt.

Abbildung 8-19 zeigt die zugehörigen Verläufe des zusätzlichen temperaturabhängigen Reibmoments und der entsprechenden Reibarbeit. Wenn die Wärme früher bzw. bei niedrigeren Temperaturen zugeführt wird, zeigt sich ein höheres Potential, da das temperaturabhängige Reibmoment zu diesem Zeitpunkt besonders hoch ist.

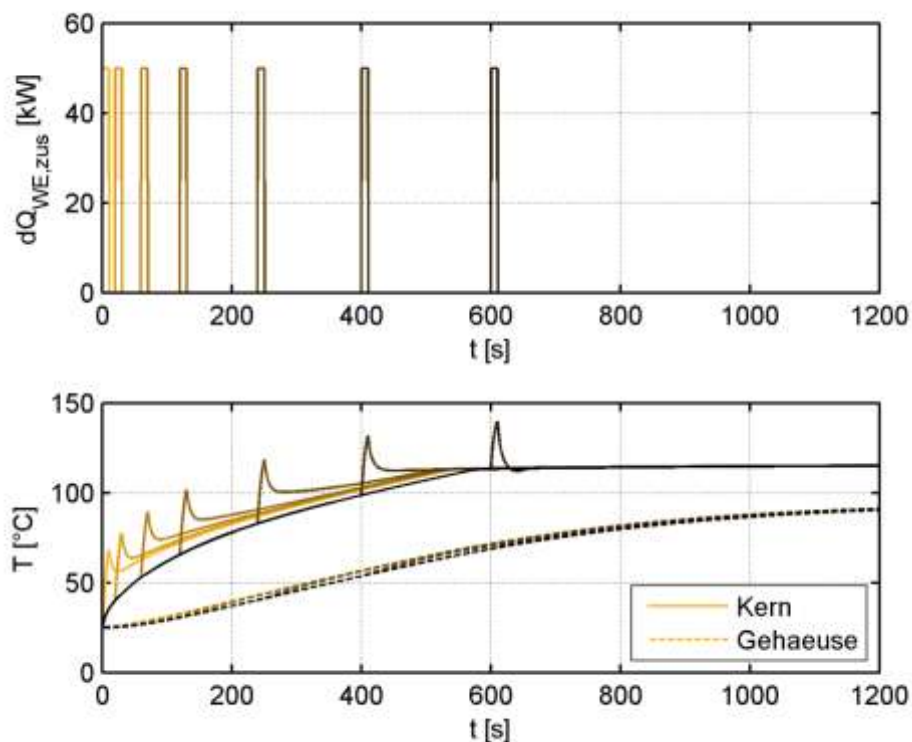


Abbildung 8-18: Bauteiltemperaturen bei zusätzlicher Wärmezufuhr zu verschiedenen Zeiten



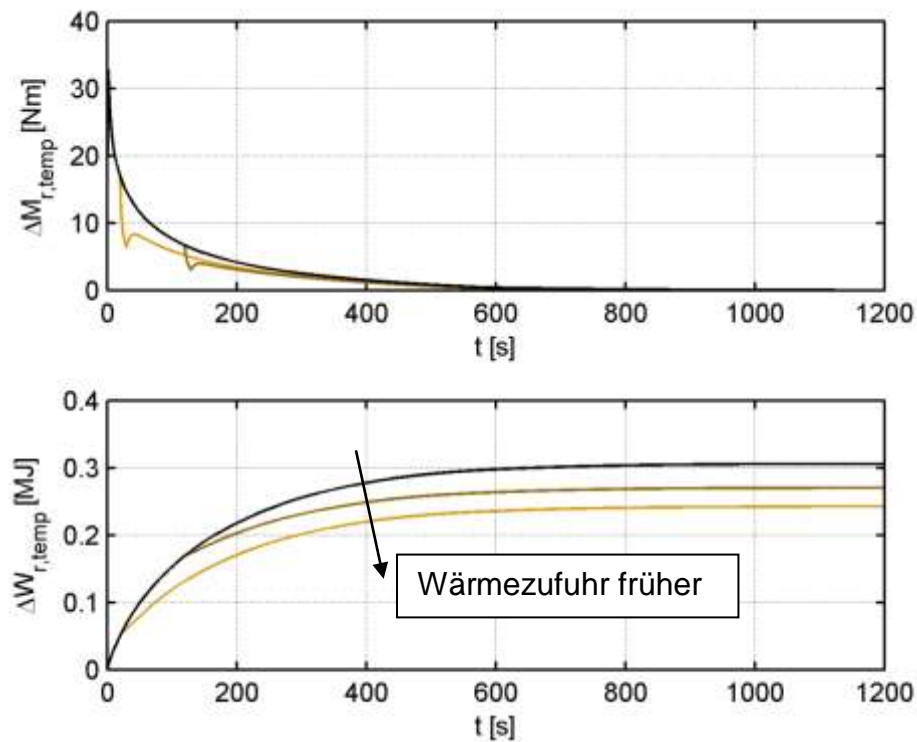


Abbildung 8-19: zusätzliche temperaturabhängige Reibarbeit bei zusätzlicher Wärmeezufuhr

Die reduzierte Reibarbeit führt zu einem reduzierten Kraftstoffverbrauch, der sich überschlägig mit dem relativen Motorwirkungsgrad abschätzen lässt. Im dargestellten Simulationsexperiment kann die Kraftstoffeinsparung auch direkt abgelesen werden.

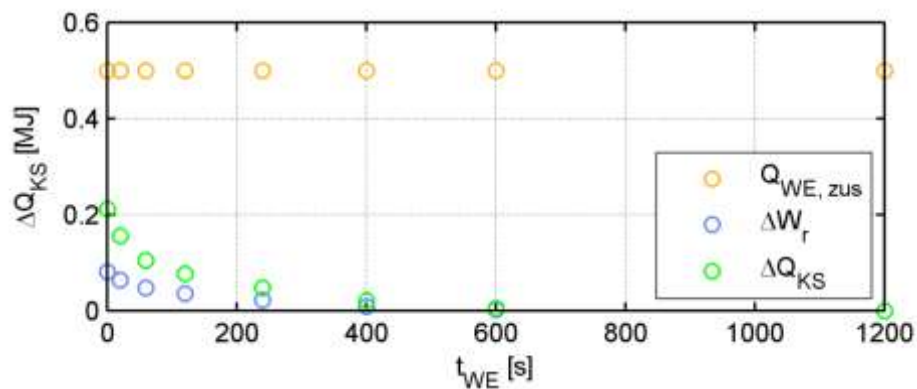


Abbildung 8-20: eingesparte Reibarbeit und Kraftstoffenergie bei zusätzlichem Wärmeeintrag

Zur Quantifizierung des Nutzens des zusätzlichen Wärmeeintrags wird ein „Wirkungsgrad“ definiert:



$$\eta_{Q,WE,zus} = \frac{Q_{WE,zus}}{\Delta Q_{KS}}$$

Formel 8-9

Hiermit ist beispielsweise auch ein Vergleich der direkten Abgaswärmenutzung mit anderen Konzepten der Abgaswärmenutzung, z.B. einem nachgeschalteten Dampfprozess wie in (Freyman et al. 2008) beschrieben, möglich.

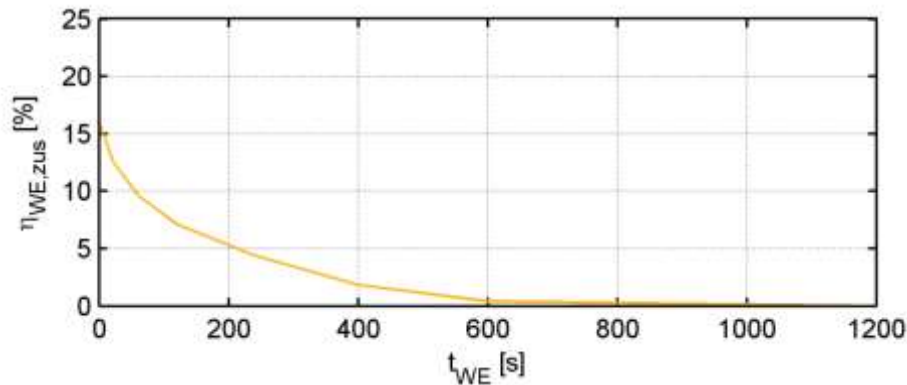


Abbildung 8-21: Wirkungsgrad des zusätzlichen Wärmeeintrags

Diese Kennzahl ist kein echter Wirkungsgrad, da sie theoretisch auch Werte über 100% erreichen kann. In diesem Fall, der z.B. bei sehr niedrigen Außentemperaturen auftreten könnte, wäre es sinnvoll, den Motor mit einer Standheizung vorzuwärmen: Durch die niedrigere Reibung im Warmlauf würde mehr Kraftstoff eingespart als für das Vorwärmen aufgewendet wurde.

Im Folgenden sind weitere Ergebnisse dargestellt: Abbildung 8-22 zeigt den Verlauf des Wirkungsgrades bei Wärmezufuhr in der Buchse bzw. alternativ im Kühlwasser. Bei letzterer Variante wird ein Teil der Wärme über den Wassermantel an das Gehäuse abgegeben und trägt somit kaum zur Reibungsreduktion bei, wodurch der Wirkungsgrad insgesamt deutlich niedriger ausfällt.

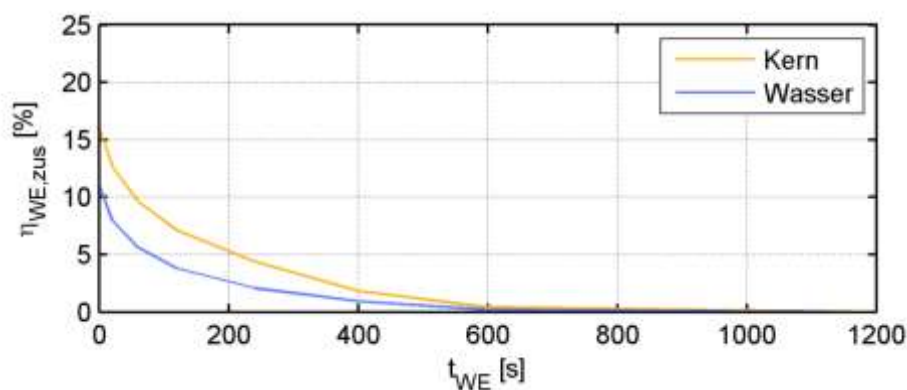


Abbildung 8-22: Wirkungsgrad Wärmezufuhr bei unterschiedlich eingebrachter Wärme

Aufgrund der stark erhöhten Reibung bei geringen Temperaturen ist für niedrige Starttemperaturen ein größerer Nutzen eines zusätzlichen Wärmeeintrags zu erwarten. Abbildung 8-23 zeigt den Verlauf bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen.

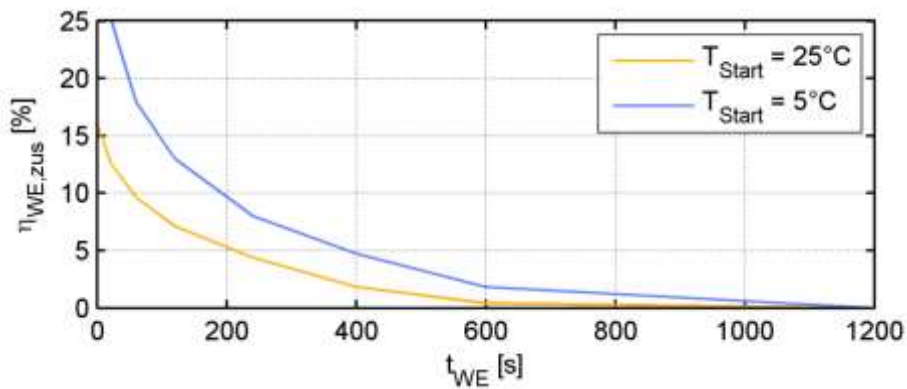


Abbildung 8-23: Wirkungsgrad Wärmezufuhr bei unterschiedlichen Starttemperaturen

In einem weiteren Experiment wird der Motor getaktet betrieben: Ausgehend von einem konstanten Betriebspunkt wird der Motor abwechselnd angehalten und dann wieder bei doppelter Last betrieben, wobei insgesamt die gleiche Arbeit verrichtet wird. Der getaktete Betrieb stellt stark vereinfacht die Verhältnisse in einem Hybridfahrzeug dar.

Im getakteten Betrieb wird der Motor im Vergleich zum Betrieb in einem konstanten Betriebspunkt mit gleicher effektiver Leistung wesentlich langsamer warm.

Wie aus Abbildung 8-24 ersichtlich wird, ist der Nutzen einer Wärmezufuhr am Anfang des Warmlaufs in beiden Fällen etwa gleich hoch. Im getakteten Betrieb kann aber dann über einen deutlich längeren Zeitraum noch eine signifikante Einsparung erzielt werden.

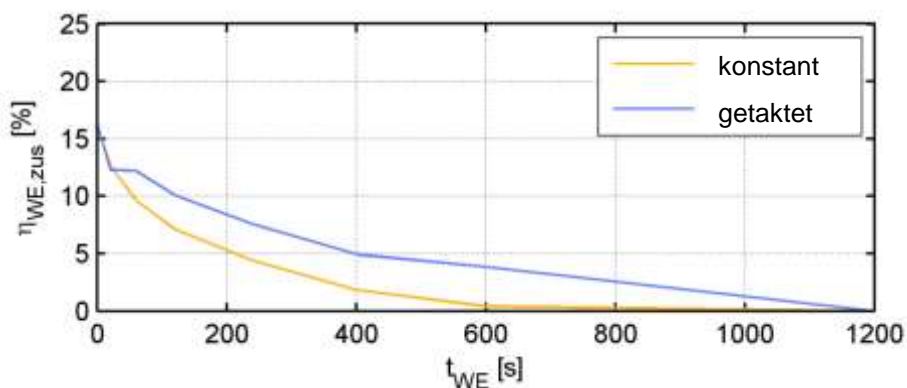


Abbildung 8-24: Wirkungsgrad Wärmezufuhr bei getaktetem Betrieb

#### 8.6.4 Mehrverbrauch bei unterbrochenem Warmlauf

Im Folgenden wird der Kraftstoff-Mehrverbrauch bei unterbrochenem Warmlauf bewertet. Dazu wird das zuvor beschriebene Simulationsexperiment mit Motorstopp-Phasen zu verschiedenen Zeitpunkten (Abbildung 8-13) betrachtet.

Wie zuvor gezeigt, kommt es in Motorstopp-Phasen zum Auskühlen des heißen Motorkerns. Dadurch ist das Reibmoment nach dem nächsten Start erhöht, wie in der Darstellung des temperaturabhängigen zusätzlichen Reibmoments über der Drehzahl in Abbildung 8-25 oben ersichtlich wird.

In Abbildung 8-25, mitte ist das temperaturabhängige zusätzliche Reibmoment über der Anzahl der Motorumdrehungen dargestellt, wodurch die Motorstopp-Phasen ausgeblendet werden. Die Reibarbeit entspricht in dieser Darstellung dem Integral über das Reibmoment, d.h. der Fläche unter der Kurve. Insgesamt ist die Reibarbeit gegenüber einem ungestörten Warmlauf erhöht.

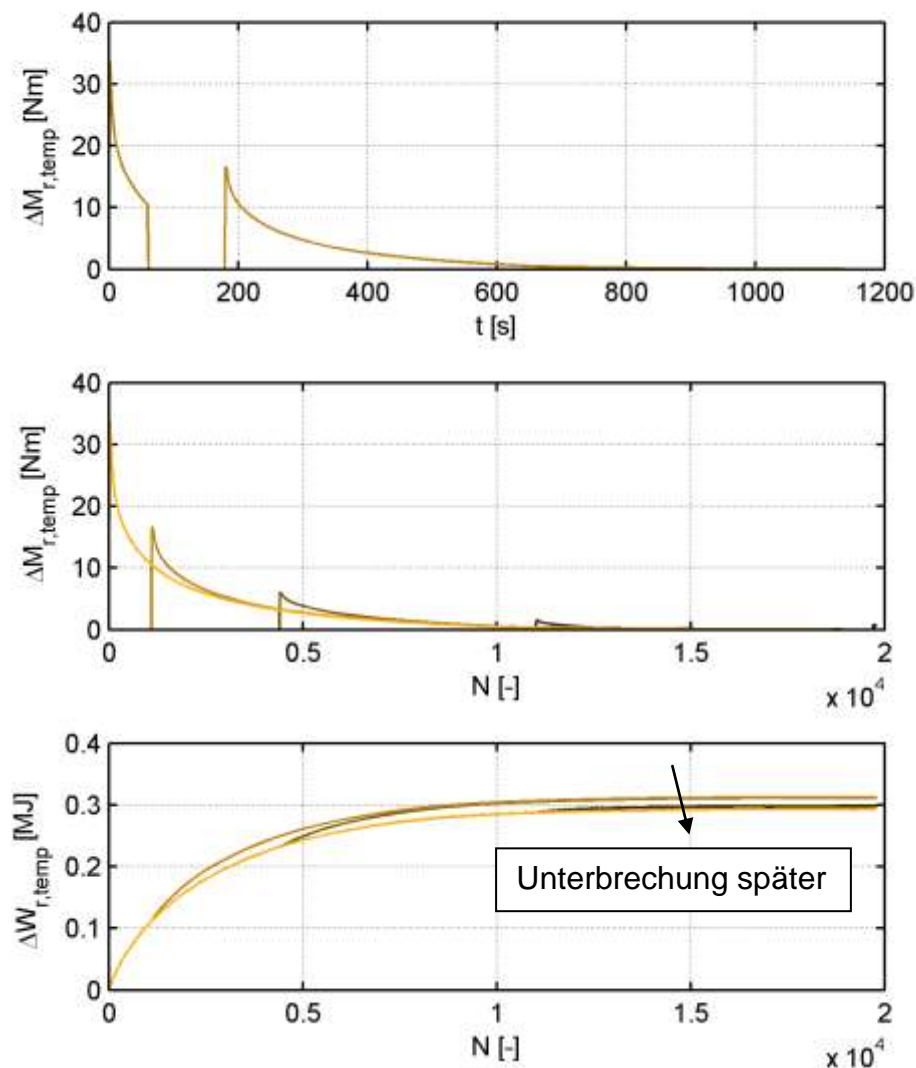


Abbildung 8-25: temperaturabhängige zusätzliche Reibarbeit bei unterbrochenem Warmlauf

Die Erhöhung der Reibarbeit infolge des unterbrochenen Warmlaufs fällt mit 0,02 MJ im ungünstigsten Fall im Vergleich zur insgesamt im Zyklus erzeugten indizierten Arbeit in Höhe von 6..8 MJ sehr gering aus. Entsprechend ergibt sich in diesem Simulationsexperiment auch nur ein geringer Mehrverbrauch in der Größenordnung von 0,2% über den gesamten Zyklus. Den Verlauf der erhöhten Arbeit sowie den Kraftstoffmehrverbrauch abhängig vom Zeitpunkt der Motorstopp-Phase zeigt Abbildung 8-26.

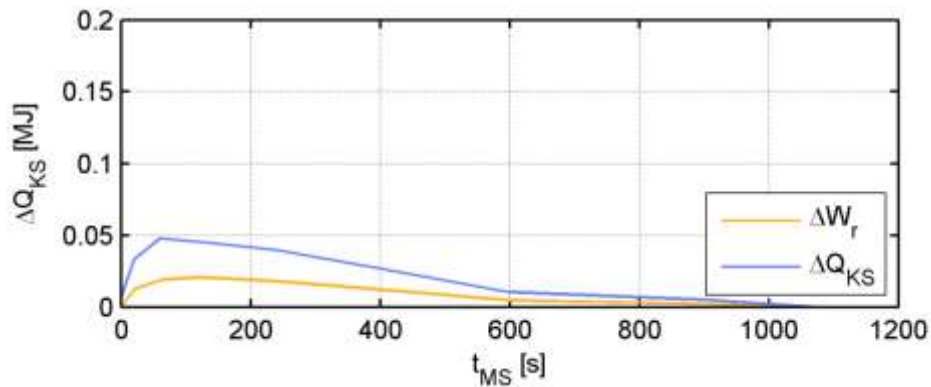


Abbildung 8-26: erhöhte Reibarbeit und Kraftstoffmehrverbrauch bei unterbrochenem Warmlauf

Eine Variation der Dauer der Motorstopp-Phase, wie in Abbildung 8-27 dargestellt, zeigt, dass der Mehrverbrauch in erster Näherung linear von der Dauer der Motorstopp-Phase abhängt. Die Motorstopp-Phase beginnt jeweils bei  $t=120\text{s}$ , und die Simulationsdauer wird so angepasst, dass der Motor jeweils insgesamt  $960\text{s}$  läuft.

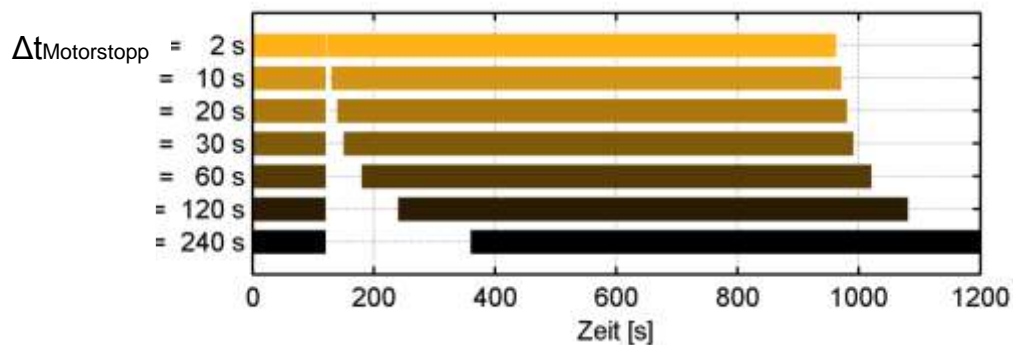


Abbildung 8-27: Simulationsexperiment: Variation Dauer Motorstopp-Phase

Damit bietet sich die Definition einer fiktiven Reibleistung bzw. eines fiktiven Kraftstoffverbrauchs während Motorstopp-Phasen an:

$$P_{r,MS} = \frac{\Delta W_{r,temp}}{t_{MS}}$$

Formel 8-10

Der Verlauf dieser Fiktiven Leistung für die Variation der Dauer der Motorstopp-Phasen ist in Abbildung 8-28 dargestellt.

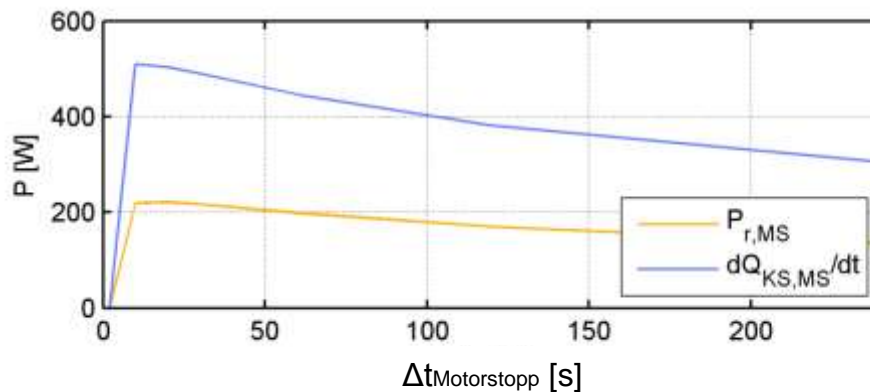


Abbildung 8-28: Verlauf fiktiver Kraftstoffverbrauch für unterschiedlich lange Motorstopp-Phasen

Wird der untersuchte Motor im betriebswarmen Zustand im Leerlauf betrieben, so fällt eine Reibleistung von etwa 1 kW an. Die fiktive Reibleistung in der Motorstopp-Phase liegt mit maximal 220W deutlich darunter. Selbst in der frühen Phase des Warmlaufs kann also durch Abschalten des Motors bei stehendem Fahrzeug (Start-/Stopp-Funktion) erheblich mehr Arbeit eingespart werden, als später infolge des Auskühlens während der Motorstopp-Phase an zusätzlicher Reibarbeit aufgewendet werden muss.

Beim elektrischen Fahren stehen den eingesparten Reibverlusten durch Abschalten des Motors auch im betriebswarmen Fall die Verluste durch Wandlung und Speicherung elektrischer Energie für den Antrieb entgegen. Daher ist elektrisch Fahren im Allgemeinen nur bei relativ niedrigen Antriebsleistungen energetisch vorteilhaft. Berücksichtigt man im Warmlauf die beschriebene zusätzliche Reibarbeit infolge einer Unterbrechung des Warmlaufs, verschiebt sich die Leistungsschwelle für effizientes elektrisches Fahren weiter nach unten.

## 8.7 Einfluss Warmlauf auf Heizung

In Fahrzeugen mit niedrigem Wärmeeintrag durch den Motor werden z.T. elektrische PTC-Zuheizer eingesetzt, um eine schnellere Aufheizung des Innenraums zu ermöglichen (Heinle et al. 2003).

### 8.7.1 Ansteuerung Zuheizer

Für die energetische Bewertung im Szenario 3 (Aussentemperatur +5°C, Heizung an) soll im Hybridfahrzeug ein Komfort vergleichbar einem konventionellen Fahrzeug erreicht werden. Als Referenz dient der NEFZ, bei dem im konventionellen Fahrzeug bei

einer Starttemperatur von 5°C nach ca. 180s eine Wassertemperatur von 40°C erreicht wird.

Im Modell wird daher ein PTC-Zuheizer mit 1.6kW elektrischer Leistung aktiviert, wenn nach 180s die Wassertemperatur noch unter 40°C am Motorausstritt liegt. Der Zuheizer wird deaktiviert, sobald eine Wassertemperatur von 40°C erreicht wird, und erneut aktiviert wenn die Wassertemperatur wieder unter 35°C fällt. Darüber hinaus wird in allen Fahrzeugen aufgrund der Heizleistungsanforderung die Wasserpumpe aktiviert, sobald die Wassertemperatur 40°C erreicht.

Der für das Zuheizen benötigten elektrischen Energie kann über den relativen Motorwirkungsgrad und den Generatorwirkungsgrad überschlägig ein Kraftstoffäquivalent zugeordnet werden.

### 8.7.2 Kraftstoffäquivalent des Energiebedarfs Zuheizer

Die elektrische Energie für den Zuheizer wird durch Lastpunktanhebung erzeugt. Dabei wird Kraftstoff im Motor zunächst in mechanische Energie und schließlich in der E-Maschine in elektrische Energie gewandelt. Die elektrische Energie kann direkt dem Zuheizer zugeführt werden (Motor läuft) oder zunächst in der Batterie gespeichert und später wieder entnommen werden (Motorstopp-Phasen). Lade- und Entladewirkungsgrad sind hier als identisch angenommen („Batteriewirkungsgrad“).

$$P_{el,PTC,MotorAn} = P_{e,PTC} * \eta_{EM,rel} \quad \text{Formel 8-11}$$

$$P_{el,PTC,MotorAus} = P_{e,PTC} * \eta_{EM,rel} * \eta_{Batt}^2 \quad \text{Formel 8-12}$$

Da die Zeitanteile mit laufendem Motor bei den Fahrzyklen mit Hybridfahrzeug um die 50% liegen, wird für die überschlägige Abschätzung der einfache Batteriewirkungsgrad berücksichtigt.

$$P_{el,PTC} = P_{e,PTC} * \eta_{EM,rel} * \eta_{Batt} \quad \text{Formel 8-13}$$

Für die elektrische Leistung des PTC-Zuheizers von 1600W ergibt sich somit eine erforderliche effektive Motorleistung von ca. 2100W.

### 8.7.3 Zuheizbedarf in Fahrzyklen

Anhand der Gesamtfahrzeugrechnungen wurde für verschiedene Fahrzyklen der Zuheizbedarf unter den festgelegten Randbedingungen ermittelt. Der NEFZ beginnt mit dem Stadt-Teil (UDC), in dem nur niedrige Leistungen gefordert werden und in dem beim Hybridfahrzeug der Motor überwiegend abgeschaltet wird. Da die

Wassertemperatur in dieser Phase fast nicht ansteigt, muss sehr lange zugeheizt werden (Abbildung 8-29).

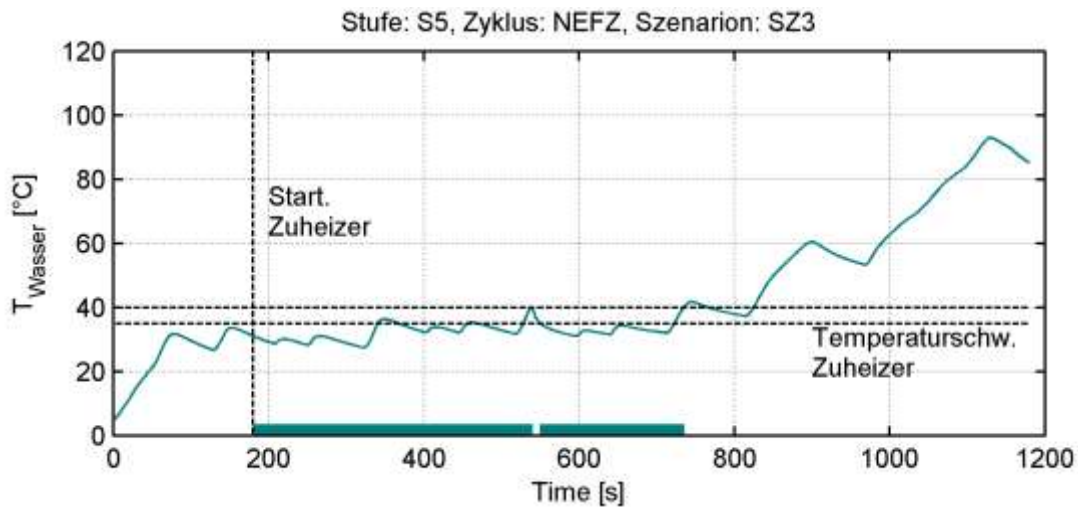


Abbildung 8-29: Zuheizbedarf Hybridfahrzeug NEFZ

Der Zuheizer ist hier über 600 Sekunden aktiv, wobei etwa 1 MJ elektrischer Energie verbraucht wird. Die zusätzliche temperaturabhängige Reibarbeit steigt durch die niedrigere Starttemperatur um etwa 0,6 MJ an (Abbildung 8-30).

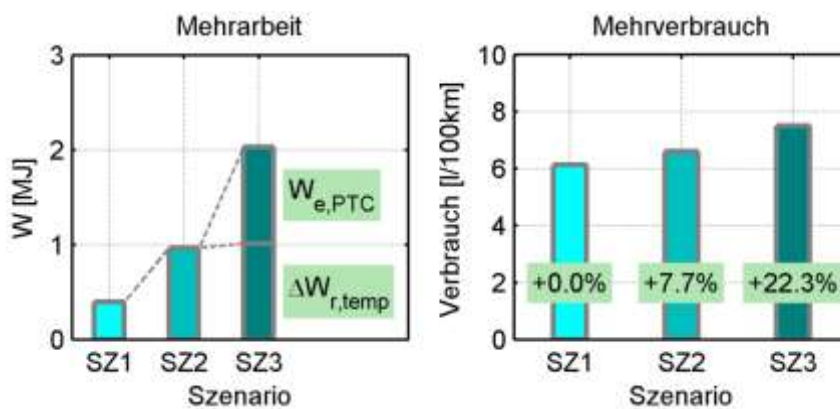


Abbildung 8-30: Mehrarbeit und Mehrverbrauch beim Hybridfahrzeug in verschiedenen Szenarien im NEFZ

Entsprechend beträgt der Mehrverbrauch allein durch die erhöhte Reibung 7,7%, bei Berücksichtigung des Stromverbrauchs des Zuzeizers 22,3% (Abbildung 8-30)).



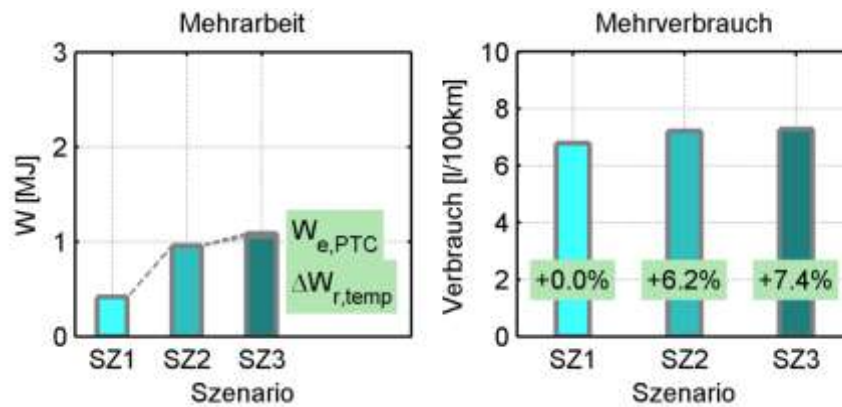


Abbildung 8-31: Mehrarbeit und Mehrverbrauch beim Hybridfahrzeug in verschiedenen Szenarien im FTP72

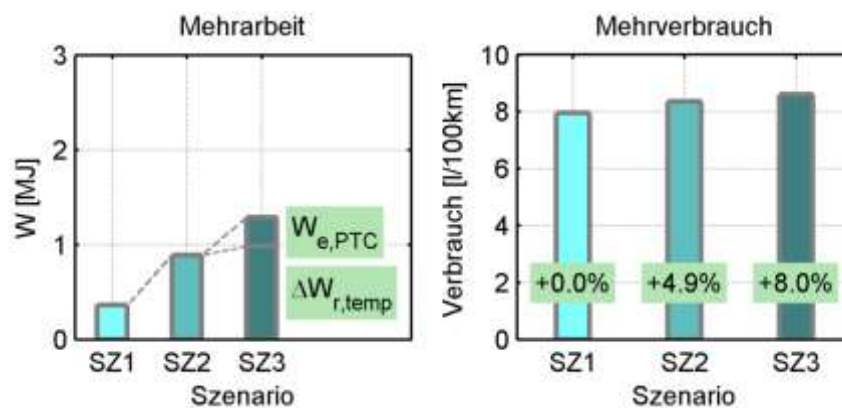


Abbildung 8-32: Mehrarbeit und Mehrverbrauch beim Hybridfahrzeug in verschiedenen Szenarien im Kundenzzyklus

Neben dem NEFZ wurden auch der FTP72 (Abbildung 8-31) und der Kundenzzyklus (Abbildung 8-32) gerechnet. Da in diesen Zyklen zu früheren Zeitpunkten höhere Lasten gefordert sind, erfolgt der Warmlauf schneller und insbesondere der Zuheizbedarf fällt deutlich geringer aus als im NEFZ.

## 8.8 Einfluss Motorbetrieb auf Abgasstrom

### 8.8.1 Abgasmassenstrom

Im gefeuerten Betrieb ist der Abgasmassenstrom entsprechend dem Verbrennungsluftverhältnis proportional zum eingebrachten Kraftstoffmassenstrom. Hybridfunktionen wirken sich daher auf die Abgasmasse genauso aus wie auf den Kraftstoffverbrauch: Das Mehrgewicht führt zu einer Erhöhung, der Einsatz von Bremsenergie rückgewinnung, Start-/Stopp und elektrischem Fahren zu einer Absenkung.

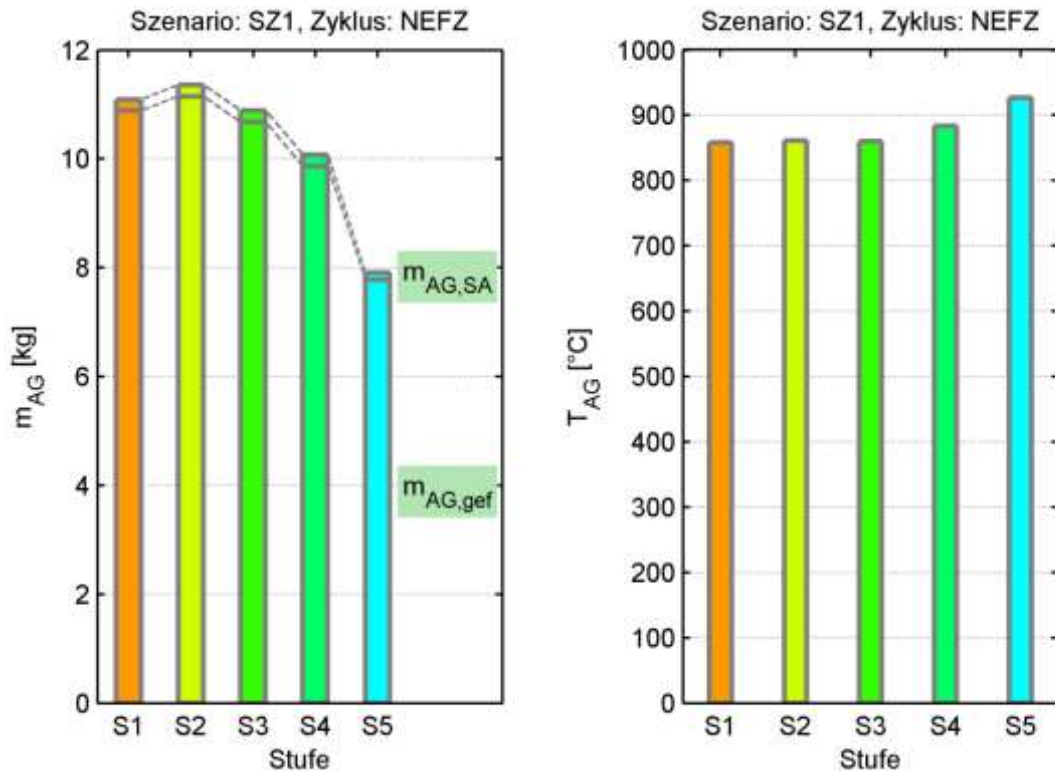


Abbildung 8-33: Abgasmasse und mittlere Abgastemperatur im NEFZ

Im geschleppten Betrieb wird angesaugte Luft übergeschoben. Durch den Einsatz von elektrischem Fahren wird der Anteil der Schubphasen deutlich reduziert, je nach Zyklus um bis zu 50%. Die in Schubphasen durchgesetzte Luftmasse stellt aber auch beim konventionellen Fahrzeug nur einen geringen Teil (etwa 2%) der Abgasmasse dar.

### 8.8.2 Abgastemperatur/-enthalpie

Wie in Abschnitt 8.4.1 gezeigt, ist die Abgastemperatur im gefeuerten Betrieb in etwa proportional zum Abgaswärmeanteil und steigt sowohl mit der Last als auch mit der Drehzahl.

Im Schubbetrieb wird bei starker Drosselung eine geringe Luftmasse übergeschoben, deren Temperatur aufgrund der Ladungswechselverluste bei 100-200°C liegt. Die mittlere Abgastemperatur wird daher durch Schubphasen zu niedrigeren Werten verschoben, was aber auch in der Betrachtung des mittleren Lastpunktes durch die Verschiebung zu niedrigeren Momenten abgebildet ist.

Da der Einsatz von Hybridfunktionen insgesamt zu einer Lastpunktanhebung führt, steigt die mittlere Abgastemperatur an. Gleichzeitig sinkt aber die eingebrachte Kraftstoffenergie und damit die Abgasmasse deutlich, so dass die Abgasenthalpie insgesamt niedriger liegt als im konventionellen Fahrzeug.

Bevor der Abgasstrom den Katalysator erreicht, wird bereits ein wesentlicher Teil der Enthalpie im Krümmer entnommen und führt zum Aufheizen des Krümmers bzw. wird an die Umgebung abgegeben. Im Katalysator wird dem Abgas ebenfalls Enthalpie entzogen, welche hauptsächlich zum Aufheizen der Monolithen beiträgt. Der Wärmeübergang an die Umgebung ist hier wegen der schlechten Wärmeleitfähigkeit der keramischen Monolithen und der Isolation nur gering. Die verbleibende Abgasenthalpie kann ggf. für nachgeschaltete Prozesse verwendet werden. In Abbildung 8-34 ist dargestellt, wie sich die Aufteilung der Abgasenthalpie durch die Einführung von Hybridfunktionen verändert.

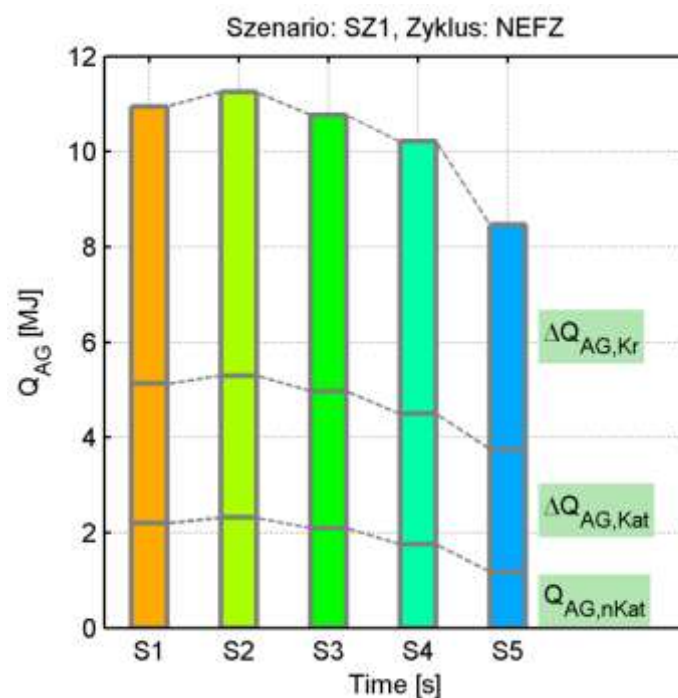


Abbildung 8-34: Aufteilung der Abgasenthalpie

In Fahrzyklen liegt die Abgastemperatur im Hybridfahrzeug bei laufendem Motor im Allgemeinen höher als im konventionellen Fahrzeug. Da der Abgaskrümmer aber in den Standphasen auskühlt, wird nach dem erneuten Starten des Verbrennungsmotors relativ viel Abgasenthalpie im Krümmer abgeführt, wodurch sich eine niedrigere Abgastemperatur vor Katalysator ergibt. Erst wenn der Motor einige Zeit in Betrieb ist, steigt die Abgastemperatur vor Katalysator auch auf Werte über dem Niveau eines konventionellen Fahrzeugs (Abbildung 8-35).

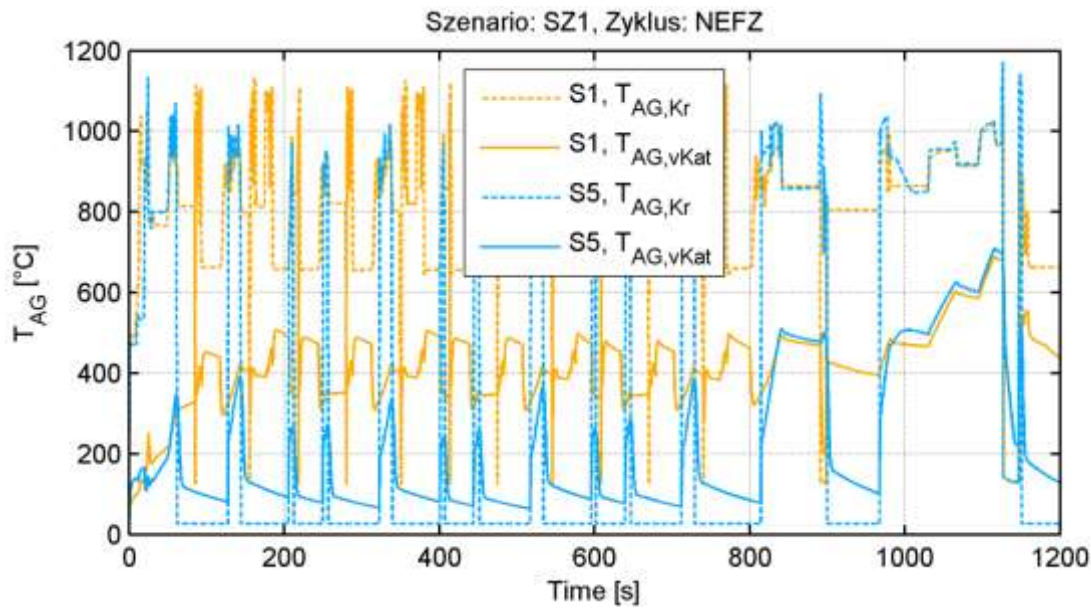


Abbildung 8-35: Abgastemperaturen Krümmer bzw. vor Katalysator

## 8.9 Einfluss Abgasstrom auf Light-Off

### 8.9.1 Kenngrößen Light-Off

Um das Anspringverhalten des Katalysators bewerten zu können, werden zunächst einige Kenngrößen definiert. Zielsetzung ist, dass möglichst wenig Rohemission unkonvertiert emittiert wird. Entsprechend Formel 8-14 ist dabei neben dem Light-Off-Zeitpunkt auch der Abgasmassenstrom sowie die Schadstoffkonzentration zu berücksichtigen.

$$m_{\text{CO/HC/NO}_x, \text{unkonvertiert}} = \int_0^{t_{\text{LO}}} \dot{m}_{\text{AG}} * x_{\text{CO/HC/NO}_x} * dt \quad \text{Formel 8-14}$$

#### Konvertierungsrate

Die Konvertierungsrate bezeichnet den Anteil der im Katalysator umgesetzten Rohemissionen.

$$\eta_{\text{conv, CO/HC/NO}_x} = 1 - \frac{x_{\text{HC/CO/NO}_x, \text{nKat}}}{x_{\text{HC/CO/NO}_x, \text{vKat}}} \quad \text{Formel 8-15}$$

#### Light-Off-Zeitpunkt

Der Light-Off-Zeitpunkt ist eine häufig verwendete Kenngröße und gibt an, wann die Konvertierungsrate des Katalysators dauerhaft 50% übersteigt. Für die Bestimmung

eines globalen Light-Off-Zeitpunktes werden die HC- und die CO-Emissionen betrachtet, da die Konvertierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen wie zuvor beschrieben z.T. durch ein mageres Verbrennungsluftverhältnis behindert wird.

$$\eta_{\text{conv,HC/CO/NO}_x} > 50\% \quad \forall \quad t > t_{\text{LO,HC/CO/NO}_x} \quad \text{Formel 8-16}$$

$$t_{\text{LO}} = \frac{1}{2} * (t_{\text{LO,HC}} + t_{\text{LO,CO}}) \quad \text{Formel 8-17}$$

### *Abgasmasse bis Light-Off*

Die bis zum Light-Off durchgesetzten Abgasmasse hat entscheidende Bedeutung für die Menge der unkonvertierten Rohemissionen:

$$m_{\text{AG,LO}} = \int_0^{t_{\text{LO}}} \dot{m}_{\text{AG}} * dt \quad \text{Formel 8-18}$$

### *Abgasenthalpie bis Light-Off*

Der Light-Off wird bei höheren Abgastemperaturen bzw. größeren Abgasmassenströmen im Allgemeinen schneller erreicht, da eine größere Wärmemenge in den Katalysator eingetragen wird.

$$Q_{\text{AG,LO}} = \int_0^{t_{\text{LO}}} \dot{m}_{\text{AG}} * q_{\text{AG}} * dt \quad \text{Formel 8-19}$$

$$q_{\text{AG}} = h_{\text{AG}}(T_{\text{AG}}) - h_{\text{AG}}(T_0) \quad \text{Formel 8-20}$$

### *Katalysatortemperatur bei Light-Off*

Während Warmlaufvorgängen liegt in den Monolithen ein sehr inhomogenes Temperaturfeld vor. Im Folgenden werden daher die Temperaturverläufe in Strömungsrichtung im Vorkatalysator betrachtet.

## **8.9.2 Einfluss Abgastemperatur**

In einem Simulationsexperiment wird untersucht, welchen Einfluss die Abgastemperatur auf das Anspringverhalten des Katalysators hat. Dabei wurden mehrere Warmläufe mit zeitlich konstantem Abgasmassenstrom, Rohemissionen und Abgastemperatur durchgeführt. Die Abgastemperatur vor Katalysator wurde von Warmlauf zu Warmlauf variiert. Die Parameter sind in Tabelle 8-3 aufgeführt.

Tabelle 8-3: Randbedingungen Simulationsexperiment Abgastemperaturvariation

$T_{AG}$	250..700°C
$\dot{m}_{AG}$	10 g/s
$x_{CO}$	4000 ppm
$x_{HC}$	1000 ppm
$x_{NO}$	500 ppm

Vereinfachend kann zunächst angenommen werden, dass der Vorkatalysator eine thermische Masse darstellt und die Schadstoffkonvertierung einsetzt, sobald die Temperatur dieser thermischen Masse einen bestimmten Wert überschreitet. Um diese Temperatur im Vorkatalysator zu erreichen, wäre eine definierte Wärmemenge erforderlich, die durch das Abgas eingebracht werden muss. Bei höheren Abgastemperaturen werden die gleiche Wärmemenge und damit der Light-Off-Zeitpunkt früher erreicht.

Tatsächlich erfolgt bei höheren Abgastemperaturen der Light-Off bereits nach Zufuhr niedrigerer Wärmemengen, bzw. die Zeit bis zum Light-Off ist überproportional stark verkürzt (Abbildung 8-36). Da der Massenstrom konstant ist, ist die Masse der unkonvertierten Abgase direkt proportional zur Light-Off-Zeit und nimmt ebenfalls überproportional stark ab.

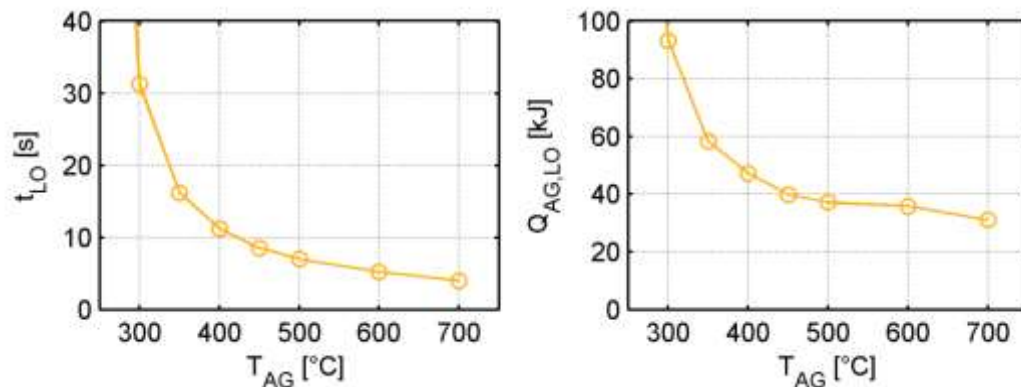


Abbildung 8-36: Light-Off-Zeitpunkt und eingebrachte Wärmemenge bei verschiedenen Abgastemperaturen

Die Ursache findet sich in der Temperaturverteilung im Vorkatalysator:

Zur Konvertierung der Schadstoffe ist es bei niedrigen Massenströmen ausreichend, wenn eine nur wenige Millimeter dicke Scheibe am Eingang des Vorkatalysators Temperaturen von 300-350°C erreicht. Während sich die Wärme bei hohen

Abgastemperaturen in diesem Bereich konzentriert, verteilt sie sich bei niedrigen Abgastemperaturen stärker im gesamten Vorkatalysator (Abbildung 8-37).

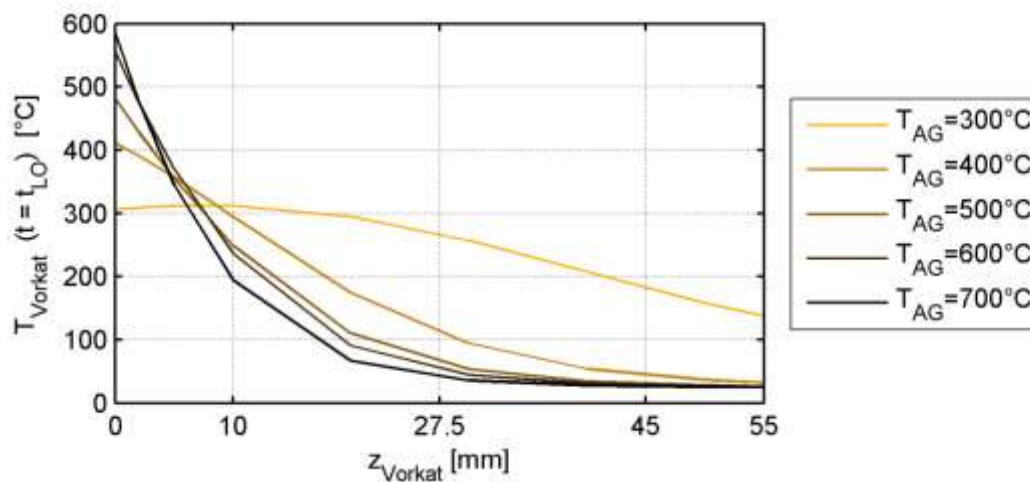


Abbildung 8-37: Temperaturverläufe im Vorkatalysator zum Light-Off-Zeitpunkt bei verschiedenen Abgastemperaturen

Mit Blick auf die unkonvertierte Abgasmasse ist eine höhere Abgastemperatur in jedem Fall sehr vorteilhaft.

### 8.9.3 Einfluss Abgasmassenstrom

In einem weiteren Simulationsexperiment wird der Einfluss des Abgasmassenstroms aufgezeigt.

#### 8-4: Randbedingungen Simulationsexperiment Abgasmassenstrom

$T_{AG}$	400°C
$\dot{m}_{AG}$	2..100 g/s
$x_{CO}$	4000 ppm
$x_{HC}$	1000 ppm
$x_{NO}$	500 ppm

Der Wärmeeintrag in den Katalysator steigt proportional mit dem Abgasmassenstrom an. Gleichzeitig ist aber auch die für den Light-Off benötigte Wärmemenge größer (Abbildung 8-38 rechts): Eine höhere Strömungsgeschwindigkeit ist gleichbedeutend mit einer kürzeren Verweildauer des Abgases, so dass zum Light-Off ein größerer Bereich des Monolithen chemisch aktiv, d.h. betriebswarm, sein muss (Abbildung 8-39). Die benötigte Wärmemenge steigt nur unterproportional mit dem Abgasmassenstrom an, so dass die Light-Off-Zeit insgesamt abnimmt (Abbildung 8-38 links).



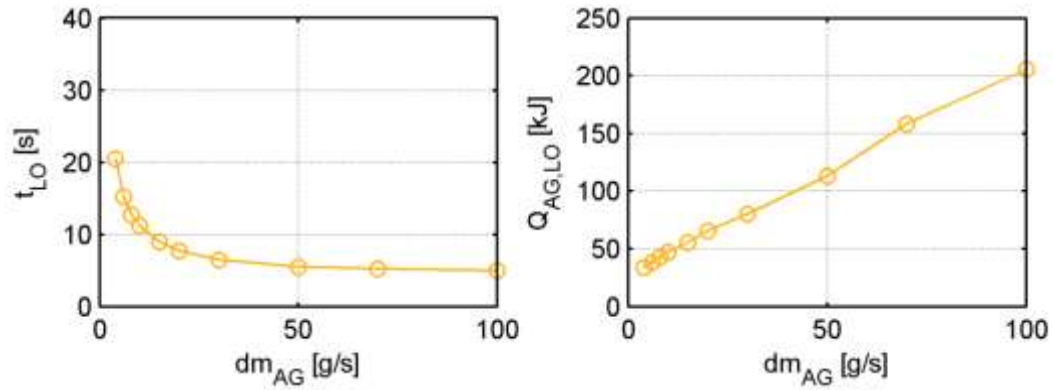


Abbildung 8-38: Light-Off-Zeitpunkt und eingebrachte Wärmemenge bei verschiedenen Abgasmassenströmen

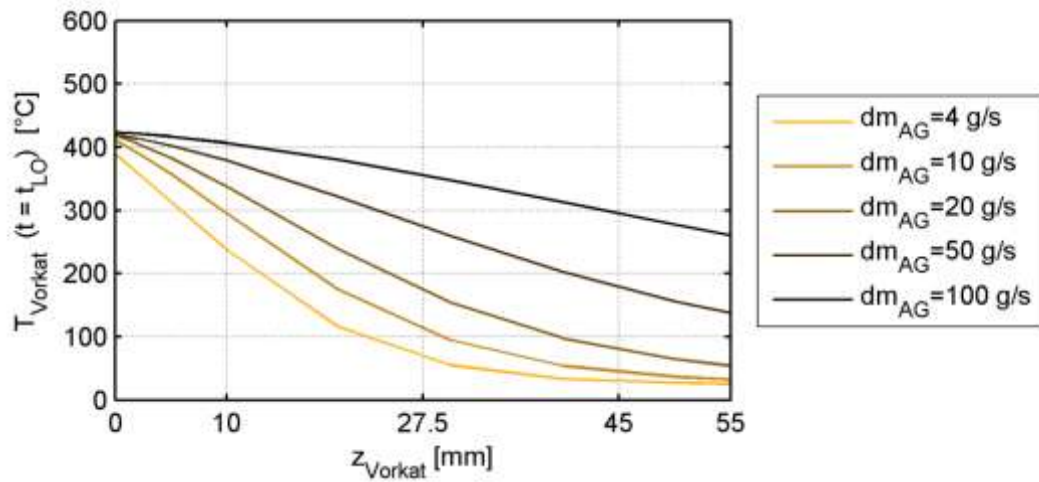


Abbildung 8-39: Temperaturverläufe im Vorkatalysator zum Light-Off-Zeitpunkt bei verschiedenen Abgasmassenströmen

Entscheidend für die Emissionen ist die Menge an unkonvertierten Abgasen, welche bei konstanter Abgastemperatur proportional zur eingebrachten Wärmemenge verläuft. Daher ist ein höherer Abgasmassenstrom bezüglich der Emissionen grundsätzlich nachteilig.



### 8.9.4 Warmläufe in konstanten Betriebspunkten

Ob und wann eine Lastpunktverschiebung bei gegebener Drehzahl hinsichtlich der Emissionen sinnvoll ist, wird im Folgenden anhand von simulierten Motorwarmläufen in konstanten Betriebspunkten untersucht. Von Warmlauf zu Warmlauf wird das effektive Motormoment variiert.

In der Katalysatorheizphase sind wie oben gezeigt Betriebspunkte mit hoher Abgastemperatur, niedrigem Abgasmassenstrom sowie niedrigen Rohemissionen anzustreben. Durch eine Lastpunktanhebung lässt sich im Allgemeinen eine höhere Abgastemperatur erzielen, allerdings steigt auch der Abgasmassenstrom an.

Bei einer Drehzahl von 1300 U/min gleichen sich der positive Effekt durch die erhöhte Abgastemperatur und der negative Effekt durch den höheren Abgasmassenstrom weitgehend aus, die unkonvertierte Abgasmasse steigt über einen weiten Lastbereich nur geringfügig an (Abbildung 8-40, rechts). Bei 200Nm ist hier aufgrund der niedrigen Drehzahl und der erhöhten Reibung im Warmlauf bereits die Vollastanfertigung aktiv.

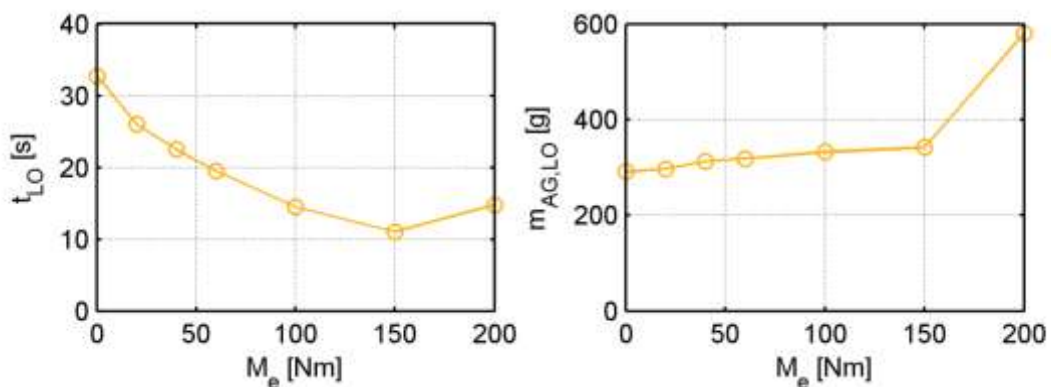


Abbildung 8-40: Light-Off Zeitpunkt und unkonvertierte Abgasmasse bei Warmläufen bei 1300 1/min und unterschiedlichen effektiven Momenten

Die Emissionen nach Katalysator zeigen keine einheitliche Tendenz. Die Stickoxide steigen mit der Last kontinuierlich an, durch das Valvetronic-Brennverfahren des Versuchsmotors ist dieses Verhalten besonders ausgeprägt. Die Konzentration von Kohlenstoffmonoxid und Kohlenwasserstoffen ist im mittleren Lastbereich annähernd konstant. Bei sehr niedrigen Lasten ist ein deutlicher Anstieg der CO-Emissionen zu beobachten (Abbildung 8-41).

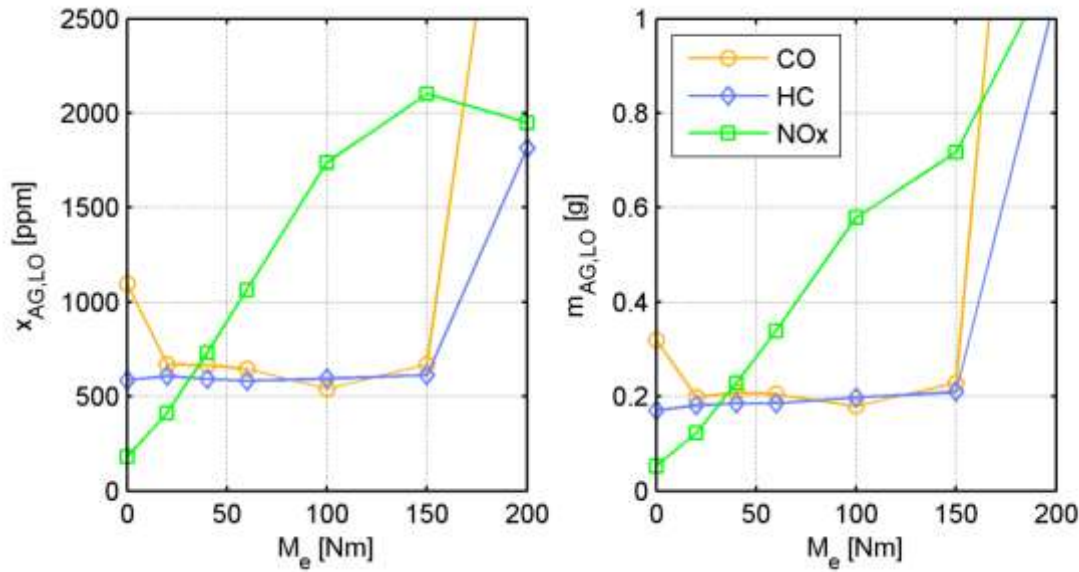


Abbildung 8-41: Schadstoffkonzentrationen und -massen bis Light-Off bei Warmläufen in verschiedenen Lastpunkten

Da sich die unkonvertierte Abgasmasse insgesamt für verschiedene Lasten nur wenig ändert, gleicht der Verlauf der absoluten Schadstoffmengen bis Light-Off (Abbildung 8-41, rechts) qualitativ weitgehend dem Verlauf der Schadstoffkonzentrationen.

Als Empfehlung lässt sich allgemein ableiten, dass der Volllastbereich des Verbrennungsmotors durch Lastpunktabsenkung vermieden werden sollte. Darüber hinaus muss die Betriebsstrategie in der Katalysator-Heizphase individuell an das Brennverfahren angepasst werden.

Am Versuchsmotor können die NO<sub>x</sub>-Emissionen durch Lastpunktabsenkung verringert werden, die CO-Emissionen hingegen im Bereich sehr niedriger Momente durch Lastpunktanhebung.

Daneben wurden Warmläufe mit Lastpunktanhebung bei Leerlaufdrehzahl (660 1/min) untersucht. Leerlaufphasen nehmen bei konventionellen Fahrzeugen insbesondere im NEFZ große Zeitanteile ein. Durch die Start-/Stopp-Funktion wird der Zeitanteil des Leerlaufbetriebspunktes in Hybridfahrzeugen zwar stark verringert, in der Katalysatorheizphase wird Start-/Stopp aber nicht eingesetzt. Daher ist die Frage, ob in Standphasen eine Lastpunktverschiebung durchgeführt werden sollte, für die Emissionen von Bedeutung.

Die Simulation verschiedener Warmläufe zeigt, dass bei Leerlaufdrehzahl die Abgasmenge bis zum Light-Off-Zeitpunkt durch Lastpunktanhebung deutlich verringert werden kann.

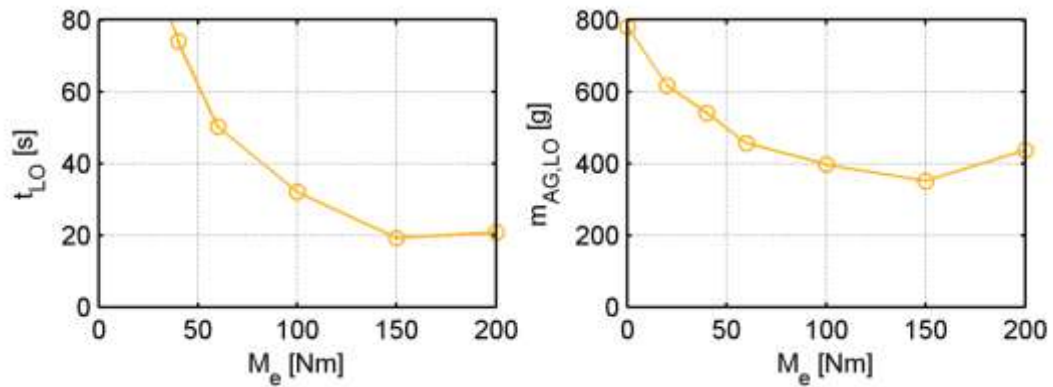


Abbildung 8-42: Light-Off Zeitpunkt und unkonvertierte Abgasmasse bei Warmläufen in verschiedenen Lastpunkten, Drehzahl 660 1/min

Bezüglich der Schadstoffkonzentrationen im Rohabgas ist das Verhalten ähnlich wie bei 1300 1/min: Die NO<sub>x</sub>-Emissionen steigen mit der Last, während die CO-Emissionen bei sehr niedrigen Lasten erhöht sind. Die absolute Masse der unkonvertierten CO-Emissionen nimmt mit steigender Last stark ab, die HC-Masse in geringerem Maße. Die NO<sub>x</sub>-Masse steigt trotz sinkender unkonvertierter Abgasmasse aufgrund der stark steigenden NO<sub>x</sub>-Konzentration.

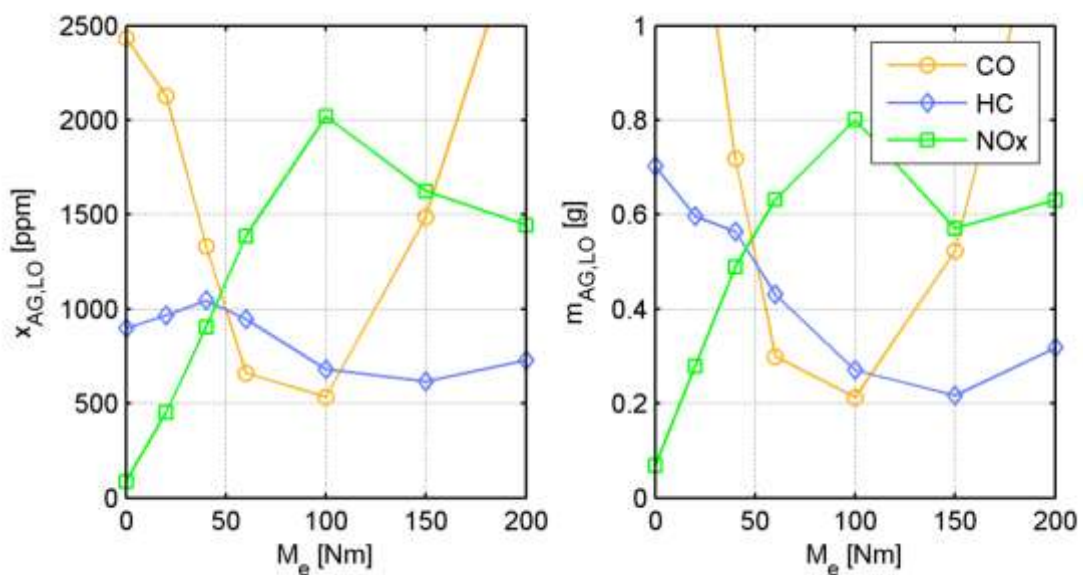


Abbildung 8-43: : Schadstoffkonzentrationen und -massen bis Light-Off bei Warmläufen in verschiedenen Lastpunkten, Drehzahl 660 1/min

Auch bei der Leerlaufdrehzahl ist das Verhalten der einzelnen Emissionen gegenläufig, so dass die Betriebsstrategie mit Blick auf die Emissionen im ganzen Zyklus und auf die Grenzwerte der einzelnen Schadstoffe angepasst werden muss.

## 9 Maßnahmen zur Verbesserung des Warmlaufs

Wie oben gezeigt wurde, verläuft der Warmlauf bei Nutzung von Hybridfunktionen im Allgemeinen ungünstiger als im konventionellen Fahrzeug. Insbesondere ist der Mehrverbrauch bei niedrigen Starttemperaturen deutlich höher. Daraus ergibt sich die ein erhöhtes Potential für Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen.

Im Folgenden werden modifizierte Hybridstrategien, elektrisches Katalysatorheizen und ein Abgaswärmetauscher untersucht und bewertet.

### 9.1 Modifizierte Hybridstrategie

Im Bereich niedriger Motortemperaturen ( $<40^{\circ}\text{C}$ ) ist der Energieverbrauch deutlich erhöht, da zum einen die Reibung bei niedrigeren Temperaturen überproportional ansteigt und zum anderen die Innenraumheizung durch einen energetisch ungünstigen elektrischen Zuheizer ergänzt werden muss.

Um schneller Motortemperaturen über  $40^{\circ}\text{C}$  zu erreichen, bieten sich bzgl. der Betriebsstrategie zwei Maßnahmen an:

- Zusätzliche Lastpunktanhebung
- Verzicht auf Start-/Stopp und elektrisches Fahren

Die Lastpunktanhebung bringt einen zusätzlichen Wärmeeintrag bei nur geringfügig erhöhter Reibung. Die vom Verbrennungsmotor während dem ganzen Zyklus zu erzeugende Energie ändert sich dabei nicht wesentlich,

Im Idealfall wird dabei eine Lastpunktanhebung, die zu einem späteren Zeitpunkt im Zyklus ohnehin stattgefunden hätte, vorgezogen. Ein energetischer Nachteil kann entstehen, wenn der Speicher durch die Lastpunktanhebung soweit geladen wird, dass in der Folge Hybridfunktionen nicht mehr optimal eingesetzt werden können. Folgt beispielsweise auf die Lastpunktanhebung eine Bremsung, kann unter Umständen die Rekuperationsphase nicht mehr vollständig genutzt werden oder der SOC muss über eine Lastpunktabsenkung reduziert werden (Wandlungsverluste).

Die Funktionen Start-/Stopp und elektrisches Fahren leisten einen wesentlichen Beitrag zum Kraftstoffeinsparpotential eines Hybridfahrzeugs. Verzichtet man auf diese Funktionen, ergibt sich deshalb prinzipiell zunächst ein energetischer Nachteil. Es ist zu

prüfen, ob der Vorteil durch den beschleunigten Warmlauf das Einsparpotential dieser Hybridfunktionen übertrifft.

### **9.1.1 Definition modifizierter Betriebsstrategien**

Für die folgenden Untersuchungen werden zwei unterschiedliche Betriebsstrategien definiert, die aber nicht individuell an einzelne Zyklen bzw. Umgebungsbedingungen angepasst werden.

#### **S5B1: Lastpunktanhebung**

Während der ersten 70s wird im Referenzfahrzeug im Rahmen einer Katalysatorheizfunktion ohnehin eine Lastpunktanhebung durchgeführt. In dieser Zeit erreicht der Katalysator seine Betriebstemperatur, der Warmlauf des Verbrennungsmotors dauert aber wesentlich länger.

Mit zunehmender Dauer der Lastpunktanhebung steigt die Gefahr, dass bei zu hohen SOC-Werten nicht mehr die optimale Betriebsstrategie gefahren werden kann. Gleichzeitig sinkt der Nutzen eines zusätzlichen Wärmeeintrags bei höheren Motortemperaturen. Als sinnvoll hat sich eine Zeitspanne von 140s erwiesen, wobei nur Zeiten gezählt werden, in denen der Motor läuft.

#### **S5B2: Verzicht auf Start-/Stopp und elektrisches Fahren, zusätzlich Lastpunktanhebung**

Wegen des Einsparpotentials der Start-/Stopp-Funktion und des elektrischen Fahrens wird nur bei sehr niedrigen Kühlwassertemperaturen unter 40°C auf diese Funktionen verzichtet. Um möglichst schnell alle Hybridfunktionen nutzen zu können, wird außerdem eine Lastpunktanhebung durchgeführt. Da bereits der Verzicht auf Start-/Stopp zu einem deutlichen SOC-Anstieg führt, wird die Dauer der Lastpunktanhebung hier auf 100s begrenzt.

### **9.1.2 Ergebnisse modifizierte Betriebsstrategie in Fahrzyklen**

Bei einer Starttemperatur von 25°C wird auch im NEFZ die Kühlwassertemperatur von 40°C bereits nach kurzer Zeit erreicht, was vor allem auf den Verzicht von Hybridfunktionen in den ersten 70s (Katheizen) zurückzuführen ist. In Abbildung 9-1 wird ersichtlich, dass die Wassertemperatur auch bei Einsatz der modifizierten Betriebsstrategien nur minimal über dem Referenzfahrzeug liegt, was auf verschiedene Gründe zurückzuführen ist:

- Die Wassertemperatur überschreitet frühzeitig 40°C, so dass in beiden Varianten der modifizierten Strategien nur noch die zusätzliche Lastpunktanhebung eingesetzt wird
- Die Lastpunktanhebung ist nur bei laufendem Motor wirksam, im ersten Teil des NEFZ (Stadtteil) ist der Zeitanteil mit laufendem Motor sehr niedrig (<30%)
- Der relative Wandwärmeanteil ist mit 10-20% deutlich niedriger als der Wandwärmeanteil selbst, d.h. der absolute Wärmeeintrag nimmt bei einer Lastpunktanhebung nur wenig zu

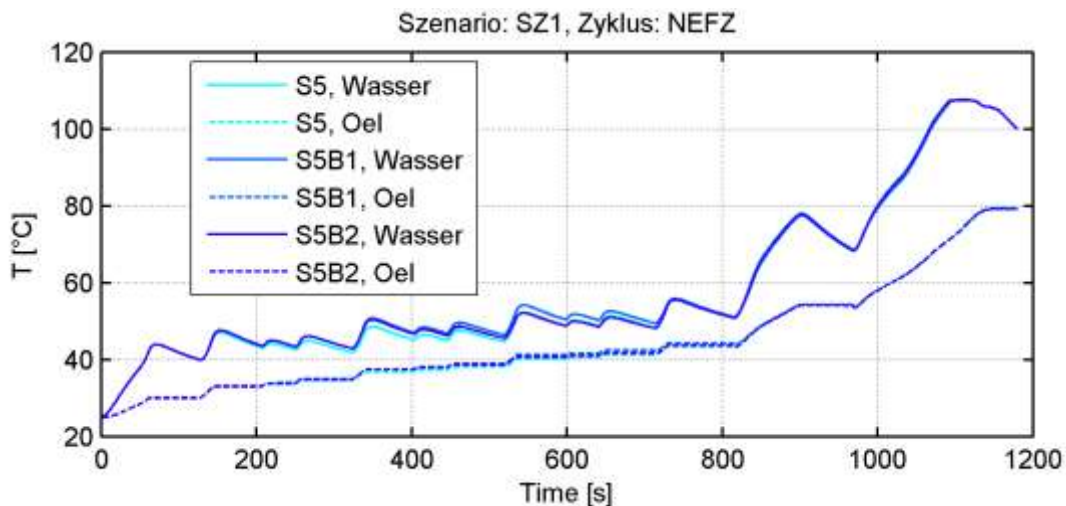


Abbildung 9-1: Medientemperaturen beim Warmlauf mit modifizierter Betriebsstrategie (SZ1, NEFZ)

Insgesamt ergibt sich im NEFZ bei 25°C Starttemperatur durch den geringfügigen Temperaturanstieg praktisch kein Vorteil bei der Reibarbeit und damit auch keine Verbrauchseinsparung (Abbildung 9-2).

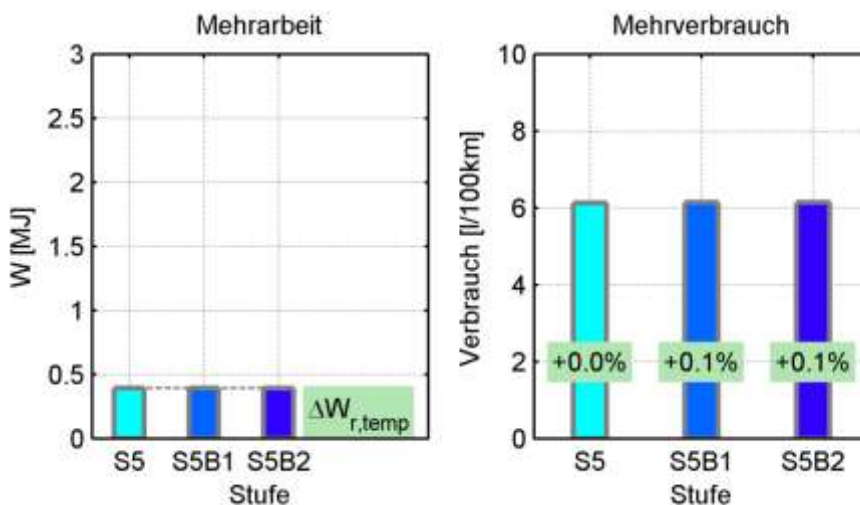
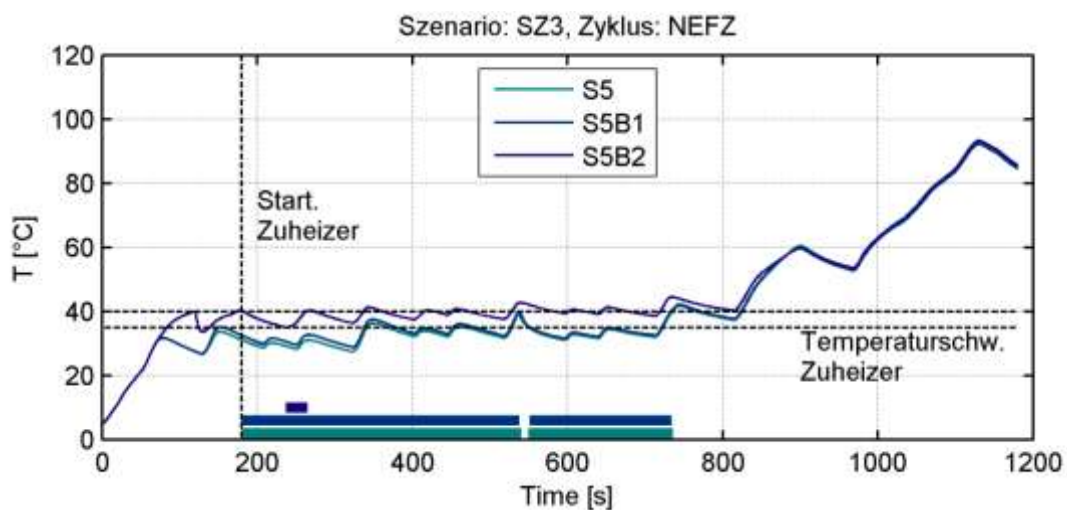


Abbildung 9-2: Kraftstoffverbrauch bei mod. Betriebsstrategie (SZ1, NEFZ)



Im ersten Teil des NEFZ wird bei niedrigen Lasten und häufigen Leerlaufphasen der Motor oft abgeschaltet, wobei der SOC zunächst abfällt. Durch die modifizierte Betriebsstrategie wird in dieser Phase etwas mehr Strom erzeugt, so dass der Abfall des SOC vermindert wird. Auch mit der modifizierten Hybridstrategie erreicht der SOC im NEFZ daher keine Werte, die einen Verzicht auf Hybridfunktionen erfordern würden.

Prinzipiell höheres Potential haben Maßnahmen zur Verbesserung des Warmlaufs bei niedrigen Starttemperaturen. Im Szenario 3 kann im NEFZ das elektrische Zuheizen durch den Verzicht auf Start-/Stopp-Automatik und elektrisch Fahren nahezu komplett vermieden werden (Abbildung 9-3).



**Abbildung 9-3: Wassertemperaturen und Zuheizbedarf im Warmlauf mit modifizierter Betriebsstrategie (SZ1, NEFZ)**

Durch zusätzliche Lastpunktanhebung alleine kann nur ein geringer Effekt erzielt werden. Zwar wirkt sich bei niedrigen Temperaturen schon eine geringfügige Temperaturerhöhung positiv auf die Reibarbeit aus, durch den Stromverbrauch des Zuheizers wird aber bereits im Referenzfahrzeug der Verbrennungsmotor meist mit Lastpunktanhebung betrieben. Die Unterschiede in der Reibarbeit bzw. im Kraftstoffverbrauch sind in Abbildung 9-4 dargestellt.

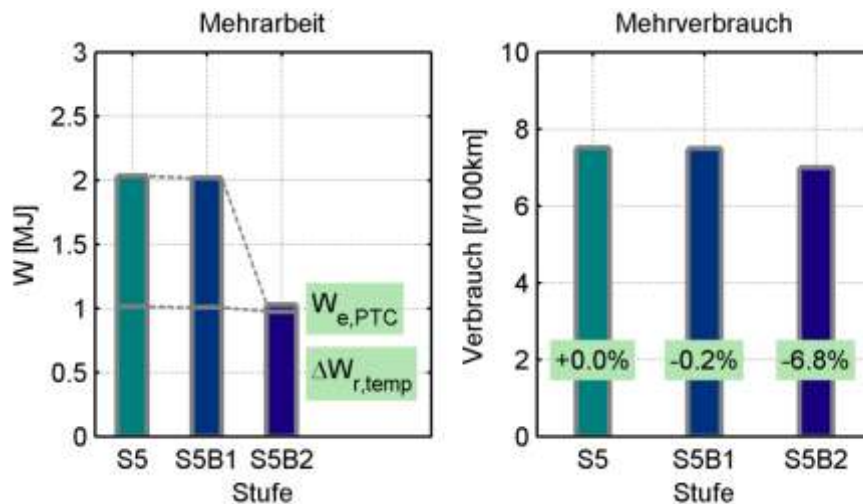


Abbildung 9-4: Kraftstoffverbrauch bei mod. Betriebsstrategie (SZ3, NEFZ)

Der Verlauf der Wassertemperatur in Abbildung 9-3 lässt bereits vermuten, dass in dieser Konstellation ein überdurchschnittlich hohes Einsparpotential ausgewiesen wird. Tatsächlich wird im Stadtteil des NEFZ die Batterie zunächst entladen und im Überlandteil dann wieder bis zum Start-SOC geladen. Die modifizierte Betriebsstrategie hat unter diesen Umständen ein besonders hohes Potential, da zum einen die Wassertemperatur fast während dem gesamten Stadtzyklus ( $t=0..800s$ ) unter  $40^{\circ}C$  bleibt, und zum anderen der SOC im Stadtteil tendenziell fällt, so dass die Betriebsstrategie nicht durch zu hohe SOC-Werte beeinträchtigt wird.

In anderen Zyklen fallen der Zuheizbedarf und damit das wesentliche Einsparpotential deutlich niedriger aus. Gleichzeitig wird im Gegensatz zum NEFZ die obere SOC-Schwelle erreicht, was z.B. zu Lastpunktabenkungen führt, wobei zusätzliche Wandlungsverluste anfallen. Insgesamt überwiegen die energetischen Nachteile die Vorteile bei Zuheizbedarf und Reibarbeit und führen zu einem Mehrverbrauch (Abbildung 9-5, Abbildung 9-6).



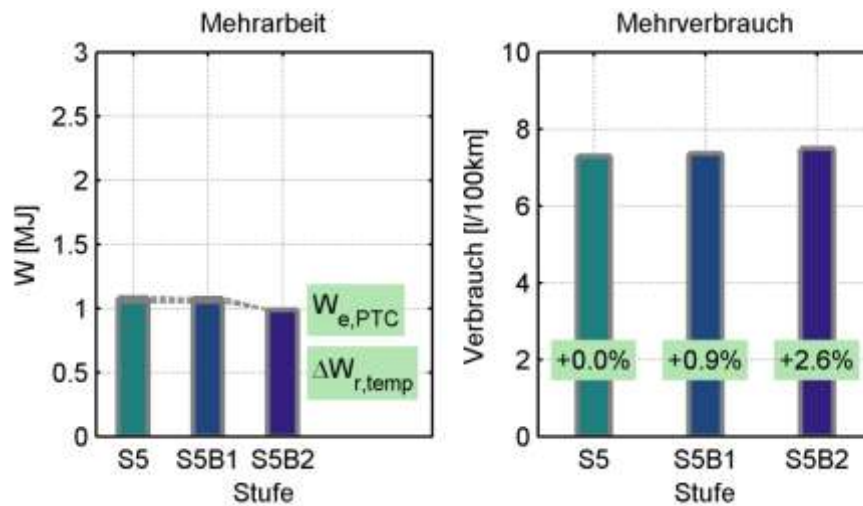


Abbildung 9-5: Kraftstoffverbrauch bei mod. Betriebsstrategie (SZ3, FTP72)

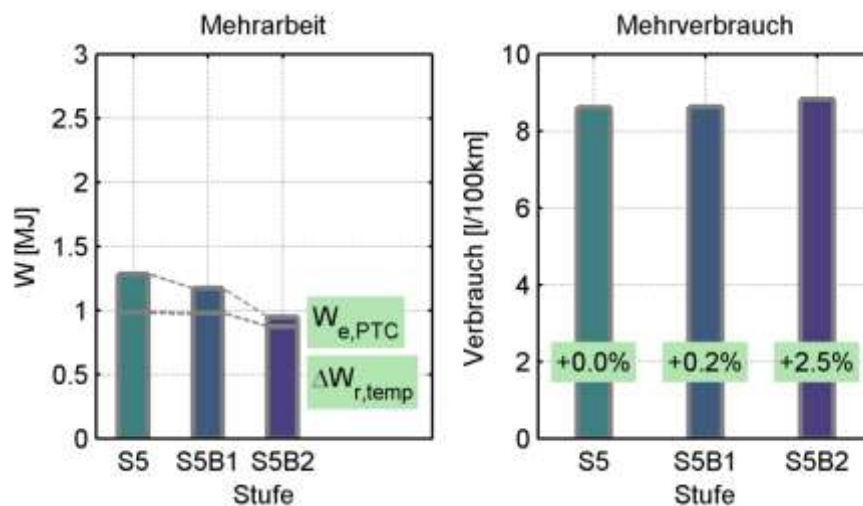


Abbildung 9-6: Kraftstoffverbrauch bei mod. Betriebsstrategie (SZ3, Kundenzyklus)

Insgesamt kann festgehalten werden, dass sich ein Verzicht auf die Hybridfunktionen Start-/Stopp und elektrisch Fahren zugunsten eines verbesserten Warmlaufs nur in Ausnahmefällen lohnt. Wesentliches Einsparpotential besteht vor allem beim energieintensiven elektrischen Zuheizen. Ob sich der zusätzliche Anstieg des SOC durch die modifizierte Betriebsstrategie nachteilig auswirkt, hängt vom Zyklus ab.

## 9.2 *Elektrisches Katalysatorheizen*

### 9.2.1 **Konzept elektrisches Katalysatorheizen**

Im Zeitfenster kurz nach dem ersten Motorstart wird die Betriebsstrategie durch Katalysatorheizfunktionen bestimmt, wobei Verbrauchsnachteile in Kauf genommen werden müssen. Auch der Motor selbst arbeitet mit reduziertem Wirkungsgrad, um eine möglichst hohe Abgasenthalpie bereitzustellen.

Durch elektrisches Katalysatorheizen kann von Anfang an die verbrauchsgünstigste Betriebsstrategie verfolgt werden. Dem gegenüber steht der erhöhte Bedarf an elektrischer Energie, der sich auch im Verbrauch niederschlägt.

Bislang wurden vereinzelt elektrische Katalysatoren in Serienfahrzeugen eingesetzt, allerdings bedingt durch das 12V-Bordnetz nur mit vergleichsweise niedrigen Leistungen im Bereich 1-2 kW, z.B. in (Kiefer et al. 1998). Die technische Umsetzung erfolgte in Form eines elektrisch beheizten Vorkatalysators auf Metallbasis, der direkt von Strom durchflossen wird (Widerstandsheizung). Alternative Konzepte zum Beheizen eines Katalysators mit elektrischer Energie werden in (Zimmer 2007) vorgestellt. Eine interessante Option stellt hier auch der Einsatz von Mikrowellen dar (Zhenming et al. 2001).

In konventionellen Fahrzeugen ist die verfügbare elektrische Leistung begrenzt, was zu relativ langen Heizzeiten, teilweise über 60s, führt. Da der Motor in dieser Zeit bereits läuft, gelangen weiterhin unkonvertierte Abgase in die Umgebung, es kann lediglich der Light-off-Zeitpunkt etwas früher erreicht werden.

Im Hybridfahrzeug ist bereits ein Speicher mit ausreichend elektrischer Energie und Leistung vorhanden, wodurch der Katalysator in kurzer Zeit auf Betriebstemperatur gebracht werden kann. Gleichzeitig kann im Sinne einer emissionsoptimalen Strategie bis zum Erreichen der Betriebstemperatur in den Vorkatalysatoren das Fahrzeug elektrisch betrieben werden, wenn die Lastanforderung nicht zu hoch ist. Somit können die Rohemissionen des Verbrennungsmotors von Anfang an konvertiert werden. Da insbesondere die HC-Emissionen zu über 90% aus der Phase vor dem Katalysator-Light-off stammen, ergeben sich hier große Potentiale für die Darstellung von Niedrigstmissionsfahrzeugen, beispielsweise für den amerikanischen Markt. Der Einsatz eines elektrisch beheizten Katalysators im Hybridfahrzeug wird auch in (Seiler 2000) und (Haupt et al. 2007) vorgeschlagen.

Ein weiterer Vorteil der elektrischen Katalysatorheizung ist die sofortige Verfügbarkeit der Hybridfunktionen aus Kundensicht. Die Funktion elektrisch Fahren kann dann von

Anfang an reproduzierbar in Abhängigkeit von der geforderten Last eingesetzt werden, beispielsweise beim Ausfahren aus einer Tiefgarage.

Für die energetische Bewertung wird die Energie ermittelt, die benötigt wird um beide Vorkatalysatoren vollständig um 300°C zu erwärmen. Aus Volumen und Wärmekapazität der Monolithen ergibt sich eine benötigte Wärmemenge von insgesamt 100 kJ. Bei einem Wirkungsgrad der elektrischen Heizung von 65% ergibt sich weiter eine elektrische Energie von 150 kJ. Hierbei handelt es sich um eine eher konservative Abschätzung, da Reaktionen im Katalysator bereits bei 200-250°C einsetzen (z.B. Holder et al. 2006). Sollen lediglich die gesetzlichen Grenzwerte eingehalten werden, ist daher wahrscheinlich ein geringerer Energieeintrag ausreichend. Bei der Applikation kann durch Festlegung der eingebrachten elektrischen Energie wahlweise der Kraftstoffverbrauch oder das Emissionsverhalten verbessert werden.

## 9.2.2 Bewertung in Fahrzyklen

Im Folgenden wird das Verbrauchspotential eines elektrisch beheizten Katalysators bewertet. Dabei wird zunächst der Vorteil durch den Wegfall der Katalysatorheizfunktionen bewertet (S5E0), anschließend wird auch der elektrische Energiebedarf berücksichtigt (S5E).

Im NEFZ können wie oben beschrieben beim Einsatz eines elektrisch beheizten Katalysators von Anfang an die Hybridfunktionen Start-/Stopp-Automatik und elektrisch Fahren genutzt werden. Damit gleichen sich nun die vier in der Fahrgeschwindigkeit identischen Abschnitte im UDC auch bezüglich der Motorstopp-Phasen (Abbildung 9-7). Der Zeitanteil mit laufendem Motor sinkt weiter.

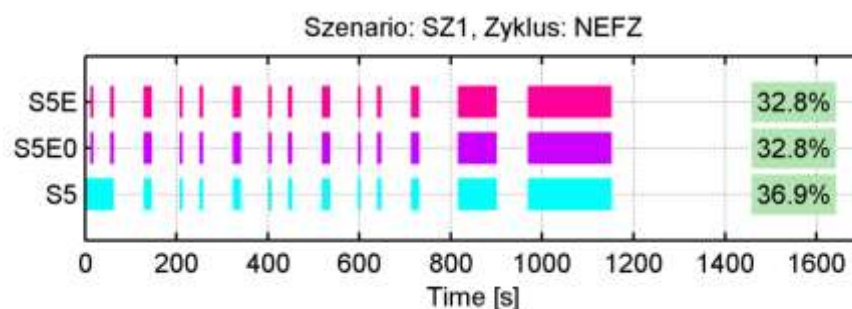


Abbildung 9-7: Motorstopp-Phasen beim Einsatz eines elektrisch beheizten Katalysators

Durch den Verzicht auf Katheizfunktionen ergibt sich im NEFZ ein Einsparpotential von 2,5%, das allerdings unter den beschriebenen Annahmen beinahe vollständig durch den elektrischen Energiebedarf wieder aufgezehrt wird (Abbildung 9-8). Außerdem ergibt sich durch die erweiterte Anwendung von Start-/Stopp und elektrischem Fahren eine geringfügige Erhöhung der zusätzlichen temperaturabhängigen Reibarbeit.

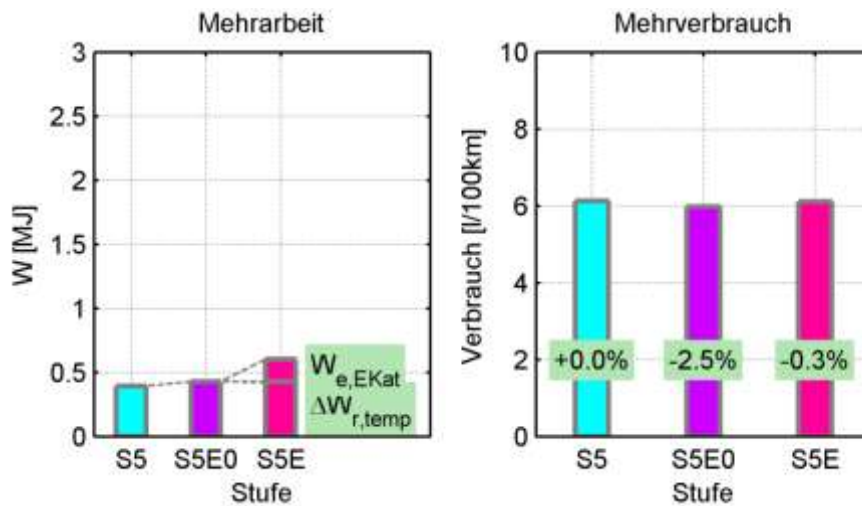


Abbildung 9-8: Kraftstoffverbrauch bei elektrischem Katalysatorheizen (SZ1, NEFZ)

Bei einer Starttemperatur von 5°C fällt die Beeinträchtigung des Warmlaufs stärker ins Gewicht. Die zusätzliche temperaturabhängige Reibarbeit steigt stärker an, so dass sich selbst ohne Berücksichtigung des elektrischen Energiebedarfs auch im NEFZ nur noch ein Einsparpotential von 0,9% ergibt (Abbildung 9-9). Berücksichtigt man auch den elektrischen Energiebedarf, steigt der Verbrauch um 1,5% an.

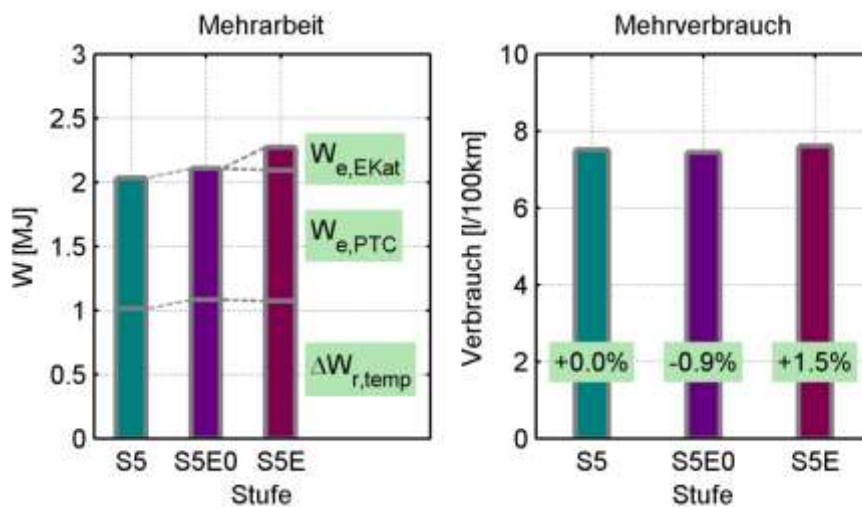


Abbildung 9-9: Kraftstoffverbrauch bei elektrischem Katalysatorheizen (SZ3, NEFZ)

Auch bei einer Starttemperatur von 25°C fällt in anderen Zyklen das Einsparpotential geringer aus, da bereits in frühen Phasen hohe Lastanforderungen auftreten, die ein effizientes Abschalten des Verbrennungsmotors unabhängig von Katalysatorheizfunktionen verhindern (Abbildung 9-10, Abbildung 9-11). Ein erhöhter Kraftstoffverbrauch kann aber durch eine geeignete Betriebsstrategie vermieden werden, indem beispielsweise bei niedrigen Außentemperaturen von vorneherein statt

des elektrischen Katalysatorheizens konventionelle Katheizmaßnahmen verwendet werden.

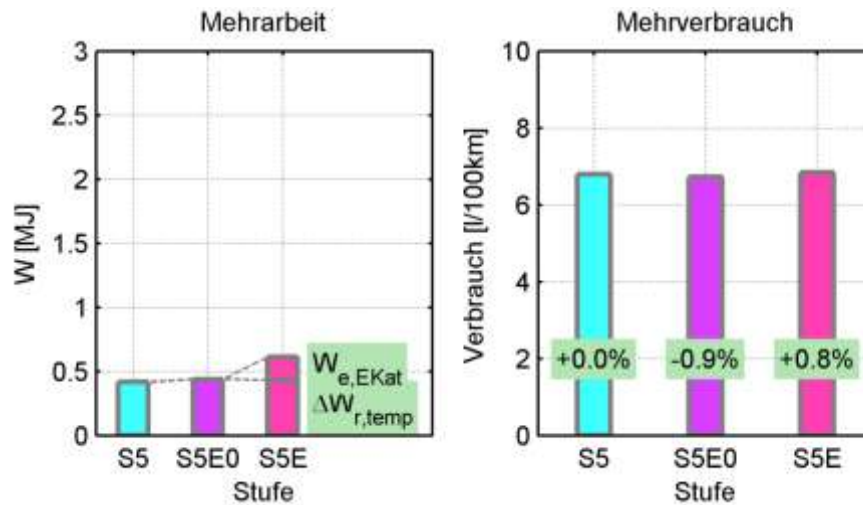


Abbildung 9-10: Kraftstoffverbrauch bei elektrischem Katalysatorheizen (SZ1, FTP72)

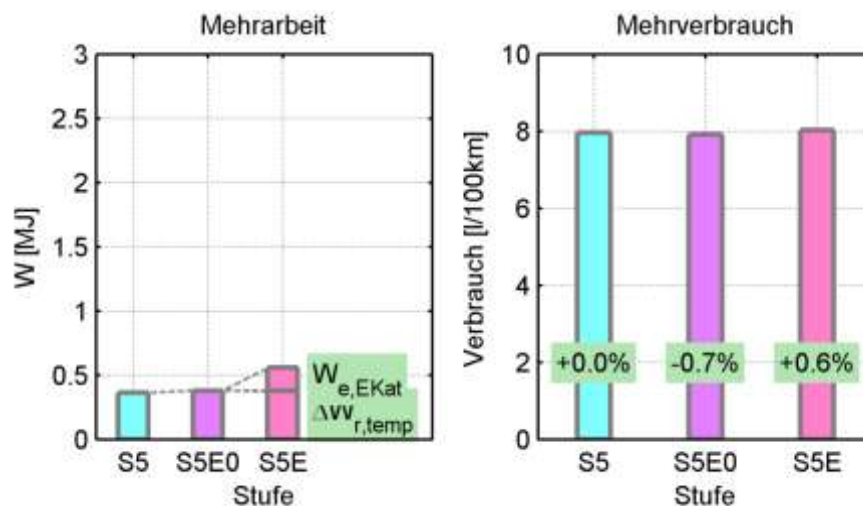


Abbildung 9-11: Kraftstoffverbrauch bei elektrischem Katalysatorheizen (SZ1, Kundenzyklus)

Insgesamt ergeben sich beim elektrischen Katalysatorheizen nur geringe Verbrauchsvorteile, selbst wenn es gelingt den elektrischen Energiebedarf zu senken. Interessant ist die Maßnahme aber hinsichtlich ihres Potentials zur Emissionsenkung und der für den Kunden spürbaren Möglichkeit, bereits auf den ersten Kilometern elektrisch zu fahren.

Bei Turbomotoren stellt der Abgasturbolader eine zusätzliche Wärmesenke dar, die das Aufheizen des Katalysators verzögert. Infolgedessen müssen Katalysatorheizfunktionen länger bzw. intensiver angewandt werden, wodurch sich ein höheres Einsparpotential für einen elektrisch beheizten Katalysator ergibt.

### 9.3 Abgaswärmetauscher

Intensiv diskutiert im Energiemanagement wird die Möglichkeit der direkten Abgaswärmenutzung, wobei durch einen Wärmetauscher im Abgasstrang die Aufheizung des Kühlmittels beschleunigt und damit die Reibung reduziert wird.

Da im Hybridfahrzeug wie oben dargestellt zum einen der Warmlauf insgesamt stark verzögert abläuft und zum anderen die Aufteilung der Verlustwärme Richtung Abgaswärme verschoben ist, verspricht die direkte Abgaswärmenutzung ein erhöhtes Potential. Im Lexus RX 450h ist diese Maßnahme zum ersten Mal in einem Serien-Hybridfahrzeug umgesetzt (Pander 2009).

Nachteilig ist hierbei der durch den Abgaswärmetauscher verursachte Abgasgedruck, der die Ladungswechselerarbeit erhöht und gleichzeitig über den Restgasgehalt die Verbrennung beeinflussen kann. Zur Abschätzung des Mehrverbrauchs wird im Modell eine Erhöhung des indizierten Moments um den Abgasgedruck des Wärmetauschers implementiert.

#### 9.3.1 Abgaswärmetauscher-Konzept

Exemplarisch wird ein Abgaswärmetauscher-Konzept mit folgenden Merkmalen untersucht:

- Integration im Abgasstrang:  
Einbau nach dem Katalysator, gesteuerter Bypass
- Integration im Kühlkreislauf:  
Zwischen Wasserpumpe und Motoreintritt
- Regelung Bypass:  
wird geöffnet, wenn Wassertemperatur nach Motor 80°C überschreitet
- Regelung Wasserpumpe:  
Während dem Aufheizen wird eine maximale Temperaturdifferenz von 10°C über dem Wassermantel eingeregelt.

Die Integration im Abgasstrang nach dem Katalysator trägt dem Aufheizverhalten des Katalysators Rechnung, welches maßgeblich die Schadstoffemissionen des Fahrzeugs bestimmt.

Zusätzlich wird die modifizierte Betriebsstrategie S5B1 angewendet. Wie zuvor gezeigt, steigt die Wandwärme bei Lastpunktanhebung nur in geringem Maße an, weshalb diese Strategie alleine den Warmlauf nur leicht beschleunigt. Umgekehrt steigt aber die

Abgaswärme, deren Nutzung mit dem Abgaswärmetauscher möglich wird, überproportional an. Daher ist ein Einsatz dieser Betriebsstrategie in Kombination mit einem Abgaswärmetauscher sinnvoll.

Die Daten bzgl. Abgasgegendruck und Übertragungsleistung sind an (Liebl et al. 2009) angelehnt. Dort wird für die Wärmetauscher ein Wirkungsgrad von 65% angegeben, sowie ein Abgasgegendruck von 30 mbar bei 130 km/h. Der Abgasmassenstrom bei 130 km/h beträgt beim untersuchten Fahrzeug etwa 40g/s. Im Modell wird der Abgasgegendruck ausgehend von diesem Referenzpunkt linear mit dem Abgasmassenstrom skaliert. In (Bals et al. 2008) wird für ein Abgaswärmetauscherkonzept ein Übertragungswirkungsgrad von lediglich 40% angegeben.

$$\Delta p_{AG} = C_1 * \dot{m}_{AG} \quad \text{Formel 9-1}$$

Die indizierte Arbeit wird dann um die zusätzliche Ausschiebearbeit verringert.

$$\Delta W_i = V_H * \Delta p_{AG} \quad \text{Formel 9-2}$$

$$\Delta p_{mi} = \Delta p_{AG} \quad \text{Formel 9-3}$$

Die innere Abgasrückführung wird durch den erhöhten Abgasgegendruck erhöht. In der Teillast können Emissions- und Verbrauchswerte durch eine optimale innere AGR-Rate verbessert werden, welche über die Ventilsteuerzeiten beeinflusst wird. Da der Abgasgegendruck nur geringfügig erhöht wird, kann davon ausgegangen werden, dass die innere AGR durch angepasste Steuerzeiten im zyklusrelevanten Kennfeldbereich weiterhin im optimalen Bereich gehalten werden kann.

In der Volllast wird ein möglichst hoher Frischgasanteil, d.h. eine niedrige innere AGR-Rate angestrebt. Durch den Abgaswärmetauscher würden sich hier Nachteile ergeben. In dem in (Liebl et al. 2009) beschriebenen Konzept besteht deshalb die Möglichkeit, über einen Bypass in der Abgasleitung den Wärmetauscher zu umgehen.

### 9.3.2 Bewertung in Fahrzyklen

Im NEFZ führt die modifizierte Betriebsstrategie zu geringfügig erhöhten Wassertemperaturen im Warmlauf. Wird darüberhinaus der Abgaswärmetauscher eingesetzt, ergibt sich wiederum nur eine sehr geringe Temperaturerhöhung.



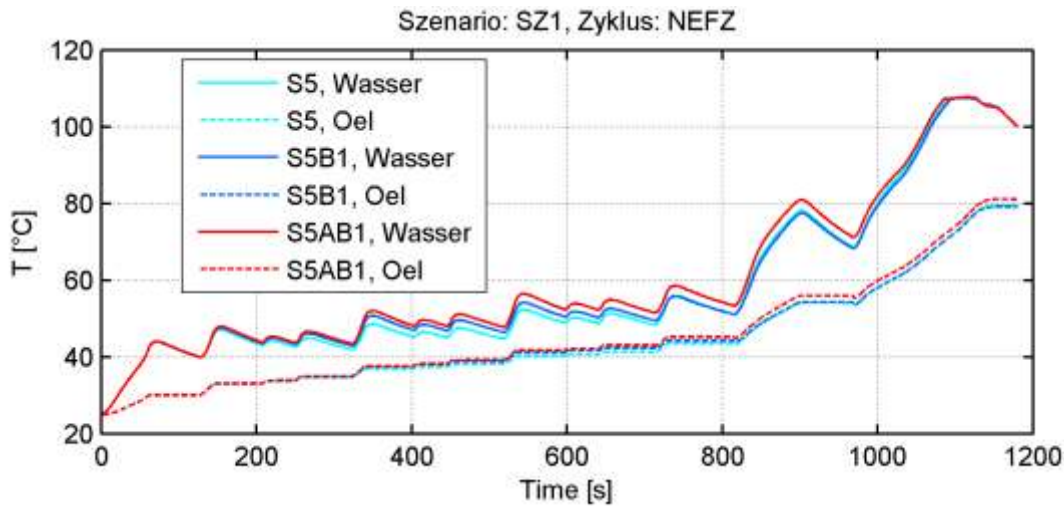


Abbildung 9-12: Medientemperaturen beim Warmlauf mit Abgaswärmetauscher (NEFZ, SZ1)

Entsprechend niedrig fällt auch der Verbrauchsvorteil aus. Positiv ist festzuhalten, dass die erhöhte Ladungswechselarbeit durch den Abgasgegendruck des Wärmetauschers praktisch keinen negativen Einfluss auf den Verbrauch hat.

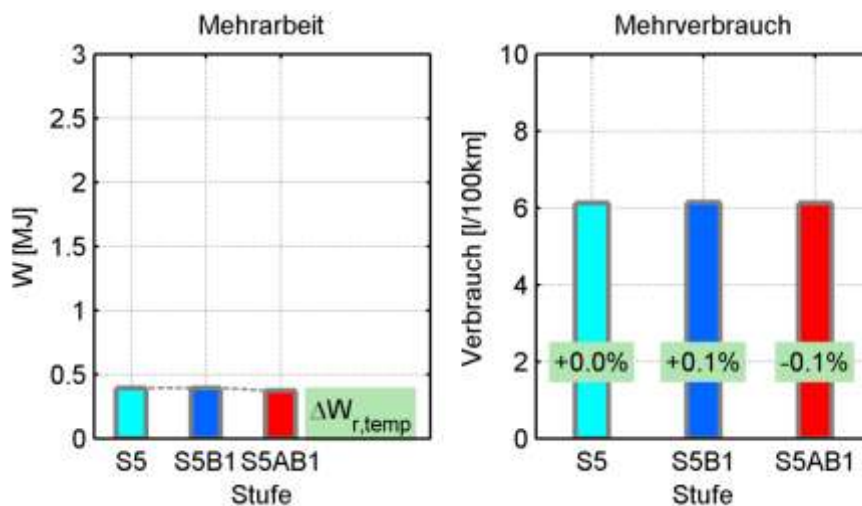


Abbildung 9-13: Kraftstoffverbrauch mit Abgaswärmetauscher (SZ1, NEFZ)

Die Ursache für den überraschend niedrigen Einfluss des Abgaswärmetauschers liegt in den hohen Wärmeverlusten im Abgaskrümmen und im Katalysator. Der Abgaskrümmen gibt über seine Oberfläche relativ viel Wärme kontinuierlich, auch in Phasen mit stehendem Motor, ab. Die Wärmeverluste des Katalysators nach außen sind vergleichsweise gering, aber die Monolithen nehmen durch ihre große Oberfläche die Abgasenthalpie zu Beginn des Zyklus komplett auf, bis auch der Hauptkatalysator vollständig durchgewärmt ist. Gerade in dieser Phase wäre der Nutzen für den Warmlauf wie zuvor gezeigt am höchsten.



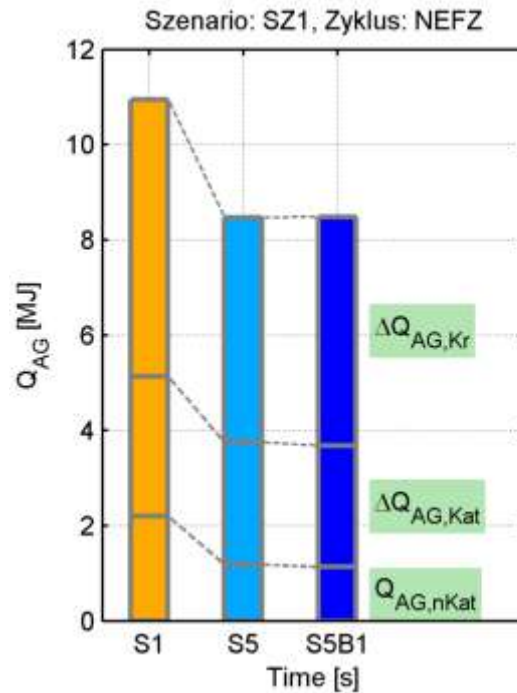


Abbildung 9-14: Wärmebilanz Abgas modifizierte Hybridstrategie

In Abbildung 9-14 ist die Aufteilung der Abgasenthalpie für ein konventionelles Fahrzeug, Hybridfahrzeug und Hybridfahrzeug mit modifizierter Betriebsstrategie dargestellt. Die modifizierte Betriebsstrategie führt im ersten Teil des Zyklus zu einem leicht erhöhten, später zu einem reduzierten Abgaswärmeangebot. Insgesamt ändert sich das Abgaswärmeangebot nicht.

Auch der Abgaswärmetauscher zeigt bei niedrigerer Starttemperatur ein höheres Potential. Im NEFZ ist deutlich weniger elektrisches Heizen erforderlich, wodurch der Verbrauch um über 5% sinkt (Abbildung 9-15).

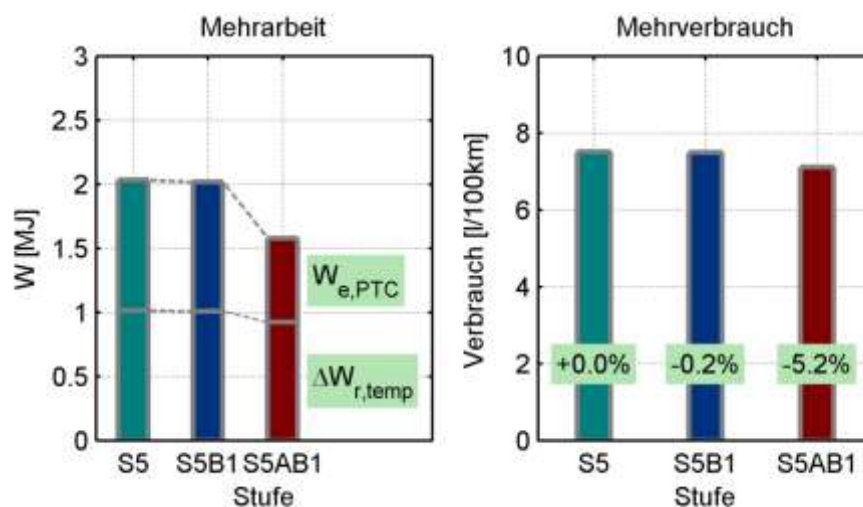


Abbildung 9-15: Kraftstoffverbrauch mit Abgaswärmetauscher (SZ3, NEFZ)

In den anderen Zyklen ergeben sich kleine Potentiale durch die reduzierte Reibung, wobei sich die modifizierte Betriebsstrategie an sich wie zuvor beschrieben zum Teil negativ auswirkt (Abbildung 9-16, Abbildung 9-17).

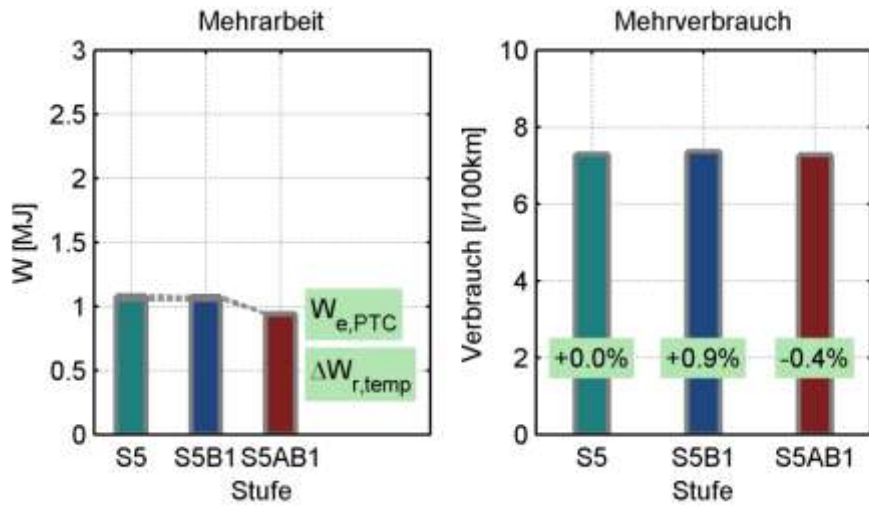


Abbildung 9-16: Kraftstoffverbrauch mit Abgaswärmetauscher (SZ3, FTP72)

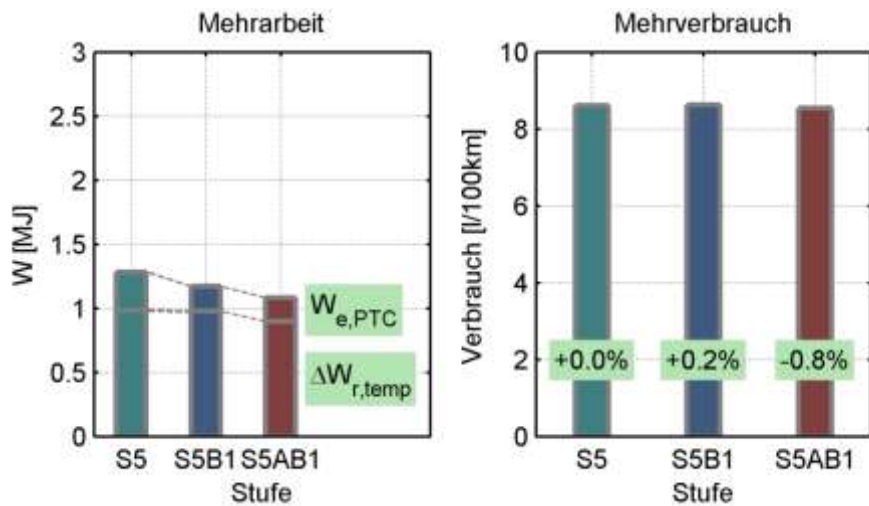


Abbildung 9-17: Kraftstoffverbrauch mit Abgaswärmetauscher (SZ3, Kundenzyklus)

## 10 Bewertung und Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde der Warmlauf des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug eingehend betrachtet. Dazu wurde ein ausgewählter Ottomotor auf einem Motorprüfstand detailliert bezüglich seines thermischen Verhaltens vermessen und ein entsprechendes Motormodell implementiert. Auf dieser Basis wurden grundlegende Versuche zum Einfluss der einzelnen Hybridfunktionen auf den Warmlauf durchgeführt und schließlich Maßnahmen zur Optimierung des Warmlaufs vorgeschlagen und untersucht.

Zur Modellierung des Motors wurden bestehende Ansätze aufgegriffen und mit Blick auf die Fragestellung weiterentwickelt. Ziel war die Entwicklung eines hinreichend genauen, aber dennoch in seiner Komplexität beherrschbaren Modells, um grundlegende Einflüsse identifizieren und interpretieren zu können.

Das Reibmodell berechnet die Verlustleistung in Abhängigkeit von Temperatur, Drehzahl und Last sowie deren Aufteilung auf Zylinderbuchse und Gleitlager. Es wurde ein mathematisches Modell von Schwarzmeier weiterentwickelt, das schließlich mit nur 6 Parametern bedatet werden muss und das Reibverhalten hinreichend genau wiedergibt.

Bei der Entwicklung des thermischen Modells lag der Fokus nicht auf der Abbildung einzelner Bauteile, sondern auf der Darstellung der wichtigsten Wärmeströme, welche das thermische Verhalten maßgeblich bestimmen. Entsprechend erfolgte auch die Bedatung weniger anhand konstruktiver Daten, sondern überwiegend gestützt auf gemessene Temperaturen und Wärmeströme bei definierten Warmlaufversuchen. Auf diesem Weg konnte mit einem vergleichsweise einfachen Modell sowohl eine gute Wiedergabe des Warmlaufverhaltens insgesamt als auch die detailliertere Abbildung der wichtigsten Effekten erreicht werden. Insbesondere konnte der Einfluss der Temperaturverteilung im Motor aufgezeigt werden: Auch wenn in Motorstopp-Phasen die Wärmemenge im Motor insgesamt kaum abnimmt, kommt es durch Abkühlen der lokal heißeren Reibstellen zu einem höheren Reibmoment nach dem nächsten Motorstart. Für grundlegende Untersuchungen hat sich das gewählte Vorgehen, insbesondere die Bedatung anhand von in den Medien gemessenen Wärmeströmen, bewährt. Ist allerdings ein detaillierteres Modell erforderlich, z.B. zur Berechnung der thermischen Belastung einzelner Bauteile, so ist diese Methode nicht mehr praktikabel.

Zur qualitativen Bewertung des Emissionsverhaltens wurde ein Modell des Abgasstrangs implementiert, welches Zusammensetzung, Temperatur und Massenstrom

des Abgases am Austritt des Zylinderkopfes, sowie die Wärmeverluste im Krümmer und schließlich die Konvertierung im Katalysator abbildet. Zur Abstimmung wurden Messungen der Emissionen vor und nach Katalysator sowie verschiedener Abgastemperaturen vor, nach und im Katalysator gemessen. Das Aufwärmverhalten der Monolithen und damit auch der Light-Off-Zeitpunkt werden mit dem Modell gut wiedergegeben.

Anhand der Messungen und der entwickelten Modelle konnten wichtige Erkenntnisse über den Warmlauf des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug gewonnen werden:

- Der Motor wird deutlich langsamer warm als in konventionellen Fahrzeugen. Das ist überwiegend darauf zurückzuführen, dass ineffiziente Motorbetriebspunkte, in denen viel Abwärme anfällt, vermieden werden. Außerdem verschiebt sich durch die höheren Lasten die Aufteilung der Abwärme weg von den Wandwärmeverlusten hin zum Abgas.
- Der langsame Warmlauf wirkt sich negativ auf den Verbrauch aus: Die Reibung ist gegenüber dem betriebswarmen Zustand erhöht, und bei niedrigen Außentemperaturen muss Heizleistung entweder über energieintensive Zuheizer bereitgestellt werden oder auf den Einsatz effizienter Hybridfunktionen verzichtet werden.
- Niedrige Außentemperaturen bewirken aus diesen Gründen in Hybridfahrzeugen einen deutlicheren Anstieg des Kraftstoffverbrauchs als in konventionellen Fahrzeugen. Anders formuliert: Der Verbrauchsvorteil von Hybridfahrzeugen schrumpft bei niedrigen Außentemperaturen. Da die meisten genormten Fahrzyklen bei vergleichsweise hohen Außentemperaturen gefahren werden, wird der dort ausgewiesene Verbrauchsvorteil gegenüber konventionellen Fahrzeugen tendenziell höher ausfallen als im Kundenbetrieb bei gemischten Temperaturen.
- Da der Warmlauf sowohl des Motors selbst als auch der Abgasanlage im Hybridfahrzeug den Kraftstoffverbrauch stärker beeinflussen als in konventionellen Fahrzeugen, haben auch Wärmemanagementmaßnahmen prinzipiell höheres Potential. Das gilt insbesondere für niedrige Außentemperaturen.
- Um Emissionsgrenzwerte einzuhalten, muss die Abgasanlage möglichst schnell auf Betriebstemperatur gebracht werden. Das Katalysatorheizen geschieht bereits bei konventionellen Fahrzeugen zu Lasten des Verbrauchs (Verstellung Zündwinkel Richtung spät), bei Hybridfahrzeugen wird durch den zusätzlichen Verzicht auf energiesparende Hybridfunktionen ein noch größerer Nachteil beim Verbrauch in Kauf genommen.

- Allein durch Anpassung einer für warmen Motor optimalen Betriebsstrategie kann der Warmlauf beschleunigt und die temperaturabhängige Reibung reduziert werden. Da aber gleichzeitig die effiziente Nutzung von Hybridfunktionen beeinträchtigt wird, ergibt sich in Summe u.U. ein höherer Kraftstoffverbrauch. Hier müssen in jedem Fall – wie bei der Entwicklung einer Betriebsstrategie allgemein – verschiedene Zyklen und Umgebungsbedingungen betrachtet werden, da sich dort unterschiedliche Tendenzen zeigen.
- Der Einsatz eines elektrisch beheizbaren Katalysators in Verbindung mit einem Hybridantrieb bietet viele Vorteile: Ein elektrischer Speicher mit ausreichend Kapazität und Leistung ist bereits vorhanden, und die zusätzlichen Freiheitsgrade des Hybridantriebs können genutzt werden: mit elektrischem Fahren während dem Katalysatorheizen können Emissionen vor dem Light-Off-Zeitpunkt idealerweise vollständig vermieden und die Emissionen im Zyklus damit deutlich verringert werden. Alternativ kann durch eine verkürzte Katalysatorheizphase das Verbrauchspotential des Hybridantriebs besser ausgeschöpft werden.
- Durch einen Abgaswärmetauscher kann der Warmlauf beschleunigt und die Reibung verringert werden. Auch hier zeigt sich vor allem bei niedrigen Außentemperaturen Potential, insbesondere wenn elektrisches Heizen vermieden werden kann.

Aufgrund der Erkenntnis, dass der Warmlauf des Verbrennungsmotors im Hybridfahrzeug einen vergleichsweise großen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hat, sollte in weiteren Arbeiten die Kombination von konkreten Hybridkonzepten mit verschiedenen Wärmemanagementmaßnahmen untersucht werden.

Aussichtsreich scheint für Vollhybride die Nutzung der Abgaswärme, durch die bereits mit dem in dieser Arbeit untersuchten Konzept (Wärmetauscher nach Katalysator) z.T. deutliche Kraftstoffeinsparungen erzielt werden können. Im nächsten Schritt müsste hier untersucht werden, ob bereits in einer frühen Phase Wärme aus dem Abgas gewonnen werden kann, z.B. durch Integration des Wärmetauschers vor dem Katalysator oder zwischen Vor- und Hauptkatalysator. Bei der Detaillierung solcher Konzepte müssen neben dem Warmlauf- und dem Emissionsverhalten auch konstruktive Fragen, etwa nach der Temperaturfestigkeit des Wärmetauschers, sowie die Gasdynamik im Abgastrakt betrachtet werden.

Wegen der großen Vielfalt an möglichen und z.T. bereits umgesetzten Hybridkonzepten ist es praktisch unmöglich, präzise und gleichzeitig für alle Hybridfahrzeuge gültige Aussagen zu treffen. Umso wichtiger ist es, auch die Simulationsmethoden weiterzuentwickeln: Modelle für einzelne Fahrzeuge müssen mit möglichst geringem Aufwand erstellt werden können und gleichzeitig das Warmlaufverhalten detailliert

genug abbilden, um z.B. Wärmemanagementmaßnahmen konkret bewerten zu können. Neben dem hier entwickelten Vorgehen zur Vermessung und Simulation eines vorhandenen Motors werden dabei auch Methoden benötigt, um das Warmlaufverhalten neuer Motoren vorauszuberechnen.

Abschließend bleibt festzuhalten: Das Thema Wärmemanagement im Hybridfahrzeug, in das diese Arbeit einen Einstieg liefert, bleibt spannend und bietet viel Potential für neue Ideen.

## Literaturverzeichnis

Achten, P.; Vael, G.; Murrenhoff, H.; Kohmäscher, T.; Indereist, M. (2009): Emissionsarmer Hydraulik-Hybridantrieb für Personenwagen. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 111, H. ATZ 05/2009, S. 378–387.

Bals, R.; Pfeifer, E.; Lewe, P. (2008): Direkte Abgaswärmenutzung am Ottomotor. In: Steinberg, Peter (Hg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI. Renningen: Expert-Verl. (Haus der Technik Fachbuch, 93).

Bednarek, H.; Tacke, Ulrich (1999): Wärmemanagement - ein Werkzeug zur Lösung der Zielkonflikte zwischen Verbrauch und Komfort. Heat Management - a technique for resolving the conflicting aims between fuel consumption and comfort. In: VDI-Berichte, H. 1505, S. 83–107.

Bücherl, D.; Herzog, H.-G.; Engstle, A. (2007): Einsparpotenzial des Kraftstoffverbrauchs eines Oberklassefahrzeugs durch effizientes Energiemanagement im hybriden Antriebsstrang. In: Hybridantriebstechnik - Energieeffiziente elektrische Antriebe. ETG-Kongress 2007, Karlsruhe.

Caton, J. A. (1982): Comparisons of Thermocouple, Time-Averaged and Mass-Averaged Exhaust Gas Temperatures for a Spark-Ignited Engine. Warrendale: SAE International (SAE Technical Paper, 820050).

Ciutiis, H. de; Bürgin, T.; Gorlato, L. (2006): Auswirkungen von verschiedenen Motorraumkapsel-Konzepten auf Emissionen, Verbrauch und auf die thermische Betriebssicherheit im Motorraum eines Pkws. In: Steinberg, Peter (Hg.): Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V. Renningen: Expert-Verl. (Haus der Technik Fachbuch, 68), S. 146–159.

Cortona Kanne, Elena (2000): Engine thermomanagement for fuel consumption reduction. Dissertation. Zürich. ETH Zürich.

Daimler AG (2009): Mercedes-Benz Deutschland - S-Klasse Limousine - Technische Daten. Online verfügbar unter [http://www.mercedes-benz.de/content/germany/mpc/mpc\\_germany\\_website/de/home\\_mpc/passengercars/home/new\\_cars/models/s-class/w221/technical\\_data.html](http://www.mercedes-benz.de/content/germany/mpc/mpc_germany_website/de/home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/s-class/w221/technical_data.html), zuletzt geprüft am 18.12.2009.

Danisch, R. (2009): Der Porsche Panamera. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 111, H. 11, S. 726–736.

Depcik, Christopher; Assanis, Dennis (2005): One-dimensional automotive catalyst modeling. In: Progress in Energy and Combustion Science, Jg. 31, S. 308–369.

Europäische Union (2003): Richtlinie des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen. 70/220/EWG, vom 15.8.2003. Online verfügbar unter <http://europa.eu.int/eur-lex>.

Europäische Union (2007): Richtlinie 2007/46/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 5. September 2007 zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung



von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge, vom 5.10.2007.

Fischer, G. (1999): Reibmitteldruck - Ottomotor. Abschlussbericht des Vorhabens Nr. 629 der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen FVV. Frankfurt M. (FVV Heft 685).

Fischer, G. (2000): Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren. Als Ms. gedr. Berlin: dissertation.de (Dissertation.de, 160).

Freymann, R.; Strobl, W.; Obieglo, A. (2008): Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 69, H. 5, S. 404–412. Online verfügbar unter <http://www.atzonline.de/index.php?sid=ea88f7606331e38ef591877d0b383201/site=a4e/lng=de/do=show/id=7440/alloc=3/rd=1>.

Fugel, M.; Kassel, T.; Küçükay, F. (2008): Analyse eines parallelen Hybridantriebs in der Kunden-simulation. Methoden zur Analyse des Kundeneinsatzraums, dessen messtechnische Erfassung und Ergebnisse der Kundensimulation. In: Getriebe in Fahrzeugen 2008. 8. Aufl. Friedrichshafen (VDI-Berichte, 2029).

Genger, M. (2004): Instationäre Kühlsystemoptimierung - Vorhaben Nr. 772. Optimierung eines Fahrzeugkühlsystems im instationären Betrieb aufgrund der Anforderungen des Thermomanagements. Abschlussbericht Heft 793. FVV - Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen. Frankfurt M. (772).

Geskes, Peter; Strauss, Thomas (2006): Das Abgaswärme-Management. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 67, H. 10, S. 764–771.

Grundherr, J. von; Misch, R.; Wigermo, H. (2009): Verbrauchssimulationen für die Fahrzeugflotte. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 111, H. 3, S. 168–173.

Guttenberg, Philipp (2004): Der Autarke Hybrid am Prüfstand. Funktion, Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. Dissertation. Betreut von B.-R Höhn, B. Heißing und G. Wachtmeister. München. Technische Universität München, Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik.

Hagelüken, Christian (2005): Autoabgaskatalysatoren. Grundlagen - Herstellung - Entwicklung - Recycling - Ökologie ; mit 65 Tabellen. 2., aktualisierte und erw. Aufl. Renningen: Expert-Verl. (Kontakt & Studium, 612).

Haubner, F. G.; Klopstein, S.; Kock, F. (2001): Exhaust Heat Recovery System for Modern Cars. Warrendale: SAE International (SAE Technical Paper, 2001-01-1020).

Haupt, C.; Bücherl, D.; Herzog, H.-G.; Wachtmeister, G. (2007): Energy Management in Hybrid Vehicles Considering Thermal Interactions. In: Institute of Electrical and Electronics Engineers (Hg.): IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, VPPC 2007. [proceedings]. Piscataway N.J.: Institute of Electrical and Electronics Engineers .

Heinle, D.; Feuerecker, G.; Strauß, T.; Schmidt, M. (2003): Zuheizsysteme. PTC-Zuheizer, Abgaswärmeübertrager, CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 105, H. 9, S. 846–851.

Heller, Stefan; Wachtmeister, Georg (2007): Analysis and modeling of heat transfer in the SI engine exhaust system during warm-up: SAE International (SAE Technical Paper, 2007-01-1092).



- Hellman, K. H.; Piotrowski, G. K.; Schaefer, R. M. (1992): Evaluation of Heat Storage Technology for Quick Engine Warm-Up. Warrendale: SAE International (SAE Technical Paper, 922244).
- Hess, Ulrich; Mitterer, Alexander; Neugebauer, S.; Riegert, Peter; Seider, Gerald (2005): Das Wärmemanagement des neuen BMW-Reihensechszylindermotors. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 66, H. 11, S. 872–877.
- Holder, R.; Bollig, M.; Anderson, D.; Hochmuth, J. (2006): A discussion on transport phenomena and three-way kinetics of monolithic converters. In: Elsevier Science, H. 61, S. 8010–8027, zuerst veröffentlicht: [www.elsevier.com/locate/ces](http://www.elsevier.com/locate/ces), zuletzt geprüft am 14.4.08.
- Kandylas, I.P.; Stamatelos, A.M. (1998): Berechnung des Wärmeübergangs in Motorabgassystemen. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 59, H. 7/8, S. 442–450. Online verfügbar unter <http://www.mie.uth.gr/labs/lte/pubs/m07-98-08.pdf> (3.6.2005), zuletzt geprüft am 09.05.2008.
- Kiefer, W.; Plodek, B.; Ehmann, P.; Diringer, J. (1998): BMW 750i mit elektrisch beheiztem Katalysator. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 59, H. 11, S. 752–761.
- Kiefer, Wolf; Klauer, Norbert; Krauss, Michael; Mährle, Werner; Schünemann, Erik (2004): Der neue Reihensechszylinder- Ottomotor von BMW. Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 65, H. 12.
- Kliffken, M. G.; Ehret, C.; Beck, M.; Stawiarski, R. (2009): Kosten bremsen und Umwelt schonen mit hydraulischem Hybridantrieb. ATZoffhighway. Sonderausgabe von ATZ. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, H. März, S. 36–47.
- Klotz, Emmeram (2006): Aufbau eines Dymola-Simulationsmodells einer Pkw-Abgasanlage zur Analyse der Wärmeströme. Semesterarbeit. Betreut von C. Haupt. Garching. Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.
- Klüting, M.; Landerl, C. (2004): Der neue Sechszylinder- Ottomotor von BMW. Teil I: Konzept und konstruktiver Aufbau. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 65, H. 11, S. 868–880.
- Kraftfahrtbundesamt (2009): Fahrzeugzulassungen, Neuzulassungen Emissionen, Kraftstoffe, Jahr 2008. Kraftfahrtbundesamt.
- Lehold, J.; Steiger, W.; Böhm, T.; Hofmann, L. (2009): Twin Drive – Ein Schritt in Richtung Elektromobilität. In: VDI-FVT-Jahrbuch, S. 72–79.
- LEXUS Deutschland (2009): Modellübersicht - LS. Online verfügbar unter <http://www.lexus.de/range/index.aspx#LS>, zuletzt geprüft am 18.12.2009.
- Liebl, J.; Neugebauer, S.; Eder, A.; Linde, M.; Mazar, B.; Stütz, W. (2009): Der thermoelektrische Generator von BMW macht Abwärme nutzbar. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 70, H. MTZ 04/2009, S. 272–281.
- Matthess, N.; Schweich, D.; Martin, B.; Castagna, F. (2001): From light-off curves to kinetic rate expressions for three-way catalysts. In: Topics in Catalysis, H. 16,17, S. 119–124.
- Merker, Günter P.; Otto, Frank; Schwarz, Christian; Stiesch, Gunnar (2006): Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. 3., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: B. G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden (Springer-11774 /Dig. Serial]).

- Metz, B.; Davidson, O.R.; Bosch, P.R.; Dave, R.; Meyer, L.A. (2007): Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA: Cambridge University Press.
- Nam, E.K.; Sorab, J. (2004): Friction Reduction Trends in Modern Engines. Warrendale: SAE International (SAE Technical Paper, 2004.01-1456).
- Naunin, Dietrich (2007): Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Technik, Strukturen und Entwicklungen ; mit 8 Tab. 4. Aufl. Renningen: expert (Kontakt & Studium, 255).
- Neugebauer, S. (1996): Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren - experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation. Dissertation. Betreut von Gerhard Univ.-Prof. Dr.-Ing. Woschni. München. Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge.
- Niklas, L. (2005): Modellierung und Simulation von Reibung und Wärmeströmen eines Ottomotors unter Berücksichtigung von Öl- und Kühlkreislauf. Diplomarbeit. Betreut von E. Wenzel. München. Technischen Universität München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik.
- Odendall, B. (2003): Fehlerbetrachtung bei der Messung von Gastemperaturen. In: MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 64, H. 3, S. 196–199.
- Olsson, L.; Andersson, B. (2004): Kinetic modelling in automotive catalysis. In: Topics in Catalysis, H. 28, S. 89–98.
- Pander, J. (2009): Lexus RX 450h. In permanenter Sparsbereitschaft. Herausgegeben von SPIEGEL ONLINE. Online verfügbar unter <http://www.spiegel.de/auto/fahrberichte/0,1518,627076,00.html>, zuletzt aktualisiert am 27.05.2009, zuletzt geprüft am 17.12.2009.
- Reulein, Claus (1998): Simulation des instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren. Dissertation. Betreut von G. Woschni. München. Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.
- Sandoval, D.; Heywood, J. B. (2003): An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines (SAE Technical Paper, 2003-01-0725).
- Saroch, L. (2008): Fahrertyabhängige Betriebsstrategie und leistungsorientierte Antriebsstrangregelung für Parallelhybridantriebe in Pkw. Düsseldorf: VDI-Verlag (Fortschritt-Berichte / VDIReihe 12, Verkehrstechnik, Fahrzeugtechnik, Nr. 688).
- Schwarzmeier, M. (1991): Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck (FVV-Berichte).
- Seiler, J. (2000): Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge mit Verbrennungsmotor unter der Berücksichtigung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen während der Warmlaufphase. Dissertation. Betreut von D. Schröder. München. Technische Universität München, Lehrstuhl für elektrische Antriebssysteme.
- Sontheim, J. (2008): Kinetischer Speicher für Hybridfahrzeuge - Die mechanische Batterie. In: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jg. 110, H. ATZ 03/2008, S. 226–231.
- U.S. Environmental Protection Agency: Federal Test Procedure. In: CFR, Nr. 40, §86.

van Basshuysen, Richard (2007): Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 4., aktualisierte und erw. Aufl. Schäfer, Fred (Hg.). Wiesbaden: Vieweg.

Voß, Burghard (2005): Hybridfahrzeuge. Mit 16 Tabellen ; [die erste von der IAV und dem HdT gemeinschaftlich veranstaltete Berliner Tagung zum Thema "Hybridantriebsentwicklung" ; Vorträge]. Renningen: Expert-Verl. (Haus der Technik Fachbuch, 52).

Wachtmeister, G. (2004): Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren. Skriptum. Betreut von G. Wachtmeister. Garching. Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen. Online verfügbar unter [www.lvk.mw.tum.de](http://www.lvk.mw.tum.de), zuletzt geprüft am 30.05.2008.

Wigermo, H.; Grundherr, J. von; Christ, T. (2008): Implementation of a Modelica Online Optimization for an Operating Strategy of a Hybrid Powertrain. In: Bachmann, B. (Hg.): MODELICA 2008 (Vol 2). Proceedings of the 6th International Modelica Conference (Vol 2). March 3rd - 4th, 2008. Bielefeld (2), S. 487–492.

Zhenming, Y.; Jinsong, Z.; Xiaoming, C.; Qiang, L.; Zhijun, X.; Zhimin, Z. (2001): Microwave enhanced exhaust conversion of internal combustion engines. Applied Catalysis B: Environmental. In: Elsevier Science, H. 34, S. 131–135.

Zimmer, Florian (2007): Entwicklung von Konzepten zum elektronischen Heizen eines Katalysators. Semesterarbeit. Betreut von S. Blodig. München. Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen.