

DISSERTATION

Bewertung von  
Wärmemanagementmaßnahmen zur  
Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im  
Motorwarmlauf

Peter Unterguggenberger

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades  
eines Doktors der technischen Wissenschaften  
an der Technischen Universität Graz

27. März 2012

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 27. März 2012

(Unterschrift)

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit ist im Zuge meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik - Arbeitsbereich LEC - der Technischen Universität Graz entstanden.

Aus diesem Grund möchte ich mich besonders bei meinem Betreuer, Univ.-Prof. Dr. Andreas Wimmer, für die erhaltene Möglichkeit und das in mich gesetzte Vertrauen sowie die hilfreiche Unterstützung bei der Erstellung meiner Dissertation bedanken.

An dieser Stelle gilt mein besonderer Dank meiner Familie, die mir in dieser Zeit stets den nötigen Rückhalt gegeben hat.

Des Weiteren möchte ich mich bei meinen Arbeitskollegen meines Teams sowie allen Mitarbeitern des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik bedanken, die mich nicht nur tatkräftig unterstützt, sondern mich stets aufgebaut und für die erforderliche Abwechslung gesorgt haben.

Graz, März 2012

## Kurzfassung

Durch die zunehmend strenger werdenden  $CO_2$  Grenzwerte und die damit notwendige Optimierung aller Einzelverluste am Fahrzeug rückt auch der Motorwarmlauf in den Mittelpunkt der Betrachtungen, da in dieser Phase erhöhte Reibung und damit ein Kraftstoffmeherverbrauch auftritt.

Eine vergleichsweise kostengünstige Alternative zu aufwendigen empirischen Untersuchungen bieten thermische Motormodelle, mit denen das Aufwärmverhalten und auch der Verbrauch vorausberechnet werden können. Dafür bedarf es allerdings Modelle, die in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses zur Verfügung stehen und alle auftretenden Effekte in der geforderten Genauigkeit auflösen können.

Ausgehend von den Genauigkeitsanforderungen, welche an thermische Motormodelle zu stellen sind, sollen in dieser Arbeit die daraus entstehenden Ansprüche an die einzelnen Teilmodelle abgeleitet werden. Mit diesen Ergebnissen lässt sich dann ein methodischer Ansatz zur Modellierung thermischer Motormodelle ableiten.

Des Weiteren wird neben der Behandlung der zu verwendenden Modellierungstiefe und der Methodik auf die Entwicklung eines detaillierten empirischen Reibungsmodells, sowie Abgasnachbehandlungssystems näher eingegangen.

Mit diesen thermischen Motormodellen werden anschließend Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen an mehreren Motoren untersucht und die Auswirkungen auf das Warmlaufverhalten und den Kraftstoffverbrauch analysiert und bewertet.

## Abstract

Because  $CO_2$  limits are becoming increasingly more stringent, all individual losses from vehicles should be reduced. In order to achieve this necessary optimization, the focus of development has shifted to engine warm-up because this phase is characterized by increased friction and higher fuel consumption.

Engine warm-up models that calculate thermal behavior and fuel consumption are a relatively inexpensive alternative to expensive, empirical measures. Models which can describe all effects with the required precision are needed in the early phase of the development process.

This dissertation identifies the demands placed on the individual submodels based on the requirements for precision that thermal warm-up models must meet. From these results, a methodology for modeling engine warm-up is developed.

Further areas of investigation are a detailed empirical friction model and exhaust gas aftertreatment systems.

With these thermal warm-up models, a variety of thermal and energy management measures are analyzed on several engines to obtain information about their influence on engine warm-up behavior and fuel consumption.

## **Aufgabenstellung**

Im Entwicklungsprozess sind thermische Motormodelle wichtige Hilfsmittel zur Bewertung verschiedener Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen. Da die Verbrauchseffekte allerdings je nach zu untersuchender Maßnahme sehr klein sein können, bedarf es genauer Modelle.

Darum sollen, ausgehend von der Definition der erlaubten Temperatur- und Verbrauchsabweichungen, die Genauigkeitsanforderungen an die Parameter der Subsysteme thermischer Motormodelle bestimmt werden.

Auf Basis bestehender Arbeiten, die am Institut durchgeführt wurden und in denen drei thermische Motormodelle für Dieselmotoren entstanden sind, soll auch die Methodik zur Modellerstellung eingegangen werden, die eine Übertragbarkeit auf neue Motoren zulässt. Dabei sollen zur Überprüfung der Ansätze thermische Motormodelle für mehrere Motoren erstellt werden.

Eine wesentliche Ergänzung stellt die Entwicklung von thermischen Modellen für Ottomotoren dar. Zur Beurteilung der Reibungsverhältnisse soll ein Ansatz eines detaillierten Reibungsmodells entwickelt werden.

Weitere Schwerpunkte der Arbeit sind die Modellierung eines thermischen Abgassystems, das neben dem Abgasturbolader auch die Abgasnachbehandlung beinhaltet.

Schließlich sollen mit diesen thermischen Motormodellen verschiedene Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen, sowie Hybridfunktionen untersucht und bewertet werden. Damit eine Abschätzung der Größenordnung der Verbrauchseffekte der jeweiligen Maßnahmen möglich ist und die entscheidenden, verbrauchsbeeinflussenden Motorparameter gefunden werden können, sollen bei der Untersuchung von Maßnahmen mehrere Motoren analysiert werden.

# Inhaltsverzeichnis

|          |   |           |
|----------|---|-----------|
| <b>1</b> | <b>Einleitung</b>   | <b>1</b>  |
| <b>2</b> | <b>Stand der Technik</b>                                      | <b>4</b>  |
| 2.1      | Simulationsumgebung . . . . .                                 | 4         |
| 2.1.1    | Monolithischer Ansatz . . . . .                               | 4         |
| 2.1.2    | Co-Simulation . . . . .                                       | 4         |
| 2.2      | Modellaufbau . . . . .  | 5         |
| 2.3      | Thermisches Modell . . . . .                                  | 5         |
| 2.3.1    | Grobe thermische Modelle . . . . .                            | 5         |
| 2.3.2    | Detaillierte thermische Modelle . . . . .                     | 6         |
| 2.4      | Fluidkreise . . . . .   | 6         |
| 2.4.1    | Schmierkreis . . . . .  | 6         |
| 2.4.2    | Kühlkreis . . . . .   | 7         |
| 2.5      | Gasseitiger Wärmeeintrag . . . . .                            | 7         |
| 2.5.1    | Leistungsbilanz . . . . .                                     | 7         |
| 2.5.2    | Motorprozessrechnung . . . . .                                | 8         |
| 2.6      | Reibungsmodell . . . . .                                      | 8         |
| 2.6.1    | Einfache Reibungsmodelle . . . . .                            | 8         |
| 2.6.2    | Empirische Modelle . . . . .                                  | 9         |
| 2.6.3    | Physikalisch empirische Modelle . . . . .                     | 9         |
| 2.7      | Verbrauchsmodell . . . . .                                    | 12        |
| 2.8      | Abgasturbolader . . . . .                                     | 13        |
| 2.9      | Abgasnachbehandlung . . . . .                                 | 13        |
| 2.10     | Wärmemanagementmaßnahmen . . . . .                            | 14        |
| 2.11     | Zusammenfassung und konkrete Zielsetzung der Arbeit . . . . . | 14        |
| <b>3</b> | <b>Genauigkeitsanforderungen</b>                              | <b>17</b> |
| 3.1      | Methode . . . . .   | 17        |
| 3.2      | Gasseitiger Wärmeeintrag . . . . .                            | 19        |
| 3.2.1    | Einfluss des Wärmeübergangs . . . . .                         | 19        |
| 3.2.2    | Applikationseinfluss . . . . .                                | 20        |
| 3.3      | Reibung . . . . .   | 21        |
| 3.3.1    | Variation des Reibmitteldruckniveaus . . . . .                | 21        |
| 3.3.2    | Einfluss der Reibungsaufteilung . . . . .                     | 22        |
| 3.3.3    | Einfluss der Ölviskosität . . . . .                           | 24        |

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| 3.4      | Fluidkreise . . . . .  | 24        |
| 3.4.1    | Einfluss der Fluidvolumen . . . . .                                      | 24        |
| 3.4.2    | Wärmeübergangszahl Öl bzw. Kühlmittel . . . . .                          | 24        |
| 3.4.3    | Volumenstromaufteilung im Ölkreis . . . . .                              | 26        |
| 3.5      | Motorstruktur . . . . .  | 28        |
| 3.5.1    | Variation der Bauteilmassen um $\pm 5\%$ . . . . .                       | 28        |
| 3.5.2    | Variation des Wärmeleitwiderstandes um $\pm 10\%$ . . . . .              | 29        |
| 3.5.3    | Vergleich der Modellierungsstufen . . . . .                              | 29        |
| 3.6      | Zusammenfassung der Genauigkeitsanforderungen . . . . .                  | 30        |
| <b>4</b> | <b>Methodik zur Modellerstellung</b>                                     | <b>33</b> |
| 4.1      | Thermisches Modell . . . . .   | 34        |
| 4.1.1    | Motorwarmlaufmodell „grob“ [59] . . . . .                                | 34        |
| 4.1.2    | Motorwarmlaufmodell „detailliert“ [5] . . . . .                          | 35        |
| 4.2      | Kühl- und Schmiersystem . . . . .  | 36        |
| 4.2.1    | Schmierkreis . . . . .   | 36        |
| 4.2.2    | Kühlkreis . . . . .  | 38        |
| 4.3      | Gasseitiger Wärmeeintrag . . . . .                                       | 38        |
| 4.4      | Empirisches Reibungsmodell . . . . .                                     | 39        |
| 4.4.1    | Methodik . . . . .   | 40        |
| 4.4.2    | Modellierung . . . . .   | 41        |
| 4.4.3    | Prognosegenauigkeit des Reibungsmodells . . . . .                        | 50        |
| 4.4.4    | Modellerstellung bei eingeschränkter Datenbasis . . . . .                | 50        |
| 4.5      | Verbrauchsmodell . . . . .   | 54        |
| 4.6      | Abgassystem . . . . .  | 56        |
| 4.6.1    | Abgasturbolader . . . . .  | 56        |
| 4.6.2    | Abgasnachbehandlungssystem . . . . .                                     | 62        |
| 4.7      | Prognosegenauigkeit der untersuchten Motoren . . . . .                   | 64        |
| 4.7.1    | Versuchsträger . . . . .   | 64        |
| 4.7.2    | Prognosegenauigkeit . . . . .  | 64        |
| <b>5</b> | <b>Untersuchung von Maßnahmen</b>  | <b>67</b> |
| 5.1      | Wärmemanagement Maßnahmen . . . . .                                      | 67        |
| 5.1.1    | Wärmespeicher . . . . .  | 67        |
| 5.1.2    | Stehende Wasserpumpe (SWP) . . . . .                                     | 74        |
| 5.1.3    | Volumenstrom Vollabspernung . . . . .                                    | 76        |
| 5.1.4    | Split Cooling . . . . .  | 80        |
| 5.1.5    | Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmmer (IAGK) . . . . .             | 83        |
| 5.1.6    | Einfluss der Wandtemperatur auf $NO_x$ und Kraftstoffverbrauch . . . . . | 85        |
| 5.2      | Abwärmenutzung . . . . .   | 88        |
| 5.2.1    | Abgaswärmetauscher . . . . .   | 89        |
| 5.2.2    | Thermoelektrischer Generator . . . . .                                   | 91        |
| 5.3      | Hybridisierung . . . . .   | 96        |
| 5.3.1    | Start-Stopp Funktion . . . . .   | 96        |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 5.3.2    | Bremsenergie-Rückgewinnung (Rekuperation) . . . . .  | 98         |
| 5.3.3    | Lastpunktanhebung . . . . .                          | 99         |
| 5.4      | Bewertung untersuchter Einzelmaßnahmen . . . . .     | 101        |
| 5.5      | Kombination von Maßnahmen . . . . .                  | 102        |
| 5.6      | Zusammenfassung der untersuchten Maßnahmen . . . . . | 103        |
| <b>6</b> | <b>Zusammenfassung und Ausblick</b>                  | <b>105</b> |



# Abkürzungs- und Formelverzeichnis

## Nomenklatur - Formelzeichen

|                |   |
|----------------|---|
| $\alpha_G$     | Wärmeübergangszahl  |
| $\alpha$       | Seebeck Koeffizient   |
| $A_M$          | Oberfläche Motor  |
| $b$            | Breite [ $mm$ ]   |
| $c_p$          | spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck [ $J/kgK$ ] |
| $\delta_W$     | Wandstärke  |
| $d$            | Durchmesser [ $mm$ ]  |
| $\varepsilon$  | Emissionsverhältnis   |
| $\eta$         | dynamische Viskosität [ $Ns/m^2$ ]                          |
| $\eta$         | Wirkungsgrad [-]  |
| $\dot{H}_A$    | austretender Enthalpiestrom                                 |
| $\dot{H}_E$    | eintretender Enthalpiestrom                                 |
| $i$            | Übersetzungsverhältnis [-]                                  |
| $I$            | polares Trägheitsmoment [ $kgm^2$ ]                         |
| $I$            | Strom [A]   |
| $k$            | Konstante [-]   |
| $\lambda_W$    | Wärmeleitzahl   |
| $L$            | Länge [ $mm$ ]  |
| $m$            | Masse [ $kg$ ]  |
| $\dot{m}$      | Massenstrom [ $kg/s$ ]                                      |
| $M_R$          | Reibmoment [Nm]   |
| $\nu$          | kinematische Viskosität [ $m^2/s$ ]                         |
| $n$            | Drehzahl [ $min^{-1}$ ]                                     |
| $N$            | Anzahl [-]  |
| $Nu$           | Nusselt Zahl [-]  |
| $P$            | Leistung [W]  |
| $p$            | Druck [ $bar$ ]   |
| $p_e$          | effektiver Mitteldruck [ $bar$ ]                            |
| $p_i$          | indizierter Mitteldruck [ $bar$ ]                           |
| $p_r$          | Reibmitteldruck [ $bar$ ]                                   |
| $Pr$           | Prandtl Zahl [-]  |
| $P_R$          | Reibleistung  |
| $P_{WP}$       | Leistung der Wasserpumpe                                    |
| $\dot{Q}_{Ab}$ | abgegebener Wärmestrom                                      |

|                 |   |
|-----------------|---|
| $\dot{Q}_{Br}$  | Kraftstoffenergiestrom                    |
| $\dot{Q}_{Km}$  | Wärmestrom in das Kühlmittel              |
| $\dot{Q}_{MO}$  | Wärmestrom in das Motoröl                 |
| $\dot{Q}_R$     | Wärmestrom durch Reibung                  |
| $\dot{Q}_{Str}$ | Wärmestrom durch Strahlung                |
| $\dot{Q}_U$     | Wärmestrom an die Umgebung                |
| $\dot{Q}_W$     | Wandwärmeübergang                         |
| $\rho$          | Dichte [ $kg/m^3$ ]                       |
| $Re$            | Reynolds Zahl [-]                         |
| $\sigma$        | Strahlungskonstante des schwarzen Körpers |
| $T$             | Temperatur [ $^{\circ}C$ ]                |
| $T_{AM}$        | Oberflächentemperatur Motor               |
| $T_U$           | Umgebungstemperatur                       |
| $u$             | Umfangsgeschwindigkeit [ $m/s$ ]          |
| $U$             | Spannung [V]                              |
| $\omega$        | Winkelgeschwindigkeit [ $s^{-1}$ ]        |
| $\psi$          | relatives Lagerspiel [-]                  |

## Nomenklatur - Indices

|      |                 |
|------|-----------------|
| Antr | Antriebsstrang  |
| B    | Brennstoff      |
| B    | Bauteil         |
| C    | Cold            |
| e    | effektiv        |
| EL   | elektrisch      |
| G    | Getriebe        |
| H    | high            |
| HD   | Hochdruck       |
| hyd  | hydraulisch     |
| is   | isentrop        |
| L    | Low             |
| L    | Lager           |
| mech | mechanisch      |
| Mot  | Motor           |
| n.T. | nach Turbine    |
| n.V. | nach Verdichter |
| PL   | Pleuel          |
| T    | Turbine         |
| V    | Ventil          |
| V    | Verdichter      |
| v.T. | vor Turbine     |
| v.V. | vor Verdichter  |
| W    | Warm            |
| W    | Welle           |
| Z    | Zylinder        |

## Abkürzungen

|      |                               |
|------|-------------------------------|
| AGB  | Ausgleichsbehälter            |
| AGR  | Abgasrückführung              |
| AGRK | AGR-Kühler                    |
| AGS  | Abgassystem                   |
| AGWT | Abgaswärmetauscher            |
| AL   | Aluminium                     |
| ASFZ | außerstädtischer Fahrzyklus   |
| ATL  | Abgasturbolader               |
| BDE  | Benzin Direkteinspritzer      |
| BSE  | Benzin Saugrohreinspritzer    |
| bzw. | beziehungsweise               |
| CWS  | chemischer Wärmespeicher      |
| DDE  | Diesel Direkteinspritzer      |
| DoE  | Design of experiments         |
| ECU  | Engine control unit           |
| ES   | Einlassschluss                |
| FD   | Feuerdeck                     |
| GG   | Grauguss                      |
| GEN  | Generator                     |
| HKR  | Heizkreis                     |
| HL   | Hauptlager                    |
| HÖK  | Hauptölkanal                  |
| HWT  | Heizungswärmetauscher         |
| KG   | Kurbelgehäuse                 |
| KMK  | Kühlmittelkühler              |
| KO   | Kolbengruppe                  |
| kum  | kumuliert                     |
| KW   | Kurbelwelle                   |
| LG   | Lagergehäuse                  |
| LLK  | Ladeluftkühlung               |
| LPA  | Lastpunktanhebung             |
| NEFZ | neuer europäischer Fahrzyklus |
| NFZ  | Nutzfahrzeug                  |
| ÖP   | Ölpumpe                       |
| ÖWWT | Öl-Wasser-Wärmetauscher       |
| phys | physikalisch                  |
| PKW  | Personenkraftwagen            |
| PL   | Pleuel                        |
| rel. | relativ                       |
| SFZ  | Stadtfahrzyklus               |
| SOC  | State of Charge - Ladezustand |

|     |                       |
|-----|-----------------------|
| TG  | Turbinengehäuse       |
| VG  | Verdichtergehäuse     |
| VP  | Vakuumpumpe           |
| VT  | Ventiltrieb           |
| WM  | Wärmemanagement       |
| WP  | Wasserpumpe           |
| WS  | Wärmespeicher         |
| ZK  | Zylinderkopf          |
| ZKG | Zylinderkurbelgehäuse |

# 1 Einleitung

Der Einfluss menschlicher Aktivitäten auf das Weltklima steht seit Jahren im Fokus der Öffentlichkeit. Durch den Vergleich von Aufzeichnungen der letzten Jahrzehnte hat sich die anfängliche Hypothese eines Klimawandels bestätigt. Aus diesem Grund haben in der Zwischenzeit fast alle Nationen den Klimaschutz zum wesentlichen Bestandteil ihrer Umweltpolitik erklärt. Auch die europäische Union betrachtet den Klimawandel als das größte Umweltproblem, weshalb die Reduzierung der anthropogenen Treibhausgase zentraler Bestandteil einer gesamteuropäischen Umweltpolitik ist [46].

Der weltweit größte Ausstoß an anthropogenen  $CO_2$ -Emissionen stammt aus Kraftwerken (24%), gefolgt von Haushalten (23%), Industrieanlagen (19%) sowie der Vernichtung von Biomasse (Abholzung). Der globale Straßenverkehr (PKW und NFZ) trägt einen Anteil von ca. 12% [46].

Die Intensivierung der Diskussion um mögliche Auswirkungen anthropogener  $CO_2$ -Emission und Endlichkeit fossiler Brennstoffe sorgt damit auch in der Automobilindustrie für strenger werdende Rahmenbedingungen [45].

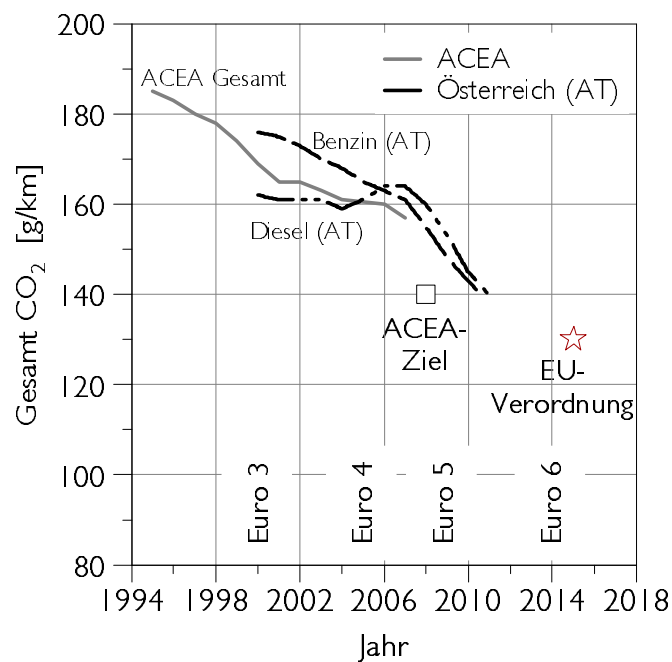


Abbildung 1.1:  $CO_2$ -Emissionen neu zugelassener PKW (Zeitraum: 1995 - 2011) [55], [62]

## 1 Einleitung

So hatte sich die Vereinigung der europäischen Automobilindustrie (ACEA) zum Ziel gesetzt, den kilometerbezogenen  $CO_2$ -Ausstoß von durchschnittlich 186g  $CO_2$ /km in 1995 auf einen Durchschnittswert von 140g  $CO_2$ /km bis zum Jahr 2008, sowie auf 120g  $CO_2$ /km bis zum Jahr 2012 zu senken, was einem Verbrauch von 5.1 Liter/100km Otto- bzw. 4.5 Liter/100km Dieselmotorkraftstoff entspricht [46].

Zwar konnte die Effizienz der Personenkraftwagen im Zeitraum zwischen 1995 und 2008 um ca. 15% verbessert werden, der Emissionsverminderungstrend reichte jedoch nicht aus, um die ACEA Selbstverpflichtung als erfolgreich zu prognostizieren (Abbildung 1.1). Neben dem Fehlen eines internen Mechanismus, der die Hersteller gezwungen hätte, die notwendigen Maßnahmen tatsächlich konsequent zu ergreifen [55], wurde die Zielerreichung durch den Zielkonflikt zwischen Kundenwünschen wie Komfort, Sicherheit und dem Trend zu immer größeren Fahrzeugen, sowie ständig strenger werdenden Emissionsgesetzgebungen, erschwert. So stieg etwa im Zeitraum zwischen 1995 und 2008 die durchschnittliche Motorleistung um rund 34% [1], der durchschnittliche Hubraum um 3% [2].

Deshalb haben sich Rat und Parlament auf ein neues Gesamtkonzept zur Verringerung der  $CO_2$ -Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen geeinigt, das das Erreichen des Gemeinschaftsziels von 120g  $CO_2$ /km bis 2012 im Rahmen eines wettbewerbsfähigen Regelungssystems für das 21. Jahrhundert vorsieht [55]. Als Bonus können davon 10g durch zusätzliche Maßnahmen, die per se nicht in den direkten Zusammenhang mit dem Motor bzw. Antriebsstrang stehen, wie z.B. der Einsatz von Biokraftstoffen oder der Einbau energieeffizienter Klimaanlage, angerechnet werden. Diese EU-Verordnung schreibt vor, dass ab 2012 jeder Autohersteller für einen bestimmten Prozentsatz seiner Neuwagenflotte den durchschnittlichen Grenzwert von 130g  $CO_2$ /km einhalten muss. Dieser Grenzwert gilt für folgende Anteile der Neuwagenflotte eines jeden Herstellers und wird bis 2015 kontinuierlich erhöht [68]:

- 65% ab 2012
- 75% ab 2013
- 80% ab 2014
- 100% ab 2015

Eine Nichterreichung dieser Grenzwerte sieht vor, dass für das erste zusätzliche Gramm  $CO_2$  fünf Euro, das zweite 15 Euro, das dritte 25 Euro und ab dem vierten 95 Euro Strafsteuer fällig wird [68].

Diese drastische Verschärfung der Grenzwerte bewirkt zahlreiche Änderungen in den Entwicklungsaktivitäten der Automobilhersteller, da eine Zielerreichung mit Einzelmaßnahmen, aufgrund begrenzter Potenziale, nicht mehr möglich sein wird. Es bedarf eines Gesamtkonzepts, das alle auftretenden Verluste am System „Fahrzeug“ reduziert. Neben dem Einsatz von Leichtbau, einer reibungsoptimierten Mechanik bei gleichzeitig verbesserten Brennverfahren, muss auch der Motorwarmlauf optimiert werden, da in dieser Phase erhöhte Reibung und damit Kraftstoffverbrauch auftritt.

## 1 Einleitung

Eine Bewertung unterschiedlicher Maßnahmen zur Verkürzung des Motorwarmlaufs kann über experimentelle Versuche oder über Simulationsrechnungen erfolgen. Speziell Kombinationen von Maßnahmen lassen sich durch Prüfstandsmessungen schwer realisieren. Aus diesem Grund bietet sich besonders die Simulation an, da so die Zahl an zeit- und kostenintensiven Untersuchungen reduziert werden kann. Aufgrund der auf nur einige Prozentpunkte eingeschränkten Verbrauchspotenziale (Grenzpotenzial) bedarf es allerdings Modelle, die eine ausreichend genaue Erfassung des thermischen Verhaltens und der Reibungsverhältnisse zulassen, um Verbrauchsaussagen zu ermöglichen.

Damit ergeben sich gewisse Anforderungen an die Genauigkeiten thermischer Simulationsmodells. Die Größenordnung der erlaubten Abweichungen in den Subsystemen eines Motormodells sollen als Ziel der Arbeit ebenso behandelt werden, wie die Auswirkungen von Unsicherheiten in den Eingabeparametern. Sind diese Zahlenwerte bekannt, lassen sich über einen methodischen Ansatz thermische Modelle für verschiedene Motoren ableiten. Mit mehreren Motormodellen sollen im Anschluss eine Fülle von Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen untersucht und in Hinblick auf Verbrauch bewertet werden. Zusätzlich sollen mit Hilfe dieser Untersuchungen auch jene Parameter eines Motors gefunden werden, die für die Verbrauchseffekte entscheidend sind.



## 2 Stand der Technik

Durch die drastische Verschärfung der  $CO_2$ -Grenzwerte in den letzten Jahren hat auch das Interesse am Motorwärme- und Energiemanagement zugenommen. Aus diesem Grund beschäftigen sich zahlreiche Forschungseinrichtungen und Unternehmen mit diesem Thema, was durch die große Menge an Veröffentlichungen belegt wird.

Mit Hilfe einer Analyse diverser Publikationen sollen nun neben den gewählten Simulationsansätzen für die Subsysteme eines thermischen Motormodells auch mögliche Maßnahmen zur Warmlaufverkürzung und Optimierung des Energiemanagements gefunden werden.

### 2.1 Simulationsumgebung

Alle in der Literatur veröffentlichten thermischen Motorwarmlaufmodelle bestehen aufgrund ihrer Komplexität aus einer Vielzahl an Teilsystemen, die miteinander kommunizieren. Die Modellierung dieser multidisziplinären Systeme und deren Interaktion lässt sich in zwei verschiedenen Simulationsumgebungen realisieren [17], [41]:

- Monolithischer Ansatz
- Co-Simulation

#### 2.1.1 Monolithischer Ansatz

Beim monolithischen Ansatz beinhalten alle Teilsysteme die für die Modellierung notwendigen Informationen in einer einzigen Simulationsumgebung [12]. Dies sorgt für einfache Schnittstellen, kurze Rechenzeiten und eine problemlose Bedienung.

Aufgrund des Nachteils, dass auch bereits bestehende Systeme anderer Softwareumgebungen neu aufgebaut werden müssen, geht jedoch der Trend zur Co-Simulation [41].

#### 2.1.2 Co-Simulation

Die Co-Simulation ist durch die Kopplung einzelner Programme gekennzeichnet [60]. Sie verfolgt damit den Weg, bestehende Systeme und damit bestehendes Know-how zu koppeln [41].

Neben der Möglichkeit, dass jedes Subsystem mit jedem anderen kommuniziert, was zu sehr vielen Schnittstellen, schwierigem Support, sowie komplexer Bedienung führt, wird für thermische Motormodelle hauptsächlich der „Middleware“ Ansatz verfolgt. Jedes Subsystem kommuniziert dabei nur mit einer zentralen Stelle, der sogenannten Middleware [41]. Diese Middleware beinhaltet zum einen die Schnittstellen zu den einzelnen Berechnungsprogrammen und fungiert zum anderen als Datenserver, der auch die Synchronisation

des Datenaustauschs verwaltet. Damit wird nur ein Interface für den Datenaustausch zwischen dem Client und dem Server benötigt, was für vereinfachte Schnittstellen und äußerst flexible Systeme sorgt [60].

## 2.2 Modellaufbau

Trotz der Unterschiede in der Wahl der Simulationsumgebung bestehen alle veröffentlichten Motorwarmlaufmodelle aus zumindest sechs Subsystemen:

- Thermisches Modell
- Fluidkreise (Kühl- und Schmierkreis)
- Gasseitiger Wärmeeintrag
- Reibungsmodell
- Verbrauchsmodell

Neben diesen Teilmodellen enthalten einige Veröffentlichungen weitere Motorkomponenten. So werden je nach gewählter Systemgrenze Subsysteme wie die Abgasanlage [32] und das Getriebe [21], [42], [63] modelliert. Da die Entwicklungsaktivitäten in Richtung thermischer Gesamtfahrzeugsimulation gehen, werden vermehrt auch Komponenten wie das Differenzial, die Reifen oder auch der Motor- bzw. Fahrgastinnenraum modelliert [21], [63].

## 2.3 Thermisches Modell

In diesem Teilsystem wird die Motorstruktur beschrieben, wobei in allen Veröffentlichungen reduzierte Punktmassen und lineare Wärmeleitungsbeziehungen für einen repräsentativen Einzylinder zur Anwendung kommen. Die Aufteilung der Motorstruktur in einzelne Ersatzmassen ist grundsätzlich frei wählbar, weshalb sich diese in den Veröffentlichungen klar unterscheiden. Neben sehr einfachen Ansätzen mit nur wenigen Massen, gibt es auch detaillierte Ansätze mit deutlich mehr als zehn Ersatzmassen.

### 2.3.1 Grobe thermische Modelle

Die am häufigsten in der Literatur zu findenden einfachen Modelle sind Vier- und Fünf-massenmodelle [42], [54], [59], [65].

Beim Vier-Massen-Modell von Stroh et al. [65] oder aber auch von Lux et al. [42], wird die Wärmekapazität des Gesamtmotors auf vier Teilwärmekapazitäten aufgeteilt. Jeweils zwei Massen werden der Öl- und zwei der Kühlmittelseite zugeordnet. Eine Masse ist dabei direkt mit dem jeweiligen Kreislauf verbunden, wobei der Wärmeaustausch als ideal angenommen wird [42]. Bei der zweiten Masse handelt es sich um eine periphere Masse, die durch den höheren thermischen Widerstand verzögert aufgeheizt wird [65]. Da sich mit

diesem Ansatz keine Abkühlversuche simulieren lassen, wird das thermische Netz in einigen Arbeiten um eine fünfte, „heiße“ Masse („Fünf-Massen Modell“) ergänzt [54]. Durch den direkten Wärmeaustausch mit der Verbrennungswärme bildet diese Masse den Brennraum ab. Die zwei anderen Massen werden damit nur noch von der Reibungswärme direkt beeinflusst [54]. Die Parametrierung der Massen und Wärmeleitungen dieser beiden Modellansätze erfolgt mit Hilfe standardisierter Tests am Motorprüfstand [65].

Ein anderer Ansatz eines Vier-Massen-Modells wird von Samhaber [59] vorgestellt. Die Massen werden nicht in solche, die direkt und indirekt von den Fluidkreisen beeinflusst werden unterteilt, sondern in die einzelnen Motorkomponenten Kolben, Zylinderkopf, Zylinderkurbelgehäuse und periphere Masse. Damit sind für die Parametrierung keine zusätzlichen Prüfstandstests erforderlich, da eine Bedatung mit vorhandenen CAD Daten erfolgen kann.

### 2.3.2 Detaillierte thermische Modelle

Von Samhaber [59] werden zwei weitere mögliche Detaillierungsgrade thermischer Modelle vorgestellt, welche ebenfalls über CAD Daten parametrierbar sind. Es handelt sich um die Modellierungsstufen „mittel“ und „fein“, welche aus 14 bzw. 16 Ersatzmassen bestehen.

Basierend auf der Modellierungsstufe „mittel“ wird von Beichtbuchner [5] ein thermisches Modell mit 17 Ersatzmassen vorgestellt. Als wesentliche Ergänzungen enthält dieses Modell die Ersatzmassen *Lager*, *Lagerbock* und *Krümmmer*.

Noch detailliertere Ansätze mit über 20 Ersatzmassen werden beispielsweise in Motorwarmlaufmodellen von Regner et al. [56] oder von Veshagh und Chen [70] vorgestellt. Diese enthalten zusätzliche Punktmassen für *Einlasskanal*, *Ventile* und *Pleuel*.

## 2.4 Fluidkreise

Die Fluidkreise beinhalten Schmier- und Kühlkreis, wobei auch in den einfachen Ansätzen von thermischen Motormodellen sowohl der Kühl- als auch der Ölkreis getrennt modelliert werden. Zusätzlich wird der Wärmeaustausch zwischen diesen beiden Kreisen über den Öl-Wasser Wärmetauscher (ÖWWT) berücksichtigt.

### 2.4.1 Schmierkreis

Im Wesentlichen lässt sich auch die Modellierung des Schmierkreises in grobe und detaillierte Ansätze unterteilen.

Die einfachsten Schmierkreismodelle werden bei groben thermischen Modellen verwendet (Vier- bzw. Fünf-Massen Modell), wobei diese lediglich den ÖWWT, die Ölpumpe und einen idealisierten Wärmeaustausch Öl - Motorstruktur berücksichtigen [42], [65].

In einer geringen Zahl an Veröffentlichungen werden detailliertere Schmierkreise für thermische Motormodelle vorgestellt. In den Arbeiten von Samhaber [59] und Beichtbuchner [5] wird ein Modell verwendet, das alle Komponenten des Ölkreises enthält. Neben dem

ÖWWT, der Ölpumpe und einer sehr vereinfachten Berücksichtigung des Absteuerverhaltens der Pumpe über ein Ventil und einen PID-Regler, werden auch die Ölwanne sowie die wichtigsten Pfade zu den Reibstellen berücksichtigt. An vier Stellen dieser Pfade erfolgt der Wärmeaustausch zur Struktur (Zylinderkopf, Kolbenkühlung, Kurbelwelle und Zylinderkurbelgehäuse), wobei als Wärmeübergangsbeziehung ein Ansatz nach Dittus Boelter verwendet wird (Gleichung 2.1) [5],[59].

$$Nu = aRe^bPr^c \quad (2.1)$$

Damit zeigt sich zusammenfassend, dass mit der Wahl des Detaillierungsgrades des thermischen Netzes auch die Modellierungstiefe des Schmierkreises einhergeht.

### 2.4.2 Kühlkreis

Im Gegensatz zu Modellierungen des Schmierkreises sind in den veröffentlichten Arbeiten zur Modellierung des Kühlkreises alle wesentlichen Komponenten des realen Motors berücksichtigt (Wasserpumpe, ÖWWT, Heizkreis, Fahrzeugkühler, Thermostat, ...). Vereinfachungen ergeben sich etwa bei den groben Vier- und Fünf-Massenmodellen aus dem idealisierten Wärmeaustausch zur Struktur [64].

Detaillierte Motormodelle berücksichtigen an zumindest zwei Stellen des Motors (Zylinderkurbelgehäuse, Zylinderkopf) einen Wärmeaustausch zur Struktur. Auch hier wird der Ansatz nach Dittus Boelter gewählt [5], [59].

## 2.5 Gasseitiger Wärmeeintrag

Dieses Teilmodell beschreibt den aus dem Verbrennungsprozess entstehenden Wärmeeintrag, wobei dieser üblicherweise über eine Leistungsbilanz oder mit Hilfe einer Motorprozessrechnung berechnet wird. Weitere Möglichkeiten wie die Ermittlung über Wärmestrommessungen werden aufgrund des Aufwandes nur in Ausnahmefällen durchgeführt [57].

### 2.5.1 Leistungsbilanz

Für einfache thermische Motormodelle mit einer geringen Modellierungstiefe erfolgt die Bestimmung des gasseitigen Wärmeeintrags häufig über globale Leistungsbilanzen. Mittels Kennfeldmessungen werden diese betriebspunktabhängig aufgestellt, um so den Verbrennungswärmeeintrag zu berechnen.

Dazu wird der gesamte Wärmeeintrag ausgehend von der Differenz der zugeführten chemischen Kraftstoffleistung, der mechanischen Leistung, des Abgasenthalpiestroms sowie des über den Ladeluftkühler abgeführten Wärmestroms bestimmt [21]. Dieser gesamte Wärmeeintrag enthält neben der Reibleistung auch den gesuchten Wandwärmestrom, wobei die Reibleistung wesentlich von der Öltemperatur und der Wandwärmestrom von der Kühlmitteltemperatur abhängt. Über eine Näherungsformel wird die Reibleistung bestimmt. Der gesuchte gasseitige Wärmeeintrag ist dann die Differenz aus dem gesamten Wärmestrom und der berechneten Reibleistung [42].

### 2.5.2 Motorprozessrechnung

Im zweiten häufig verwendeten Ansatz wird für die Bestimmung des Wärmestroms auf die nulldimensionale Verbrennungsrechnung zurückgegriffen [70]. Mit einem Einzonenmodell wird die örtlich gemittelte Gastemperatur über den Kurbelwinkel berechnet. Die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt mit aus der Literatur bekannten halbempirischen Beziehungen (z.B.: Woschni, Bargende, LEC-HTM, ...) [59].

Aus Rechenzeitgründen werden die so gewonnenen zyklusaufgelösten Werte über das Arbeitsspiel gemittelt [59], [70]. Aus dem Wärmeübergangskoeffizienten und der Gastemperatur wird der Wärmeeintrag mit Hilfe des Newton'schen Ansatzes bestimmt. Die dafür noch fehlende Wärmeübergangsfläche stammt aus Geometriedaten und die Bauteiltemperatur aus Simulationsergebnissen des thermischen Modells. Je nach gewählter Diskretisierung des Systems „Brennraum“ erfolgt die Aufteilung des gesamten Wärmestroms auf die einzelnen Ersatzmassen über eine Gewichtung der Flächen [59].

Da die applikatorischen Eingriffe im Motorwarmlauf den Wärmeeintrag wesentlich beeinflussen können, wird dieser über Korrekturfunktionen in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur berücksichtigt [5], [59].

Üblicherweise werden in allen Veröffentlichungen die betriebspunktabhängig gewonnenen Daten einer Leistungsbilanz oder Motorprozessrechnung in Form von Kennfeldern hinterlegt. Salbrechter et al. beschreiben neben dem kennfeldbasierten Ansatz eine weitere Möglichkeit [57]. In diesem parameterbasierten Modell für Ottomotoren wird der Wärmeeintrag als Funktion verschiedener Motorparameter beschrieben. Die dafür notwendigen Formelsätze werden mit Hilfe des statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments - DoE) erzeugt und berücksichtigen die entscheidenden Betriebspunkt- und ECU Parameter. Damit erhält man für den untersuchten Motor ein allgemein gültiges Wärmeeintragsmodell, das allerdings ein genaues ECU Modell voraussetzt.

## 2.6 Reibungsmodell

So wie die thermischen Modelle lassen sich auch die Reibungsansätze in verschiedene Detaillierungsgrade untergliedern.

### 2.6.1 Einfache Reibungsmodelle

Derartige Reibungsansätze arbeiten mit Kennlinien bzw. Kennfeldern. So wird der Reibmitteldruck des kennlinienbasierten Modells von Veshagh und Chen lediglich aus der Motordrehzahl ermittelt. Die Gesamtreibung wird auf fünf Reibstellen aufgeteilt, wobei für die Bestimmung der Reibanteile ein Ansatz nach Patton gewählt wird. Temperatureinflüsse werden nicht berücksichtigt [70].

Stroh et al. [65] verwenden einen kennfeldbasierten Reibungsansatz. Die Berechnung erfolgt über eine Interpolation in Abhängigkeit von Drehzahl und Öltemperatur. Aufgrund

der geringen Massenanzahl (vier und fünf Massen) des thermischen Modells erfolgt keine Aufteilung in Einzelreibanteile.

### 2.6.2 Empirische Modelle

Ein verbreiteter empirischer Ansatz ist jener von Schwarzmeier [63], [64], [72]. Dieser Ansatz basiert auf der Vorgabe des Reibmitteldrucks in einem einzigen bekannten Betriebspunkt und auf der Berechnung der Reibmitteldruckänderung durch Variation der Betriebsparameter oder der Randbedingungen. Auf diese Art können geometrische und konstruktive Details des Motors im Betriebspunkt berücksichtigt werden. Die wichtigsten Modellparameter sind die Drehzahl, die Motorlast und das thermische Niveau des Motors [63].

Die Berechnung erfolgt nach folgender Gleichung [44]:

$$\begin{aligned}
 p_{mr} = p_{mrX} + C_1 & \left( \frac{c_m}{T_{Zylw}^{1.68}} - \frac{c_{mX}}{T_{Zylw}^{1.68}} \right) + C_2 \left( \frac{p_{me}}{T_{Zylw}^{1.68}} - \frac{p_{meX}}{T_{Zylw}^{1.68}} \right) \\
 & + C_3 \left( \frac{(dn)^2}{T_{Ol}^{1.49}} - \frac{(dn)^2}{T_{OlX}^{1.49}} \right) \\
 & + C_4 \left( (1 - 0.0012c_m) p_{me}^{1.35} - (1 - 0.012p_{meX}^{1.35}) \right) \\
 & + C_5 (n^2 - n_X^2) \\
 & + C_6 \left( \frac{p_{me}}{T_{Ol}^{1.49}} - \frac{p_{meX}}{T_{Ol}^{1.49}} \right) \tag{2.2}
 \end{aligned}$$

Der erste Term  $p_{mrX}$  der Gleichung 2.2 beschreibt den Reibmitteldruck in einem bekannten Betriebspunkt. Der zweite und dritte Term berechnet den Einfluss der Kolbengruppe in Abhängigkeit von Gleitgeschwindigkeit, Temperatur und Motorlast. Im vierten Glied wird die Reibung der Grund- und Pleuellager beschrieben. Der fünfte Term berechnet den Einfluss der Einspritzpumpe auf den Reibmitteldruck. Im vorletzten Term wird der Einfluss der Nebenaggregate sowie des Kühlgebläses bestimmt, und der letzte Term erweitert das Modell auf Temperaturen unterhalb des normalen Betriebsniveaus [44]. Der Gültigkeitsbereich ist mit rund 40°C Öltemperatur limitiert [63].

### 2.6.3 Physikalisch empirische Modelle

Ein Großteil der veröffentlichten Arbeiten zum Thema thermische Motorwarmlaufmodellierung verwendet kennfeldbasierte bzw. empirische Ansätze zur Beschreibung der Reibung [34], [63], [64], [65], [70], [72].

Lediglich in einer geringen Zahl an Publikationen werden detailliertere Reibungsansätze in thermischen Motormodellen verwendet [5], [64], [59]. Dabei handelt es sich durchwegs um physikalisch empirische Modelle. Diese stellen eine Kombination aus tribologischen Grundgesetzen und empirischen Ergebnissen dar [6]. Neben physikalischen Zusammenhängen, die sich etwa aus dem Drehzahleinfluss oder den Geometriedaten ergeben, beinhalten solche Modelle auch empirische Ergebnisse, die zur Abstimmung benötigt werden.

Beispielhaft sollen zwei typische Vertreter an physikalisch empirischen Reibungsmodellen für einen Otto- bzw. Dieselmotor vorgestellt werden.

### 2.6.3.1 „Improved Friction“ Modell [58]

Von Patton, Nitsschke und Heywood wurden mehrere Ottomotoren untersucht und aus den Ergebnissen ein allgemein gültiges Reibungsmodell abgeleitet. Aufgrund ständiger Reibungsverbesserungen verlor dieser Ansatz jedoch an Gültigkeit, weshalb Sandoval und Heywood 2003 einen überarbeiteten Reibungsansatz vorstellten.

Die Reibung wird in vier Reibanteile unterteilt. Neben der Kurbelwelle sind dies noch die Kolbengruppe, der Ventiltrieb und die Nebenaggregate. Jeder Reibanteil besteht wiederum aus empirischen Termen und Abhängigkeiten, die die Schmierungstheorie berücksichtigen. Viskositätseinflüsse werden in allen Teilmodellen des Reibungsmodells über das Verhältnis von aktueller Temperatur zu einer Referenztemperatur berücksichtigt, wobei die Öltemperatur als die reibrelevante Temperatur gewählt wird. Der Gültigkeitsbereich dieses Modells liegt in etwa im Bereich zwischen 20°C und 90°C.

### 2.6.3.2 IVT Reibungsmodell [5]

Von Beichtbuchner wird ein Rechenansatz eines allgemein gültigen Reibungsmodells für Dieselmotoren vorgestellt. Dieses Modell wurde speziell für den Einsatz in thermischen Motormodellen entwickelt und erlaubt daher einen Einsatz im gesamten Temperaturbereich bis hin zu sehr tiefen Temperaturen. Das Modell basiert auf den Erkenntnissen von Sandoval und Heywood [58], Fischer [13], sowie empirischen Ergebnissen. Im Unterschied zu Sandoval und Heywood werden einerseits die wichtigsten Nebenaggregate des Motors getrennt modelliert, andererseits erfolgt eine Gewichtung des Viskositätseinflusses über einen Exponenten  $e_i$ .

#### Kurbelwelle

Die Reibung der Kurbelwelle wird mit drei verschiedenen Gleichungen berechnet. In Gleichung 2.3 wird die Reibung in den Lagern berücksichtigt. Neben der linearen Drehzahlabhängigkeit dient die Temperatur der Lagerstelle als reibrelevante Temperatur.

$$pr_{KW2} = a_{KW2} \frac{n_{LA,KW}}{V_H} \frac{D_{LA,KW}^2 L_{LA,KW}}{\psi(T_{LA})} N \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{LA}) \right)^{e_{KW2}} \quad (2.3)$$

Auftretende aerodynamische Verluste werden mit Gleichung 2.4 beschrieben.

$$pr_{KW3} = a_{KW3} \frac{S}{B} N^2 \quad (2.4)$$

Die Gleichung 2.5 berücksichtigt die Reibung an den Wellendichtringen.

$$pr_{KW1} = a_{KW1} \frac{n_{D,KW}}{V_H} D_{LA,KW} \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{OEL}) \right)^{e_{KW1}} \quad (2.5)$$

### Kolbengruppe

Die an den Kolbenringen und dem Kolbenhemd entstehende Reibung wird mit Gleichung 2.6 beschrieben. Unter der Annahme hydrodynamischer Schmierung bei konstanter Schmiermittelviskosität und Schmierfilmdicke kann ein linearer Zusammenhang zwischen Reibung und Drehzahl angenommen werden. Als reibrelevante Temperatur dient die Zylinderbuchsentemperatur.

$$pr_{KG2} = a_{KG2} \frac{n_Z}{V_H} S N \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{BU}) \right)^{e_{KG2}} \quad (2.6)$$

Die Vorspannung der Kolbenringe wird in Gleichung 2.7 berechnet. Sie stellt einen der Haupteinflussparameter auf die Reibleistung der Kolbengruppe dar. Veränderungen der Tangentialkräfte wirken in der Regel gleichmäßig über den gesamten Drehzahlbereich.

$$pr_{KG1} = a_{KG1} \frac{n_Z}{V_H} \sum F_t C r \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{BU}) \right)^{e_{KG1}} \quad (2.7)$$

Aerodynamische und hydraulische Verluste wie Ventilation des Triebwerks, Pumpwirkung der Kolbenunterseite sowie Ölpantschen werden mit einem quadratischen Anteil berücksichtigt (Gleichung 2.8).

$$pr_{KG3} = a_{KG3} N^2 \quad (2.8)$$

Die Reibung der Pleuellager wird so wie bei Sandoval und Heywood im Teilmodell der Kolbengruppe berücksichtigt (siehe Gleichung 2.9).

$$pr_{KG4} = a_{KG4} \frac{n_{LA,PU}}{V_H} D_{LA,PU}^2 L_{LA,PU} N \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{LA}) \right)^{e_{KG4}} \quad (2.9)$$

### Ventiltrieb

Durch  $pr_{VT1}$  erfolgt eine Berücksichtigung der Mischreibung des Rollenabgriffs und der Ventilführung (Gleichung 2.10).

$$pr_{VT1} = a_{VT1} \frac{n_V}{V_H} L_V \left( 1 + \frac{500}{N} \right) \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{OEL}) \right)^{e_{VT1}} \quad (2.10)$$

Die Wälzreibung des Rollenabgriffs und der hydrodynamische Anteil der Reibpaarung Ventilschaft - Ventilführung wird mit Gleichung 2.11 beschrieben.

$$pr_{VT2} = a_{VT2} \frac{n_V}{V_H} L_V^{1.5} N^{0.5} \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{OEL}) \right)^{e_{VT2}} \quad (2.11)$$

Die Reibung in den Gleitlagern der Nockenwellen wird über den gleichen Ansatz, der auch für die übrigen Gleitlager des Motors eingesetzt wird, berechnet (Gleichung 2.12).

$$pr_{VT3} = a_{VT3} \frac{n_{LA,VT}}{V_H} \frac{D_{LA,VT}^2}{L_{LA,VT}} \psi_{LA,VT} N \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{OEL}) \right)^{e_{VT3}} \quad (2.12)$$



Reibung, die im Kettentrieb entsteht, wird ebenfalls dem Ventiltrieb zugeordnet und wird in Gleichung 2.13 beschrieben.

$$pr_{VT4} = a_{VT4} \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{OEL}) \right)^{e_{VT4}} \quad (2.13)$$

### Ölpumpe

Die Charakteristik des Antriebsmomentes wird näherungsweise durch eine Gerade beschrieben (Gleichung 2.14). In diesem Modell wird zwischen zwei Betriebsbereichen „Absteuern“ und „nicht Absteuern“ unterschieden. Für jeden Betriebsbereich werden jeweils andere Steigungen der Geraden ( $a_{OELP2}$ ) verwendet.

$$pr_{OELP} = (a_{OELP1} + a_{OELP2}N) \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_{OELP}) \right)^{e_{OELP}} \quad (2.14)$$

Als reibrelevante Temperatur wird eine Mischtemperatur aus der Öltemperatur im Hauptölkanal und der Ölumpftemperatur verwendet (Gleichung 2.15).

$$T_{OELP} = b_{OELP}T_{OELW} + (1 - b_{OELP})T_{OEL} \quad (2.15)$$

### Wasserpumpe

Durch den Polynomansatz nach Gleichung 2.16 wird die Reibung der Wasserpumpe bestimmt. Eine Temperaturabhängigkeit wird mit dem Viskositätsverhältnis für das Kühlmittel gebildet, beinhaltet aber auch Temperatureinflüsse des Riemens.

$$pr_{WP} = a_1 + (a_2N + a_3N^2) \left( \frac{\mu}{\mu_{ref}} (T_W) \right)^{e_{WP}} \quad (2.16)$$

### Common Rail Pumpe, Generator

Beichtbuchner greift für die Berücksichtigung der Antriebsleistungen der Common Rail Pumpe und des Generators auf Herstellerdaten zurück. Temperaturabhängigkeiten werden nicht berücksichtigt.

## 2.7 Verbrauchsmodell

In fast allen Ansätzen zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs wird angenommen, dass sich die Verbrauchserhöhung nur durch die verglichen mit dem betriebswarmen Zustand erhöhten Reibung erklären lässt, was heißt dass sich der Mehrverbrauch nur im verschlechterten mechanischen Wirkungsgrad begründet. Veränderungen in den innermotorischen Abläufen werden vernachlässigt [5], [59].

Damit erfolgt die Bestimmung des eigentlichen Kraftstoffverbrauchs auf einem gemessenen Verbrauchskennfeld für den warmen Motor, das über Drehzahl und indizierte Last erfasst wird [61].

Wie für den gassetigen Wärmeeintrag schlagen Salbrechter et al. einen parameterbasierten

Ansatz auch für das Verbrauchsmodell vor [57]. Basis dieses Modells sind am Motorprüfstand durchgeführte Parametervariationen der wichtigsten ECU Größen. Aus den Verbrauchsergebnissen wird ein Funktional abgeleitet, das diese Motorapplikationsparameter enthält. Dieser Ansatz bietet den Vorteil, dass applikatorische Änderungen berücksichtigt werden können, setzt jedoch ein ECU Modell voraus.

### 2.8 Abgasturbolader

Die Modellierung des Abgasturboladers erfolgt in den einzelnen Veröffentlichungen thermischer Motorwarmlaufmodelle auf zwei Arten.

Im häufigsten Fall wird der Luftpfad durch Verdichter und Turbine modelliert, um daraus die Temperaturen nach Verdichter bzw. Turbine zu bestimmen. Neben den physikalischen Zusammenhängen liegen der Modellierung entsprechende Wirkungsgradkennfelder zugrunde. Die Berechnung erfolgt mit Hilfe der Isentropengleichung für Verdichter und Turbine unter Berücksichtigung des jeweiligen Wirkungsgrades. Für eine Temperaturbestimmung sind allerdings die Druckverhältnisse von Turbine und Verdichter notwendig. Diese werden durch die beiden Turboladerhauptgleichungen und durch die Druckrandbedingungen des Gesamtsystems in Form von Drosselstellen bestimmt [63], [72].

Bei der zweiten Art der Modellierung liegt das Hauptaugenmerk auf dem thermischen Einfluss des Abgasturboladers auf die Motorstruktur, sowie auf die Fluidkreise. Der Turbolader wird mit Punktmassen modelliert. Der Wärmeeintrag aus dem Abgas erfolgt über Kennfelder, welche aus Prüfstandsmessungen erzeugt werden. Über Wärmebrücken wird ein Wärmeaustausch zum Schmierkreis berücksichtigt [21].

### 2.9 Abgasnachbehandlung

Thermische Modelle von Abgassystemen, die im Zuge der Motorwarmlaufmodellierung eingesetzt werden, sind in der Literatur kaum zu finden (sowohl Otto- als auch Dieselmotoren). Lediglich von Haupt wird ein Modell einer Abgasanlage für Ottomotoren vorgestellt [22], wobei der gewählte Modellierungsansatz nicht näher beschrieben wird.

Wird das Abgassystem in Motorwarmlaufmodellen derzeit noch kaum berücksichtigt, so gibt es doch eine große Zahl an Veröffentlichungen, die sich mit der Modellierung von Katalysatoren und Dieselpartikelfiltern beschäftigen. Diese werden für das grundsätzliche Verständnis, der Untersuchung unterschiedlicher Effekte und einer Auslegung und Optimierung, benötigt. So sind etwa Vorhersagen über den Zeitpunkt des Rußabbrandes wichtig, wofür allerdings die Kenntnis der Veränderung des Filterdruckverlustes notwendig ist [44]. In einer großen Zahl der veröffentlichten Modelle erfolgt die Beschreibung des Katalysators mit Hilfe eindimensionaler Modelle [9], [44], [52]. Diese enthalten neben der Kontinuitätsgleichung auch den Druckverlust, sowie Gleichungen für die Energieerhaltung der Gas- und Feststoffphase [44]. Der Wärme- und Stoffübergang zwischen Gas und Katalysatorwand wird über Nusselt und Sherwood Beziehungen beschrieben [4].

Bei der Modellbildung von Dieselpartikelfiltern werden üblicherweise die beiden Haupteffekte Filterströmung und Ablagerung bzw. Regeneration berücksichtigt. Für die Filterströ-

mung wird das Darcy'sche Druckverlustgesetz verwendet [16]. Der Druckverlust setzt sich aus Teildruckverlusten durch die Wand selbst, durch die Schicht der Rußtiefenfiltration des Aschekuchens und des Rußkuchens zusammen [44].

### 2.10 Wärmemanagementmaßnahmen

In dieser Literaturrecherche sollen neben den aktuell gewählten Modellansätzen für thermische Motormodelle auch mögliche Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen gefunden und ihre Potenziale aufgezeigt werden.

Bestätigt durch die Fülle an Veröffentlichungen kann die elektrische Wasserpumpe zu den klassischen Wärmemanagementmaßnahmen gezählt werden. Eifler et al. geben beispielsweise als Verbrauchspotenzial rund 3% an, wobei bei diesen Untersuchungen ein Ottomotor verwendet wurde. Neben der elektrischen Wasserpumpe werden an modernen Motoren häufig auch Kennfeldthermostate verbaut. Deren Potenziale liegen im Bereich zwischen 1% und 2% [75]. Von Klopstein et al. wurde auch ein Split Cooling Konzept untersucht und das Potenzial mit rund 3% beziffert [33].

All diese Maßnahmen sind bereits in einer größeren Zahl an Motoren in Serie. Andere Maßnahmen, wie ein integrierter Abgaskrümmter, wurden bisher nur in der Vorentwicklung betrachtet. In Untersuchungen von Kuhlbach et al. lagen die Verbrauchseffekte dieser Maßnahme zwischen 1% und 2% im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ).

Weitere Potenziale können mit Hilfe von Wärmespeicher erzielt werden, wobei als Technologien sensible, latente und chemische Wärmespeicher verwendet werden können [19]. Für sensible Wärmespeicher geben Lux et al. ein Verbrauchspotenzial von 1% an [42]. Für latente und chemische Wärmespeicher konnten keine genauen Zahlwerte über die Verbrauchspotenziale gefunden werden.

Mit zunehmend strenger werdender Gesetzgebung hinsichtlich  $CO_2$ -Ausstoß nehmen auch die Aktivitäten im Bereich der Abwärmenutzung zu. Neben dem Einsatz von Abgaswärmetauschern, deren Potenzial im NEFZ bei rund 0.3% liegt [23], können durch Turbosteamer zwischen 10% und 15% [15] und durch thermoelektrische Generatoren zwischen 1% und 2% erzielt werden [40].

Zu den Energiemanagementmaßnahmen zählen unter anderem auch Hybridfunktionen. Dazu gehört etwa Start-Stopp, Rekuperation oder eine Lastpunktanhebung. Zwar gibt es eine Fülle an Veröffentlichungen zum Thema Hybrid, allerdings werden nur in sehr wenigen Veröffentlichungen konkrete Verbrauchspotenziale im NEFZ angegeben. Nach Knorr liegt etwa das Potenzial von Start-Stopp bei rund 5% bis 7% [35].

### 2.11 Zusammenfassung und konkrete Zielsetzung der Arbeit

Zusammenfassend lässt sich über thermische Motormodelle sagen, dass hauptsächlich zwei verschiedene Modellierungstiefen zur Anwendung kommen.

Der häufigste Fall eines „vereinfachten“ Ansatzes besteht aus einer geringen Anzahl an Ersatzmassen, welche die Motorstruktur abbilden. Als Folge der geringen Modellierungstiefe wird auch ein vereinfachtes Schmierkreismodell verwendet. Der Kühlkreis enthält hingegen

alle Komponenten des realen Motors. Die Subsysteme „Reibung“ und „gasseitiger Wärmeeintrag“ werden ebenfalls grob modelliert, wobei üblicherweise Kennfelder verwendet werden.

Beim zweiten Ansatz für thermische Motorwarmlaufmodelle handelt es sich um detaillierte Ansätze, in denen die Motorstruktur mit einer großen Zahl an Ersatzmassen modelliert werden. Auch hier hängt die gewählte Modellierungstiefe der beiden Fluidkreise vom Detaillierungsgrad des thermischen Modells ab, weshalb Kühl- und Schmierkreis alle wichtigen Komponenten enthalten. Das gleiche gilt auch für die Reibung, welche möglichst genau abgebildet wird und alle Einzelreibanteile des Motors berücksichtigt.

Aus der Vielzahl an zusätzlich modellierten Fahrzeugkomponenten (Getriebe, Fahrgastinnenraum, ...) lässt sich auch ein eindeutiger Trend zur Gesamtfahrzeugsimulation ableiten.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen der aktuell gewählten Modellierungsansätze dem definierten Einsatzbereich thermischer Motormodelle und möglicher Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen lassen sich die Zielsetzungen für diese Arbeit ableiten.

So sollen mit dem thermischen Motormodell die verschiedensten Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen sowie Hybridfunktionen bewertet werden können. Aufgrund der mit einigen Prozentpunkten begrenzten Potenziale all dieser Maßnahmen, bedarf es dafür Modelle, die den Kraftstoffverbrauch mit einer Genauigkeit von  $\pm 0.5\%$  wiedergeben können. Das setzt allerdings auch eine genaue Abbildung des thermischen Verhaltens voraus, weshalb die erlaubte Temperaturabweichung mit  $\pm 2^\circ\text{C}$  definiert wurde. Um Modelle in dieser Genauigkeit zu erstellen, ist neben der Kenntnis der Auswirkungen von Unsicherheiten in den Eingabedaten auch die maximal erlaubte Abweichung der Parametern der einzelnen Teilmodelle entscheidend. Aus diesem Grund sollen in einem ersten Schritt diese Fragestellungen beantwortet werden.

Ausgehend von den gewonnenen Genauigkeitsanforderungen wird die eingesetzte Methodik zur Modellerstellung vorgestellt. Grundlage sind die beiden Dissertationen von Samhaber und Beichtbuchner, die einen vereinfachten wie auch detaillierten Ansatz für thermische Dieselmotormodelle entwickelt haben. Als eine der Neuerung soll neben der Hochlasttauglichkeit der Modelle (bisher nur NEFZ-Bereich) der Ansatz um ein thermisches Ottomotormodell erweitert werden. Damit verbunden ist die Notwendigkeit der Entwicklung eines detaillierten empirischen Reibungsmodells für die ottomotorische Anwendung. Weitere Änderungen ergeben sich im Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodell, da sich die applikatorischen Eingriffe eines Ottomotors deutlich von jenen eines Dieselmotors unterscheiden.

Um dem Endziel eines thermischen Gesamtfahrzeugmodells näher zu kommen, soll auch das Abgassystem (Abgasturbolader und Abgasnachbehandlung) eines Dieselmotors modelliert werden. Damit lassen sich in weiterer Folge Abwärmenutzungskonzepte untersuchen oder der Einfluss gewisser Maßnahmen auf den Katalysator Light-Off bewerten. Zusätzlich kann auch der Wärmeeintrag des Turboladers in den Schmierkreis berücksichtigt werden, was in den Modellen von Samhaber und Beichtbuchner nicht der Fall war.

Ein Schwerpunkt der Arbeit liegt in der Untersuchung und Bewertung von Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen, wobei die Bewertung hauptsächlich über den Kraftstoffverbrauch erfolgt. Bei all den bisher veröffentlichten Verbrauchspotenzialen der Maßnahmen wurde jeweils nur ein Motor betrachtet. Um eine Größenordnung der Bandbreite der

## *2 Stand der Technik*

sich einstellenden Verbrauchseffekte und Unterschiede, die sich aus den Motoren ergeben, zu erhalten, sollen mehrere Motoren untersucht werden. Dabei gilt es auch zu klären, welche Parameter für die erzielbaren Verbrauchspotenziale eines Motors ausschlaggebend sind. Für all diese Untersuchungen wird ein monolithischer Modellansatz gewählt, wobei das Softwarepaket DYMOLA zur Anwendung kommt.

## 3 Genauigkeitsanforderungen

Da die Verbrauchspotenziale von Wärmemanagementmaßnahmen im Bereich von einigen Prozentpunkten liegen, bedarf es sehr genauer Simulationsmodelle. Damit verbunden ergeben sich gewisse Anforderungen an die Genauigkeit der Subsysteme eines thermischen Motormodells.

### 3.1 Methode

Nachfolgend sollen die Auswirkungen von Unsicherheiten in den Eingabeparametern thermischer Motormodelle betrachtet werden, um quantitative Aussagen über die erzielbare Ergebnisqualität treffen zu können. Umgekehrt gilt es herauszufinden, welche Parameter entscheidend für die Modellerstellung sind. Dies ist besonders dann wichtig, wenn solche Modelle in einer sehr frühen Motorentwicklungsphase erstellt werden sollen.

Tabelle 3.1: Variationsparameter der Sensitivitätsanalyse

| Teilsystem               | Parameter                         | Variation                   |
|--------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|
| Gasseitiger Wärmeeintrag | Wärmeübergang                     | $\pm 20\%$                  |
| Reibung                  | Reibung                           | $\pm 20\%$                  |
|                          | Einfluss der Reibungsaufteilung   | Reduktion Kolbenreibung 20% |
| Fluidkreise              | Einfluss der Ölviskosität         | Einfluss Ölviskosität 20%   |
|                          | Kühlmittelvolumen                 | $\pm 5\%$                   |
|                          | Ölvolumen                         | $\pm 5\%$                   |
|                          | Wärmeübergangszahl Kühlmittel     | $\pm 20\%$                  |
| Motorstruktur            | Wärmeübergangszahl Öl             | $\pm 20\%$                  |
|                          | Volumenstromaufteilung im Ölkreis | Aufteilung (Tabelle 3.2)    |
|                          | Masse Motorstruktur               | $\pm 5\%$                   |
| Motorstruktur            | Wärmeleitwiderstände              | $\pm 10\%$                  |
|                          | Vergleich der Modellierungsstufen | grob/detailliert            |

Die Unsicherheiten bzw. Ungenauigkeiten in den Annahmen der einzelnen Parameter werden zu Beginn abgeschätzt. Tabelle 3.1 zeigt eine Liste der untersuchten Parameter und

### 3 Genauigkeitsanforderungen

deren angenommenen Variationsbereich.

Neben den Temperaturen von Kühl- und Schmiermittel werden auch die Bauteilersatzmassen Feuerdeck sowie der kumulierte Kraftstoffverbrauch ausgewählt, um deren betragsmäßige Veränderung zu analysieren.

Für alle durchgeführten Betrachtungen und getroffenen Aussagen gilt der neue europäische Fahrzyklus (NEFZ) bei einer gewählten Starttemperatur von  $+20^{\circ}\text{C}$ . Dieser gesetzliche Fahrzyklus besteht aus einem Stadtfahrzyklus, der vier mal wiederholt wird, und einem außerstädtischen Zyklus [69].

#### Bezugsverfahren

Um den Einfluss verschiedener Fehlerquellen auf das Aufwärmverhalten quantitativ bewerten zu können, muss ein geeignetes Bezugsverfahren festgelegt werden.

Dafür werden für die Basiswerte der Parameter die jeweiligen Temperaturen  $T_{Basis}$  der betrachteten Größen (Kühl-, Schmiermittel und Feuerdeck) nach einer festgelegten Zeit  $t_{Basis}$  errechnet. Anschließend werden die Parameter im Ausmaß der abgeschätzten Unsicherheit variiert und die Zeitdifferenz  $\Delta t$  bis zum Erreichen der jeweiligen Basistemperatur  $T_{Basis}$  ermittelt. Der Einfluss der einzelnen Parameter ist dann als Quotient der errechneten Zeitdifferenz ( $\Delta t_1$  bzw.  $\Delta t_2$ ) und der Basiszeit  $t_{Basis}$  definiert. Positive Werte bedeuten also eine zeitliche Verlängerung im Aufwärmverhalten gegenüber dem Basiswert [59]. Um dieses Bezugsverfahren auch an transienten Fahrzyklen einsetzen zu können, werden die einzelnen Temperaturverläufe durch Fit-Funktionen angenähert. Ohne eine solche Vorgehensweise würden sich aufgrund der instationären Temperaturverläufe stark schwankende Zeitdifferenzen in Abhängigkeit von der gewählten Basiszeit ergeben (Abbildung 3.1).

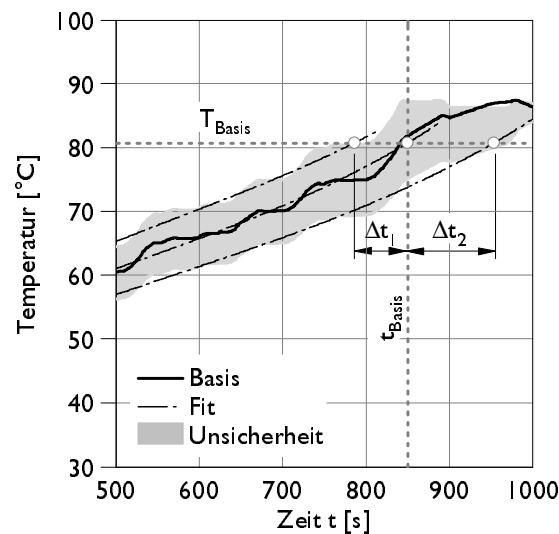


Abbildung 3.1: Bezugsverfahren der Sensitivitätsanalyse

Damit auch die Auswirkungen möglicher Unsicherheiten auf den Kraftstoffverbrauch bewertet werden können, wird die relative Abweichung am Ende des NEFZ betrachtet.

Alle angenommenen Variationen werden für mehrere Motoren betrachtet, um auch diesen Einfluss bewerten zu können (Dieselmotoren DDE, Ottomotoren BSE-T, BDE). Neben den Motoren sollen zusätzlich die Einflüsse und Grenzen der unterschiedlichen Detaillierungsgrade analysiert werden, um daraus den optimalen Einsatzbereich der jeweiligen Modellierungsstufe abzuleiten.

Es werden nur Ergebnisse jener Motoren grafisch dargestellt, die eine obere oder untere Grenze der verursachten Abweichungen angeben. Ergänzend ist in einzelnen Abbildungen auch der Einfluss des Detaillierungsgrades des thermischen Modells berücksichtigt.

## 3.2 Gasseitiger Wärmeeintrag

Die Berechnung des eingebrachten Wärmestroms erfolgt mit Hilfe des Newton'schen Ansatzes (Gleichung 3.1).

$$\dot{Q} = A\alpha(T_{Gas} - T_{Wand}) \quad (3.1)$$

Neben falsch berechneten Bauteiltemperaturen, deren Einfluss jedoch vernachlässigbar klein ist ( $T_{Gas} \gg T_{Wand}$ ), sind Gastemperaturen und Wärmeübergangszahlen die beiden entscheidenden Größen des Systems Brennraum. Zusätzlich beeinflussen applikatorische Eingriffe den Motorwarmlauf.

### 3.2.1 Einfluss des Wärmeübergangs

Die Bestimmung der Wärmeübergangszahlen erfolgt mit geeigneten dimensionslosen Ansätzen nach der Ähnlichkeitstheorie, wie sie etwa von Woschni vorgestellt wurden [53]. Aufgrund der sehr komplexen Zusammenhänge beruhen diese Ansätze jedoch zumeist nur auf einer globalen Betrachtung [43]. Die Gastemperaturen werden mit Hilfe der Gaszustandsgleichung berechnet. Für exakte Ergebnisse bedarf es daher einer genauen Bestimmung der Zylinderdruckverläufe, der Luft- und Kraftstoffmasse sowie des Restgasgehaltes.

All diese Unsicherheitsfaktoren können für teils erhebliche Abweichungen sorgen, weshalb in der Sensitivitätsanalyse die Auswirkung eines um  $\pm 20\%$  abweichenden gasseitigen Wärmeübergangs betrachtet wird.

Wie Abbildung 3.2 a zeigt, haben Unsicherheiten im gasseitigen Wärmeeintrag deutliche Auswirkungen auf das thermische Verhalten. Eine um 20% erhöhte Wärmeübergangszahl verkürzt die Aufwärmzeit des Kühlmittels je nach Motormodell zwischen rund 7.5% und 16%. Die Auswirkungen auf Öl und Feuerdeck liegen in etwa auf gleichem Niveau. Dabei spielt die Wahl der Modellierungstiefe des Motormodells offensichtlich eine untergeordnete Rolle. Unterschiede der einzelnen Motoren in der Längsdynamik, der Motormasse, sowie des Anteils des gasseitigen Wärmeeintrags am gesamten Wärmeeintrag sorgen für die wesentlichen Unterschiede zwischen den Modellen.

Unter dem definierten Ziel, dass die simulierten Temperaturen um maximal  $\pm 2^\circ\text{C}$  abweichen dürfen, was in etwa einer Abweichung von  $\pm 4\%$  in der Aufwärmzeit entspricht, liegen die erlaubten Abweichungen im gasseitigen Wärmeeintrag zwischen  $\pm 5\%$  und  $\pm$



### 3 Genauigkeitsanforderungen

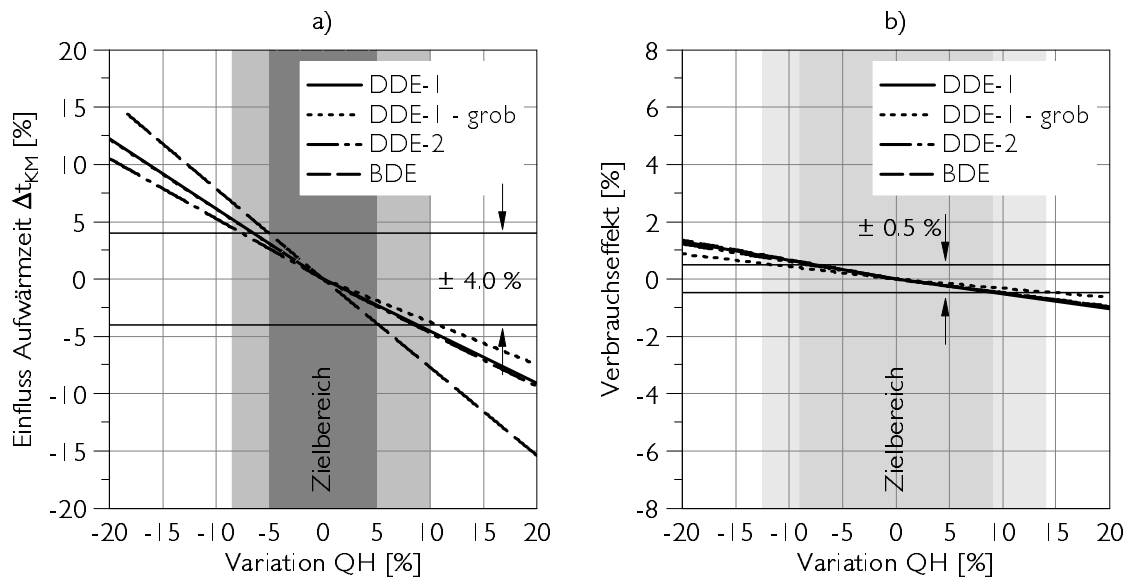


Abbildung 3.2: Einfluss des gaseitigen Wärmeeintrags

10%. Dabei sind die Genauigkeitsanforderungen an die Modellierung des gaseitigen Wärmeeintrags von Ottomotoren höher (siehe Zielbereich in Abbildung 3.2).

Trotz der deutlich ausfallenden Einflüsse im thermischen Verhalten sind die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch mit rund 1% gering. Neben den Verbrauchseffekten zeigt die Abbildung 3.2 b die Genauigkeitsanforderung, die erreicht werden müsste, um Verbrauchsergebnisse mit einer maximalen Abweichung von  $\pm 0.5\%$  zu erreichen. Diese beträgt zwischen  $\pm 9\%$  im gaseitigen Wärmeeintrag ( $-12.5\%$  bis  $+14\%$  beim groben Modell).

#### 3.2.2 Applikationseinfluss

Der Motorwarmlauf wird durch applikatorische Änderungen beeinflusst. Die Größenordnung dieses Einflusses auf Kraftstoffverbrauch und thermisches Verhalten wird sowohl an einem Diesel- als auch an einem Ottomotor untersucht.

In Abbildung 3.3 sind die Ergebnisse des Applikationseinflusses dargestellt. Eine fehlende Berücksichtigung des Applikationseinflusses würde beim Diesel- zu einer um 4.7%, beim Ottomotormodell zu einer um 4.9% längeren Aufwärmzeit führen.

Im Gegensatz zum thermischen Verhalten, wo die Unterschiede zwischen Otto- und Dieselmotor gering sind, treten bei den Verbrauchseffekten deutlich größere Unterschiede auf. Das Dieselmotormodell DDE-1 würde um 0.8% zu hohe, das Ottomotormodell BSE-T um 3.3% zu geringe Verbrauchsergebnisse liefern. Die großen Verbrauchseinflüsse beim Ottomotor stammen aus der „Katheizphase“, in der durch Anfettung und späte Verbrennungsschwerpunktage der Kraftstoffverbrauch steigt.

### 3 Genauigkeitsanforderungen

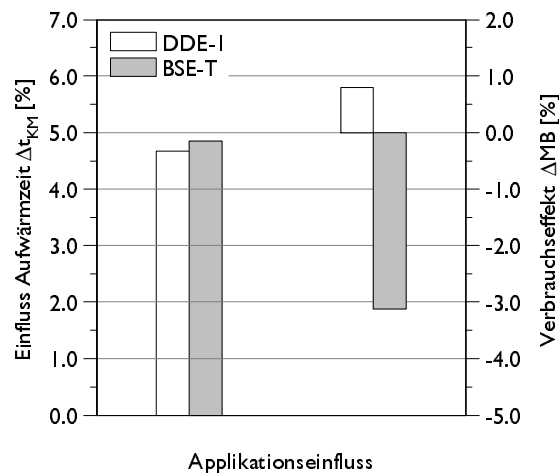


Abbildung 3.3: Einfluss der Applikation im Motorwarmlauf

## 3.3 Reibung

Neben dem gaseitigen Wärmeeintrag ist die Motorreibung die zweite wesentliche Wärmequelle einer Verbrennungskraftmaschine. Für die Abstimmung des Reibungsmodells werden Strip-Down Messungen verwendet. Stehen solche Messungen nicht zur Verfügung, bieten allgemein gültige Ansätze oder auch Daten eines Vorgängermotors bzw. eines ähnlichen Motors der gleichen Generation eine mögliche Abhilfe.

Die zu treffenden Annahmen können zu folgenden Fehlern führen und so die Ergebnisqualität wesentlich beeinflussen:

- Reibmitteldruckniveau
- Reibungsaufteilung
- Einfluss der Ölviskosität

### 3.3.1 Variation des Reibmitteldruckniveaus

Speziell im Kaltstart liefert neben dem gaseitigen Wärmeeintrag auch die Reibung einen entscheidenden Beitrag zur Erwärmung des Motors (Abbildung 3.4 a). Wird der Reibmitteldruck um  $\pm 20\%$  variiert, ändert sich das Aufwärmverhalten von Dieselmotormodellen um  $\pm 6-8\%$ . Der Einfluss bei Ottomotoren ist aufgrund der geringeren Reibung deutlich kleiner ( $\pm 3\%$ ).

Verursachen Fehler im Teilsystem „gaseitiger Wärmeeintrag“ noch geringe Abweichungen in der Verbrauchssimulation, so führen Unsicherheiten im Reibungsniveau von  $\pm 20\%$  zu sehr deutlichen Verbrauchseffekten von 5% bis 6.5% (Abbildung 3.4 b). Beim Ottomotor liegt der Einfluss bei rund 3%. Für diese großen Verbrauchsabweichungen sind allerdings nur zu einem geringen Teil die geänderten Reibungswärmen verantwortlich ( $\approx 10\%$ ). Die

### 3 Genauigkeitsanforderungen

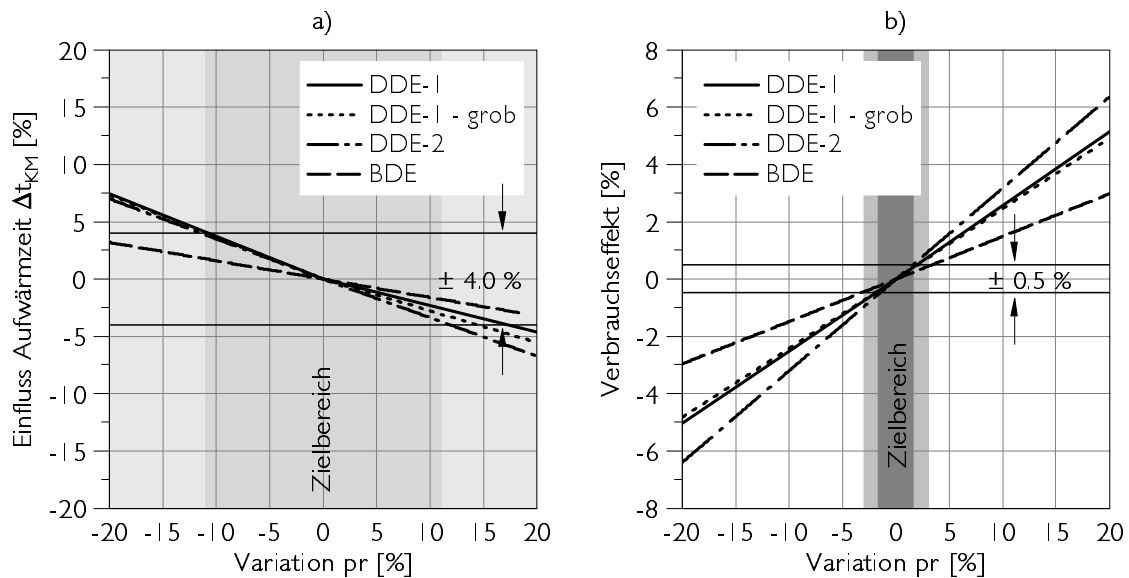


Abbildung 3.4: Einfluss des Reibmitteldruckniveaus

wesentliche Ursache liegt in einer deutlichen Verschiebung des Lastpunktes.

Auch in Abbildung 3.4 b ist der Bereich zur Erreichung einer  $\pm 0.5\%$  Abweichung eingezeichnet. Liegt dieser erlaubte Bereich beim gasseitigen Wärmeeintrag noch bei rund  $\pm 8\%$ , so sind beim Reibmitteldruck maximale Abweichungen zwischen rund  $\pm 1.6\%$  und  $\pm 2.8\%$  erlaubt.

Mit steigender Reibung steigt auch der Verbrauchseffekt, wodurch die Anforderung zur genauen Abbildung der Motorreibung größer wird. D.h. je größer der Anteil der Reibung am indizierten Mitteldruck ist, desto genauer muss modelliert werden, um Verbrauchsergebnisse in gleicher Qualität zu erzielen. Abbildung 3.5 zeigt beispielhaft für drei detaillierte Motormodelle die im NEFZ maximal erlaubten Abweichungen im Reibmitteldruck, um in allen Teilzyklen Verbrauchssimulationsergebnisse mit einer maximalen Abweichung von  $0.5\%$  zu erzielen. Der Wert liegt beim Dieselmotor DDE-2 im ersten Stadtfahrzyklus bei etwa  $1\%$  und vergrößert sich bis zum Ende des NEFZ auf  $1.6\%$ . Aufgrund des systembedingten niedrigeren Reibungsniveaus eines Ottomotors sind größere Abweichungen erlaubt, um Verbrauchsergebnisse genauer als  $0.5\%$  zu erzielen. Die zulässigen Abweichungen liegen in den Stadtzyklen bei rund  $2\%$  und am Ende des NEFZ bei etwa  $2.8\%$ .

#### 3.3.2 Einfluss der Reibungsaufteilung

Da der Erstellung des Reibungsmodells nur gemessene Reibmitteldrücke aus dem gefeuerten Betrieb zur Verfügung stehen, lässt sich damit lediglich das Gesamtreibungsniveau bestimmen. Im Basisfall erzielt man damit durchaus exakte Verbrauchsergebnisse. Sollten hingegen Untersuchungen im Wärmemanagement durchgeführt werden, deren Ziel die signifikante Beeinflussung der Reibung einzelner Baugruppen ist, dann müssen die Anteile

### 3 Genauigkeitsanforderungen

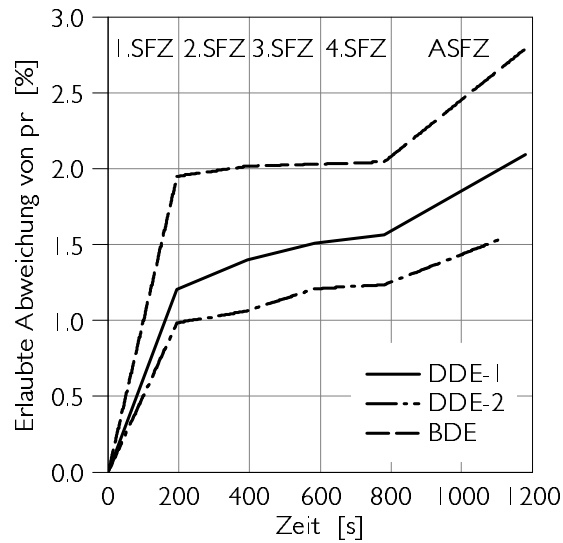


Abbildung 3.5: Anforderungen an das Reibungsmodell für eine Prognosegenauigkeit von  $\pm 0.5\%$  nach den einzelnen Teilzyklen des NEFZ

bekannt sein.

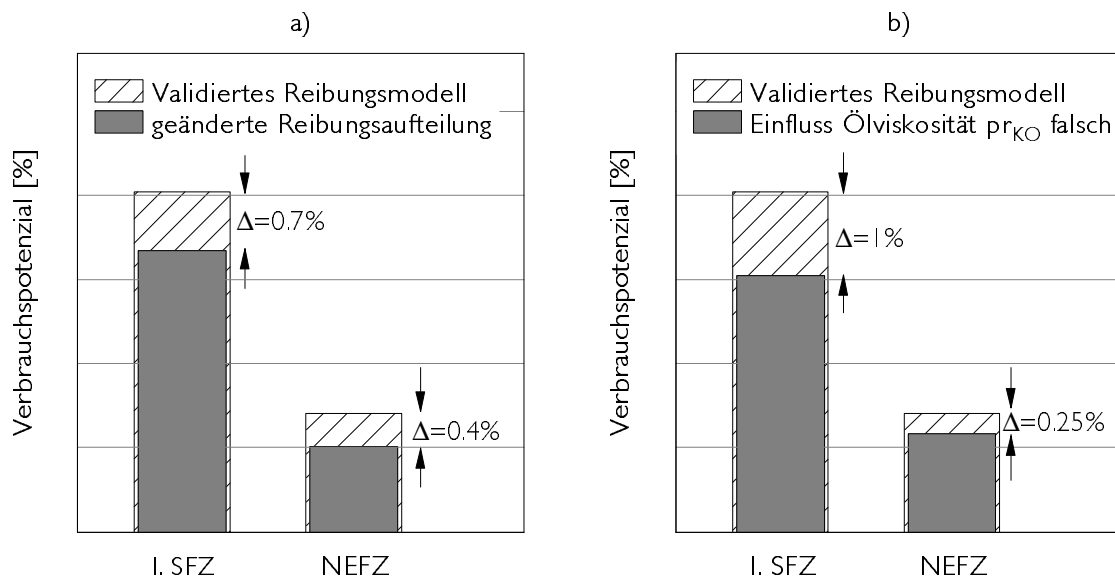


Abbildung 3.6: Auswirkungen fehlerhafter Reibungsmodelle auf die Verbrauchspotenziale

Die Beurteilung der Auswirkung einer fehlerhaften Reibungsaufteilung soll am Beispiel der stehenden Wasserpumpe geklärt werden. Das Ziel dieser Wärmemanagementmaßnahme ist

### 3 Genauigkeitsanforderungen

es, durch eine möglichst rasche Erwärmung der Zylinderlaufbuchsen die Reibung an der Kolbengruppe zu minimieren [66] (siehe Kapitel 5). Für diese Betrachtung wird der Anteil der Kolbengruppe  $pr_{KO}$  um 20% Punkte verringert. Im Gegenzug werden die restlichen Reibungsanteile soweit erhöht, dass das gleiche Gesamtreibungsniveau erreicht wird.

Abbildung 3.6 a zeigt die Ergebnisse dieser Untersuchung. Die größte Abweichung zwischen validiertem Reibungsmodell und Reibungsmodell mit geänderter Reibungsaufteilung tritt im ersten Stadtzyklus (1. SFZ) auf. Die Unterschiede betragen in etwa 0.7%. Mit Fortdauer des Fahrzyklus verringert sich der Fehler zwar, beträgt am Ende des NEFZ aber immer noch rund 0.4%.

#### 3.3.3 Einfluss der Ölviskosität

Die Motorreibung ändert sich wesentlich mit der Ölviskosität, was im Reibungsmodell berücksichtigt werden muss.

Auch die Auswirkungen einer Änderung dieses Parameters um  $\pm 20\%$  werden am Beispiel der stehenden Wasserpumpe betrachtet. Mit rund 1% am Ende des ersten Stadtzyklus wirkt sich dieser Fehler stärker auf die Verbrauchspotenziale aus als der Einfluss der Reibungsaufteilung (Abbildung 3.6 b).

## 3.4 Fluidkreise

Neben den Hauptwärmequellen eines Motors können auch in den beiden Fluidkreisen einige Eingabeparameter die Ergebnisqualität beeinflussen.

### 3.4.1 Einfluss der Fluidvolumen

Die für die Modellerstellung benötigten Fluidvolumen werden durch volumetrisches Auslitern bzw. mit Hilfe vorhandener CAD-Daten bestimmt. Die dabei gemachten Fehler sind im Regelfall gering, weshalb ein Unsicherheitsbereich von  $\pm 5\%$  geschätzt wird.

In Abbildung 3.7 sind die Ergebnisse einer Variation der Volumen von Kühlmittel und Öl dargestellt. Werden die Fluidvolumen um 5% variiert, so sind die Auswirkungen auf das Aufwärmverhalten und den Kraftstoffverbrauch sehr gering.

### 3.4.2 Wärmeübergangszahl Öl bzw. Kühlmittel

Die Interaktion zwischen Motorstruktur und Fluidkreisen erfolgt mit Hilfe geeigneter Wärmeübergangsbeziehungen. Gerade im Kühlwassermantel treten teils sehr komplexe Strömungsverhältnisse auf, die bei einer eindimensionalen Modellierung der Fluidkreise nur bedingt berücksichtigt werden können. Aus diesem Grund sind Vereinfachungen in den Eingabeparametern notwendig, weshalb eine zu variierende Wärmeübergangszahl von  $\pm 20\%$  gewählt wird.

Abbildung 3.8 zeigt die Ergebnisse einer Variation der Wärmeübergangszahl des Kühl- und Schmiermittelkreises. Erstaunlich ist dabei der geringe Einfluss der Wärmeübergangszahl auf Kühl- und Öltemperatur, speziell im Modell mit hohem Detaillierungsgrad. So bleibt

### 3 Genauigkeitsanforderungen

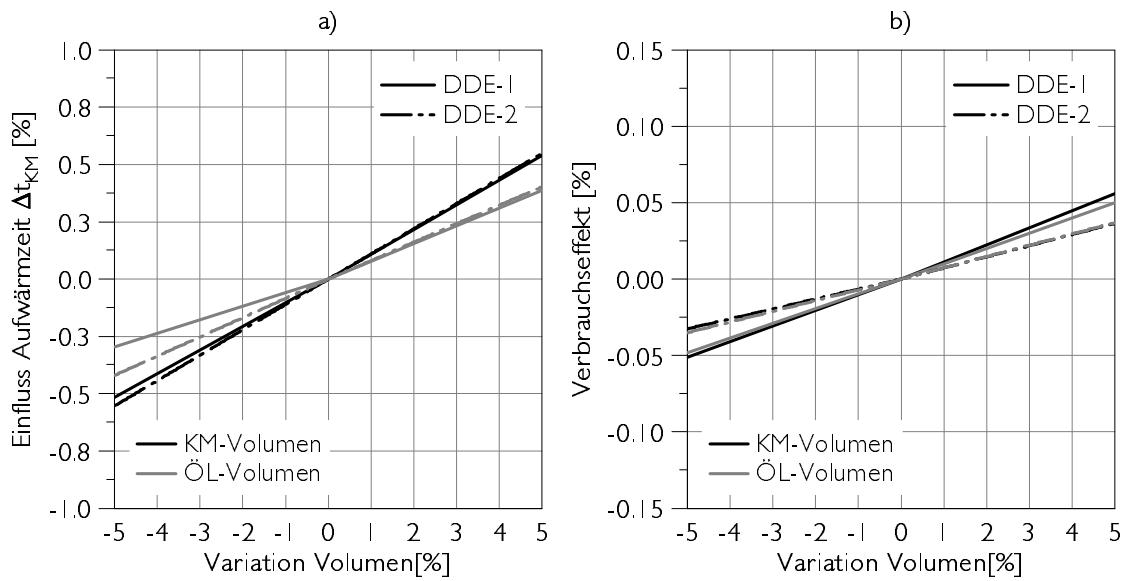


Abbildung 3.7: Einfluss der Fluidvolumen (Kühlmittel/ÖL)

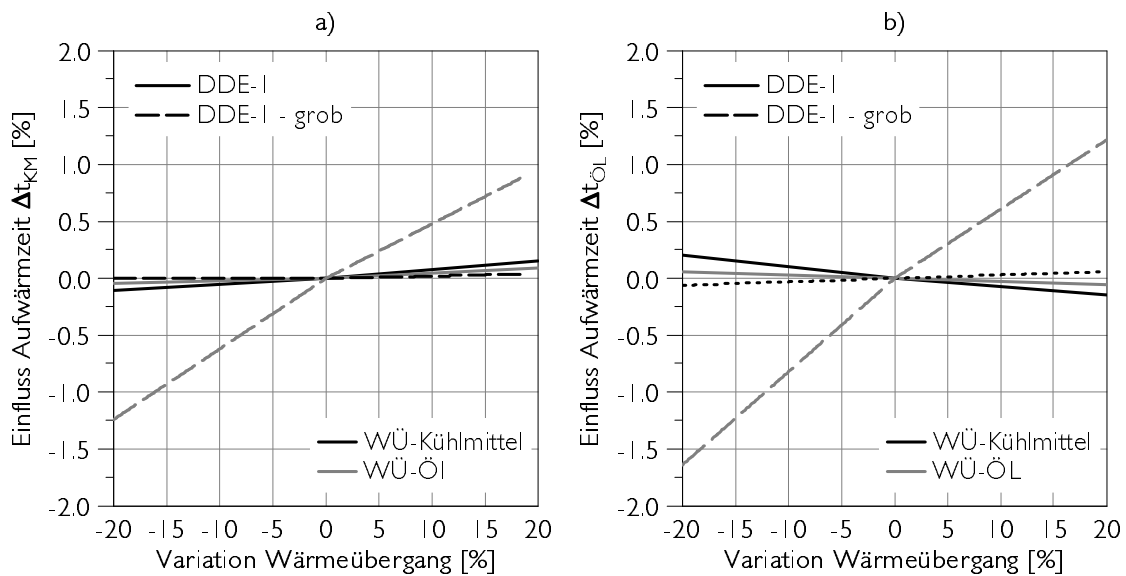


Abbildung 3.8: Einfluss des Wärmeübergangs zwischen Fluiden und Struktur

bei einer Veränderung des Wärmeübergangskoeffizienten von  $\pm 20\%$  die Endtemperatur des Fluids annähernd unverändert.

Die Ursache dafür ist, dass sich beispielsweise bei einer Verkleinerung der Wärmeübergangszahl um 20% die Temperaturdifferenz zwischen Bauteil und Fluid erhöht und sich

### 3 Genauigkeitsanforderungen

damit die eingebrachte Wärmemenge nicht wesentlich ändert. Erst nach einer deutlich stärkeren Veränderung der Wärmeübergangszahl ergibt sich eine Veränderung der Fluidtemperaturen.

Im Grunde gilt dies natürlich auch für das grobe Motorwarmlaufmodell. Durch einige notwendige Vereinfachungen im Reibungsmodell, die bei grober Modellierung nötig sind, erfolgt der Wärmeeintrag einiger Reibungswärmen direkt in den Ölkreis und sorgt so zu Veränderungen in der Aufwärmzeit von etwa 1.5%. Dies ist auch jene Variante mit den größten Verbrauchsveränderungen ( $\pm 0.2\%$ ).

#### 3.4.3 Volumenstromaufteilung im Ölkreis

Die korrekte Volumenstromaufteilung auf die unterschiedlichen Pfade ist von besonderer Bedeutung. Speziell im Ölkreis ist jedoch die Bestimmung der Volumenströme zu den einzelnen Reibstellen schwierig. Einerseits ist eine Messung nicht - oder nur mit größtem Aufwand - möglich, andererseits liegen häufig keine Simulationsrechnungen vom Schmier-system vor.

Aus diesem Grund sollen die Einflüsse einer fehlerhaften Volumenstromaufteilung beurteilt werden. Um die Zahl der Variationsparameter gering zu halten, werden lediglich die drei größten Volumenstromanteile (Zylinderkopf, Kolben/Pleuel, Kurbelwelle) variiert.

Tabelle 3.2: Variation der Ölkreis-Volumenstromaufteilung

| Zylinderkopf<br>[%] | Kolben<br>[%]              | Kurbelwelle/<br>Pleuel<br>[%] |
|---------------------|----------------------------|-------------------------------|
|                     | Restvolumenstromaufteilung |                               |
|                     | 25                         | 75                            |
| 25                  | 50                         | 50                            |
|                     | 75                         | 25                            |
|                     | 25                         | 75                            |
| 50                  | 50                         | 50                            |
|                     | 75                         | 25                            |
|                     | 25                         | 75                            |
| 75                  | 50                         | 50                            |
|                     | 75                         | 25                            |

In Tabelle 3.2 sind alle durchgeführten Variationen dargestellt. Dabei wird der Zylinderkopf Volumenstrom für jeweils 3 Versuche konstant gehalten. Der restliche Volumenstrom wird im Bereich zwischen 25% und 75% auf Kolben und Kurbelwelle verteilt.

Als Bezugsbasis dient jene Variante mit gleichmäßiger Verteilung auf die drei Pfade (50 / 50

### 3 Genauigkeitsanforderungen

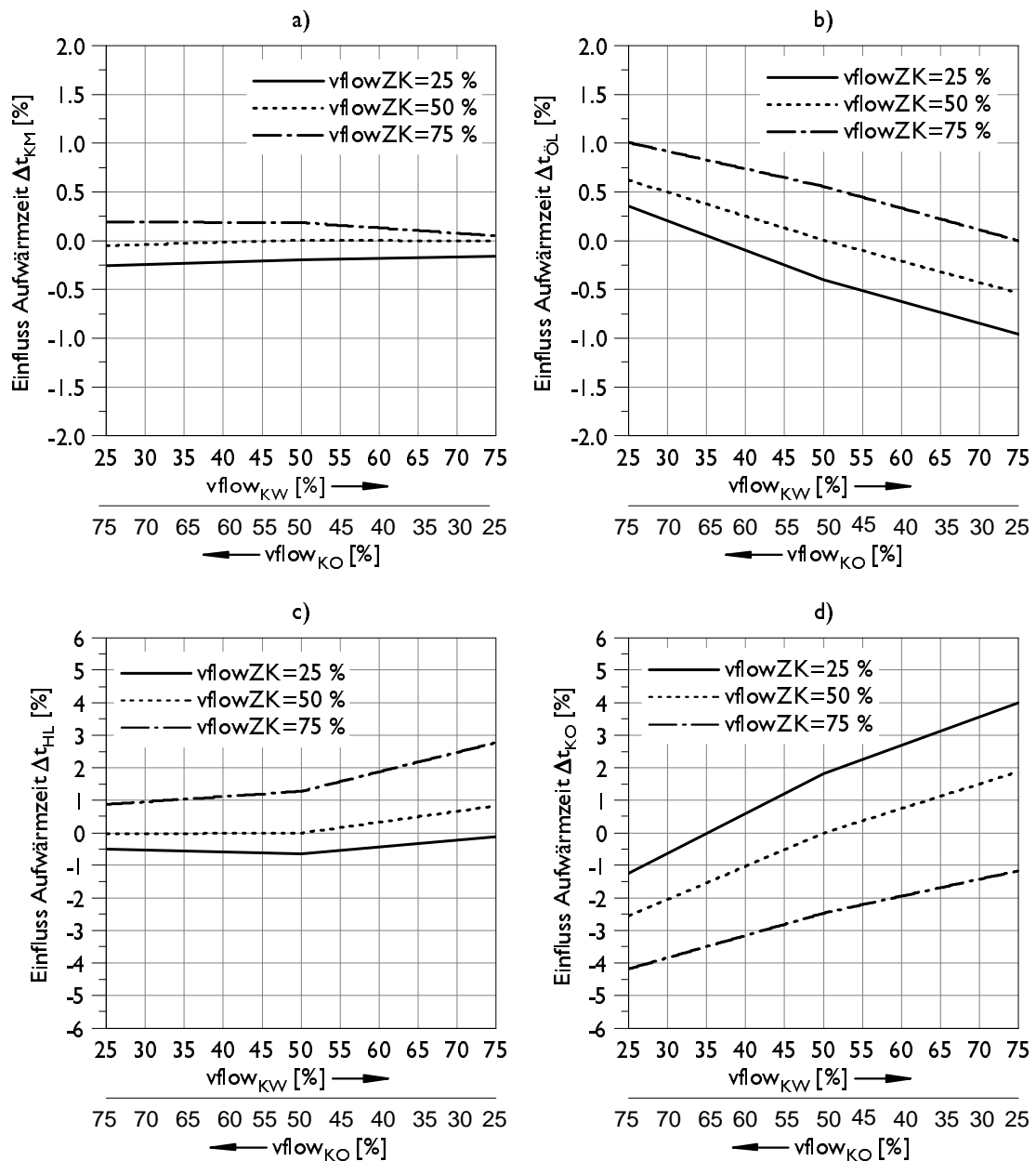


Abbildung 3.9: Einfluss der Ölkreis-Volumenstromaufteilung - Fluid-/Bauteiltemperaturen

/ 50). Abbildung 3.9 a und b zeigt die Auswirkungen auf das Aufwärmverhalten der beiden Flüssigkeiten bei geänderter Volumenstromaufteilung. Der Einfluss auf die Öltemperatur ist verständlicherweise größer als jener auf die Kühlmitteltemperatur, jedoch sind auch diese Auswirkungen mit max. 1% gering.



### 3 Genauigkeitsanforderungen

Deutlich größer sind die Einflüsse auf die Bauteiltemperaturen (Abbildung 3.9 c und d). Dabei sind speziell jene Bauteile betroffen, die in direktem Wärmeaustausch mit dem Schmierkreis stehen. Abhängig von der gewählten Volumenstromaufteilung ändert sich das Aufwärmverhalten der Hauptlagertemperatur um bis zu 3%, jene des Kolbens um bis zu 4%. Die Änderung der Zylinderkopftemperatur ist hingegen gering, da die Masse im Vergleich zu Hauptlager und Kolben verhältnismäßig groß ist. Mit rund  $\pm 0.1\%$  wirken sich Änderungen in der Volumenstromaufteilung des Ölkreises wenig auf den Kraftstoffverbrauch aus.

## 3.5 Motorstruktur

Unsicherheiten in der Modellierung der Motorstruktur werden im Wesentlichen durch falsch berechnete Bauteilmassen sowie Fehler in den Wärmeleitungsbeziehungen verursacht. Neben diesen beiden Parametern sollen auch die Auswirkungen der Wahl der Modellierungstiefe betrachtet werden.

### 3.5.1 Variation der Bauteilmassen um $\pm 5\%$

Werden die Bauteilmassen des thermischen Netzes um  $\pm 5\%$  variiert, verändert sich die Aufwärmzeit der beiden Fluide zwischen rund 2% und 4% (Abbildung 3.10 a, b). Je nach Modellierungsstufe und gewähltem Motor ergeben sich Verbrauchsunterschiede von 0.1% und 0.25%.

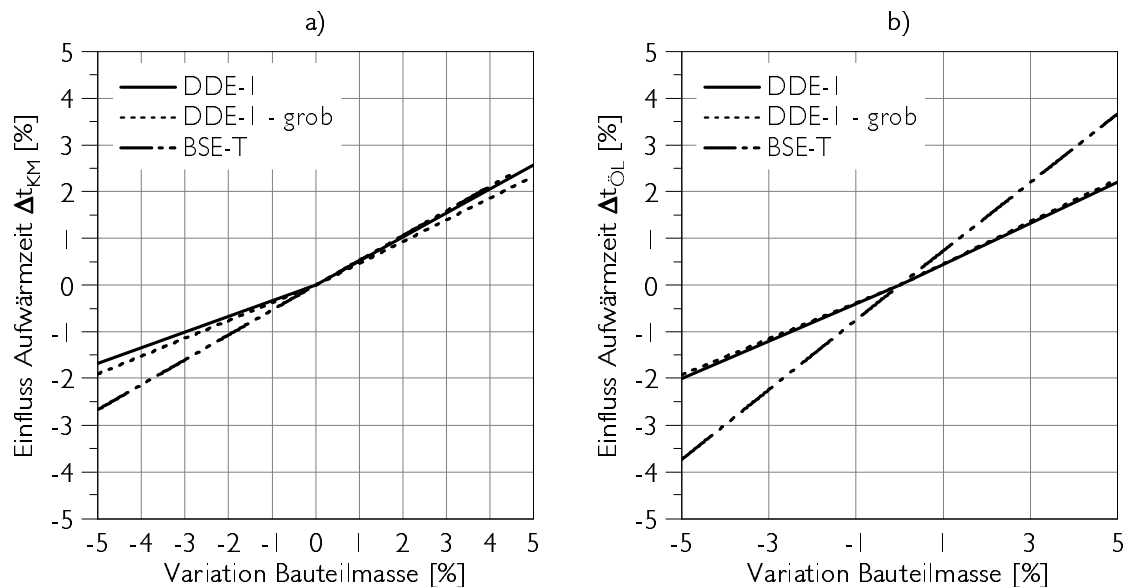


Abbildung 3.10: Einfluss der Bauteilmassen

### 3.5.2 Variation des Wärmeleitwiderstandes um $\pm 10\%$

Abbildung 3.11 a, b zeigt das Aufwärmverhalten von Kühlmittel und Feuerdeck bei einer Variation der Wärmeleitung um  $\pm 10\%$ . Mit 0.3% bis 1.7% wirken sich derartige Änderungen weniger stark auf das Aufwärmverhalten der beiden Fluide, als auf die Bauteile (1.5% - 4.5%), aus. Die geringen Veränderungen der Fluidtemperaturen sorgen für kleinere Unterschiede im Kraftstoffverbrauch von 0.1%.

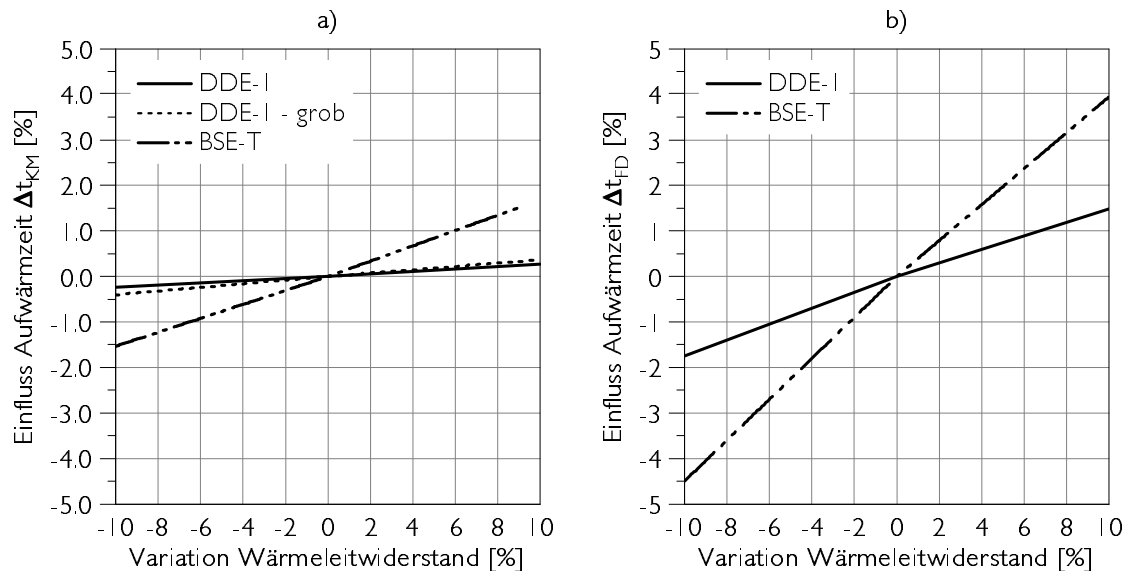


Abbildung 3.11: Einfluss der Wärmeleitwiderstände

### 3.5.3 Vergleich der Modellierungsstufen

Die Auswirkungen des gewählten Detaillierungsgrades sollen auch mit Hilfe der Wärmemanagementmaßnahme „stehende Wasserpumpe“ untersucht werden.

Abbildung 3.12 zeigt die Ergebnisse der beiden Diskretisierungsstufen. Mit dem groben Modell können offensichtlich die Verbrauchspotenziale einer stehenden Wasserpumpe nicht nachgewiesen werden. Im ersten Stadtfahrzyklus ergeben sich deutliche Unterschiede von 2.9%. Auch am Ende des NEFZ weichen die Ergebnisse immer noch um 1.2% ab.

Wie schon die bisherigen Variationen an den Motorstrukturkomponenten gezeigt haben, wirken sich Veränderungen beim groben Modell weniger stark auf das thermische Verhalten, und in Folge auf den Verbrauch, aus. Dies liegt an den großen trägen Massen eines solchen Modells, da durch höhere thermische Widerstände eine verzögerte Aufheizung erfolgt. Um Wärmemanagementmaßnahmen wie eine stehende Wasserpumpe sinnvoll bewerten zu können, bedarf es daher einer deutlich genaueren Diskretisierung, als jener des Vier-Massen Modells.

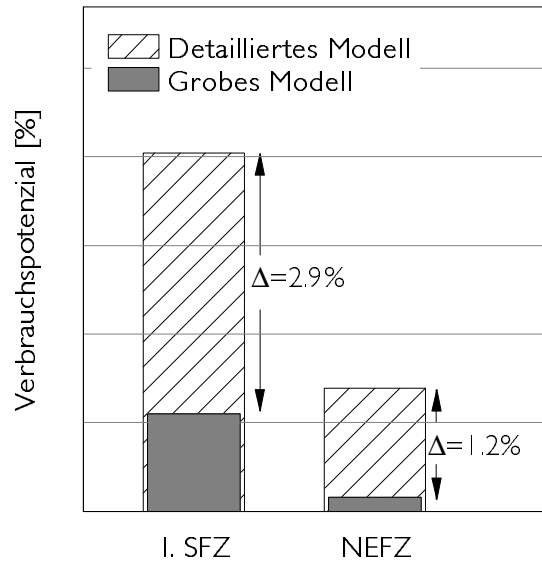


Abbildung 3.12: Verbrauchspotenziale bei unterschiedlichen Detaillierungsstufen

## 3.6 Zusammenfassung der Genauigkeitsanforderungen

In Tabelle 3.3 sind nochmals all jene Parameter, die für die Einhaltung der geforderten Genauigkeiten entscheidend sind und ihre maximal erlaubten Abweichungen dargestellt. Diese Werte sind unter der Voraussetzung gültig, dass alle übrigen Parameter richtig abgebildet wurden.

Neben der Unterscheidung zwischen Simulationsergebnissen der Basis und jener von Wärmemanagementmaßnahmen (WM-Maßnahmen) wird auch zwischen den limitierenden Faktoren *thermisches Verhalten* und *Verbrauch* unterschieden.

Wie die Untersuchungen zu den Genauigkeitsanforderungen gezeigt haben, wird vom gasseitigen Wärmeübergang besonders das thermische Verhalten beeinflusst. Für die Einhaltung einer maximalen Temperaturabweichung von  $\pm 2^\circ\text{C}$  darf der gasseitige Wärmeeintrag für Basisuntersuchungen zwischen 5% und 10% abweichen. Hingegen hat der Wärmeübergang für die Untersuchung von Wärmemanagementmaßnahmen, bei denen hauptsächlich Relativaussagen gefordert sind, einen untergeordneten Einfluss.

Das Reibungsniveau eines Motors ist entscheidend für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs der Basis. Um absolute Verbrauchsaussagen mit einer Abweichung von  $\pm 0.5\%$  treffen zu können, sind Fehler im Reibmitteldruck zwischen 1.6% und 2.8% zulässig, wobei der kleinere Wert üblicherweise für Dieselmotoren, der größere für Ottomotoren gültig ist. Bei der Untersuchung von Maßnahmen ist dieser Einfluss hingegen gering. Ausnahmen wären etwa die Untersuchung von Start-Stopp Funktionen.

Solange das Reibungsniveau richtig getroffen wird, ist der Einfluss der Parameter *Reibungsaufteilung* und *Viskositätseinfluss* im Basisfall untergeordnet. Für die Untersuchung von Wärmemanagementmaßnahmen sind allerdings diese Parameter entscheidend. Unter

### 3 Genauigkeitsanforderungen

Tabelle 3.3: Genauigkeitsanforderungen an die Subsysteme thermischer Motormodelle

| Parameter                 | Basis     |           | WM-Maßnahme |               |
|---------------------------|-----------|-----------|-------------|---------------|
|                           | Thermisch | Verbrauch | Thermisch   | Verbrauch     |
| Gasseitiger Wärmeübergang | 5-10%     | 9-14%     | u.E.        | u.E.          |
| Reibungsniveau            | 11-26%    | 1.6-2.8%  | u.E.        | u.E.*         |
| Reibungsaufteilung(KO)    | u.E.      | u.E.      | u.E.        | ≈ 25%(rel.)** |
| Viskositätseinfluss(KO)   | u.E.      | u.E.      | u.E.        | ≈ 40%(rel.)** |
| Motormasse                | 6%        | u.E.      | u.E.        | u.E.          |
| Wärmeleitung              | 9%        | u.E.      | u.E.        | u.E.          |

u.E. ... untergeordneter Einfluss

\* ... außer Start-Stopp

\*\* ... gültig für Maßnahmen, welche die Kolbenreibung beeinflussen

der Annahme, dass die zu untersuchende Maßnahme auf die Reibung der Kolbengruppe abzielt, sind absolute Abweichungen im Reibungsanteil der Kolbengruppe bis  $\approx 25\%$ , beim Viskositätseinfluss bis  $\approx 40\%$  erlaubt.

Weitere wichtige Parameter sind Bauteilmassen und Wärmeleitungen, wobei diese hauptsächlich die Ergebnisse der Basis beeinflussen. Für eine exakte Abbildung des thermischen Verhaltens liegt die Toleranzgrenze der Motormasse bei 6%, die der Wärmeleitung bei 9%. Auch durch Fehler in der Volumenstromaufteilung des Schmierkreises können Abweichungen in der Aufwärmzeit von bis zu 4% auftreten. Hier ist es allerdings schwierig, einen Zahlenwert für die geforderte Genauigkeit anzugeben.

Zusammenfassend ergibt sich somit die Notwendigkeit, besondere Sorgfalt auf die Modellierung der thermischen Randbedingungen und der Reibung zu legen.

Dabei stellt der gasseitige Wärmeeintrag die zentrale Wärmequelle dar und ist daher entscheidend für eine genaue Abbildung des thermischen Verhaltens des Motors. Wie sich gezeigt hat, stellt auch die Reibung im Motorwarmlauf eine nicht zu vernachlässigende Wärmequelle dar. Zusätzlich beeinflusst diese wesentlich die Ergebnisqualität der Verbrauchsberechnung. Besonders drastisch wirken sich Abweichungen einzelner Reibgruppen (Reibungsaufteilung, Einfluss der Ölviskosität) oder falsch gewählte Detaillierungsgrade aus, wenn mit dem Motormodell Wärmemanagementmaßnahmen bewertet werden sollen. Grundsätzlich gilt, dass für Untersuchungen, welche die Temperaturverteilung in der Motorstruktur wenig beeinflussen, in der Regel einfache Modelle ausreichend sind. Sollen jedoch damit Wärmemanagementmaßnahmen beurteilt werden, die die Temperaturen an den relevanten Reibstellen signifikant beeinflussen (z.B.: Split Cooling, stehende Wasserpumpe, ...), dann empfiehlt es sich, detaillierte Modellansätze zu wählen.

In Tabelle 3.4 sind beispielhaft einige mögliche Einsatzzwecke derartiger Motorwarmlaufmodelle und die dafür notwendigen Detaillierungsgrade dargestellt.

### 3 Genauigkeitsanforderungen

Tabelle 3.4: Anforderungen an den Detaillierungsgrad thermischer Motormodelle

| Modellierungstiefe | Einsatzzweck   |
|--------------------|--|
| GROB               | Untersuchung von Getriebeübersetzungen und Bestimmung von Flottenverbräuchen |
|                    | Untersuchung von Komfortmaßnahmen (Heizung/Klima)                            |
|                    | Hybridanwendungen  |
| DETAILLIERT        | Wärmespeicher  |
|                    | Split Cooling  |
|                    | Volumenstrom Vollabspernung  |
|                    | Reduktion einzelner Massen   |
|                    | Stehende Wasserpumpe   |

Um nun die Genauigkeitsanforderungen für eine Bewertung von Maßnahmen erfüllen zu können, sind für die Modellerstellung der einzelnen Subsysteme speziell die folgenden Daten relevant:

- Gasseitiger Wärmeeintrag (jeweils für verschiedene Lastpunkte und unterschiedliche Temperaturniveaus)
  - Zylinderdruckverläufe
  - Ladungswechselrechnung
  - Luft-/Kraftstoffmasse
  - Bauteiltemperaturen
  - Emissionen
  - Restgasgehalt
- Reibungsmodell (für verschiedene Temperaturniveaus)
  - Motorgesamttriebung
  - Reibmitteldrücke aller Reibgruppen
  - Temperaturinformationen von Öl, Kühlmittel und reibrelevanten Bauteilen
- Thermisches Modell
  - CAD-Daten
- Schmierkreis
  - Volumenstromaufteilung

## 4 Methodik zur Modellerstellung

In diesem Kapitel wird die für die Modellerstellung notwendige Methodik vorgestellt, mit deren Hilfe es möglich ist, thermische Motorwärmelaufmodelle inkl. des Abgassystems rasch und den Genauigkeitsanforderungen entsprechend zu entwickeln.

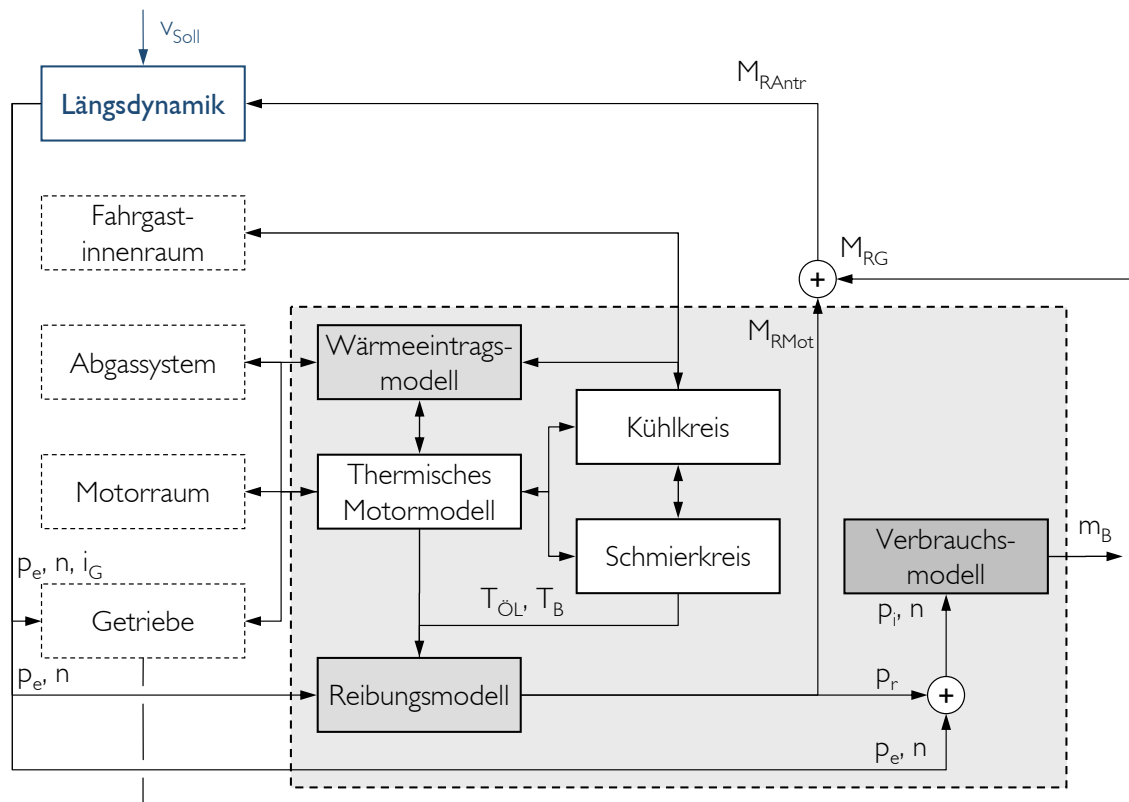


Abbildung 4.1: Grundsätzlicher Modellaufbau

Der Modellaufbau besteht aus sechs Teilsystemen, die miteinander gekoppelt sind. Das sind:

- Thermisches Modell
- Kühl- und Schmiersystem
- Wärmeeintragsmodell (Gasseitiger Wärmeeintrag)

- Reibungsmodell
- Verbrauchsmodell

Neben dem System „Motor“ sind in Abbildung 4.1 auch alle wesentlichen Schnittstellen eines Gesamtfahrzeugmodells dargestellt.

Eine wesentliche Eingangsgröße in das Motormodell ist der Betriebspunkt, also die vom Motor effektiv abzugebende mechanische Leistung in Form von Drehzahl und Drehmoment. Der für einen bestimmten Betriebspunkt benötigte mechanische Antriebsbedarf wird durch eine Längsdynamiksimulation berechnet, wofür die wesentlichen Fahrzeugdaten (Masse, Trägheitsmoment, Getriebeübersetzung, ...) benötigt werden.

Die Motoroberfläche stellt die Systemgrenze zwischen Motorstruktur und Motorraum dar. Der Wärmetransport zur umströmenden Luft wird durch verschiedene Luftpfade berücksichtigt.

Das Kühlsystem steht mit den Teilsystemen Motorraum und Fahrgastinnenraum über den Kühlmittelkühler bzw. den Heizungswärmetauscher in Verbindung. Die Abgasenthalpie stellt die Schnittstelle zum Abgassystem dar, wobei das Abgassystem den Turbolader und die Abgasnachbehandlung beinhaltet.

Die Systemgrenze zwischen Motor und Getriebe wird an der Trennfläche Kurbelgehäuse - Getriebe gezogen. Das Schwungrad zählt noch zum Motor [67].

### 4.1 Thermisches Modell

Zur Modellierung des thermischen Verhaltens der Motorstruktur wird auf die Methode der konzentrierten Punktmassen (Ersatzmassen) zurückgegriffen. Dabei werden Stoffbereiche zu einer Punktmasse mit einer dem Bereich äquivalenten Wärmekapazität zusammengefasst. Die Temperatur der Punktmasse entspricht der mittleren Temperatur des Bereichs und somit dessen Energieinhalt. Geeignete Wärmeleitungsbeziehungen sorgen für die richtige Wärmeverteilung. Basierend auf dieser Methode wird die Motorstruktur als thermisches Netzwerk eines repräsentativen Einzylinders abgebildet [59].

Die Anzahl der Ersatzmassen kann grundsätzlich frei gewählt werden, jedoch steigt mit deren Anzahl der zeitliche Aufwand für Modellerstellung und Modellabstimmung. Des Weiteren ist zu beachten, dass die gesteigerte Modellierungstiefe nicht zwangsweise zu einer Verbesserung der Genauigkeit führt. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, die Modellierungstiefe an den jeweiligen Einsatzzweck anzupassen.

Bei den beiden folgenden gewählten Detaillierungsgraden handelt es sich um die Modelle „grob“ und „detailliert“, die in den Arbeiten von Samhaber und Beichtbuchner entstanden sind [59], [5]. Die Parametrierung erfolgt mit einem „Netzgenerator“, mit dessen Hilfe es möglich ist, aus CAD-Daten sehr rasch thermische Netzwerke in zwei verschiedenen Detaillierungsgraden zu erzeugen.

#### 4.1.1 Motorwarmlaufmodell „grob“ [59]

Beim groben Modellansatz erfolgt eine Aufteilung der Motorstruktur in folgende vier Ersatzmassen:

- Kolben
- Zylinderkopf
- Zylinderkurbelgehäuse
- Periphere Massen (restliche Motormasse)

#### 4.1.2 Motorwarmlaufmodell „detailliert“ [5]

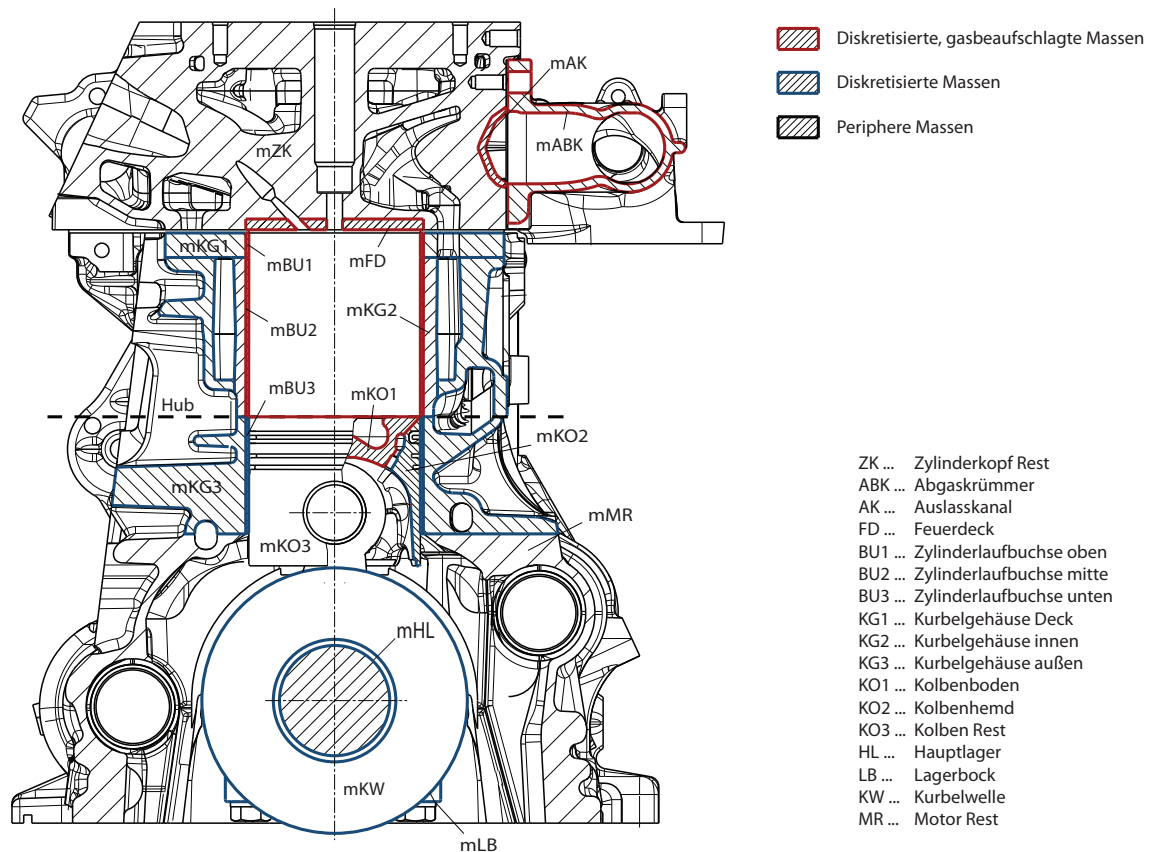


Abbildung 4.2: Diskretisierung „detailliert“

Die Motorstruktur wird bei dieser gewählten Diskretisierung einer weiteren Unterteilung in folgende Teilsysteme unterzogen:

- Kolben
- Zylinderkopf
- Kurbelwelle



- Zylinderlaufbuchsen
- Zylinderkurbelgehäuse
- Periphere Massen (restliche Motormasse)

Je nach den zu erwartenden Temperaturgradienten werden die Teilsysteme wiederum in mehrere Ersatzmassen unterteilt. Diese werden durch Wärmeleitungswiderstände - sowohl innerhalb des eigenen Teilsystems, als auch mit Ersatzmassen anderer Teilsysteme - verbunden [59].

Abbildung 4.2 zeigt die gewählte „detaillierte“ Diskretisierung. In dieser Modellierungstiefe werden speziell die brennraumnahen Bereiche sowie die wichtigsten Reibstellen feiner aufgelöst. Damit ergeben sich für das thermische Modell der Motorstruktur 17 Ersatzmassen und 25 Wärmeleitwiderstände. Zusätzlich wird an fünf Stellen des thermischen Netzes der konvektive Wärmetransport an die Umgebung berücksichtigt.

### 4.2 Kühl- und Schmiersystem

Die beiden Fluidkreisläufe Schmier- und Kühlsystem werden in Form von eindimensionalen Strömungsmodellen abgebildet. Um das Aufwärmverhalten von Verbrennungsmotoren zufriedenstellend abbilden zu können, muss bei allen gewählten Detaillierungsgraden sowohl der Kühl- als auch der Schmierkreis getrennt modelliert werden. Einerseits beeinflusst die Öltemperatur und damit die Ölviskosität wesentlich die Reibleistung des Motors, andererseits führt das unterschiedliche Aufwärmverhalten von Öl und Kühlmittel zu sich ständig ändernden Wärmeströmen [20].

Auch bei der Detaillierung „grob“ werden alle Komponenten des realen Motors abgebildet. Vereinfachungen gegenüber den detaillierten Modellen ergeben sich durch eine reduzierte Anzahl von Wärmebrücken, die für die thermischen Interaktionen zwischen Motorstruktur und den Fluidkreisen sorgen. Der Grund liegt in der reduzierten Anzahl an Ersatzmassen, mit denen die Motorstruktur gebildet wird.

#### 4.2.1 Schmierkreis

Die Modellierungstiefe des Schmierkreises basiert auf bestehenden Ansätzen [59], wobei zur Erreichung der geforderten Genauigkeiten einige Änderungen vorgenommen wurden. Der grundsätzliche Modellaufbau des Schmierkreises ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Das Öl wird mit Hilfe der Ölpumpe unter Berücksichtigung des Absteuerverhaltens aus der Ölwanne angesaugt und über Öl-Wasser Wärmetauscher und Ölfilter zu den einzelnen Reibstellen transportiert.

Wie die Untersuchungen zu den Genauigkeitsanforderungen in Kapitel 3 gezeigt haben, verursachen Fehler in der Aufteilung des Ölvolumenstroms vor allem Abweichungen in den simulierten Bauteiltemperaturen. Daher ist eine möglichst exakte Abbildung wichtig. Je nach Temperatur verschiebt sich in Folge der Viskositätsänderung des Öls auch die Volumenstromaufteilung. Damit lässt sich eine Aufteilung der Volumenströme nicht mehr einfach über einen konstanten Druckverlustkoeffizienten verwirklichen. Aus diesem Grund

#### 4 Methodik zur Modellerstellung

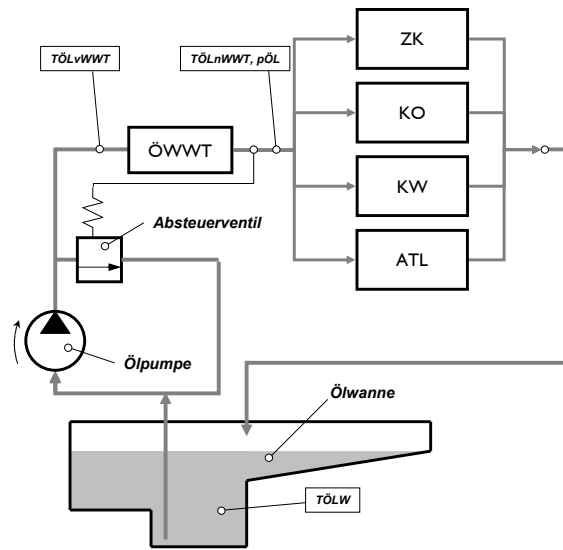


Abbildung 4.3: Schema Ölkreis

wird im Schmierkreismodell der Druckverlust als Funktion der Reynolds Zahl bestimmt. Dies sorgt für exaktere Volumenstromaufteilungen im gesamten Temperatur- und Drehzahlbereich. Abbildung 4.4 zeigt am Beispiel des Zylinderkopfs die Prognosegenauigkeit des Öl-Volumenstroms.

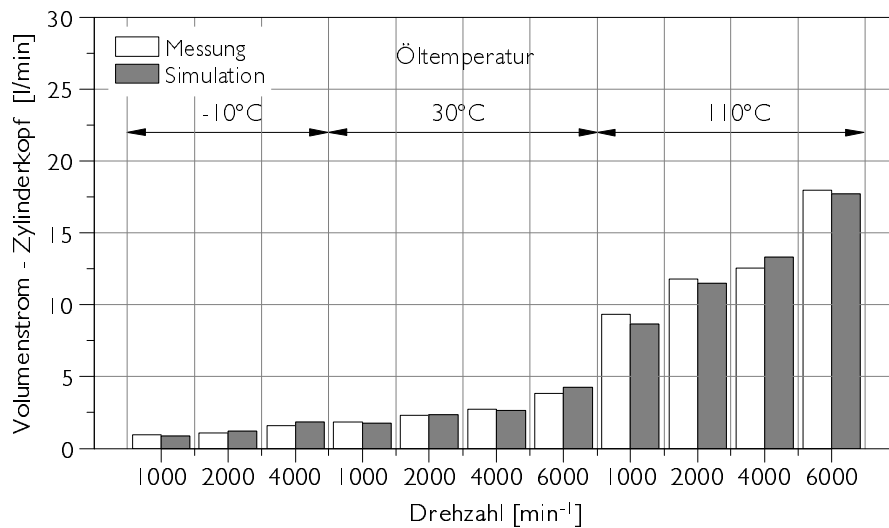


Abbildung 4.4: Öl-Volumenstrom im Zylinderkopf

Das Absteuerverhalten der Ölpumpe lässt sich unter anderem über PID-Regler und Ventil realisieren. Im Tieftemperaturbereich liefert dieser Ansatz jedoch keine zufriedenstellenden

Ergebnisse, da es, je nach Motor, zu deutlichen Druckanstiegen kommen kann. Als Folge falscher Öldrücke stellen sich neben falsch berechneten hydraulischen Leistungen auch falsche Volumenströme ein, die durch das System gefördert werden. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, das reale Absteuerverhalten abzubilden.

Basis für die Modellierung des Absteuerverhaltens ist das Kräftegleichgewicht am Stufenkolben der Ölpumpe. Unter Berücksichtigung des Öldrucks, den Querschnittsflächen am Stufenkolben und der Federkonstante lässt sich die Auslenkung des Stufenkolbens bestimmen. Damit ist auch der freigegebene Steuerquerschnitt bekannt.

Des Weiteren wird nun im Schmierkreismodell auch der konvektive Wärmeaustausch zum Abgasturbolader berücksichtigt.

### 4.2.2 Kühlkreis

Das Modell des Kühlkreises enthält alle wichtigen Komponenten des realen Motors. Die Kühlkreisarchitektur muss allerdings an den jeweiligen Motor angepasst werden. Für den konvektiven Wärmeaustausch zwischen Kühlkreis und Motorstruktur sorgen drei Wärmebrücken, die an den Stellen Zylinderkopf und Kurbelgehäuse „mitte“ bzw. „außen“ berücksichtigt werden. Die mathematische Beschreibung des Wärmetransports erfolgt mit einem Ansatz nach Dittus-Boelter [59].

Zur Erfüllung der Genauigkeitsanforderungen müssen im Simulationsmodell neben den Fluidmassen auch die Kühlmittelvolumenströme richtig wiedergegeben werden. Mit Hilfe von Messungen werden die Druckverluste in den einzelnen Kühlkreispfaden bestimmt und im Modell berücksichtigt.

## 4.3 Gasseitiger Wärmeeintrag

Dieses Teilmodell beschreibt den Wärmeübergang des Arbeitsgases an die Brennraumwand. Grundlage dieses Modells ist der Newtonsche Ansatz (Abbildung 4.5). Die Bestimmung des Wärmestroms erfolgt mit Hilfe des Wärmeübergangskoeffizienten, der Querschnittsfläche und der Gastemperatur unter Einbeziehung der aktuellen Bauteiltemperatur.

Die Forderung nach einer möglichst effizienten und schnellen Abstimmung des Gesamtsystems, sowie die aus Rechenzeitgründen im Sekundenbereich festgelegte Zeitschrittweite, erlauben keine detaillierte Modellierung der hochkomplexen Vorgänge, die während eines Arbeitsspiels im Brennraum vorgehen. Daher wird während der Warmlaufberechnung auf Kennfelder für zyklusgemittelte Gastemperaturen und Wärmeübergangszahlen zurückgegriffen. Diese werden aus den am Prüfstand gemessenen Zylinderdruckverläufen und einer anschließenden Motorprozessrechnung mit geeigneten Wärmeübergangsbeziehungen bestimmt. Veränderungen in der Motorapplikation, die während der Warmlaufphase einen Einfluss auf den Wärmeeintrag haben, werden durch Korrekturfunktionen für die Gastemperaturen und Wärmeübergangszahlen berücksichtigt [67].

In den Genauigkeitsanforderungen aus Kapitel 3 wird eine maximale Abweichung von 5% bis 10% beim gasseitigen Wärmeeintrag gefordert. Liegen keine Wärmestrommessungen vor, lässt sich eine Bewertung u.a. mit Hilfe einer Energiebilanz im Zuge der Motorprozessrechnung durchführen. Unter Berücksichtigung des Anteils der Wandwärme an der

## 4 Methodik zur Modellerstellung

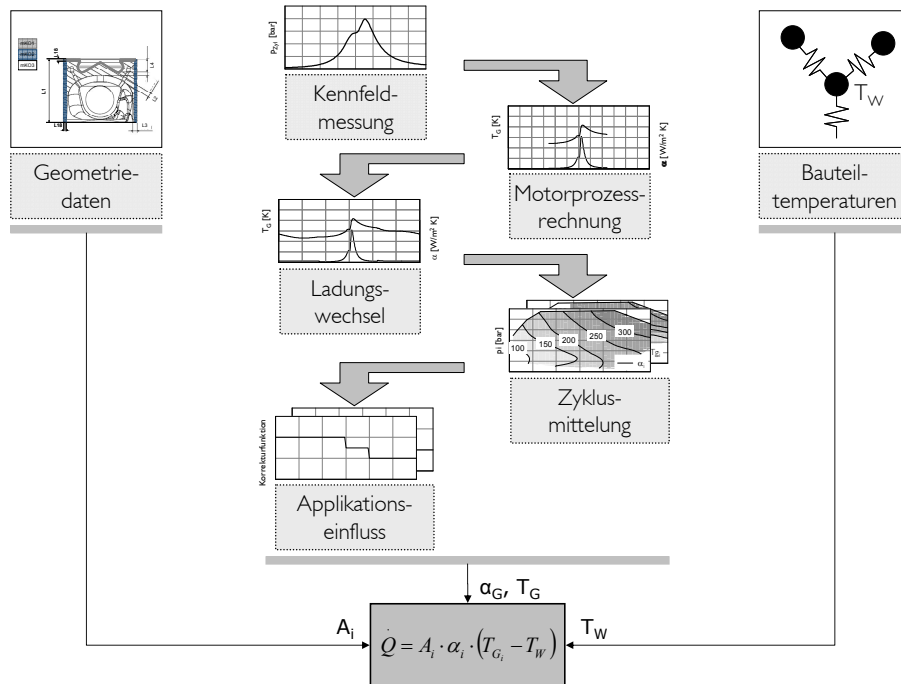


Abbildung 4.5: Methodik zur Erstellung eines Wärmeeintragsmodells

eingebrauchten Kraftstoffenergie ergibt sich somit eine erlaubte Abweichung in der Energiebilanz zwischen  $\pm 2.3\%$  und  $\pm 4.5\%$  für Diesel- und zwischen  $\pm 1\%$  und  $\pm 2.5\%$  für Ottomotoren, wobei in Kennfeldbereichen mit niedriger Leistung die größeren Abweichungen erlaubt sind.

### 4.4 Empirisches Reibungsmodell

Die am Verbrennungsmotor auftretenden äußeren Kräfte und Momente verursachen mechanische Bauteilbelastungen und in Folge Reibung und Verschleiß [18]. Dabei setzen sich diese Reibungsverluste aus einer Vielzahl von tribologischen Teilsystemen zusammen, wobei es sich im Wesentlichen um die Kolbengruppe, die Haupt- und Pleuellager, sowie den Ventiltrieb handelt. [13].

Nach DIN 1940 beinhalten die Reibungsverluste des Verbrennungsmotors neben den mechanischen Verlusten auch die Antriebsleistungen der erforderlichen Hilfseinrichtungen [13]. Zu diesen gehören Öl-, Kühlmittel-, Servo- und Kraftstoffpumpe sowie Generator und Klimakompressor [18].

An die Wahl der Modellierungstiefe der Motorstruktur knüpft sich das zu verwendende Reibungsmodell. Für Vier-Massen Modelle sind einfachere Reibungsansätze, wie sie etwa von Schwarzmeier [43] vorgestellt werden, durchaus ausreichend. Für detaillierte Simulationsmodelle bedarf es genauer Ansätze, die alle Reibungsanteile und Effekte des realen Verbrennungsmotors beschreiben können [67].

Aus diesem Grund wurde im Zuge dieser Arbeit ein möglicher Ansatz eines detaillierten empirischen Reibungsmodells für Ottomotoren entwickelt. Dafür ist allerdings eine umfassende Datenbasis notwendig. So werden neben Schleppkennfeldern auch Strip-Down Messungen bei verschiedenen Temperaturen benötigt, wobei solche Daten nicht von jedem Motor vorhanden sind. Wie es dennoch möglich ist, ein Reibungsmodell mit korrekten Reibungsaufteilungen bei verschiedenen Temperaturniveaus zu erhalten, wird ebenfalls gezeigt.

#### 4.4.1 Methodik

Der zu entwickelnde Reibungsansatz soll, wie bereits erwähnt, alle relevanten Einzelreibranteile berücksichtigen, wobei konstruktive Daten (Geometrien, Lagerspiele, Rauigkeiten, ...) nicht gesondert berücksichtigt werden. Da die Optimierung von Motoren auch im kundenspezifischen Fahrbetrieb immer wichtiger wird, soll das Modell in einem weiten Temperatur- und Drehzahlbereich gültig sein. Zur Einhaltung der Genauigkeitsanforderungen liegt die erlaubte Abweichung an Ottomotor-Modellen bei ca.  $\pm 2.8\%$  (siehe Kapitel 3).

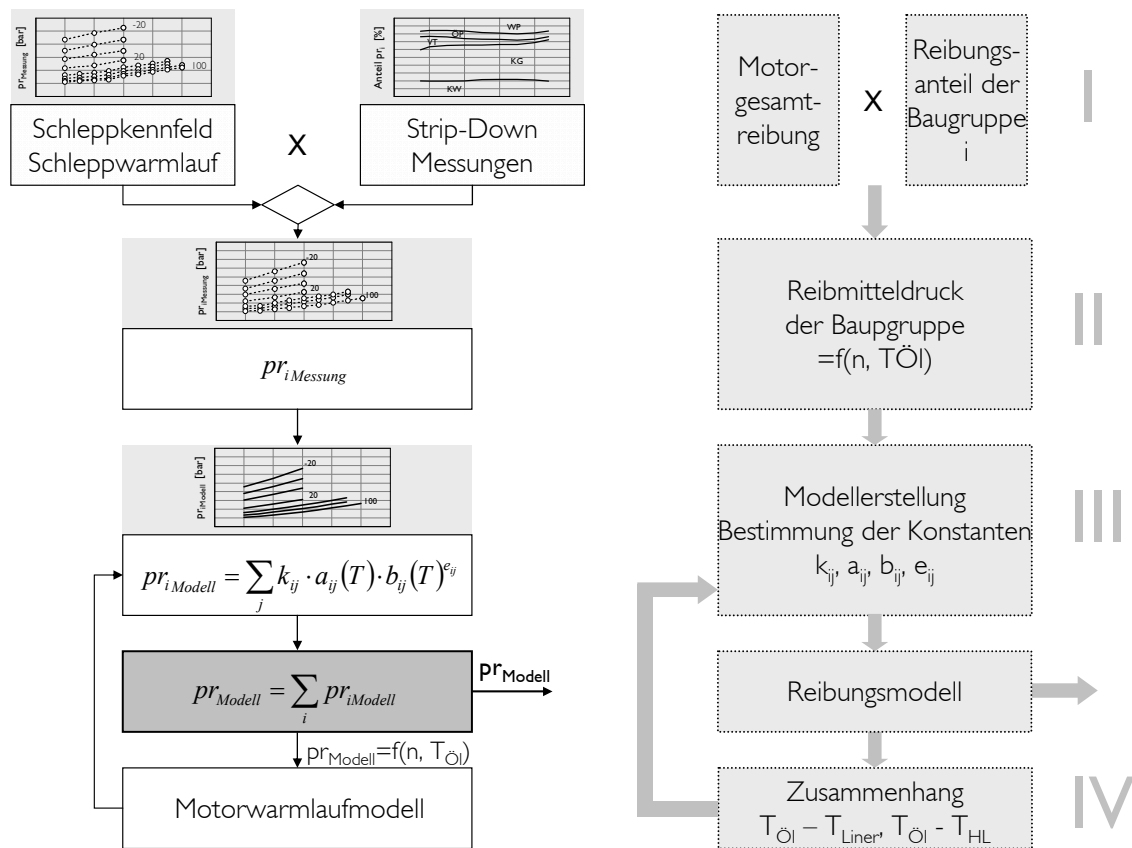


Abbildung 4.6: Methodik zur Erstellung des empirischen Reibungsmodells

Abbildung 4.6 zeigt die gewählte Methodik zur Erstellung des Reibungsmodells, wobei dafür vier Schritte notwendig sind:

### I) Bestimmung der Reibanteile und der Motorgesamtreibung

Für die Modellerstellung werden einerseits Reibmitteldrücke für den Gesamtmotor und andererseits die Anteile der einzelnen Bauteilgruppen im gesamten Temperatur- und Drehzahlbereich benötigt. Diese lassen sich mit Hilfe der sogenannten Strip-Down Methode ermitteln.

Dabei wird der Motor stufenweise abgebaut, wobei sich die Einzelreibanteile durch Differenzbildung zu bereits bekannten Reibanteilen ergeben [13].

### II) Bestimmung des Reibmitteldrucks der Baugruppen

Aus der Motorgesamtreibung und dem Reibungsanteil erhält man den Reibmitteldruck der jeweiligen Baugruppe in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur. Grundsätzlich kann die Reibung der Baugruppen auch direkt aus den Strip-Down Messungen entnommen werden. Die gewählte Vorgehensweise empfiehlt sich jedoch, wenn die Motorgesamtreibung und die Strip-Down Messungen an verschiedenen Versuchsträgern durchgeführt werden. Unterschiedliche Laufzeiten und Fertigungstoleranzen können zu teils erheblichen Unterschieden zwischen den Motoren führen.

### III) Modellerstellung

Die unter Punkt II gewonnen Reibmitteldrücke stellen die Datenbasis für die eigentliche Modellerstellung dar (siehe Abschnitt 4.4.2).

### IV) Modellüberführung auf Bauteiltemperaturen

Häufig sind bei den Strip-Down Messungen nicht alle reibrelevanten Temperaturmessstellen appliziert. In diesem Fall muss der Zusammenhang zwischen Öl- und reibrelevanter Temperatur gefunden werden (siehe Abschnitt 4.4.2). Im Wesentlichen sind davon die Kolbengruppe sowie Haupt- und Pleuellager betroffen.

## 4.4.2 Modellierung

Mit abnehmender Viskosität nimmt entsprechend dem Newtonschen Schubspannungsgesetz die Reibung ab. Die Schmierstoffviskosität wird im Wesentlichen von der Ölsorte und der vorhandenen Temperatur beeinflusst [13]. Für alle temperaturabhängigen Reibgruppen bedarf es daher eines Terms, der die Viskosität berücksichtigt. In diesem Reibungsmodell soll auf einen aus der Literatur bekannten Ansatz zurückgegriffen werden [58]:

$$\mu_{scaling} = \sqrt{\frac{\nu(T)}{\nu_0(T_0)}} \quad (4.1)$$

Darin ist  $\nu(T)$  die Viskosität bei der aktuell auftretenden reibrelevanten Temperatur und  $\nu_0(T_0)$  die Referenzviskosität, wobei für alle Baugruppen 90°C gewählt wird.

### Haupt- und Pleuellager

Die Hauptlager einer Verbrennungskraftmaschine nehmen die vom Pleuellager übertragenen Gaskräfte, hin- und hergehenden Massenkräfte, sowie die rotierenden Massenkräfte des Pleuels und der Pleuellager auf. Die ruhenden Hauptlager leiten die Kräfte an das Motorgehäuse ab [3].

Zu den wesentlichen Einflussgrößen der Reibungsverluste in Gleitlagern zählen die Drehzahl, die Lagertemperatur, das relative Lagerspiel und die geometrischen Abmessungen [13], wobei in diesem empirischen Reibungsmodell lediglich die Drehzahl und die Lagertemperaturen gesondert berücksichtigt werden. Die restlichen Einflussgrößen sind zusammengefasst in den Abstimmungskoeffizienten  $k_i$  enthalten und werden mit Hilfe der „Least-Squares“ Methode gefunden [29]. Die Last kann aufgrund des sehr geringen Einflusses vernachlässigt werden [13]. Somit ergibt sich das mathematische Modell der Hauptlagerreibung (Gleichung 4.2):

$$pr_{HL} = k_1 + k_2 \sqrt{\frac{\nu(T_{HL})}{\nu(T_{HLref})}} + k_3 n + k_4 \frac{\nu(T_{HL})}{\nu(T_{HLref})} + k_5 n^2 + k_6 \sqrt{\frac{\nu(T_{HL})}{\nu(T_{HLref})}} n + k_7 \frac{\nu(T_{HL})}{\nu(T_{HLref})}^2 \quad (4.2)$$

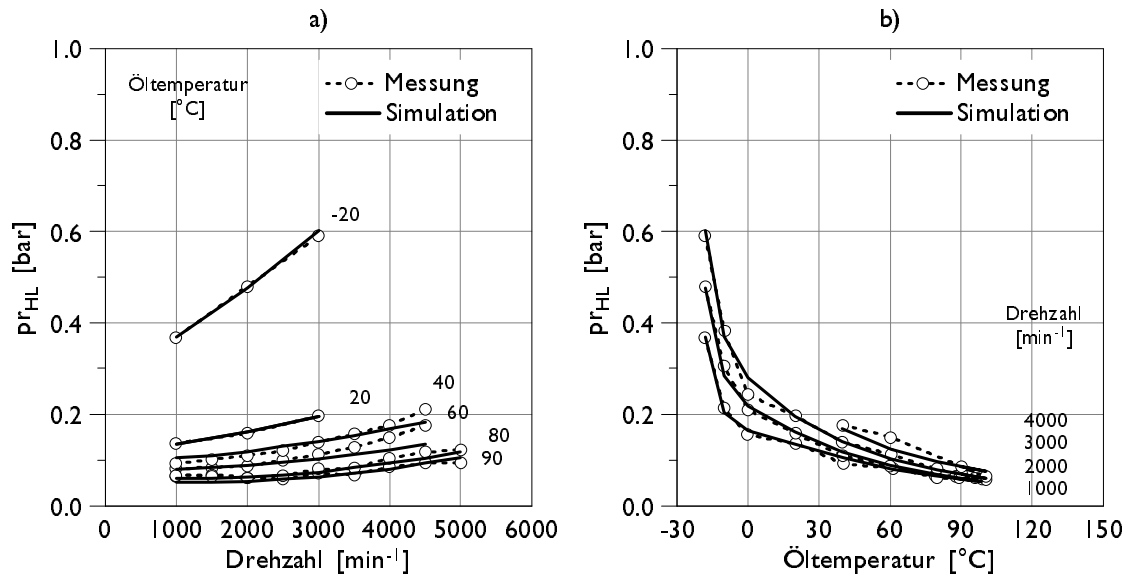


Abbildung 4.7: Reibung an den Hauptlagern (Messung/Simulation)

Wie bereits erwähnt, wird die Lagerreibung von der Lagertemperatur beeinflusst. Gibt es jedoch keine Temperaturinformationen aus den Strip-Down Messungen, muss ein Zusammenhang zwischen Öl- und Hauptlagertemperatur gefunden werden. Dafür bieten sich

#### 4 Methodik zur Modellerstellung

zwei Möglichkeiten an. Einerseits kann die Hauptlagertemperatur bei der Schleppmessung mitgemessen werden, andererseits kann der Zusammenhang mit Hilfe des thermischen Simulationsmodells gefunden werden. Dazu wird in einem ersten Schritt die Lagerreibung als Funktion von Drehzahl und Ölzuführtemperatur (Hauptölkanal) berechnet, wobei im Wesentlichen die Koeffizienten  $k_i$  der Gleichung 4.2 angepasst werden müssen. Anschließend werden mit diesem Modell Schleppwarmläufe bei verschiedenen Drehzahlen simuliert. Dies liefert simulierte Lagertemperaturen aus dem thermischen Netz. Mit dem so gewonnenen Zusammenhang (siehe Abbildung 4.8) wird das Reibungsmodell nochmals auf die Lagertemperatur abgestimmt.

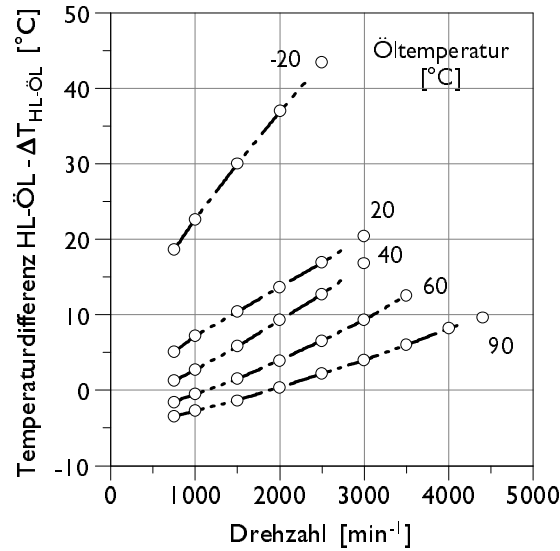


Abbildung 4.8: Temperaturdifferenz aus Öl- und Hauptlager

Die Reibung an den Pleuellagern lässt sich mit Hilfe der Strip-Down Methode nicht direkt ermitteln, da die Pleuel in einem Abbauschnitt mit den Kolben entfernt werden müssen. Die Pleuellagerreibung ist daher in der Reibung der Kolbengruppe enthalten und muss in Folge erst berechnet werden.

Die Pleuellagerreibung hängt von den selben Größen wie die der Hauptlager ab. Neben der Drehzahl und der Lagertemperatur wird das relative Lagerspiel in einer ersten Näherung identisch angenommen. Damit ergeben sich die Unterschiede zwischen Haupt- und Pleuellager lediglich aus der Geometrie. Mit der bekannten Hauptlagerreibung und dem Verhältnis Lageranzahl, Lagerbreite sowie dem quadratischen Lagerdurchmesser [13] kann die Pleuellagerreibung berechnet werden (siehe Gleichung 4.3).

$$pr_{PL} = pr_{HL} \frac{z_{PL} D_{PL}^2 B_{PL}}{z_{HL} D_{HL}^2 B_{HL}} \quad (4.3)$$



**Kolbengruppe**

Die Kolbengruppe besteht aus den Konstruktionselementen Kolben, Kolbenringe und Kolbenbolzen. Zusammen mit der Zylinderlaufbuchse bilden sie ein tribologisches System [13]. Aufgrund des großen Anteils der Kolbengruppe an der Reibung des Gesamtmotors (bis zu 50%) ist eine möglichst exakte Modellierung wichtig, da sehr viele der möglichen Wärmemanagementmaßnahmen auf die Reduktion der Kolbenreibung abzielen. Eine physikalische Beschreibung der Reibungsvorgänge an der Kolbengruppe ist durch die vielen Einflussgrößen (Drehzahl, Last, Kolbenringspannung, Desaxierung, Kolbenmasse, Rauigkeiten, ...) nur schwer möglich [3].

$$\begin{aligned}
 pr_{KO} = & k_1 + k_2 \sqrt{\frac{\nu(T_{BU})}{\nu(T_{BUref})}} + k_3 n + k_4 \frac{\nu(T_{BU})}{\nu(T_{BUref})} + k_5 n^2 + \\
 & + k_6 \sqrt{\frac{\nu(T_{BU})}{\nu(T_{BUref})}} n + k_7 \frac{\nu(T_{BU})}{\nu(T_{BUref})} n + k_8 \sqrt{\frac{\nu(T_{BU})}{\nu(T_{BUref})}} n^2 \quad (4.4)
 \end{aligned}$$

Auch an der Kolbengruppe hat die Viskosität im Schmierfilm einen entscheidenden Einfluss auf die absolute Größe der Reibleistung. Die Viskosität steht also in direktem Zusammenhang mit der Schmierfilmtemperatur [13]. Aufgrund der dünnen Schmierschicht an den Laufbuchsen stellt sich als Schmierfilmtemperatur annähernd die Zylinderlaufbuchsentemperatur ein. Damit ist die Buchsentemperatur neben der Drehzahl eine wichtige Eingangsgröße im Reibungsmodell (Gleichung 4.4), während der Einfluss der Schmiermitteleinfuhrtemperatur einen unwesentlichen Einfluss darstellt [13].

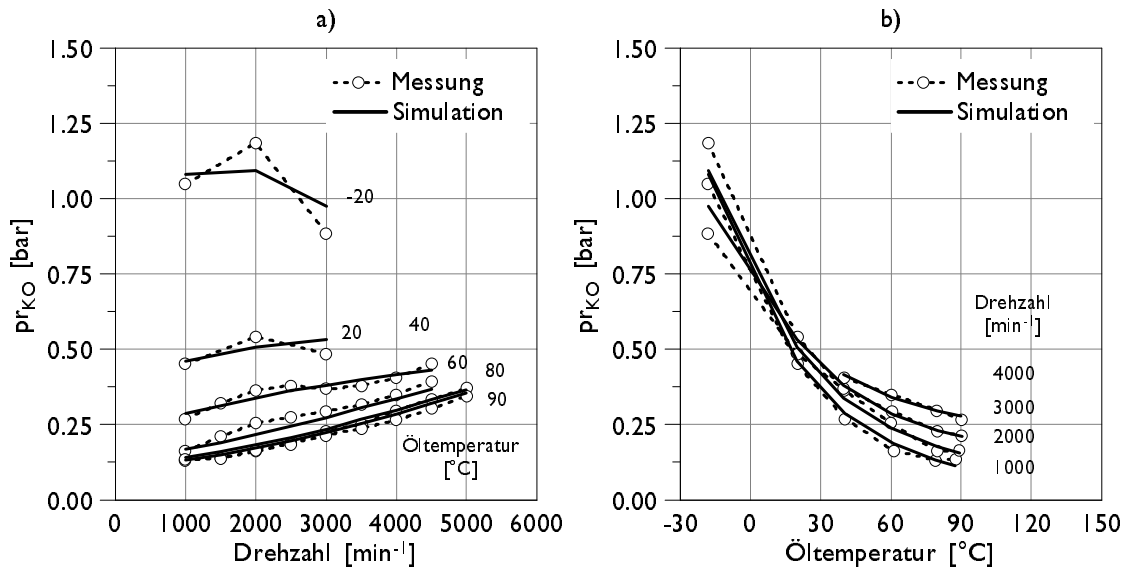


Abbildung 4.9: Reibung der Kolbengruppe (Messung/Simulation)

Wurde auch die Zylinderbuchsentemperatur bei den Reibungsuntersuchungen nicht gemessen, dann ist es auch bei der Reibung der Kolbengruppe notwendig, einen Zusammenhang zwischen Öl- und reibrelevanter Temperatur zu finden. Die Vorgehensweise ist die selbe wie bei Haupt- und Pleuellager unter Kapitel 4.4.2.

### Ventiltrieb

Das tribologische System des Ventiltriebs lässt sich in die Untersysteme Nocken-Gegenläufer-Ventil und Nockenwellenlagerung unterteilen.

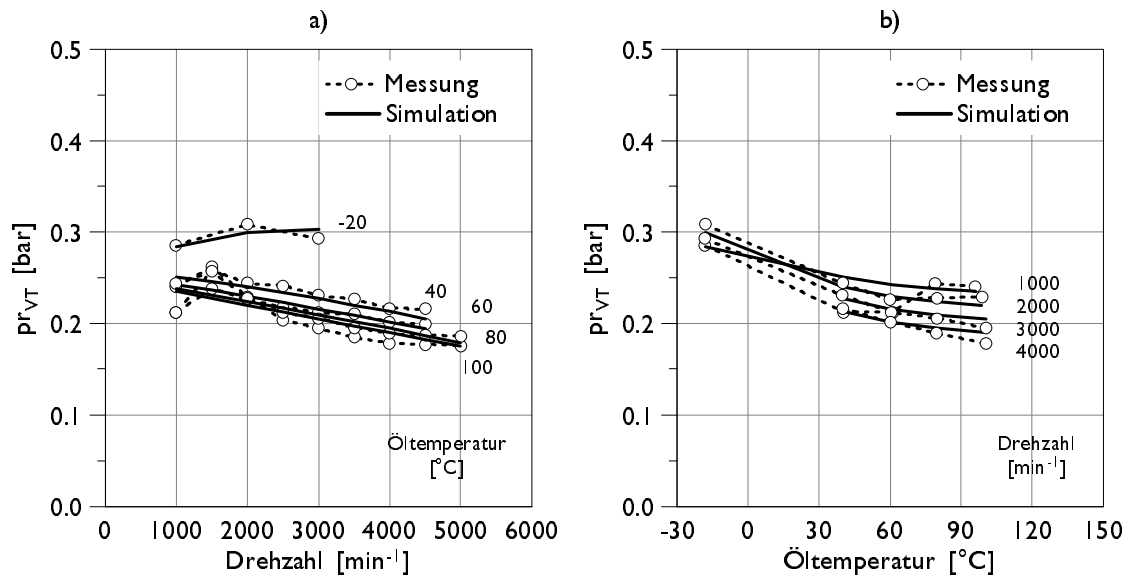


Abbildung 4.10: Reibung am Ventiltrieb (Messung/Simulation)

Im Unterschied zu den anderen Tribosystemen eines Verbrennungsmotors nimmt die Reibung mit zunehmender Drehzahl ab (siehe Abbildung 4.10), da der Mischreibungseinfluss im Kontaktbereich mit zunehmender Relativgeschwindigkeit sinkt [13].

Die Reibung des Ventiltriebs wird mit Hilfe der Gleichung 4.5 bestimmt. Als wesentliche Einflussgrößen werden auch bei diesem Subsystem die Drehzahl und die reibrelevante Temperatur verwendet. Da der Ventiltrieb im thermischen Netz nicht gesondert modelliert wird, dient die Öltemperatur als reibrelevante Temperatur. Heutige Ottomotoren weisen häufig auch Ventiltriebsvariabilitäten auf. Diese beeinflussen jedoch auch die Reibung, was mit Hilfe des konstanten Faktors  $a_{hub}$  berücksichtigt wird. Die Ermittlung dieses Wertes erfolgt mit Hilfe von Messungen.

$$\begin{aligned}
 pr_{VT} = & a_{Hub} + k_1 + k_2 \sqrt{\frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})}} + k_3 n + k_4 \frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})} + \\
 & + k_5 n^2 + k_6 \sqrt{\frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})}} n + k_7 \sqrt{\frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})}} n^2
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

### Nebenaggregate

Für eine genaue Berechnung der Reibung müssen im Modell alle am Motor verbauten Nebenaggregate berücksichtigt werden. Aufgrund der nicht zu vernachlässigenden Optimierungspotenziale, ist es jedoch sinnvoll, weitere Nebenaggregate im Reibungsmodell zu berücksichtigen. Zumindest die wichtigsten Vertreter sollen im Folgenden behandelt werden.

### Wasserpumpe

In der Form eines vereinfachten Rechenansatzes lassen sich die Verluste, die durch den Antrieb der Kühlmittelpumpe entstehen, folgendermaßen darstellen [13]:

$$pr_{WP} = k_1 + k_2 + k_3 n + k_4 n^2 \tag{4.6}$$

Da Kühlmittelpumpen üblicherweise wälzgelagert ausgeführt sind und Wälzlager gegenüber Gleitlagern eine geringere Temperaturabhängigkeit aufweisen, wird dieser Einfluss im Modell vernachlässigt (Abbildung 4.11 a).

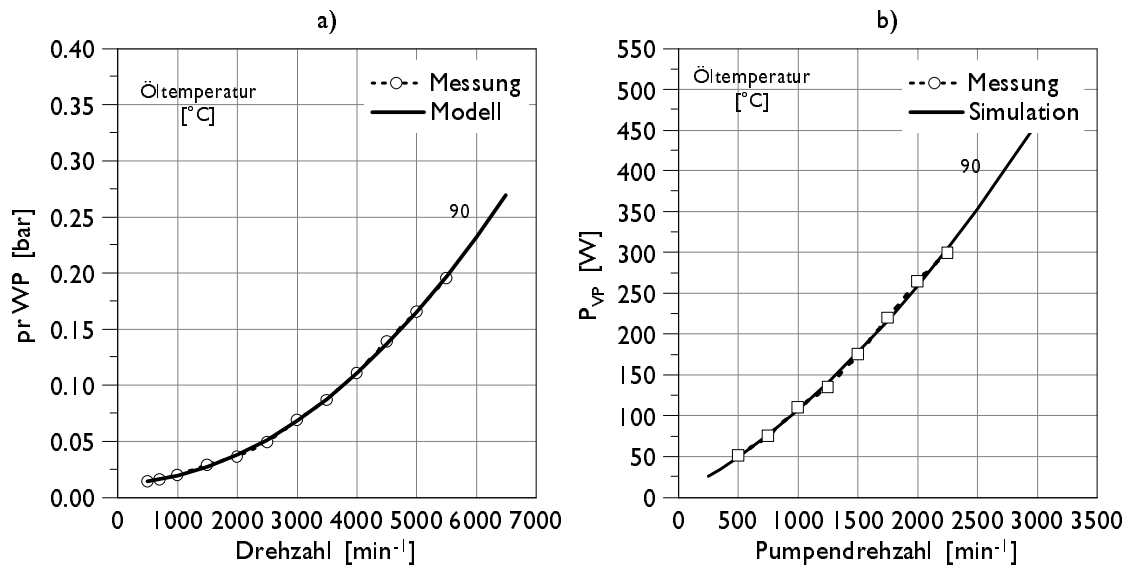


Abbildung 4.11: Reibmitteldruck Wasserpumpe und Antriebsleistung Vakuumpumpe (Messung/Simulation)

### Vakuumpumpe

Die Aufgabe der Vakuumpumpe ist es, ein ausreichendes Unterdruckangebot für den Bremskraftverstärker, sowie für weitere Nebenverbraucher zur Verfügung zu stellen. Üblicherweise ist die Vakuumpumpe als Flügelzellenpumpe ausgeführt und mit der Nockenwelle formschlüssig verbunden [46].

$$P_{VP} = k_1 + k_2 n_{VP} + k_3 n_{VP}^2 \quad (4.7)$$

Gleichung 4.7 zeigt die Formel zur Berechnung der Antriebsleistung der Vakuumpumpe. Aufgrund des insgesamt sehr geringen Anteils der Vakuumpumpe an der Gesamtreibung [46] und der geringen Temperaturabhängigkeit [5] wird dieser Einfluss in diesem Ansatz vernachlässigt.

### Ölpumpe

Während in Verbrennungsmotoren Radialkreiselpumpen zur Förderung des Kühlmittels eingesetzt werden, kommen bei der Förderung des Schmieröles hydraulische Verdrängerpumpen zum Einsatz. Schmierölpumpen werden so ausgelegt, dass bei niedrigem Drehzahlniveau die Fördermenge und der erzeugte Öldruck ausreichen, um die Betriebssicherheit an allen relevanten Bauteilen zu gewährleisten. Mit steigender Motordrehzahl würde die Antriebsleistung der Pumpe drastisch ansteigen, weshalb neuartige Systeme eine Förderstromregelung aufweisen (Absteuerverhalten), um damit den unnötig ansteigenden Antriebsleistungen bei höheren Drehzahlen entgegenzuwirken [13].

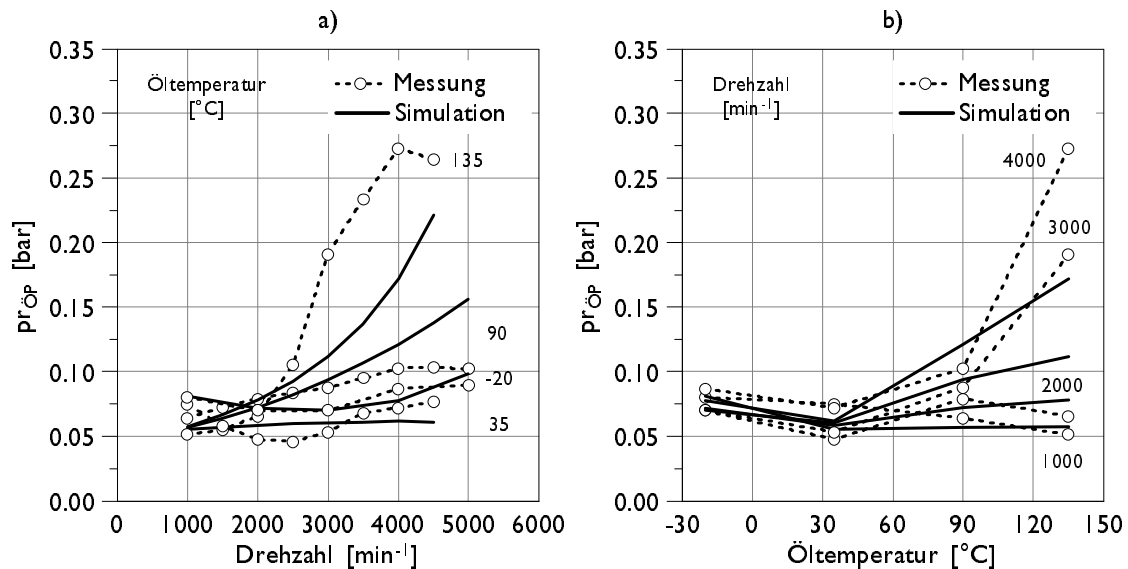


Abbildung 4.12: Reibmitteldruck der Ölpumpe (Messung/Simulation)

Die quantitative Größe und der qualitative Verlauf der Antriebsleistung einer Schmiermittelpumpe ist stark vom Ölkreislauf-Widerstand der Motoren, sowie von der konstruktiven

Auslegung, dem Arbeitsprinzip der Pumpe und dem Absterverhalten abhängig. Aus diesem Grund ist eine einfache mathematische Beschreibung in einer ähnlichen Form wie es bei der Berechnung der Mitteldrücke der Kühlmittelpumpe vorgestellt wurde nur schwer möglich und mit großen Abweichungen behaftet. Es ist daher ratsam, die Antriebsleistung an jeden Motor neu anzupassen [13].

$$\begin{aligned}
 pr_{OP} = & k_1 + k_2 \sqrt{\frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})}} + k_3 n + k_4 \frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})} + k_5 n^2 + \\
 & + k_6 \sqrt{\frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})}} n + k_7 \frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})} n + k_8 \sqrt{\frac{\nu(T_{OL})}{\nu(T_{OLref})}} n^2
 \end{aligned} \quad (4.8)$$

### Generator

Der Generator zählt zu den wesentlichen Verbrauchern unter den Nebenaggregaten [46]. Aus diesem Grund bedarf es einer genauen Modellierung dieser Komponente im Reibungsmodell.

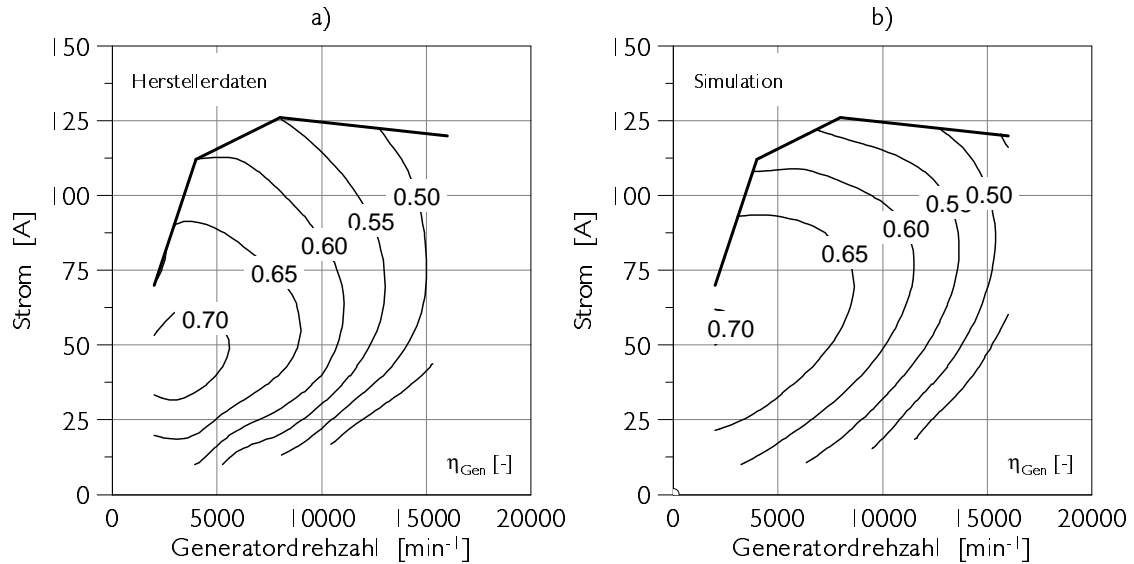


Abbildung 4.13: Wirkungsgradkennfeld - Generator (Herstellerdaten/Simulation)

Für die Berechnung des Antriebsbedarfs des Generators wird auf Herstellerkennfelder zurückgegriffen. Diese stellen den Zusammenhang zwischen Generatorwirkungsgrad, Strombedarf und Drehzahl dar.

Mit Hilfe dieser Daten lässt sich der Generatorwirkungsgrad über eine Polynomfunktion bestimmen:

$$\eta_{GEN} = k_1 + k_2 I_{GEN} + k_3 n_{GEN} + k_4 I_{GEN}^2 + k_5 n_{GEN}^2 + k_6 I_{GEN} n_{GEN} \quad (4.9)$$

Die Konstanten ( $k_i$ ) der Gleichung 4.9 werden, so wie bei den bisherigen Modellen, mit Hilfe eines Mathematikprogramms und der „Least-Squares“ Methode bestimmt.

Aus dem über die Gleichung gewonnen Wirkungsgrad und der effektiven elektrischen Leistung lässt sich der Antriebsbedarf berechnen. Die elektrische Leistung stammt entweder aus Messdaten oder aus Simulationsergebnissen eines Generatormodells, falls ein solches vorhanden ist.

### Hochdruckpumpe

Die Hochdruckpumpe (HDP) hat die Aufgabe, den von der Elektrokraftstoffpumpe mit einem Vordruck gelieferten Kraftstoff in ausreichender Menge auf das für die Hochdruckeinspritzung erforderliche Niveau von 120bar zu verdichten [7].

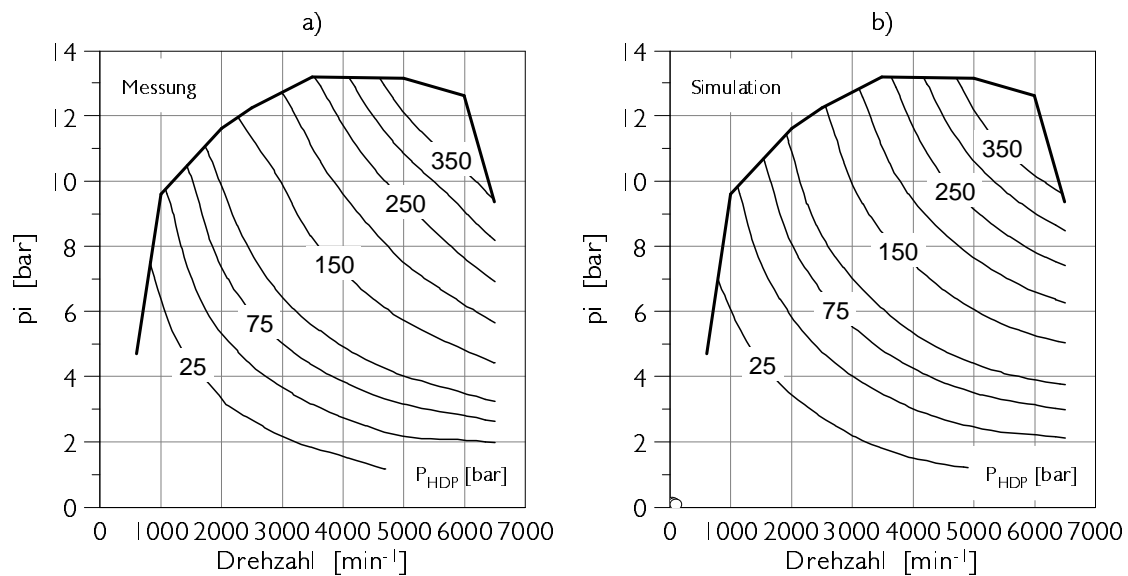


Abbildung 4.14: Antriebsleistung der Hochdruckpumpe (Herstellerdaten/Simulation)

Die mathematische Beschreibung der Antriebsleistung erfolgt ausgehend von der hydraulischen Pumpenleistung unter Einbeziehung der mechanischen und hydraulischen Verluste (siehe Gleichung 4.10).

$$P_{HDP} = \dot{V} dp \frac{1}{\eta_{mech} \eta_{hyd}} \quad (4.10)$$

Sowohl der dafür erforderliche Kraftstoffvolumenstrom als auch die Druckdifferenz zwischen Hoch- und Vordruck werden aus betriebswarmen Kennfeldmessungen entnommen. Die notwendigen Werte für die Wirkungsgrade stammen aus der Literatur [7]. Diese vereinfachte Annahme ist für Ottomotor-Hochdruckpumpen ausreichend, da der Leistungsbedarf im Verhältnis zur gesamten Reibleistung gering ist.

Um die Rechenzeiten im thermischen Motormodell gering zu halten, wird aus der mit Glei-

## 4 Methodik zur Modellerstellung

chung 4.10 bestimmten Pumpenleistung ein mathematisches Modell abgeleitet (Abbildung 4.14). Dies reduziert die Interaktionen zwischen den einzelnen Teilmodellen.

$$P_{HDP} = \sqrt{k_1 + k_2 n + k_3 p_i + k_4 n^2 + k_5 p_i^2 + k_6 n p_i} \quad (4.11)$$

Für die Berechnung der Pumpen-Antriebsleistung werden damit nur die Drehzahl und der indizierte Mitteldruck benötigt (siehe Gleichung 4.11).

### 4.4.3 Prognosegenauigkeit des Reibungsmodells

Aus der Summe aller Reibungsverluste lässt sich die Motorgesamtreibung bestimmen. Dass der gewählte Ansatz für die Berechnung der Reibung in thermischen Motormodellen geeignet ist, zeigt ein Messungs-/Rechnungsvergleich in Abbildung 4.15.

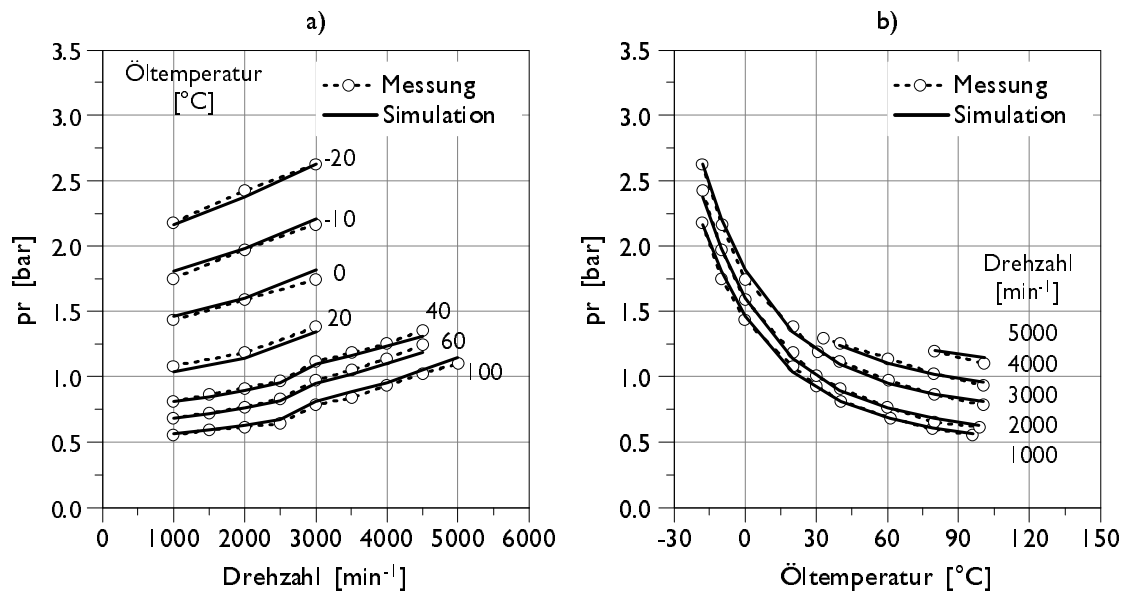


Abbildung 4.15: Reibung des Gesamtmotors (Messung/Simulation)

Mit dem vorgestellten Reibungsmodell lässt sich die Reibung im gesamten Drehzahl- und Temperaturbereich genau berechnen. Im Mittel liegt die Abweichung im Gesamtreibungsniveau bei rund  $\pm 2\%$ , die des Anteils der Kolbengruppe beispielsweise bei ca. 10% und jene des Anteils des Viskositätseinflusses der Kolbengruppe bei etwa 5%. Damit kann die geforderte Genauigkeit im Reibungsmodell eingehalten werden und eignet sich daher für den Einsatz in Motorwarmlaufmodellen.

### 4.4.4 Modellerstellung bei eingeschränkter Datenbasis

Gibt die Simulation die Motorgesamtreibung richtig wieder, kann der Verbrauch im Basisfall richtig berechnet werden, auch wenn die Reibungsaufteilung fehlerbehaftet wäre.

#### 4 Methodik zur Modellerstellung

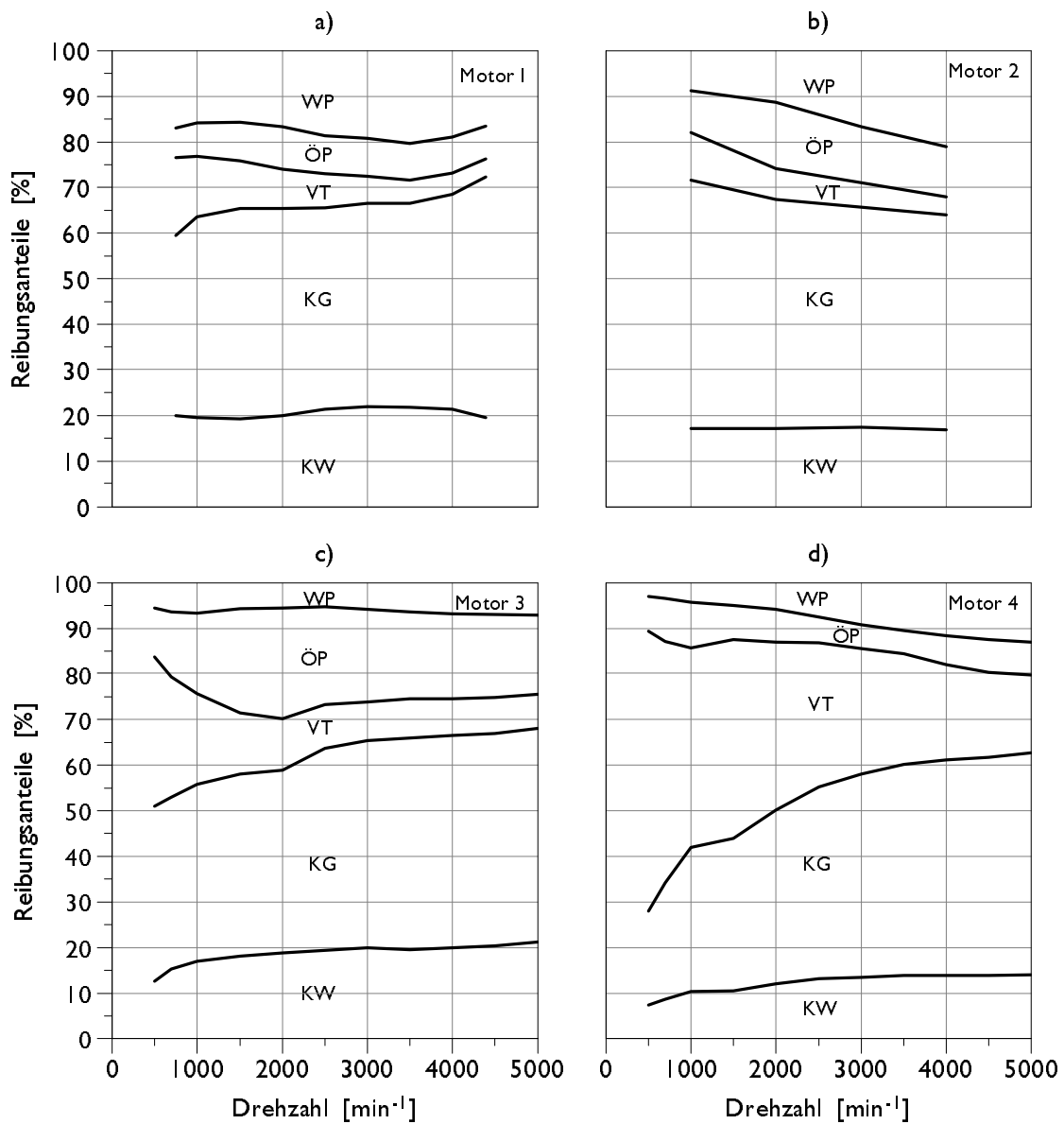


Abbildung 4.16: Reibungsaufteilung verschiedener Motoren bei 90°C Öltemperatur

Sollten hingegen Wärmemanagementmaßnahmen bewertet werden, dann bedarf es einer exakten Reibungsaufteilung im gesamten Temperatur- und Drehzahlbereich. Solche Daten stehen jedoch in sehr vielen Fällen für die Modellerstellung nicht zur Verfügung. Eine mögliche Abhilfe ist, die Aufteilung von anderen Motoren zu übernehmen. Dies führt jedoch zu keinen zufriedenstellenden Ergebnissen, da die Motoren aufgrund von Unterschieden in der Motormechanik, der Wahl der Materialien und des verwend-



ten Schmierstoffes sowie der Lagerspiele recht deutlich abweichen können (siehe Abbildung 4.16).

Wie es dennoch möglich ist, die Reibungsaufteilung zu bestimmen, soll im Folgenden gezeigt werden. Die gewählte Vorgehensweise setzt voraus, dass die Motorgesamtreibung für verschiedene Temperaturen und Drehzahlen sowie Strip Messungen bei zumindest einer Temperatur vorhanden sind. Zusätzlich müssen die Reibleistungen der wichtigsten Hilfseinrichtungen (Ölpumpe, Vakuumpumpe und Generator) bekannt sein.

Sind all diese Daten vorhanden, kann mit sehr guter Näherung angenommen werden, dass die Temperatur einen untergeordneten Einfluss auf die Reibung der Wasserpumpe, der Vakuumpumpe und des Generators hat. Damit sind die absoluten Beträge dieser Reibgruppen im gesamten Temperaturbereich bekannt. Für die Ölpumpe gilt diese vereinfachte Annahme nicht. Hier sollten jedoch Messergebnisse bei verschiedenen Temperaturen und Drehzahlen vom jeweiligen Systemlieferanten erhältlich sein. Damit sind nur noch die Komponenten Ventiltrieb, Kolbengruppe, sowie Haupt- und Pleuellager unbekannt.

Betrachtet man den Anteil der Reibung am Ventiltrieb in Abbildung 4.16, dann unterscheiden sich diese recht deutlich, d.h. die Anteile des Ventiltriebs lassen sich nicht ohne weiteres von anderen Motoren übernehmen. Eine Analyse sämtlicher am Institut vorrätiger PKW Reibungsdaten hat gezeigt, dass sich die Anteile und die absoluten Beträge am Ventiltrieb deutlich unterscheiden. Betrachtet man jedoch die relative Verschiebung der Anteile ausgehend von einer definierten Temperatur (z.B.: 90°C), dann sind die Unterschiede zwischen den Motoren gering.

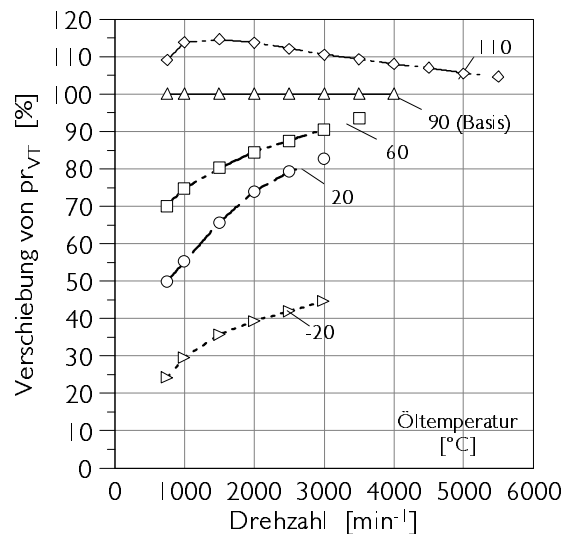


Abbildung 4.17: Relative Verschiebung des Ventiltrieb-Reibungsanteils bei Variation der Öltemperatur (Basis: 90°C)

Aus sämtlichen Motoren wird ein Mittelwert gebildet und daraus ein Kennfeld der relativen Reibungsverschiebung am Ventiltrieb abgeleitet. Dieses Kennfeld ist in Abbildung 4.17 dargestellt und zeigt, dass sich beispielsweise der Anteil des Ventiltriebs bei 1000min<sup>-1</sup> von

90°C auf -20°C um 70% reduziert. Mit Hilfe dieser Daten und der bekannten Ventiltriebsreibung bei einer bestimmten Temperatur, lässt sich die Reibung bei unterschiedlichen Temperaturen bestimmen.

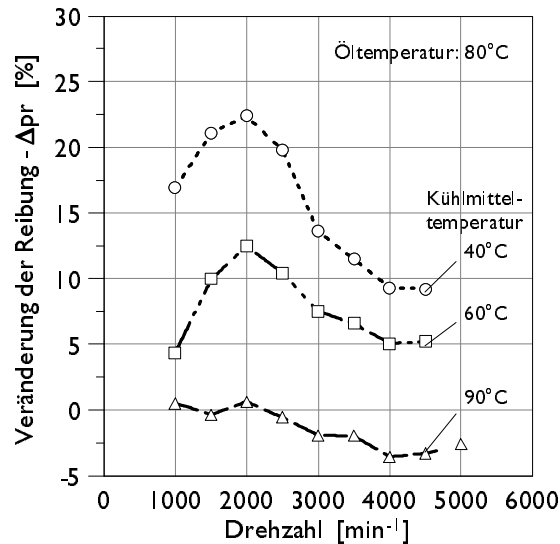


Abbildung 4.18: Veränderung der Motorgesamtreibung bei Variation der Kühlmitteltemperatur (Öltemperatur: 80°C)

Damit ist nur noch die Reibung der Kolbengruppe sowie der Haupt- und Pleuellager unbekannt. Eine Möglichkeit, die Reibung der Kolbengruppe bei unterschiedlichen Temperaturen zu bestimmen, sind Spreizungsmessungen. Bei diesen Messungen wird Kühlmittel und Öl getrennt konditioniert. Die Öltemperatur wird konstant gehalten und die Kühlmitteltemperatur variiert. Das Ganze erfolgt bei verschiedenen Drehzahlen. Durch die Variation der Kühlmitteltemperatur ändert sich die Motorreibung. Diese betragsmäßige Veränderung kann direkt der Kolbengruppe zugeschrieben werden. Die unterschiedlichen Kühlmitteltemperaturen verändern direkt die Zylinderbuchsentemperatur, welche wie bereits erwähnt, eine der entscheidenden Größen für die Reibung der Kolbengruppe ist. Dass diese Annahme erlaubt ist, wird durch derartige Untersuchungen an „Floating-Liner“ Motoren bestätigt, welche an verschiedenen Forschungseinrichtungen durchgeführt wurden [71].

Abbildung 4.18 zeigt Ergebnisse von Spreizungsmessungen die im Zuge dieser Arbeit entstanden sind. Auf Basis einer Öltemperatur von 80°C wurde die Kühlmitteltemperatur auf 60°C und 40°C abgesenkt und auf 90°C angehoben. Dabei steigt der Reibmitteldruck bei 40°C um bis zu 22%. Mit diesen Daten lässt sich nun auch der Reibmitteldruck der Kolbengruppe bei verschiedenen Temperaturen bestimmen.

Somit fehlt nur noch die Reibung der Haupt- und Pleuellager. Da aber alle anderen Reibungsanteile, sowie die Motorgesamtreibung bekannt sind, kann die Differenz diesen beiden Reibgruppen zugeordnet werden. Die Aufteilung auf Haupt- und Pleuellager erfolgt mit Hilfe des mathematischen Zusammenhangs aus Kapitel 4.4.2 (Gleichung 4.3).

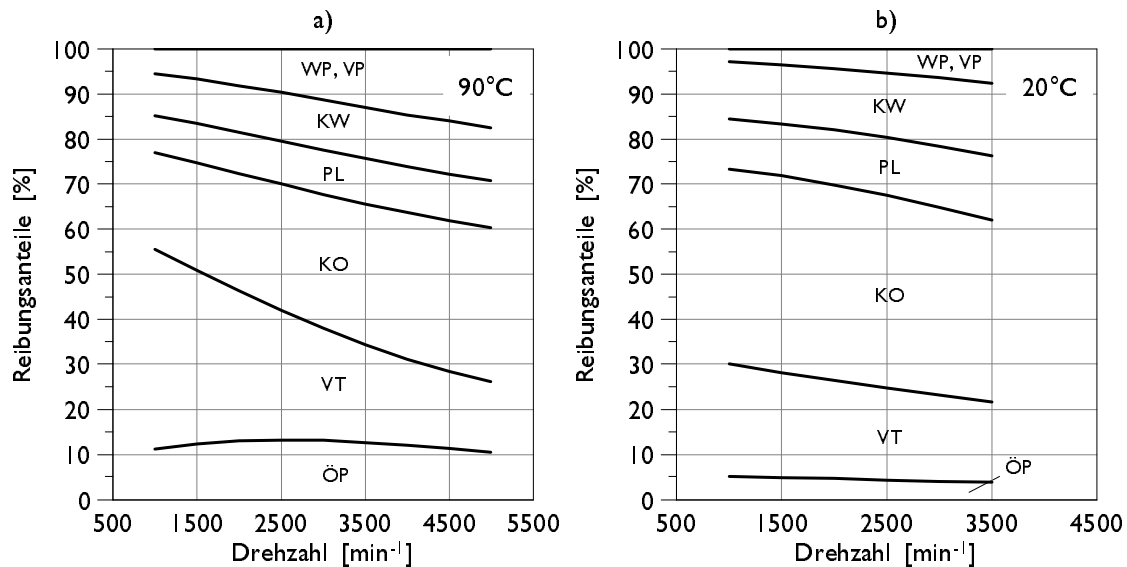


Abbildung 4.19: Reibungsaufteilung bei 90°C und 20°C Öltemperatur

Ausgehend von der bei 90°C bekannten Reibungsaufteilung (Abbildung 4.19 a), lässt sich mit dieser Methode die Reibungsaufteilung bei den verschiedensten Temperaturen bestimmen. Beispielhaft ist in Abbildung 4.19 b noch die Reibungsaufteilung für eine Öltemperatur von 20°C dargestellt.

## 4.5 Verbrauchsmodell

In vielen veröffentlichten Modellansätzen erfolgt die Verbrauchsermittlung auf Basis eines betriebswarmen Kennfeldes als Funktion der Drehzahl und des indizierten Mitteldrucks. Aus dem effektiven Mitteldruck (Längsdynamiksimulation) und dem Reibmitteldruck (Reibungsmodell) lässt sich der indizierte Mitteldruck bestimmen. Damit geht eine Änderung der Reibung unmittelbar in die Verbrauchsberechnung ein [5], [59]. Dieser Ansatz setzt jedoch voraus, dass sich der indizierte Wirkungsgrad im Motorwarmlauf nicht oder nur kaum verändert, was aufgrund applikatorischer Eingriffe nur für wenige Motoren zutreffend ist. Für genaue Verbrauchsvorhersagen muss daher die Veränderung des indizierten Wirkungsgrades im Vergleich zum betriebswarmen Motor berücksichtigt werden.

Besonders drastisch wirkt sich die Katalysator-Heizphase eines Ottomotors auf den Verbrauch aus. Mit dieser Phase wird der Bereich des Kaltstarts bezeichnet, in dem durch Zusatzmaßnahmen ein schnelleres Aufheizen des Katalysators erreicht wird, um unmittelbar nach Motorstart die Schadstoffemissionen umsetzen zu können. Dafür sind Mindesttemperaturen von 300°C notwendig [7]. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um das schnellere Aufheizen des Katalysators zu realisieren. Im vorliegenden Fall wird dies über hohe Abgasenthalpien realisiert. Dafür bedarf es großer Luftmassen und sehr später Zündwinkel.

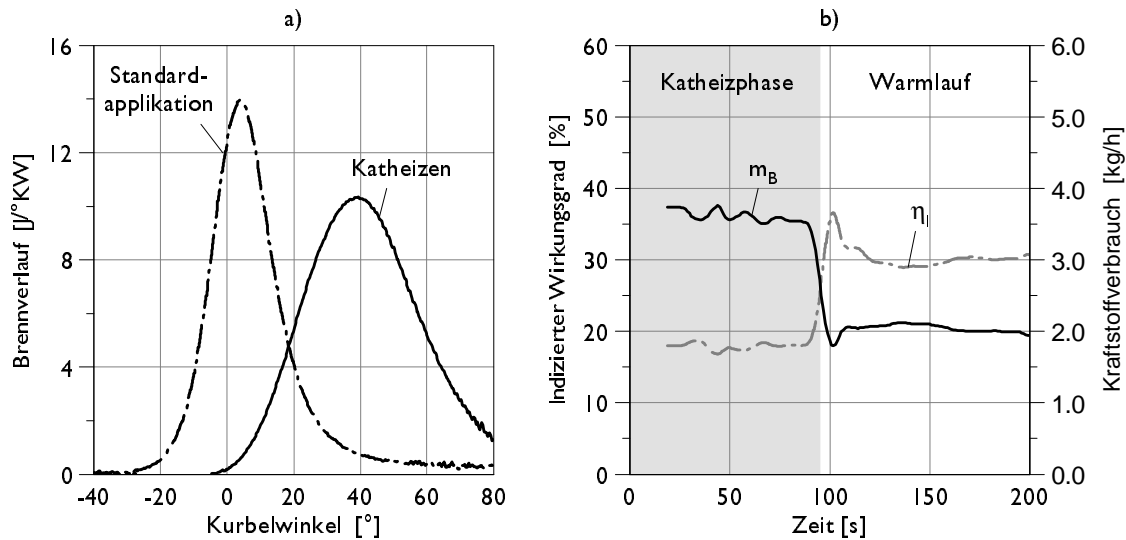


Abbildung 4.20: Einfluss des Katalysator-Heizens im Motorwarmlauf

Abbildung 4.20 a zeigt den Brennverlauf eines stationären Warmlaufes in der Katheizphase und unmittelbar nach der Umschaltung in die Standardapplikation. Sehr deutlich wird die späte Verbrennungsschwerpunktlage dieser Phase ersichtlich. Durch Katheizen verschiebt sich der 50%-Energieumsatzpunkt ( $MFB_{50\%}$ ) zu einer in Bezuglich zum Wirkungsgrad deutlich ungünstigeren Lage von  $42^{\circ}KW$ . Dies wird auch durch die zeitlichen Verläufe des indizierten Wirkungsgrades und Kraftstoffverbrauchs der Abbildung 4.20 b bestätigt.

Basis für die Erstellung des Verbrauchsmodells ist - so wie in anderen Ansätzen - ein betriebswarmes Verbrauchskennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl und indiziertem Mitteldruck. Mit Hilfe stationärer Warmläufe am Motorprüfstand, die bei verschiedenen Lastpunkten und Starttemperaturen durchgeführt werden, wird die Änderung des indizierten Wirkungsgrades gegenüber dem betriebswarmen Motor bestimmt und daraus eine Korrekturfunktion abgeleitet. Da das Katheizen aufgrund geringer zur Verfügung stehender Abgasenthalpien besonders im unteren Teillastbereich notwendig ist und Abweichungen im Modell dort größere Auswirkungen haben, bedarf es besonders in diesem Kennfeldbereich einer breiten Datenbasis.

Auch beim Dieselmotor kann die fehlende Berücksichtigung der Veränderung des indizierten Wirkungsgrades zu Abweichungen in der Verbrauchssimulation führen. Zwar sind die applikatorischen Eingriffe nicht so ausgeprägt wie beim Ottomotor, je nach Motor können dadurch doch Veränderungen im indizierten Wirkungsgrad von einigen Prozent auftreten. Unter der Prämisse, dass bei thermischen Motormodellen eine maximale Verbrauchsabweichung von 0.5% erlaubt ist, muss der Einfluss des Wirkungsgrades berücksichtigt werden.

## 4.6 Abgassystem

Wie bereits erwähnt, beinhaltet das Abgassystem sowohl den Abgasturbolader (ATL) als auch das Abgasmachbehandlungssystem (AGS), wobei beide Komponenten aufgrund ihrer Komplexität als eigene Subsysteme modelliert werden. Im Folgenden soll der gewählte Ansatz zur Modellierung eines Dieselmotorabgassystems vorgestellt werden.

### 4.6.1 Abgasturbolader

Im Unterschied zu den beiden in der Literatur gefundenen Ansätzen, die entweder den Luftpfad oder die Struktur des ATL berücksichtigen, soll ein Modell entwickelt werden, das beide Bereiche abbildet.

Damit soll das Modell Ergebnisgrößen wie die Enthalpie nach Turbo (= Eingangsgröße der Abgasmachbehandlung) oder den Wärmeeintrag des ATL in das Schmiersystem liefern.

#### Wärmeströme am Abgasturbolader

Um diese Größen berechnen zu können, müssen die wesentlichen Leistungen und Wärmeströme des Systems berücksichtigt werden (Abbildung 4.21).

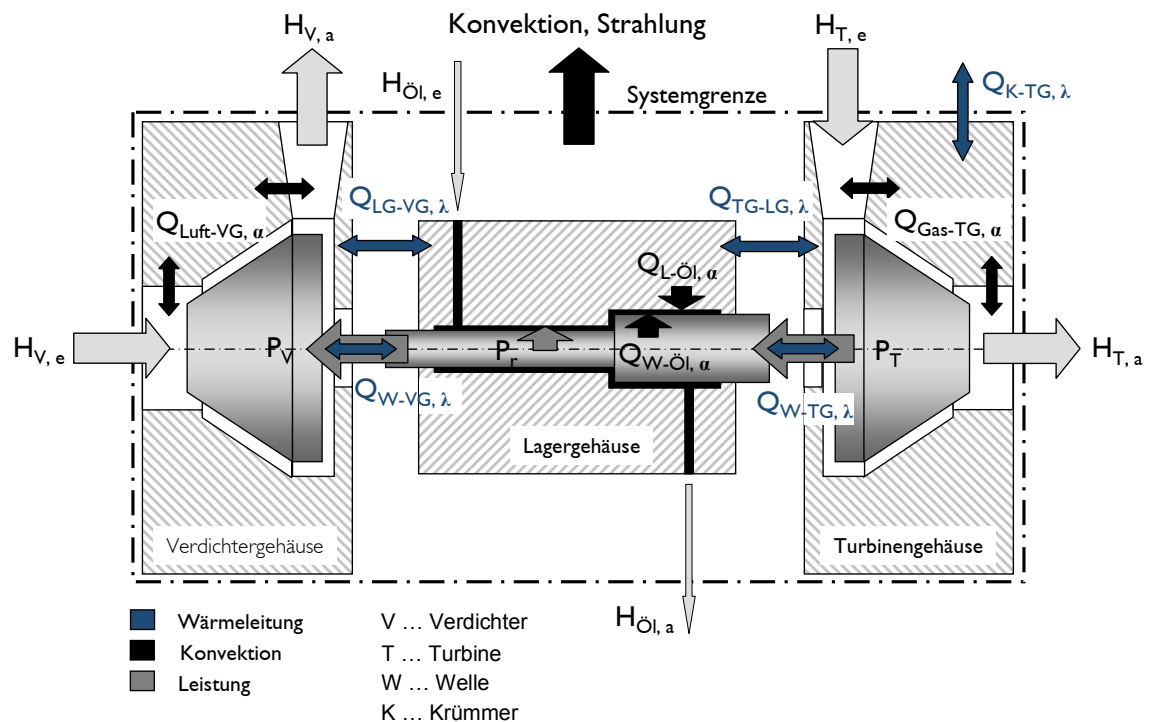


Abbildung 4.21: Grundsätzlicher Modellaufbau (Vgl. Merker et al. [43])

Der Abgasturbolader besteht aus zwei thermischen Strömungsmaschinen, dem Verdichter als Strömungsarbeitsmaschine sowie der Abgasturbine mit variabler Turbinengeometrie

(VTG) als Strömungskraftmaschine, gekoppelt über eine gemeinsame Welle. Der Verdichter hat dabei die Aufgabe, dem Verbrennungsmotor vorverdichtete Luft zur Verfügung zu stellen. Er wird von der Turbine angetrieben, welche die Enthalpie des heißen Verbrennungsabgases ( $H_{T,e}$ ) nützt und in mechanische Energie umwandelt [38].

Beim Abgasturbolader beeinflusst die Wärmefreisetzung der Turbine das Wirkungsgradverhalten des Verdichters nachhaltig, da zwischen den einzelnen Teilsystemen Turbine, Lagergehäuse und Verdichter entweder durch Wärmeleitung oder Strahlung bzw. Konvektion Wärmeströme ausgetauscht werden. Da die Turbine für die Kennfeldvermessung meist mit einer konstanten Gastemperatur beaufschlagt wird und gelegentlich sogar isoliert ist, stellen sich stationäre Wärmeströme zwischen Turbine und Verdichter ein, die in der Realität so nicht auftreten. Somit ist nur ein Teil des realen Verhaltens eines Abgasturboladers über die adiabate Betrachtungsweise mit entsprechenden isentropen Wirkungsgraden von Verdichter und Turbine abgedeckt [44]. Darum erfolgt in diesem Modell eine Berücksichtigung des konvektiven Wärmeaustauschs zwischen Gas und Struktur.

Neben diesem Wärmeaustausch wird auch jene zwischen Struktur und Umgebung über Strahlung und Konvektion sowie zwischen den Bauteilen über lineare Wärmeleitungsbeziehungen berücksichtigt.

Zusätzlich wird der Wärmeeintrag in den Schmierkreis berücksichtigt. Dieser setzt sich aus der Reibleistung an der Turboladerwelle und dem Wärmestrom, der vom heißen Turboladergehäuse an das Öl abgegeben wird, zusammen [43].

### Leistungsgleichgewicht

Als Grundgleichung des thermischen Turboladermodells wird das Leistungsgleichgewicht am Turbinenrad angesetzt. Es wird von einem mechanischen Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine ( $P_T$ ) und Verdichter ( $P_V$ ) ausgegangen, korrigiert durch die aufzubringende Reibleistung im Lager ( $P_R$ ) [38]. Für die Abbildung des dynamischen Verhaltens des Turbinenrades wird die Trägheit ergänzend berücksichtigt (Gleichung 4.12).

$$I_T \omega_{ATL} \frac{d\omega_{ATL}}{dt} = P_T - P_V - P_R \quad (4.12)$$

### Verdichter

Der thermodynamische Prozess am Verdichter lässt sich über eine isentrope Verdichtung unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades beschreiben [26]. Damit lässt sich die Verdichterleistung wie folgt berechnen:

$$P_V = \dot{m}_V \frac{1}{\eta_{is,V}} h_1 \left[ \left( \frac{p_{2,e}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_1 - 1}{\kappa_1}} - 1 \right] \quad (4.13)$$

Für eine Lösung von Gleichung 4.13 müssen als wesentliche Größen die Enthalpie am Eintritt, der isentrope Verdichterwirkungsgrad und das Verdichterdruckverhältnis bekannt sein. Verdichterwirkungsgrad und Druckverhältnis werden mit Hilfe von Herstellerkennfeldern bestimmt, wobei Pump- und Stopfgrenze durch eine Begrenzung des Interpolationsbereichs berücksichtigt werden (Abbildung 4.22 a).

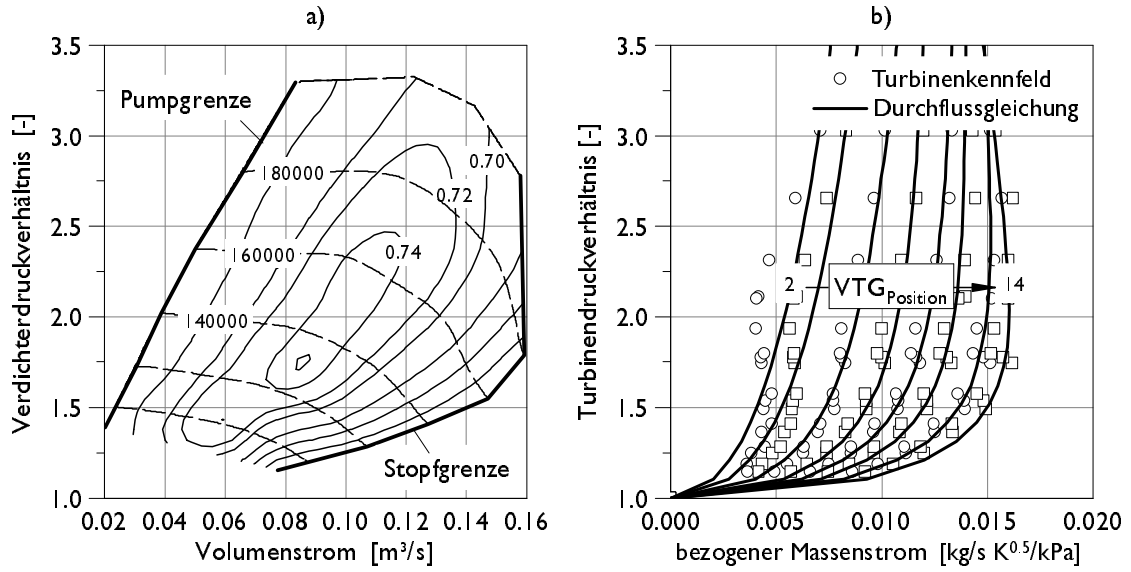


Abbildung 4.22: Verdichter- und Turbinenkennfeld

### Turbine

Notwendige Größen für die Berechnung der Turbinenleistung sind ebenfalls die Enthalpie am Eintritt, das Druckverhältnis und der isentrope Wirkungsgrad (Gleichung 4.14).

$$P_T = \dot{m}_T \eta_{is,T} h_3 \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_3 - 1}{\kappa_3}} \right] \quad (4.14)$$

Im Unterschied zum Verdichter ist eine Interpolation allerdings nicht ohne Weiteres möglich (siehe Abbildung 4.22 b). Einerseits ergeben sich bei größeren bezogenen Massenströmen und höheren Turbinendruckverhältnissen Mehrfachlösungen, andererseits verursacht die Extrapolation in Bereichen niedriger bezogener Massenströme Schwierigkeiten, was sich bei niedriglastigen Fahrzyklen wie dem NEFZ bemerkbar machen würde.

Aus diesem Grund wird das Massenstromverhalten durch eine Düse angenähert. Um diesen Ansatz auf die VTG-Turbine zu übertragen, wird der Parameter des effektiven Querschnitts durch einen variablen Ersatzquerschnitt  $A_T$  angenähert.  $A_T$  stellt somit eine Funktion der VTG-Position dar [25]. Der Durchflusskoeffizient  $\mu_T$  wird unter Einbeziehung des Turbinendruckverhältnisses mit Hilfe der Least-Squares Methode angepasst (Gleichung 4.15).

$$\dot{m}_{T,bez} = \mu_T \left( \frac{p_3}{p_4} \right) A_T (VTG_{Stellung}) \sqrt{\frac{1}{R}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.15)$$

Als noch fehlende Größe zur Berechnung der Turbinenleistung wird der isentrope Turbinenwirkungsgrad benötigt. Damit eine Interpolation möglich ist, wird dieser über bezogene Turbinendrehzahl und Laufzahl aufgetragen (Abbildung 4.23 b).

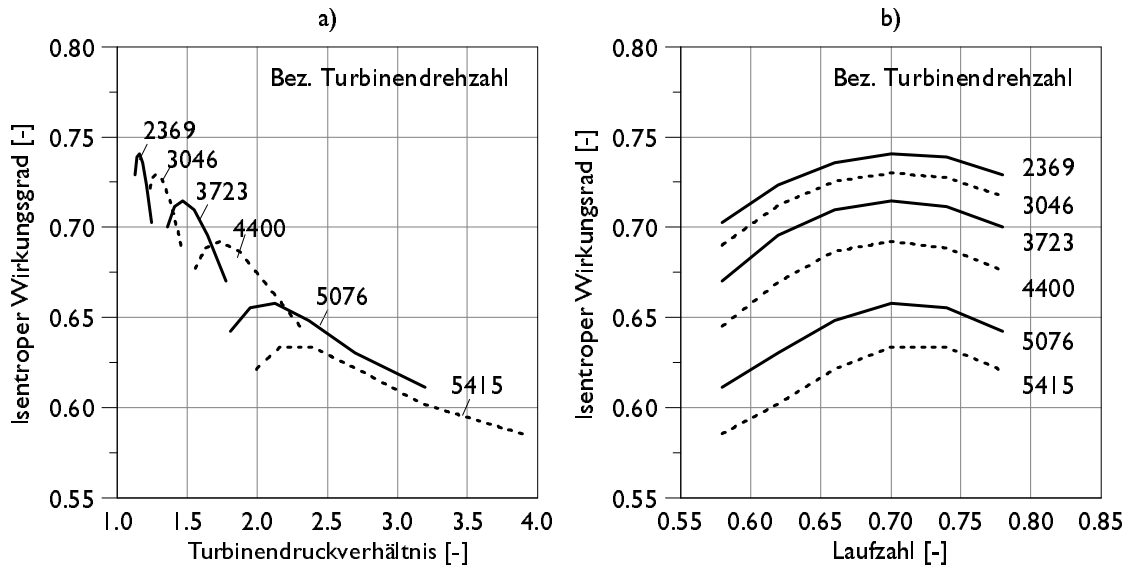


Abbildung 4.23: Kennfeld des isentropen Turbinenwirkungsgrades

### Reibung an der Turboladerwelle

Im gewählten Modellansatz wird neben der Verdichter- und Turbinenleistung auch die Reibung an den Lagerstellen der Turboladerwelle berücksichtigt.

Aufgrund der hohen Turbinendrehzahl erfolgt die Lagerung durch Gleitlager. Für die Berechnung der Reibleistung wird ein ideales, nahezu unbelastetes Radiallager angenommen, in dem lediglich Flüssigkeitsreibung auftritt. Diese Annahme gilt für konzentrisch laufende Wellen mit einwandfreier Ölversorgung. Es liegt damit eine drucklose, laminare Couette-Strömung (Schleppströmung) vor [31], [48]:

$$u(r) = \frac{r_L - r}{r_L - r_W} u_W = \frac{r_L - r}{a} \omega_W r_W \quad (4.16)$$

Im Fluid entsteht durch den Geschwindigkeitsgradienten die Schubspannung  $\tau(r_W)$  [31].

$$\tau(r_W) = \eta \frac{-u_W}{a} = -\eta \frac{\omega_W r_W}{a} \quad (4.17)$$

Eine Integration der Schubspannung über die Lagerfläche ergibt die Reibkraft  $F_L$  aus der, unter Berücksichtigung der Turboladerdrehzahl, die Reibleistung berechnet werden kann [31].

$$P_R = \eta \frac{2\pi b}{a} r_W^3 \omega_W \quad (4.18)$$

### Ladedruckregelung

Die Ladedruckregelung erfolgt ausgehend von einem Ladedruck-Wunschkennfeld, welches



aus den Inputparametern Drehzahl, indizierter Mitteldruck und Applikation einen Soll-Ladedruck bestimmt (Abbildung 4.24). Mit dem nachgeschalteten PID-Glied erfolgt die eigentliche Regelung des VTG-Stellers. Der Regler verändert die VTG-Position, bis die vorhandene Regelabweichungen zwischen Soll- und Ist-Ladedruck ausgeglichen ist. Trägheiten des mechanischen Antriebs des VTG-Stellers werden mit Hilfe eines PT1-Gliedes berücksichtigt.

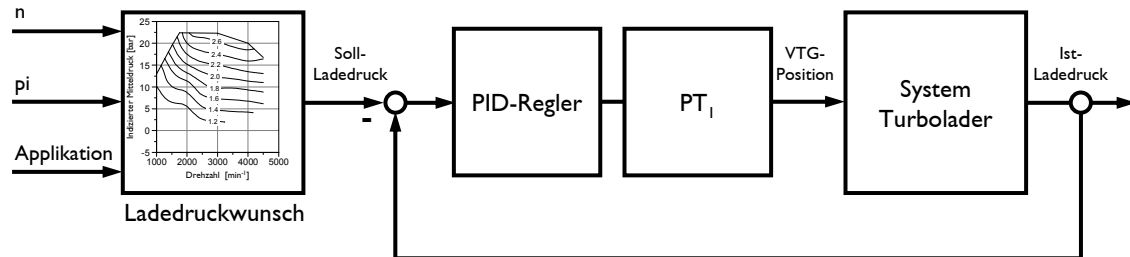


Abbildung 4.24: Schema der Ladedruckregelung

### Thermisches Modell des Abgasturboladers

Die Struktur des Abgasturboladers wird mit vier Ersatzmassen abgebildet (Abbildung 4.21). Neben dem Verdichter-, Turbinen- und Lagergehäuse wird eine periphere Masse berücksichtigt, welche Turbinenrad, VTG-Steller und Montagekonsole des Stellers beinhaltet. Der Wärmeaustausch zwischen diesen Ersatzmassen und dem Krümmer (thermisches Modell) erfolgt mit linearen Wärmeleitungsmodellen.

Aufgrund der am ATL auftretenden hohen Temperaturen wird neben Konvektion auch Strahlung auf der Turbinenseite berücksichtigt.

Die Parametrierung des thermischen Modells erfolgt mit Hilfe von CAD-Daten. Neben den Teilmassen des Abgasturboladers und der Wärmeleitungsflächen, die direkt in das Modell übernommen werden können, entsprechen die Wärmeleitungslängen dem Schwerpunktsabstand zweier Teilmassen.

### Validierung des Abgasturboladers

Die Validierung des thermischen Turboladermodells erfolgt mit zwei verschiedenen Fahrzyklen. Neben dem niedriglastigen NEFZ, der die Qualität des Modells im unteren Kennfeldbereich überprüfen soll, wurde auch ein höherlastiger dynamischer Fahrzyklus gewählt (US06).

Um ausschließlich die Qualität dieses Systems zu überprüfen, wird dem Modell eine gemessene Gastemperatur  $T_3$  vorgegeben. Abbildung 4.25 zeigt einen Messungs-/Rechnungsvergleich beispielhaft für den US06 Fahrzyklus bei einer Starttemperatur von  $+20^\circ\text{C}$ .

Gas- bzw. Lufttemperaturen nach Verdichter und Turbine sind in den Abbildungen 4.25 a und b dargestellt. Diese können mit dem gewählten Ansatz sehr gut wiedergegeben werden. Die beiden Bauteiltemperaturen von Verdichter- und Turbinengehäuse sind in Abbildung 4.25 c dargestellt. Auch diese Temperaturen können von der Simulation in ausreichender Qualität berechnet werden. Sollten genauer simulierte Bauteiltemperaturen gefordert

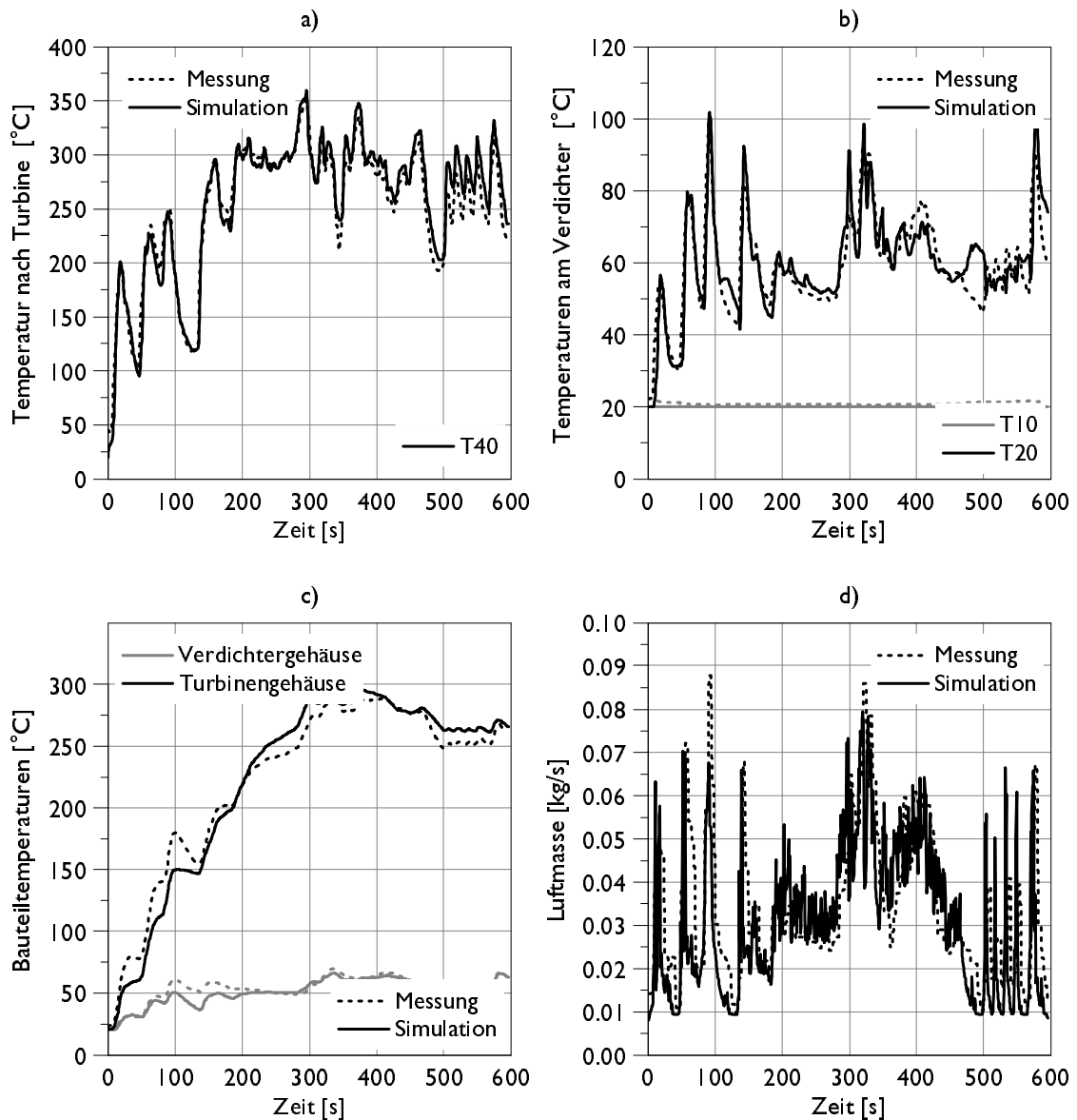


Abbildung 4.25: Validierung des thermischen Turboladermodells im US06 +20°C

sein, so würde eine feiner gewählte Diskretisierung des thermischen Netzes die Ergebnisse verbessern. Dann muss sowohl Verdichter-, als auch Turbinengehäuse aus zumindest zwei Ersatzmassen bestehen. Neben den Temperaturen ist in Abbildung 4.25 d noch die simulierte Luftmasse im US06 dargestellt.



### Thermisches Modell des Abgassystems

Das thermische Modell des AGS wird mit fünf Ersatzmassen und fünf Wärmeleitungen abgebildet. So werden die Keramikträger von Katalysator und Dieselpartikelfilter ebenso als einfache Punktmasse berücksichtigt, wie das Stahlblechgehäuse, welches aus drei Teilmassen besteht. Für die Parametrierung des AGS werden Geometriedaten, aber auch Stoffdaten aus der Literatur verwendet [50].

### Katalysator Light-Off

Für die Bestimmung der Katalysator Light-Off Temperatur wird ein sehr vereinfachter Ansatz gewählt. Über stationäre Warmläufe, die bei verschiedenen Lastpunkten und unterschiedlichen Starttemperaturen durchgeführt werden, wird die Konvertierungsrate von HC und CO bestimmt und in Kennfelder hinterlegt (Abbildung 4.27).

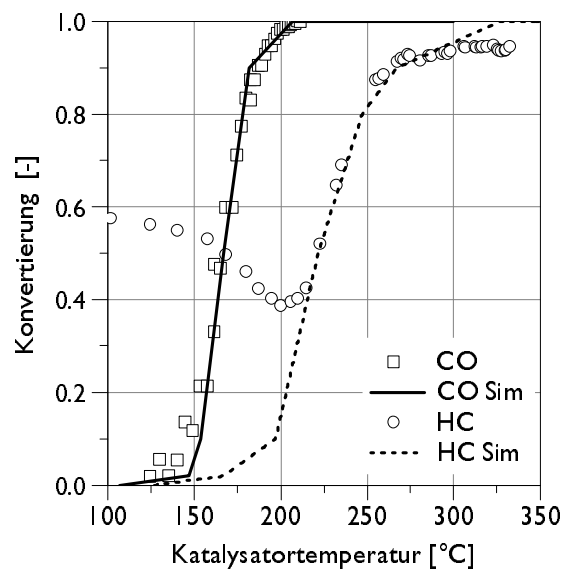


Abbildung 4.27: Konvertierung im Warmlauf (1500min-1, 6bar)

### Validierung des Abgasnachbehandlungssystems

Das Modell der Abgasnachbehandlung wird mit dem NEFZ validiert. Alle erforderlichen Randbedingungen stammen aus Messdaten, um Einflüsse wie etwa Abweichungen des Turboladermodells zu vermeiden.

Zwei Ergebnisse aus den Simulationsrechnungen sind in Abbildung 4.28 dargestellt. Abbildung 4.28 a zeigt die Temperatur des Dieseloxydationskatalysators und Abbildung 4.28 b die Temperatur nach Dieselpartikelfilter.

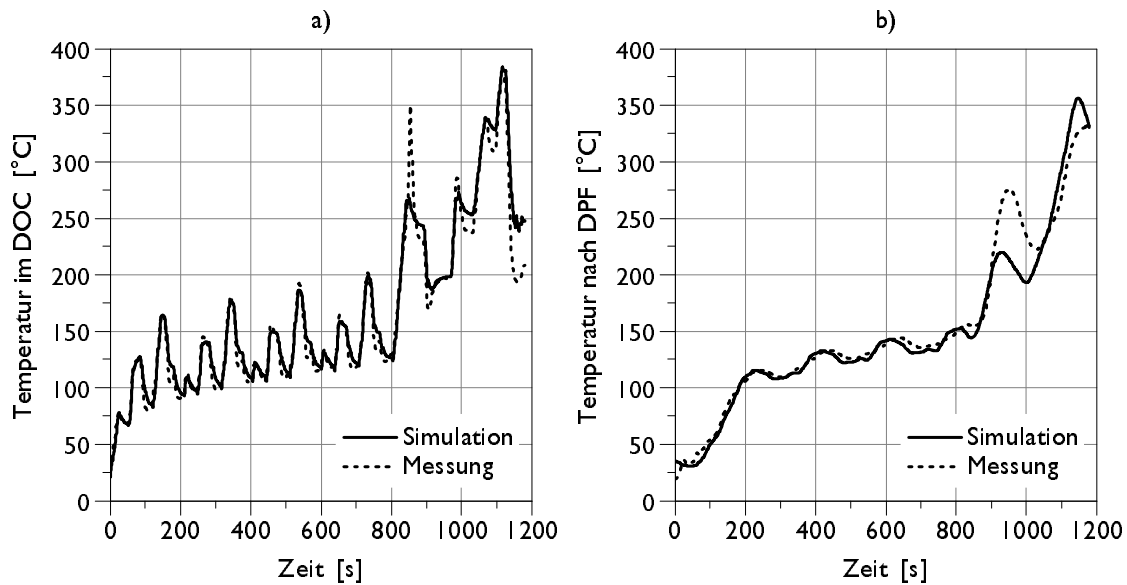


Abbildung 4.28: Thermisches Verhalten des Abgassystems im NEFZ +20°C

## 4.7 Prognosegenauigkeit der untersuchten Motoren

### 4.7.1 Versuchsträger

Im Zuge dieser Arbeit wurden sechs verschiedene Motoren analysiert und daraus thermische Motormodelle abgeleitet. Neben vier Dieselmotoren (DDE) waren dies zwei Ottomotoren, wobei es sich um einen Turbomotor mit Saugrohreinspritzung (BSE-T) und einen Saugmotor mit Direkteinspritzung (BDE) handelte.

Die Bandbreite der Motoren reichte dabei vom kleinen Dreizylinder, über Vier- und Sechszylinder, bis hin zum Achtzylinder, wobei die spezifischen Motorleistungen im Bereich zwischen rund  $50\text{kW}/\text{dm}^3$  und  $80\text{kW}/\text{dm}^3$  lagen.

### 4.7.2 Prognosegenauigkeit

Die Prognosegenauigkeit des thermischen Verhaltens ist beispielhaft für den Motor DDE-4 in Abbildung 4.29 dargestellt. Dabei handelt es sich um einen Simulations-/ Messungsvergleich im NEFZ Fahrzyklus bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen. Neben einem Kaltstart bei +20°C ist noch ein Warmstart bei Betriebstemperatur dargestellt.

Die Abbildungen 4.29 a bis d zeigen eine Auswahl an Temperaturen, die besonders für die Reibung und damit den Kraftstoffverbrauch entscheidend sind. Neben Kühlmittel- und Öltemperatur im Hauptölkanal sind dies die Hauptlagertemperatur (Abbildung 4.29 c) und eine repräsentative, gemittelte Buchsentemperatur (Abbildung 4.29 d). Das thermische Verhalten kann im gesamten Zyklus gut abgebildet werden. Die größten Abweichungen treten im betriebswarmen NEFZ ab etwa 800sec auf und stammen aus Unterschieden in

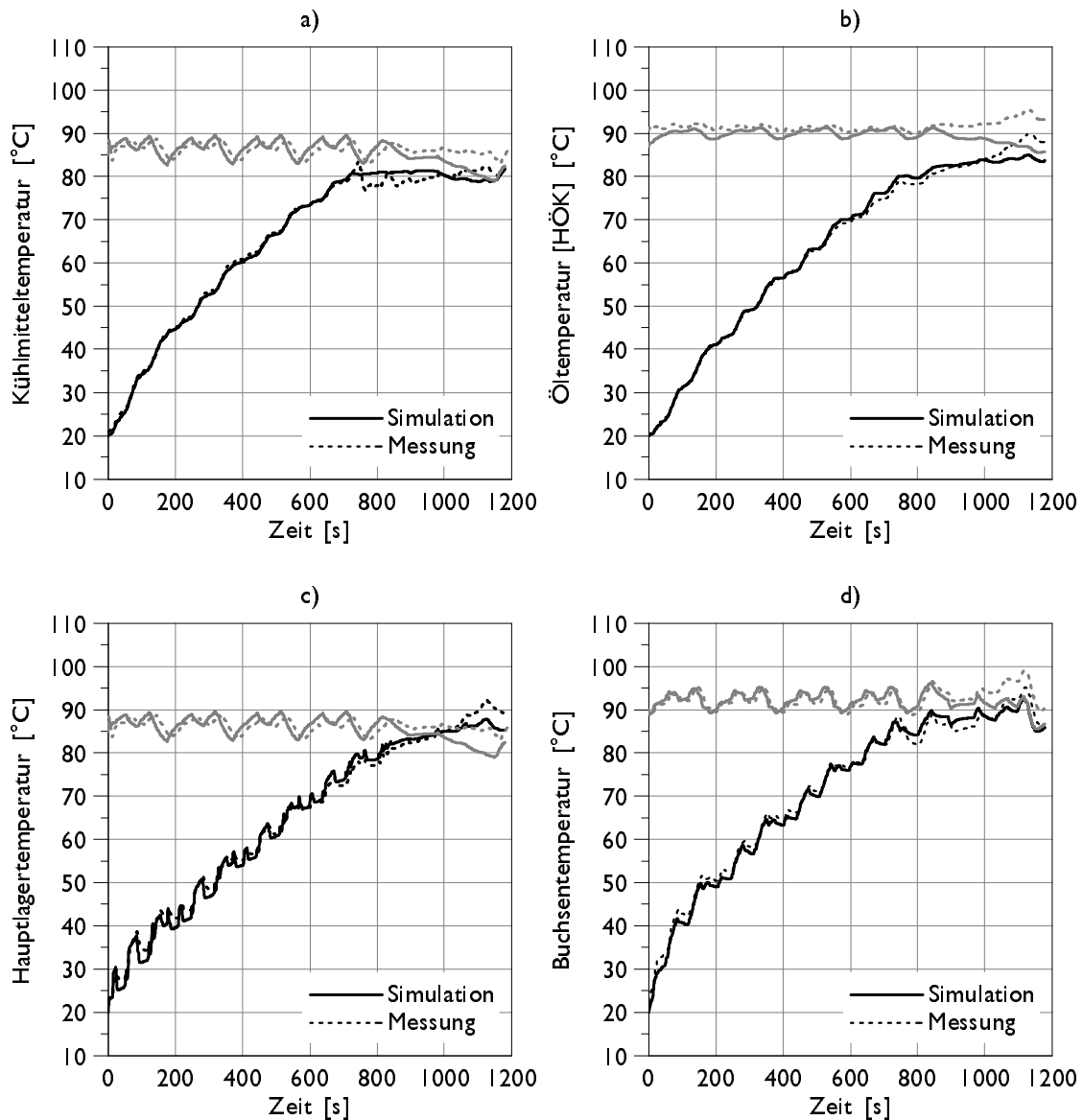


Abbildung 4.29: Prognosegenauigkeit (DDE-4)

der Thermostat-Öffnung. Damit würde sich noch Verbesserungspotenzial in der Modellierung des Thermostat-Verhaltens ergeben.

Abbildung 4.30 zeigt die Prognosegenauigkeit des thermischen Verhaltens und auch des Kraftstoffverbrauchs im NEFZ +20°C für den Motor DDE-4 und einer Auswahl weiterer Motoren, die für Untersuchung von Maßnahmen in Kapitel 5 verwendet werden.

Die Abweichung der simulierten Aufwärmzeit von Kühlmittel und Öl ist in Abbildung 4.30 a dargestellt, wobei die größten Abweichungen rund 2.6% betragen. Aus dem definierten

#### 4 Methodik zur Modellerstellung

Zielbereich einer maximalen Temperaturabweichung von Kühlmittel und Öl von  $\pm 2^\circ\text{C}$ , was rund 4% in der Aufwärmzeit entspricht, kann die geforderte Genauigkeit von allen thermischen Motormodellen eingehalten werden.

Auch die Kraftstoffverbräuche werden in der geforderten Genauigkeit wiedergegeben (Abbildung 4.30 b).

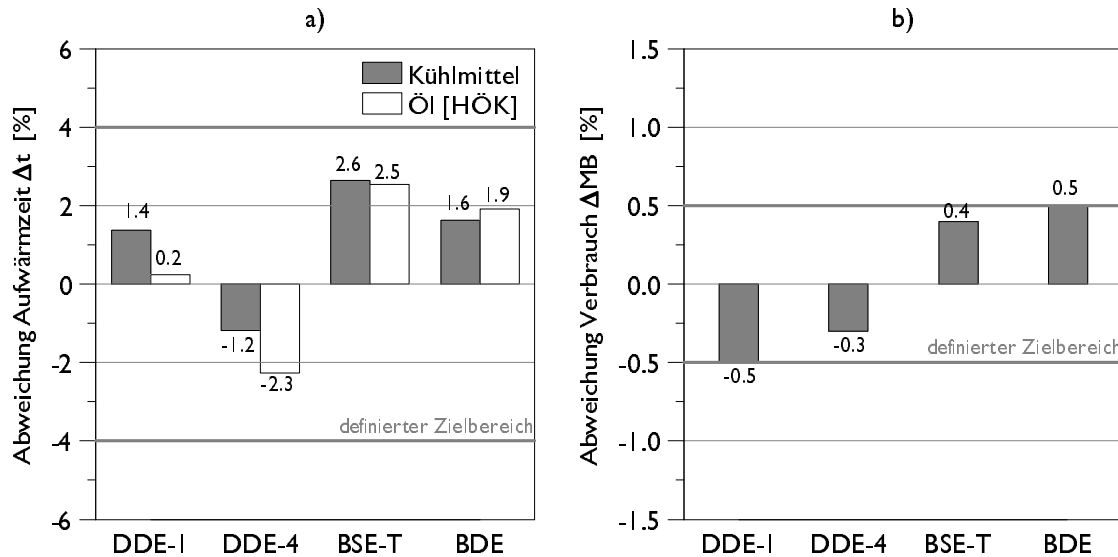


Abbildung 4.30: Prognosegenauigkeit einiger untersuchter Motoren im NEFZ +20°C

Auch mit dem Vorteil der ‘groben’ Diskretisierung, der zumeist einen reduzierten Abstimmungsaufwand bedeutet, bietet die eingesetzte Methodik einen Ansatz für detaillierte Modelle, mit dem es möglich ist, thermische Motormodelle rasch und in der geforderten Genauigkeit abzubilden. Wie sich bei der Modellerstellung der sehr unterschiedlichen Motoren gezeigt hat, erlaubt dieser methodische Ansatz eine Übertragbarkeit auf andere Motoren.

# 5 Untersuchung von Maßnahmen

Neben dem Wärmemanagement, das unzählige Möglichkeiten bietet, um den Motorwarmlauf zu verkürzen, gibt es zahlreiche andere Möglichkeiten, um die in Zukunft geforderten strengen  $CO_2$ -Grenzwerte zu erreichen. So kommen mittlerweile Hybridfunktionen bei sehr vielen Neufahrzeugen zur Anwendung. Des Weiteren rückt auch die Abwärmenutzung aufgrund ihrer großen theoretischen Potenziale in den Mittelpunkt der Betrachtung.

Mit Hilfe der detaillierten thermischen Modelle von vier verschiedenen Motoren (zwei Otto- und zwei Dieselmotoren) sollen anhand mehrerer Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen Fragestellungen wie die dabei auftretenden Verbrauchspotenziale, das thermische Verhalten und die Unterschiede zwischen den Motoren beantwortet werden. Aus Gründen der Vergleichbarkeit der sich einstellenden Potenziale gilt für alle Untersuchungsergebnisse der NEFZ bei einer Starttemperatur von  $+20^\circ C$ .

## 5.1 Wärmemanagement Maßnahmen

Unter Wärmemanagement versteht man die Steuerung des Wärmehaushalts mit dem Ziel, dass immer und überall im und am Fahrzeug die richtigen Temperaturen herrschen. Dazu gehört neben thermischem Komfort und minimalem Verbrauch auch die thermische Betriebssicherheit [66], wobei das vorrangige Ziel dieser Untersuchungen die Minimierung des Kraftstoffverbrauchs ist.

Es gibt nun eine Reihe von Maßnahmen, welche die Nutzung der vorhandenen Energie positiv beeinflussen. Neben der Einbringung zusätzlicher Energie, die etwa aus Wärmespeichern stammen kann, lassen sich auch durch gezielte Eingriffe in die Kühlkreisarchitektur Reibung und damit Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf reduzieren.

### 5.1.1 Wärmespeicher

Beim Kaltstart würde ein erhöhter Wärmeeintrag den Motorwarmlauf verkürzen und so die Reibung und damit den Kraftstoffverbrauch senken. Betriebswarme Motoren produzieren hingegen zu viel Wärme, die über den Fahrzeugkühler und die Motoroberfläche abgeführt werden muss. Eine Speicherung dieser überschüssigen Energie wäre daher sinnvoll, da so der zeitlich versetzte Wärmebedarf zumindest teilweise gedeckt werden könnte. [30].

Zur Wärmespeicherung stehen grundsätzlich eine Fülle an Technologien zur Verfügung (Abbildung 5.1). Wärmespeicher können in sensible, latente und chemische Wärmespeicher unterteilt werden, wobei sensible in feste und flüssige, latente in anorganische und organische Wärmespeicher unterteilt werden.

Unter sensibler Wärme versteht man die „fühlbare“ Wärme. Der Speichereffekt erfolgt hier durch eine Erhöhung der inneren Energie. Durch thermische Isolation wird versucht, das



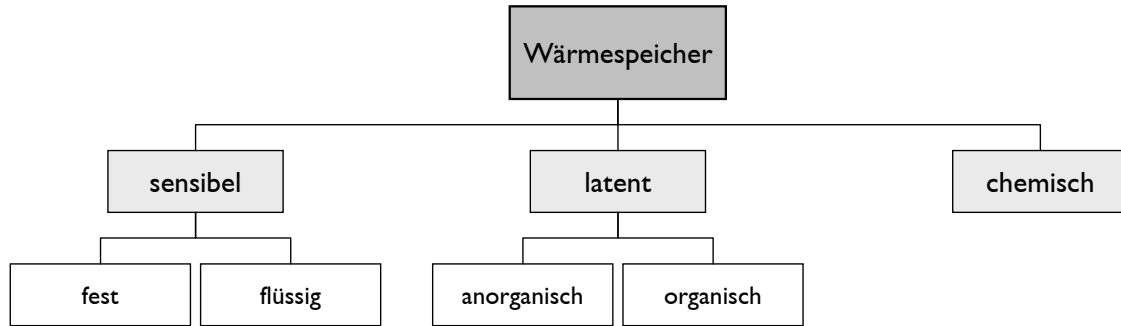


Abbildung 5.1: Einteilung von Wärmespeichern

Temperaturniveau zu halten [19]. Neben der üblichen Speicherung von Flüssigkeiten (z.B.: Wasser oder Kühlmittel) lässt sich etwa auch die innere Energie der Motorstruktur mit Hilfe von Isolationsmaterialien speichern.

Im Unterschied zu den sensiblen Wärmespeichern durchlaufen Latentwärmespeicher beim Be- und Entladen einen Phasenwechsel des Speichermaterials. Der Phasenwechsel zeichnet sich dahingehend aus, dass bei konstanter Temperatur eine große Wärmemenge gespeichert werden kann, welche beim Erstarren/Kondensieren wieder frei wird. Bis zum Erreichen der für den Phasenwechsel notwendigen Schmelztemperatur steigt die Enthalpie proportional mit der Temperatur (sensible Wärme). Ab dem Zeitpunkt des Phasenwechsels steigt die Enthalpie stark an, wobei die Temperatur so lange konstant bleibt, bis das gesamte Material geschmolzen ist [19].

Neben diesen beiden Arten der thermischen Energiespeicherung rücken chemische Speichermechanismen in den Fokus der Forschung [30]. Chemische Speicher beruhen auf dem Prinzip, dass eine Verbindung von mehreren Stoffen unter Einwirkung von Wärme aufgelöst wird. Ist diese endotherme Reaktion reversibel, wird die Wärme bei der Rückreaktion wieder abgegeben (exotherme Reaktion). Durch eine räumliche Trennung der beiden Reagenten kann so Wärme gespeichert werden [19].

Für den Einsatz im Automobil sind von all diesen Speichern nur eine begrenzte Zahl der bestehenden Technologien geeignet. Die Ursache liegt darin, dass Wärmespeicher im PKW-Bereich bisher nur sporadisch eingesetzt werden, da der Großteil der Entwicklungen aus dem Bau- und Kraftwerkssektor stammt [19], wo Baugröße und Gewicht eine untergeordnetere Rolle spielen. Zusätzlich unterscheiden sich die Betriebstemperaturen entscheidend von jenen in Verbrennungsmotoren.

Allen Einsatzbereichen gemeinsam ist jedoch der Wunsch nach einer möglichst hohen Energiedichte. Abbildung 5.2 zeigt einen Vergleich der Energiedichten verschiedener Wärmespeicher und ihre Temperaturbereiche.

Die höchsten Energiedichten von bis zu einigen  $GJ/m^3$  liefern chemische Energiespeicher, wobei die meisten der chemischen Speichermaterialien für Motoren aufgrund ihrer zu hohen Reaktionstemperatur ausscheiden. Sensible Wärmespeicher liegen etwa bei Temperaturen von  $100^\circ\text{C}$  je nach spezifischer Wärmekapazität im Bereich zwischen  $350$  und  $500\text{MJ}/m^3$ , wobei flüssige Energiespeicher wie beispielsweise Wasser die höheren Energiedichten aufwei-

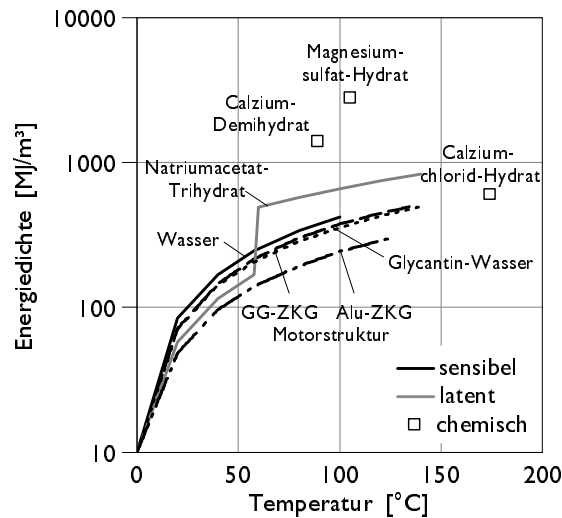


Abbildung 5.2: Energiedichte verschiedener Wärmespeicher

sen. Mit rund  $700 \text{ MJ/m}^3$  bei  $100^\circ\text{C}$  sind die Energiedichten des latenten Wärmespeichers mit der anorganischen Substanz Natriumacetat-Trihydrat etwas höher als die der sensiblen Speicher.

Im Folgenden werden alle drei Wärmespeichertechnologien untersucht, um so ihre Potenziale und Grenzen aufzuzeigen.

#### 5.1.1.1 Kühlmittel-Austausch Wärmespeicher (Kanalspeicher)

Das zu Grunde liegende Prinzip hierbei ist, dass beim Starten des Motors heißes Kühlmittel aus einem isolierten Behälter in den Motorkreislauf gepumpt wird. Das kalte im Motor befindliche Kühlmittel fließt im Gegenzug in den Behälter zurück [19].

Für eine optimale Energieeinbringung ergibt sich daher die Forderung nach möglichst rascher Energiezufuhr, um in einer frühen Phase des Warmlaufs einen positiven Effekt zu erzielen. Dazu ist es notwendig, mit der Speicherentladung umgehend und mit hoher Leistung zu beginnen. Für eine hohe Entladetiefe darf es daher zu keiner bzw. nur zu geringer Vermischung der kalten und warmen Phase des Kühlmittels kommen. Zusätzlich sollte der Entladevorgang so lange dauern, bis die Kühlmitteltemperatur vor und nach Wärmespeicher das gleiche Niveau erreicht hat. Als ideale Einbindung in das Motorkühlsystem hat sich jene Variante herausgestellt, bei der der Wärmespeicher (WS) in den „kleinen Motorkreis“ entladen wird [74].

Für diese Betrachtungen wird ein Kühlmittelwärmespeicher mit einem Volumen von fünf Liter untersucht (Abbildung 5.3). Der Entladevorgang erfolgt mit Hilfe einer Zusatzwasserpumpe (12l/min) in den „kleinen Kreis“. Damit eine Beladung über den Kühlkreis möglich ist, wird als Wärmespeichertemperatur die jeweilige Motorbetriebstemperatur verwendet. Damit ergeben sich bei  $+20^\circ\text{C}$  Starttemperatur, je nach Motor, Wärmemengen im Bereich zwischen 1.1MJ bis 1.6MJ.

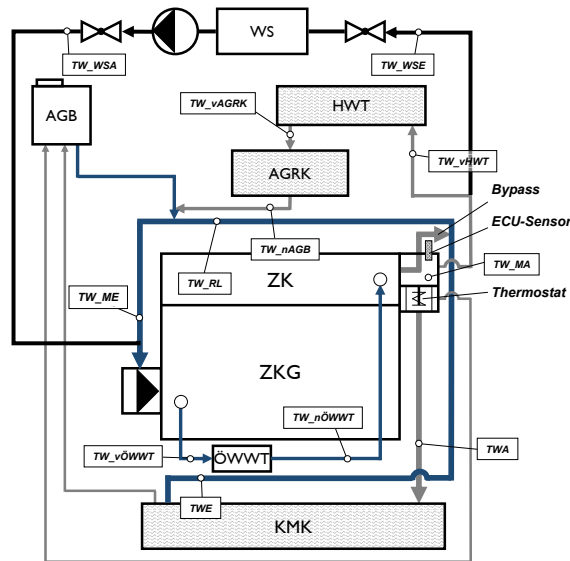


Abbildung 5.3: Einbindung des Kanalspeichers in den Kühlkreis des DDE-4

### Thermisches Verhalten

Die wichtigsten Ergebnisse des thermischen Verhaltens mit und ohne Kühlmittelwärmespeicher sind am Beispiel des DDE-1 in Abbildung 5.4 dargestellt. Die rasche in den Motor eingebrachte Wärmemenge von 1.35MJ sorgt zu Beginn des Fahrzyklus für eine deutlich schnellere Erwärmung des Motors. Nach 200sec liegt die Kühlmitteltemperatur rund 8°C über der Basis (Abbildung 5.4 a). Auch Öl und die für die Reibung entscheidenden Hauptlager und Zylinderlaufbuchsen erwärmen sich rascher als in der Basisvariante.

Das thermische Verhalten der einzelnen Motoren unterscheidet sich nur geringfügig vom dargestellten Motor. Unterschiede ergeben sich aus der eingebrachten Wärmemenge und dem Verhältnis von Wärmespeichervolumen zu Motorkühlmittelvolumen. Je nach Motor liegen diese Werte im Bereich zwischen 50% und 80%. Motoren mit den größeren Werten (DDE-1 und BSE-T) zeigen auch die größten thermischen Veränderungen.

### Kraftstoffverbrauch

Durch Kühlmittel Wärmespeicher ergeben sich an den untersuchten Motoren Verbrauchsverbesserungen im Bereich zwischen 1.1% und 1.9%, wobei das größte Einsparungspotenzial mit dem Motor DDE-1 erzielt wird.

Dieser Motor bietet aufgrund seiner insgesamt sehr langen Warmlaufzeit und einer geringen Kühlmittel- und Motormasse große Potenziale, wodurch die Wirkung des Wärmespeichers optimal genutzt werden kann.

Trotz der größten thermischen Unterschiede, ist das Potenzial des Motors BSE-T hauptsächlich aufgrund der kürzesten Warmlaufphase am geringsten.

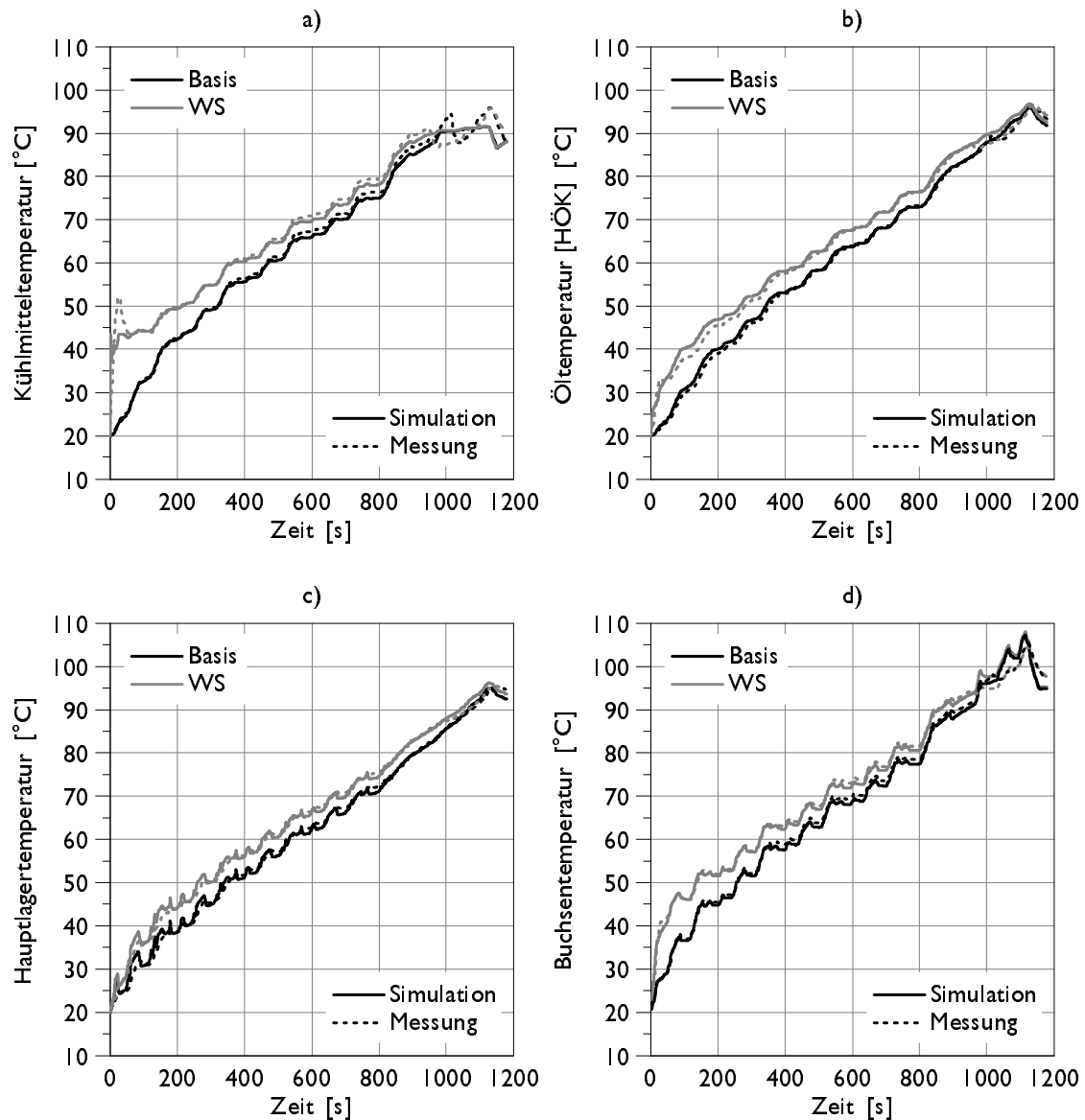


Abbildung 5.4: Thermisches Verhalten eines Kühlmittel-Austausch Wärmespeichers (DDE-1)

### 5.1.1.2 Latentwärmespeicher

Neben den aufgrund ihrer Einfachheit weit verbreiteten sensiblen Wärmespeichern soll auch der Vergleich zu den Latentwärmespeichern gezogen werden.

Als Speichermedium wird Natriumacetat - Trihydrat mit einer Schmelztemperatur von 58°C verwendet. Die Einbindung erfolgt ebenfalls in den „kleinen Motorkreis“. Wie bereits

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

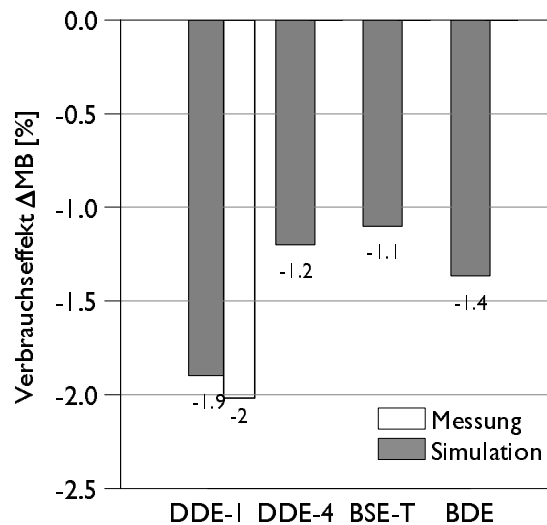


Abbildung 5.5: Verbrauchseffekt eines Kühlmittel-Austausch Wärmespeichers

die Abbildung 5.2 gezeigt hat, liegt die Energiedichte über jener von Wasser, was größere Verbrauchspotenziale erhoffen lässt.

Zu Beginn des NEFZ wird allerdings nur sensible Wärme in den Motor eingebracht. Aufgrund der gegenüber Kühlmittel etwas geringeren Wärmekapazität von Natriumacetat - Trihydrat ist das thermische Verhalten in den ersten Sekunden etwas schlechter als mit einem Kühlmittelwärmespeicher. Erst nach rund 20sec wird die Schmelztemperatur von 58°C erreicht und latente Wärme wird frei. Die spätere Wärmeeinbringung widerspricht allerdings der Forderung einer möglichst raschen Energiezufuhr, weshalb die erreichbaren Verbrauchspotenziale der Latentwärmespeicher auf dem Niveau der Kühlmittelwärmespeicher liegen.

### 5.1.1.3 Chemische Wärmespeicher (CWS)

Bei den chemischen Wärmespeichern bietet sich im automobilen Einsatz besonders Magnesiumsulfat - Hydrat aufgrund seiner Reaktionstemperaturen an. Dieser Reaktionstyp besitzt eine Speicherdichte von 2.8GJ bei 105°C [19].

#### Thermisches Verhalten

Die Entladung erfolgt ebenfalls in den „kleinen Motorkreis“, wobei die chemische Reaktion bis zum Erreichen der Betriebstemperatur genutzt wird (Thermostat öffnet).

Durch die hohe Reaktionstemperatur und die großen zur Verfügung stehenden Wärmemengen des chemischen Wärmespeichers wird der Motorwarmlauf deutlich beschleunigt. Die Warmlaufzeit verkürzt sich um rund 200sec (Abbildung 5.6). Aufgrund der hohen Energiedichte kann diese je nach Motor lediglich zu 30% bis 40% genutzt werden.

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

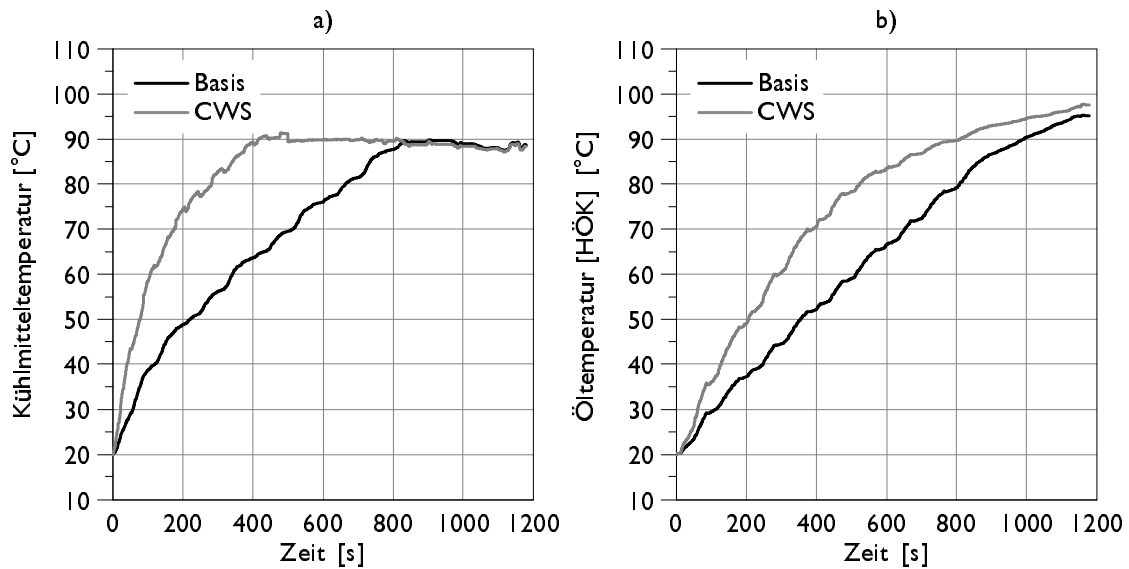


Abbildung 5.6: Thermisches Verhalten eines chemischen Wärmespeichers (BDE)

### Kraftstoffverbrauch

Der stark verkürzte Motorwarmlauf bewirkt eine deutliche Verbrauchsverbesserung bei allen untersuchten Motoren (1.8 bis 4.8%).

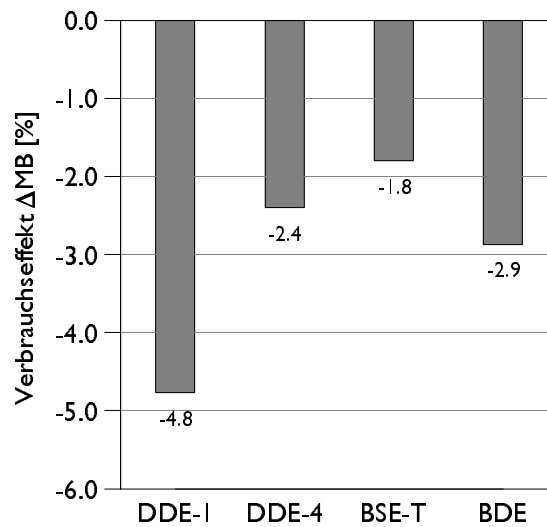


Abbildung 5.7: Verbrauchseffekt eines chemischen Wärmespeichers

Wie bei den anderen Wärmespeichertypen werden die sich ergebenden Verbrauchspotenziale wesentlich von der Warmlaufzeit im Basisfall beeinflusst. Erwärmt sich der Motor rasch,

so kann die höhere Energiedichte nur mäßig genutzt werden, wohingegen Motoren, die sich langsam erwärmen, größere Potenziale bieten.

Auch ohne Einbringung zusätzlicher Wärme lässt sich der Warmlauf eines Motors positiv beeinflussen. Etwa durch Änderungen der Kühlkreisarchitektur. Als Beispiele wurden vier verschiedene Maßnahmen gewählt:

- Stehende Wasserpumpe
- Volumenstrom Vollabspernung
- Split Cooling
- Integrierter Abgaskrümmmer

### 5.1.2 Stehende Wasserpumpe (SWP)

Die hydraulische Auslegung konventioneller Kühlmittelpumpen erfolgt üblicherweise für die ungünstigsten thermischen Bedingungen des Motors. Dies sind hohe Motorlasten bei niedrigen Drehzahlen. Als Folge dieser Auslegung und der Zwangskoppelung zwischen Motor und Pumpe wird in den meisten Betriebspunkten eine zu große Kühlmittelmenge gefördert, was speziell im Teillastbereich bei hohen Drehzahlen zu unnötig hohen Leistungsaufnahmen der Pumpe führt [73]. Je nach Motor kann der Anteil der Wasserpumpe an der Motorgesamtreibung bis zu 20% betragen. Damit bietet die mechanische Wasserpumpe ein nicht zu vernachlässigendes Einsparungspotenzial.

Die Verluste der konventionellen Kühlmittelpumpe lassen sich durch die Variabilitäten einer elektrischen Wasserpumpe reduzieren. Im Idealfall kann so der Reibanteil der Kühlmittelpumpe auf 0% reduziert werden. Dieser „Extremfall“ einer stehenden Wasserpumpe soll in einer weiteren Anwendungsvariante untersucht werden.

Für eine einfache Realisierung wurde bei den experimentellen Untersuchungen das Pumpenrad aus der Kühlmittelpumpe entfernt. Dies hat den Vorteil, dass keine Änderungen am Riementrieb notwendig sind. Allerdings treten bei hohen Motorleistungen ohne Kühlmittelpumpe kritische Temperaturen im AGR-Kühler und am Ventilstege auf, weshalb lediglich die vier Stadtzyklen des NEFZ untersucht werden konnten.

#### Thermisches Verhalten

Bei „stehender Wasserpumpe“ entfällt neben der hydraulischen Pumpenleistung auch der Kühlmitteltransport. Damit nimmt die in den Nebenaggregaten enthaltene Kühlmittelmenge nicht am Motorwarmlauf teil. Es erwärmt sich lediglich das Kühlmittel des Grundmotors. Als Folge der reduzierten Kühlmittelmenge verkürzt sich der Warmlauf, je nach Motor, um bis zu 23% (Abbildung 5.8 a).

Mit der fehlenden Durchströmung der Nebenaggregate geht allerdings auch die Wirkung des Öl-Wasser Wärmetauschers verloren, was zu einer langsameren Erwärmung des Öls führt (Abbildung 5.8 b). Die Folge sind dadurch auch niedrigere Hauptlagertemperaturen (Abbildung 5.8 c).

Die „stehende Wasserpumpe“ bewirkt durch die reduzierte Kühlwirkung auch deutlich höhere Buchsentemperaturen, was die Reibung der Kolbengruppe positiv beeinflusst.

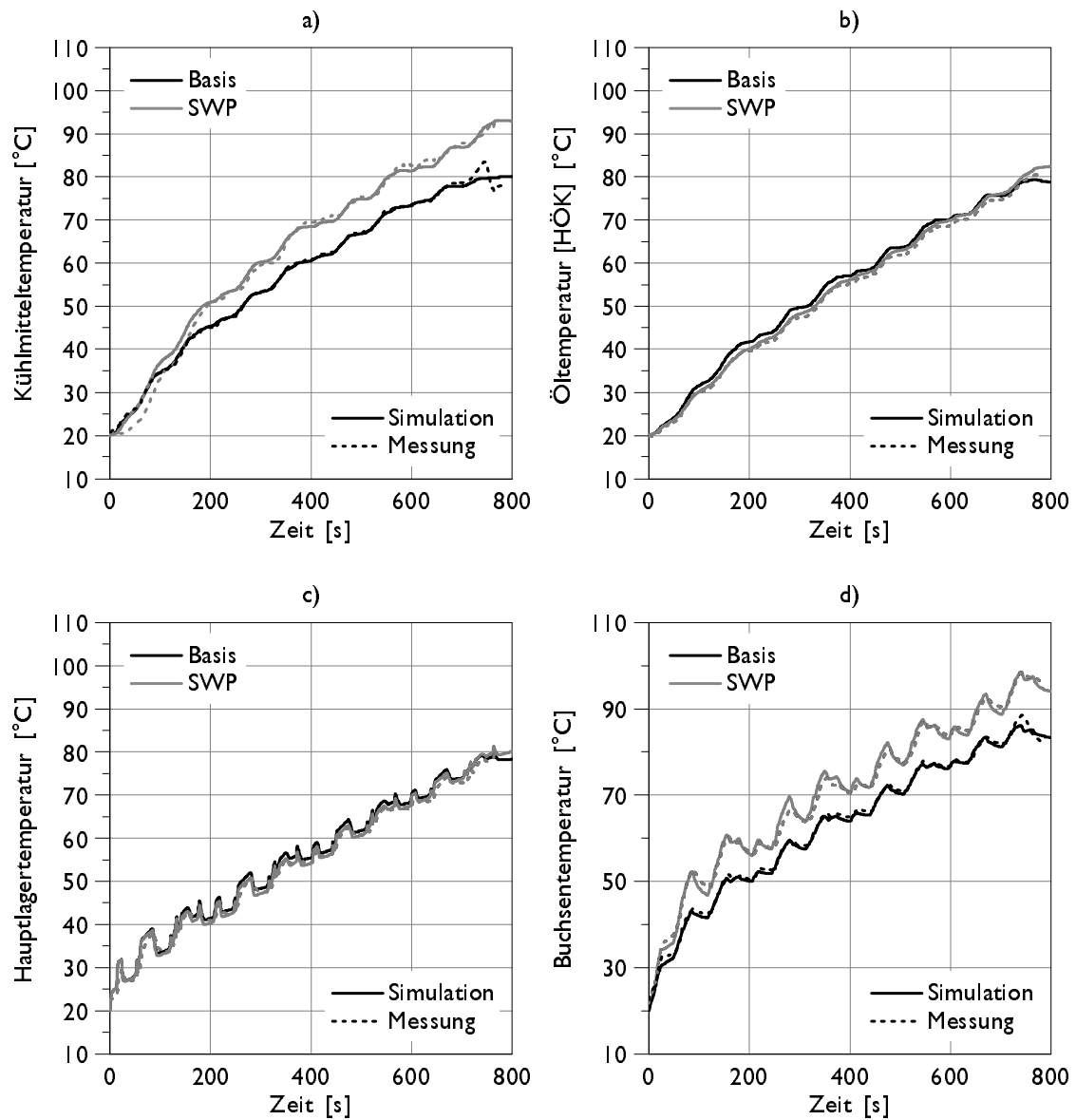


Abbildung 5.8: Thermisches Verhalten einer stehenden Wasserpumpe - DDE-4

### Kraftstoffverbrauch

Die Verbrauchspotenziale der SWP setzen sich aus mechanischen und thermischen Effekten zusammen. Durch den Entfall der hydraulischen Pumpenantriebsleistung sinken die mechanischen Verluste. Daraus ergeben sich je nach Anteil der Pumpenleistung an der



## 5 Untersuchung von Maßnahmen

Motorreibleistung Verbrauchspotenziale im Bereich zwischen 0.35% und 1.1%. Die Potentiale der beiden Dieselmotoren sind aufgrund der größeren Reibanteile der Wasserpumpe größer (Abbildung 5.9).

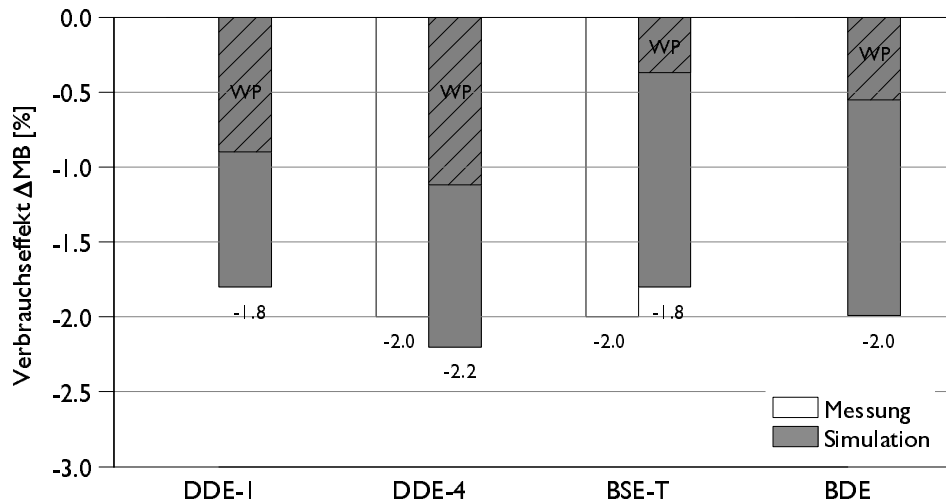


Abbildung 5.9: Verbrauchseffekt einer stehenden Wasserpumpe (nach dem 4.SFZ)

Die thermischen Verbrauchseffekte ergeben sich aus der reduzierten Kühlmittelmenge, die am Motorwarmlauf beteiligt ist, der geringeren Öltemperatur und den deutlich höheren Buchsentemperaturen. Damit reduziert sich der Kraftstoffverbrauch mit „stehender Wasserpumpe“ in den Stadtzyklen des NEFZ +20°C um 1.8% bis 2.2% (Abbildung 5.9). Wie weiterführende Warmlaufuntersuchungen zu der SWP sowohl experimentell als auch simulatorisch gezeigt haben, ist es bei der Umsetzung einer elektrischen Wasserpumpe wichtig, dass diese so lange wie möglich deaktiviert bleibt. Andernfalls wird das kalte Kühlmittel der Nebenaggregate in den Grundmotor transportiert, wodurch die einzelnen Temperaturen sofort auf das Basisniveau absinken. Die Folge wären deutlich kleinere Verbrauchspotenziale.

### 5.1.3 Volumenstrom Vollabspernung

Eine Maßnahme mit ähnlichen Effekten wie die „stehende Wasserpumpe“ ist eine Volumenstrom Vollabspernung. Dazu werden im Motorwarmlauf alle Kühlkreispfade inklusive dem Bypass verschlossen, um so einen Wärmetransport aus dem Grundmotor zu verhindern. Realisiert wird diese Maßnahme mit Hilfe eines elektrisch schaltbaren Regelventils. Dieses Ventil sitzt anstelle des Wachsthermostat im Kühlkreis und erlaubt ein getrenntes Öffnen und Schließen aller Kühlkreispfade. Bei vollständig geschlossenem Ventil lässt sich so eine Kühlmittelzirkulation vollständig unterbinden. Dies sorgt für reduzierte Kühlmittelmengen, die am Motorwarmlauf beteiligt sind und für verringerte Wärmeübergänge zwischen Bauteilen und Kühlmittel. Zusätzlich reduziert sich dadurch auch der hydraulische Leistungsbedarf der Wasserpumpe.

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

Wenn es die thermische Betriebssicherheit zulässt, lassen sich durch die variabel einstellbare Betriebstemperatur weitere Verbrauchspotenziale erschließen. Ab Erreichen dieser „Soll“-Temperatur werden nacheinander die einzelnen Pfade des Kühlkreises geöffnet.

### Thermisches Verhalten

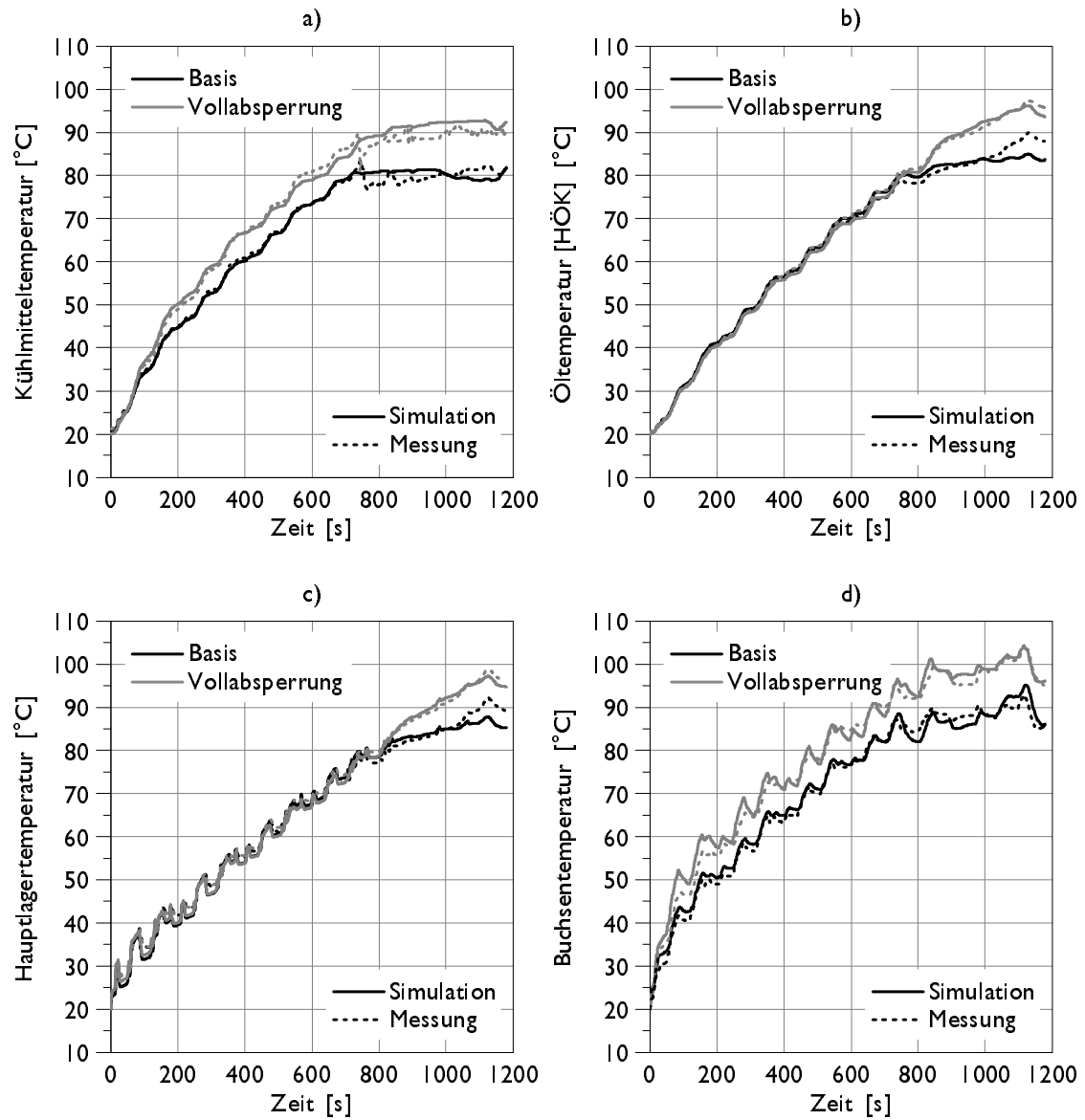


Abbildung 5.10: Thermisches Verhalten einer Volumenstrom Vollabspernung (DDE-4)

Abbildung 5.10 zeigt einen Vergleich (Messung/Simulation) des thermischen Verhaltens

der Volumenstrom Vollabsperung. Durch Absperrung aller Teilkreise reduziert sich die am Motorwarmlauf beteiligte Kühlmittelmenge um rund 40%. Dadurch erwärmt sich das Kühlmittel rascher als in der Basisvariante. Die höheren Temperaturen im Überlandzyklus ergeben sich durch das um 10K höher gewählte Betriebstemperaturniveau (Abbildung 5.10 a).

Auch bei dieser Hardware-Variante wird bei Vollabsperung die Wirkung des Öl-Wasser Wärmetauschers reduziert. Dies ist an den etwas geringeren Öltemperaturen (Abbildung 5.10 b) und an den geringeren Leistungen am ÖWWT zu erkennen. Im Mittel reduziert sich bei diesem Motor (DDE-4) die Leistung um 140W. Erst im Überlandzyklus stellt sich aufgrund höherer Betriebstemperaturen eine höhere Öltemperatur ein (Abbildung 5.10 b). Der verringerte Wärmeübergang einer Volumenstrom Vollabsperung reduziert die Kühlwirkung der brennraumnahen Bereiche. Die Folge sind höhere Zylinderbuchsentemperaturen, die die Kolbenreibung positiv beeinflussen.

### Kraftstoffverbrauch

Die thermischen Unterschiede dieser Maßnahme sorgen auch im Verbrauch für positive Effekte (Abbildung 5.11). So ergeben sich beim Motor DDE-4 im 1. Stadtzyklus des NEFZ Verbrauchspotenziale von rund 3% (Abbildung 5.11 a).

Insgesamt bietet die Volumenstrom Vollabsperung ein Potenzial von 1.8% beim Kaltstart und zirka 1.2% beim Warmstart (Abbildung 5.11 b).

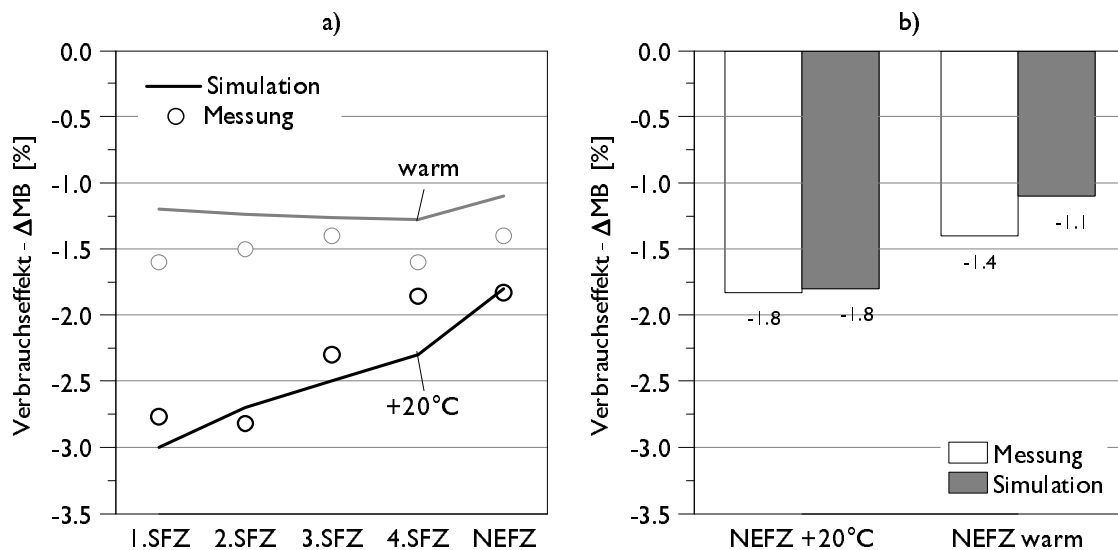


Abbildung 5.11: Verbrauchseffekt einer Volumenstrom Vollabsperung (DDE-4)

Durch welche Wirkmechanismen die Verbrauchspotenziale in den einzelnen Teilzyklen des NEFZ zustande kommen, lässt sich mit Hilfe thermischer Motormodelle relativ einfach klären. Grundsätzlich treten, wie erwähnt, vier Einzeleffekte auf:

- Reduzierte Antriebsleistung der Wasserpumpe (WP)

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

- Reduzierter Wärmeübergang zwischen der Motorstruktur und dem Kühlmittel (WÜ)
- Reduzierte Kühlmittelmenge, die am Warmlauf beteiligt ist (KM)
- Um +10K höhere Betriebstemperatur (+10K)

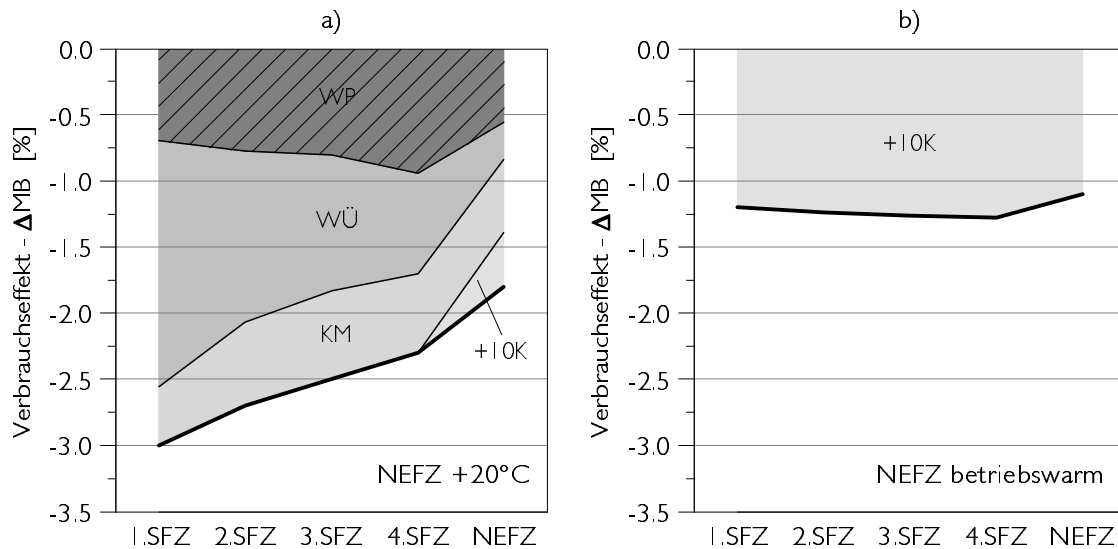


Abbildung 5.12: Wirksame Einzeleffekte einer Volumenstrom Vollabspernung (DDE-4)

Die Zusammensetzung des Verbrauchspotenzials, das sich durch die jeweiligen Einzeleffekte ergibt, ist in Abbildung 5.12 a dargestellt. Die reduzierte Antriebsleistung der Wasserpumpe ist für rund  $-0.7\%$  verantwortlich. Dieses Potenzial nimmt mit Fortdauer des NEFZ zu, da der Reibanteil der Wasserpumpe durch den geringen Temperatureinfluss mit steigender Betriebstemperatur zunimmt. Aufgrund des deutlich rascheren Temperaturanstiegs der Zylinderlaufbuchsen ist auch der Anteil des Wärmeübergangs zu Beginn des NEFZ am größten ( $-1.9\%$ ). Dieser Anteil sinkt in den folgenden Teilzyklen, da die Reibung der Kolbengruppe stark von der Temperatur beeinflusst wird. Am Ende des NEFZ beträgt dieser Anteil noch zirka  $-0.3\%$ . Der Anteil, der durch die reduzierte Kühlmittelmenge entsteht, erreicht im 3.SFZ ein Maximum und beträgt rund  $-0.7\%$ . Die um +10K höher gewählte Betriebstemperatur und die damit verbundene reduzierte Motorreibung liefert im außerstädtischen Zyklus weitere Potenziale von  $-0.4\%$ .

Wie Abbildung 5.12 a zeigt, sinken die Anteile von WP, WÜ und KM mit steigender Temperatur. Wird der NEFZ etwa betriebswarm gestartet, verschwinden diese Anteile und es können positive Effekte nur noch über eine Temperaturanhebung erzielt werden (Abbildung 5.12 b).

Diese Maßnahme wurde auch an den anderen Motoren untersucht, wobei die Potenziale im Bereich zwischen  $0.8\%$  und  $1.7\%$  liegen. Das geringste Potenzial zeigt wieder der Motor BSE-T. Gründe dafür sind die kurze Warmlaufphase und geringe Potenziale durch

den Entfall der hydraulischen Pumpenantriebsleistung. Des Weiteren lässt die thermische Betriebssicherheit keine zusätzliche Temperaturerhöhung zu (105°C Betriebstemperatur).

### 5.1.4 Split Cooling

Die in Abschnitt 5.1.2 und 5.1.3 beschriebenen Maßnahmen zur Verbrauchssenkung haben den Nachteil, dass etwa aus Komfortgründen bei Heizungsanforderung die Kühlmittelpumpe aktiviert werden muss. Dadurch kühlt allerdings der Grundmotor aus, da Wärme aus dem System transportiert wird. Niedrigere Temperaturen bedeuten mehr Reibung und höhere Kraftstoffverbräuche.

Eine alternative Maßnahme zur Optimierung des Wärmemanagements wäre daher ein Zwei-Kreis Kühlsystem (Split Cooling). Dabei besteht der Motorkühlkreis aus jeweils einem Kreis für Zylinderkopf und einem für Zylinderkurbelgehäuse.

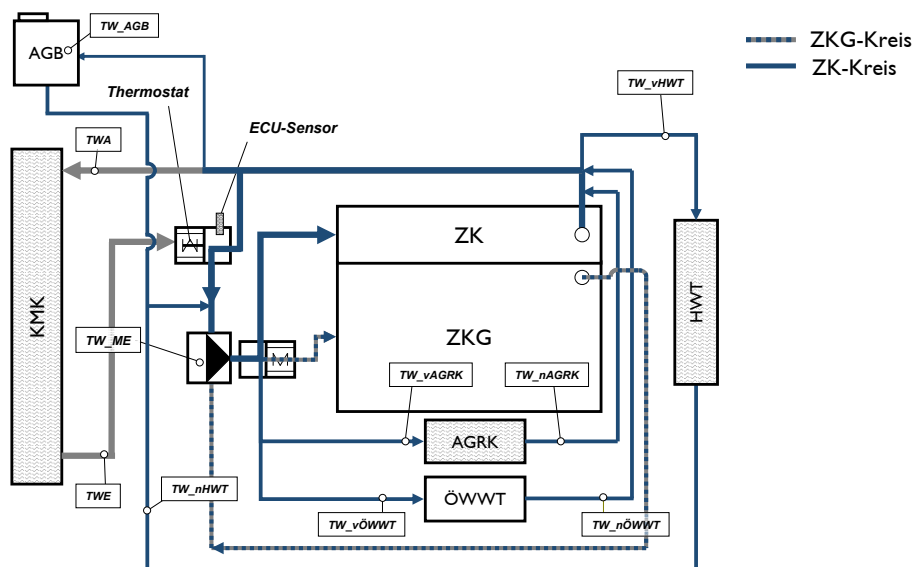


Abbildung 5.13: Kühlschemata mit Split Cooling (DDE-1)

In Abbildung 5.13 ist ein mögliches Kühlschemata eines Split Cooling Konzepts mit den beiden Kreisen „ZKG“ und „ZK“ dargestellt. Der ZK-Kreis beinhaltet neben dem Zylinderkopf alle Pfade der Nebenaggregate. Damit wird der zweite Kreis ausschließlich für die Kühlung des Kurbelgehäuses benötigt. Die gewählte Verschaltung hat den Vorteil, dass die Temperaturen im Kurbelgehäuse hoch gehalten werden können, während die vollen Funktionalitäten des Öl-Wasser Wärmetauschers, der Heizung sowie des AGR-Kühlers erhalten bleiben. Als wesentliche Änderung wird ein zweiter Thermostat benötigt, der den ZKG-Kreis im Bedarfsfall öffnet.

Die Potenziale von Split Cooling wurden rein simulatorisch untersucht, da der Umbau eines Versuchsträgers zu aufwändig gewesen wäre. Für diese Simulationsrechnungen beträgt die Thermostatöffnungstemperatur des ZKG-Pfades 120°C. Aus Bauteilschutzgründen bleibt die Betriebstemperatur im ZK-Kreis unverändert.

### Thermisches Verhalten

Die wesentlichen thermischen Änderungen die sich durch Split Cooling ergeben, sind in Abbildung 5.14 dargestellt.

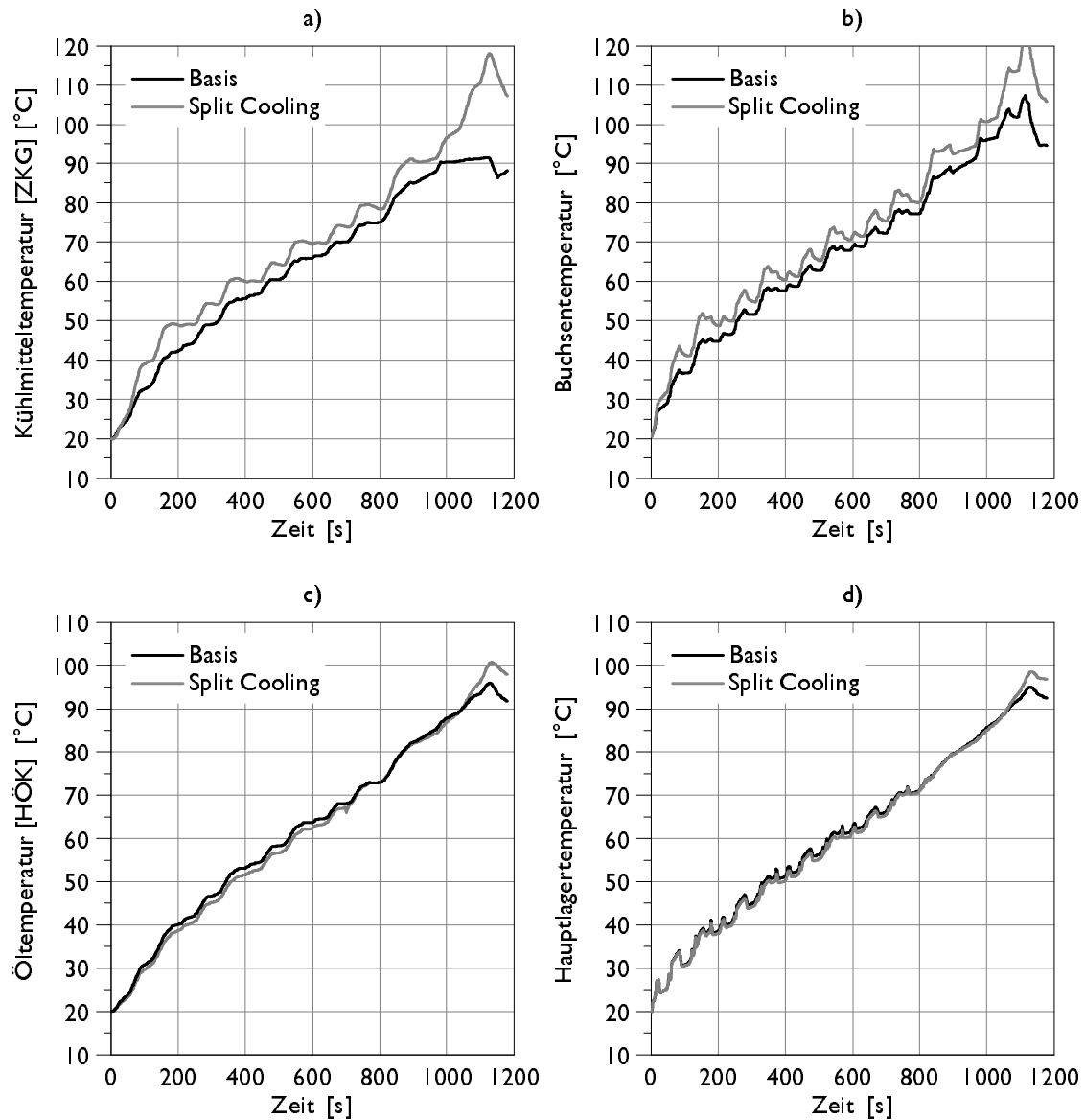


Abbildung 5.14: Thermisches Verhalten mit Split Cooling - Temperaturen im Kurbelgehäuse (DDE-1)

Durch das Zwei-Kreis Konzept und die damit verbundene geringere Kühlmittelmenge im ZKG-Pfad wird der Warmlauf des Kühlmittels beschleunigt. Dabei wird sowohl bei diesem, als auch bei allen anderen untersuchten Motoren die Grenze von 120°C nicht überschritten

(Abbildung 5.14 a). Damit bleibt dieser Kreis im gesamten NEFZ geschlossen. Als Folge der fehlenden Kühlwirkung ergeben sich in allen Teilzyklen des NEFZ deutlich höhere Buchsentemperaturen (Abbildung 5.14 b).

Die Untersuchungen haben auch gezeigt, dass für optimale Verbrauchsergebnisse nicht nur der ZKG-Kreis still gelegt werden muss, sondern auch der ZK-Pfad. Damit entfällt die Pumpenantriebsleistung, allerdings auch die Wirkung des ÖWWT. Das ist auch der Grund für die geringeren Öl- und Hauptlagertemperaturen bis ca. 700sec (Abbildung 5.14 c, d). Ab diesem Zeitpunkt wird der ZK-Pfad aufgrund der hohen AGR-Kühlmitteltemperaturen aktiviert.

Insgesamt erwärmt sich auch das Kühlmittel des Zylinderkopfs rascher (reduzierte Kühlmittelmenge), weshalb die Betriebstemperatur früher erreicht wird (Abbildung 5.15 b).

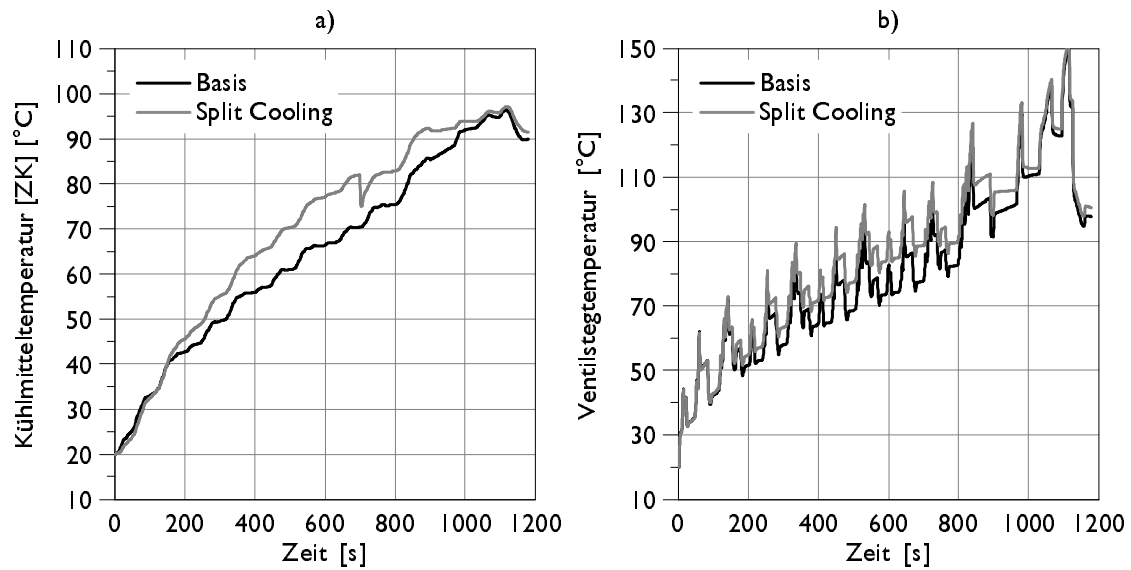


Abbildung 5.15: Thermisches Verhalten mit Split Cooling - Temperaturen im Zylinderkopf (DDE-1)

Das thermische Verhalten der anderen Motoren ist ähnlich, wobei etwa beim Ottomotor BDE einige Änderungen in der Kühlkreisarchitektur notwendig sind, um Split Cooling zu realisieren. So mussten etwa die im Kurbelgehäuse vorhandenen Vor- und Rücklaufgalerien entfernt werden, da sonst eine getrennte Temperaturregelung der beiden Kreise nicht möglich war.

### Kraftstoffverbrauch

Mit Hilfe von Split Cooling lassen sich bei einem Großteil der untersuchten Motoren Verbrauchspotenziale im Bereich zwischen 1.8% und 2.5% erzielen. Die gegenüber stehender Wasserpumpe und Volumenstrom Vollabspernung auftretenden größeren Effekte ergeben sich hauptsächlich aus dem außerstädtischen Fahrzyklus, in dem durch höhere Temperaturen die Reibung gesenkt werden kann. Lediglich der Motor BSE-T zeigt wieder etwas

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

geringere Potenziale, die mit der kürzeren Warmlaufphase, der höheren Betriebstemperatur und der geringeren Reibung der Basisvariante begründet werden können.

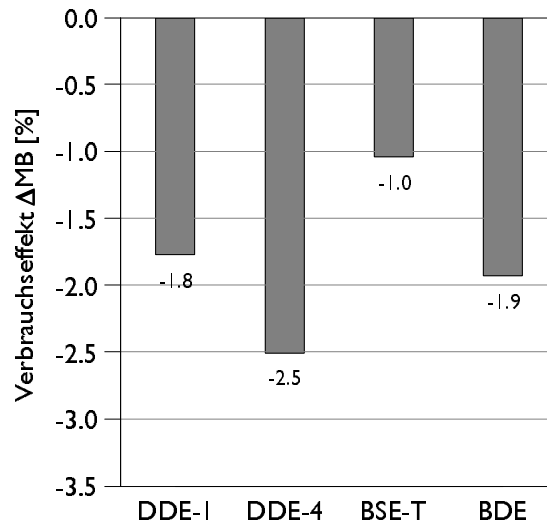


Abbildung 5.16: Verbrauchseffekt eines Split Cooling Konzepts

Um optimale Verbrauchsergebnisse mit Split Cooling zu erzielen, muss im Motorwarmlauf sowohl der ZKG- wie auch der ZK-Kreis deaktiviert werden. Dadurch kann neben den positiven thermischen Effekten auch die Antriebsleistung der Wasserpumpe reduziert werden. Würde etwa am DDE-1 die Wasserpumpe im ZK-Kreis weiterhin fördern, würde sich das Potenzial auf -1.1% reduzieren.

### 5.1.5 Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmter (IAGK)

In einer weiteren Maßnahme soll das Potenzial eines integrierten Abgaskrümmers an einem Otto- und einem Dieselmotor untersucht werden. Kern der Konstruktion ist die vollständige Integration des üblicherweise separat ausgeführten Abgaskrümmers in den Aluminium-Zylinderkopf [36].

Für die Realisierung bedarf es einiger konstruktiver Änderungen am Motor. Da aber diese Maßnahme nicht experimentell untersucht wurde, bedarf es Annahmen, die unter Zuhilfenahme von Veröffentlichungen getroffen wurden [36]:

- Die gasseitige Gesamtoberfläche bis vor Turbine ist um 30% reduziert
- Die Oberfläche des Zylinderkopf-Kühlwassermantels ist um 50% größer
- Die Masse des Zylinderkopfs erhöht sich um die halbe Krümmermasse (Werkstoff - Aluminium)



### Thermisches Verhalten

Durch den integrierten Abgaskrümmers verkürzt sich die Motorwarmlaufzeit des Dieselmotors um rund 3%, die des Ottomotors um bis zu 15%.

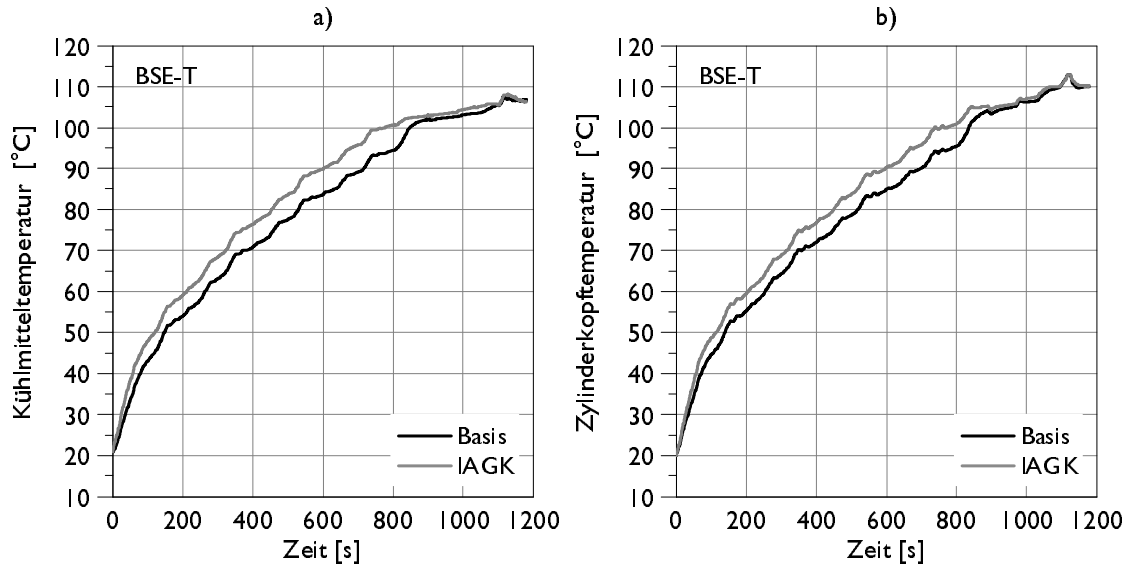


Abbildung 5.17: Thermisches Verhalten eines integrierten Abgaskrümmers (BSE-T)

Verantwortlich für die Veränderungen sind eine verringerte Motormasse (zwischen 2kg und 3.5kg) und vor allem der zusätzliche Wärmeeintrag des Krümmers in das Kühlsystem. Je nach Motor beträgt die eingebrachte Wärmemenge zwischen 1.4MJ beim Diesel- und 1.7MJ beim Ottomotor.

Neben der Erwärmung des Motors werden bei diesen Untersuchungen auch die Auswirkungen auf das thermische Verhalten des Abgassystems betrachtet. Durch die um 30% verringerte gaseitige Gesamtoberfläche bis vor Turbine stellt sich eine erhöhte Gastemperatur ein, die den Konvertierungsbeginn des Katalysators positiv beeinflusst.

Durch den IAGK wird die Light-Off Temperatur früher erreicht. Unter der Annahme, dass die im Brennraum entstehenden Emissionen unverändert bleiben, können die Auswirkungen der früheren Konvertierung mit Hilfe des Modells der Abgasnachbehandlung abgeschätzt werden. Mit integriertem Abgaskrümmers würden sich die HC-Emissionen um rund 2.6% und die CO-Emissionen um rund 5.6% reduzieren.

Auch beim Ottomotor wird die Light-Off Temperatur früher erreicht (rund 10sec).

### Kraftstoffverbrauch

Die Verbrauchsverbesserungen mit IAGK ergeben sich im Wesentlichen aus der rascheren Erwärmung des Motors und der damit verbundenen verringerten Reibung.

Da die thermischen Unterschiede am Dieselmotor gering sind, ergeben sich nur geringe Verbrauchsverbesserungen von -0.3%.

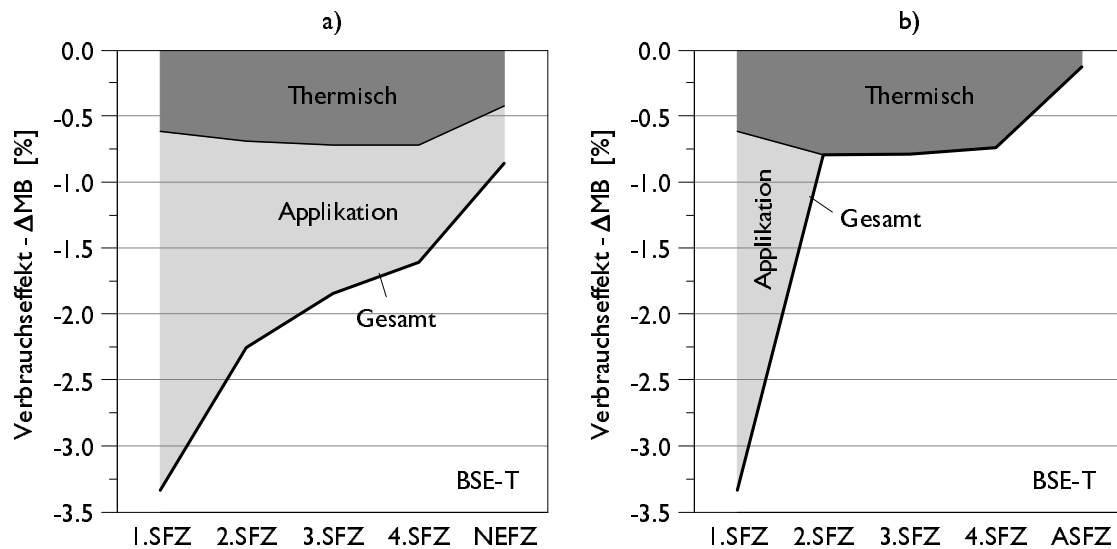


Abbildung 5.18: Verbrauchseffekt eines integrierten Abgaskrümmers nach (a) und in (b) den Teilzyklen des NEFZ +20°C (BSE-T)

Beim Ottomotor sind hingegen Verbrauchsverbesserungen von bis zu -0.8% möglich (Abbildung 5.18 a). Diese Potenziale setzen allerdings voraus, dass das frühere Erreichen der Light-Off Temperatur in der Applikation des Steuergerätes berücksichtigt wird (Katheiz-Phase). Damit könnten im ersten Stadtzyklus Verbrauchsverbesserungen von 3.3% erzielt werden (Abbildung 5.18 b). In den folgenden Teilzyklen stammen die Verbrauchseffekte nur noch aus der rascheren Erwärmung des Motors.

Im Verhältnis zu den mit IAGK notwendigen konstruktiven Änderungen sind die Verbrauchspotenziale gering, allerdings könnte diese Maßnahme durch den zusätzlichen Wärmeeintrag ins Kühlsystem weitere Vorteile bei Heizungsanforderung bieten.

### 5.1.6 Einfluss der Wandtemperatur auf $NO_x$ und Kraftstoffverbrauch

Alle im Vorfeld dargestellten Maßnahmen zeigten durch den verkürzten Motorwarmlauf Wirkungsgradverbesserungen. Jedoch wird durch die höhere Brennraum-Wandtemperatur und die damit verbundene gestiegene Gastemperatur die thermische Stickoxidbildung begünstigt. Dies ist besonders beim Dieselmotor ein Problem, da dieser einen höheren Ausstoß an Stickoxiden aufweist als Ottomotoren mit Katalysator. Zusätzlich ist die katalytische Nachbehandlung der Stickoxide wegen des hohen Luftüberschusses deutlich aufwändiger [69].

Durch innermotorische Maßnahmen wie höhere AGR-Raten oder spätere Verbrennungsschwerpunktlagen lassen sich  $NO_x$  absenken, jedoch sind diese Maßnahmen mit erhöhten Kraftstoffverbräuchen verbunden [37]. Dies senkt in Folge wieder die durch Wärmemanagementmaßnahmen erzielbaren Verbrauchspotenziale.

Aus diesem Grund soll der Einfluss späterer Verbrennungsschwerpunktlagen und die damit verbundenen höheren Kraftstoffverbräuche untersucht werden, um so „emissionskorrigierte“ Verbrauchsaussagen treffen zu können.

### Bestimmung der Wirkungsgradveränderung

Ausgehend von der Basisapplikation wird der Brennverlauf schrittweise in Richtung „späterer“ Verbrennungsschwerpunktlage verschoben. Die Bestimmung der Auswirkung auf den Hochdruckwirkungsgrad erfolgt im Anschluss mit Hilfe einer Motorprozessrechnung. In Abbildung 5.19 a ist eine Variation der Verbrennungsschwerpunktlage und ihre Auswirkung auf den Hochdruckwirkungsgrad bei verschiedenen Motorbetriebspunkten dargestellt. Mit zunehmend später gewählter Schwerpunktlage sinkt der Wirkungsgrad überproportional.

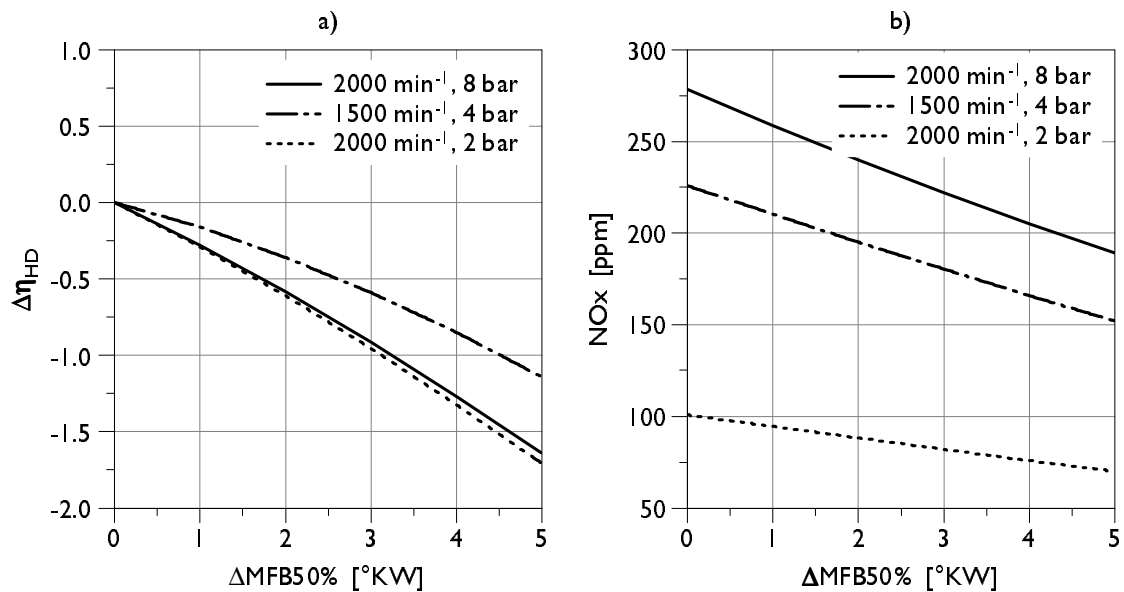


Abbildung 5.19: Einfluss einer Änderung des 50%-Umsatzpunktes auf  $NO_x$  und Hochdruckwirkungsgrad

### Bestimmung der Änderung der $NO_x$ -Konzentration

Die thermische NO-Bildung läuft „hinter“ der Flammenfront im sogenannten „Verbrannten“ ab [44]. Zur Beschreibung wird der erweiterte Zeldovich-Mechanismus mit den drei für die NO-Bildung entscheidenden Reaktionen verwendet [49]:





Die Geschwindigkeitskonstanten  $k_i$  der Reaktionen werden durch die Arrhenius-Gleichung approximiert, wobei die notwendigen Stoffkonstanten nach „Pattas“ verwendet werden [49]. Dieser Zeldovich-Mechanismus ist im Motorprozessrechnungsprogramm „CORA“ [51] implementiert und liefert in Abhängigkeit des Gesamtdruckes und der Temperatur unter Einbeziehung des chemischen Gleichgewichts die  $NO_x$ -Konzentration. Die Simulationsergebnisse einer Schwerpunktslagen-Variation zeigt Abbildung 5.19 b. Im Gegensatz zum Wirkungsgrad ändert sich die  $NO_x$ -Konzentration linear mit veränderter Schwerpunktslage.

### „Emissionskorrigiertes“ Verbrauchspotenzial

Der Einfluss einer um 10K höher gewählten Buchsentemperatur ist für zwei Betriebspunkte in Abbildung 5.20 dargestellt.

Soll beispielsweise im Lastpunkt  $1500\text{min}^{-1}/4\text{bar}$  eine  $NO_x$ -Konzentration von 180ppm erreicht werden, muss bei einer um 10K höher gewählten Buchsentemperatur die Verbrennung um  $0.4^\circ\text{KW}$  in Richtung „später“ Verbrennungsschwerpunktslage verstellt werden. Beim Lastpunkt  $2000\text{min}^{-1}/2\text{bar}$  sind es aufgrund des flacheren Gradienten rund  $0.6^\circ\text{KW}$ .

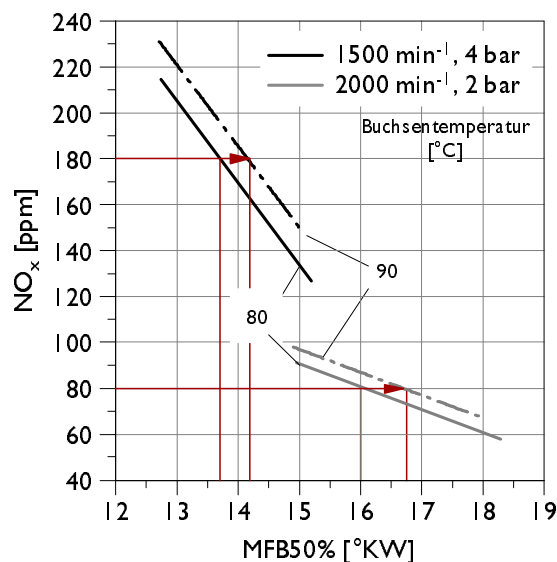


Abbildung 5.20: Einfluss der Buchsentemperatur auf  $NO_x$  Bildung

Unter der Vorgabe gleicher  $NO_x$ -Konzentrationen wie in der Basis wurde das sich tatsächlich einstellende Verbrauchspotenzial am Beispiel DDE-4 bei Volumenstrom Vollabspernung bestimmt.

Wenn lediglich der Einfluss des Hochdruckwirkungsgrades einer späteren Verbrennung berücksichtigt wird, reduziert sich das Verbrauchspotenzial um etwa 0.8%. Damit bleibt ein „emissionskorrigiertes“ Verbrauchspotenzial von -1%.

## 5.2 Abwärmenutzung

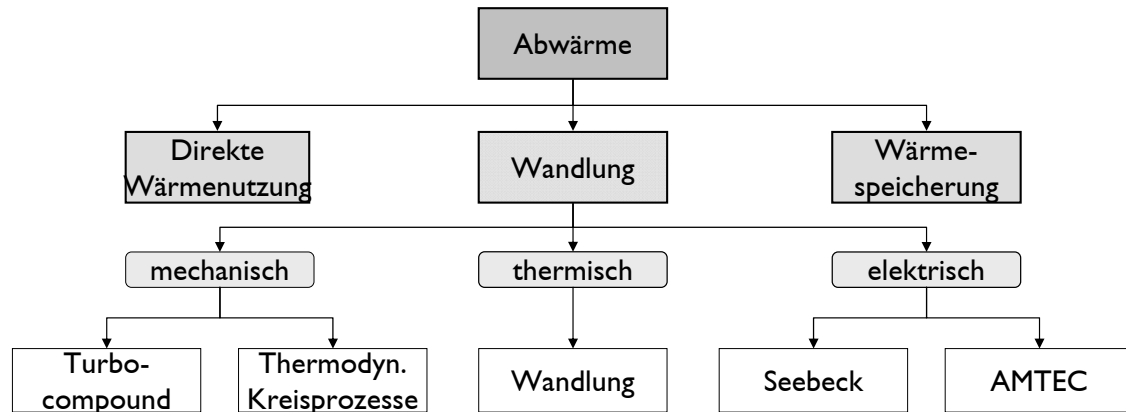


Abbildung 5.21: Optionen für die Nutzung der Motorabwärme [27]

Abbildung 5.21 zeigt Möglichkeiten, die bisher verloren gegangene Abwärmeenergie zu nutzen. Diese Wärmeenergienutzung lässt sich in drei große Blöcke unterteilen:

- Direkte Wärmenutzung
- Wärmeenergie wandlung
- Wärmespeicherung

Die „direkte Verwendung der Motorabwärme“ ist Stand der Technik. Vor allem zur Gesamtwirkungsgradsteigerung der Verbrennungskraftmaschine wird die Abgasenergie im Rahmen der Abgasturboaufladung genutzt [27]. Zusätzlich sorgt die Abwärme für ein rasches Anspringen des Katalysators. Weitere Möglichkeiten der Nutzung wären Abgaswärmetauscher zur Beheizung des Fahrgastinnenraums oder zur Erwärmung des Kühlmittels.

Technologien zur „Speicherung der thermischen Energie“ wären vorhanden (siehe Kapitel 5.1.1), jedoch konnten sie sich im Automobil noch nicht durchsetzen. Das könnte sich aber in den nächsten Jahren durch neue Antriebskonzepte ändern. Die Wärmespeicher könnten dann etwa bei zeitweise abgestelltem Verbrennungsmotor (z.B. bei Start-Stopp Systemen oder in Hybridfahrzeugen) für eine ausreichende Beheizung des Fahrgastinnenraums sorgen [27].

Auch die „Wandlung der Wärmeenergie“ bietet eine Fülle von Möglichkeiten. So lässt sich etwa die Motorabwärme durch thermodynamische Kreisprozesse in mechanische Energie wandeln (z.B. Clausius-Rankine Prozess). Aufgrund des steigenden Elektrifizierungsgrades moderner Motoren wird die Energiewandlung in elektrische Energie immer interessanter. Diese Technologien sind jedoch noch im Forschungs- bzw. Entwicklungsstadium [27].

### 5.2.1 Abgaswärmetauscher

Das System besteht aus einem Wärmeübertrager, der in den Abgasstrang eingebettet ist. Die Abgasenthalpie wird über den Wärmetauscher in den Heizkreis des Kühlkreises übertragen [69]. Damit würde bei Heizungsanforderung zusätzliche Energie unmittelbar zur Verfügung stehen. Um den Light-off des Katalysators nicht negativ zu beeinflussen, erfolgt die Wärmeauskoppelung erst nach dem Katalysator.

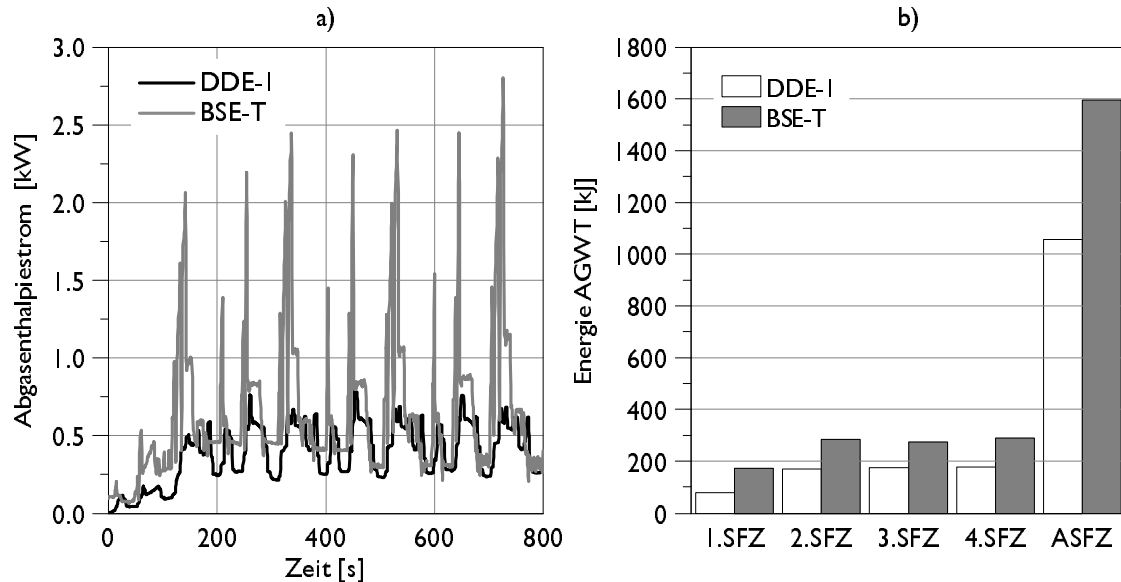


Abbildung 5.22: Abgasenthalpiestrom und eingebrachte Energiemenge in den Teilzyklen des NEFZ

Die Untersuchungen werden sowohl an einem Diesel- als auch an einem Ottomotor durchgeführt, wobei in beiden Motoren der zusätzliche Druckverlust im Abgasstrang vernachlässigt werden soll.

Trotz der niedrigeren Massenströme des Ottomotors sind die Abgasenthalpien aufgrund der systembedingten höheren Abgastemperaturen höher (Abbildung 5.22 a).

Insgesamt ist die beim Ottomotor ins Kühlmittel eingebrachten Energie zwischen rund 30% und 50% höher (Abbildung 5.22 b). Da die Erwärmung des Abgassystems einiges an Energie benötigt, stehen im ersten Stadtfahrzyklus geringere Wärmemengen für die Abwärmenutzung zur Verfügung.

#### Thermisches Verhalten

Die geringen zur Verfügung stehenden Energiemengen des 1.SFZ machen sich auch bei der Erwärmung des Motors bemerkbar. So sind in diesem Zeitraum kaum Verbesserungen im thermischen Verhalten möglich (Abbildung 5.23). Die größten thermischen Unterschiede treten erst im 4.SFZ auf. Insgesamt erwärmt sich der Ottomotor aufgrund der höheren eingebrachten Energie etwas schneller.

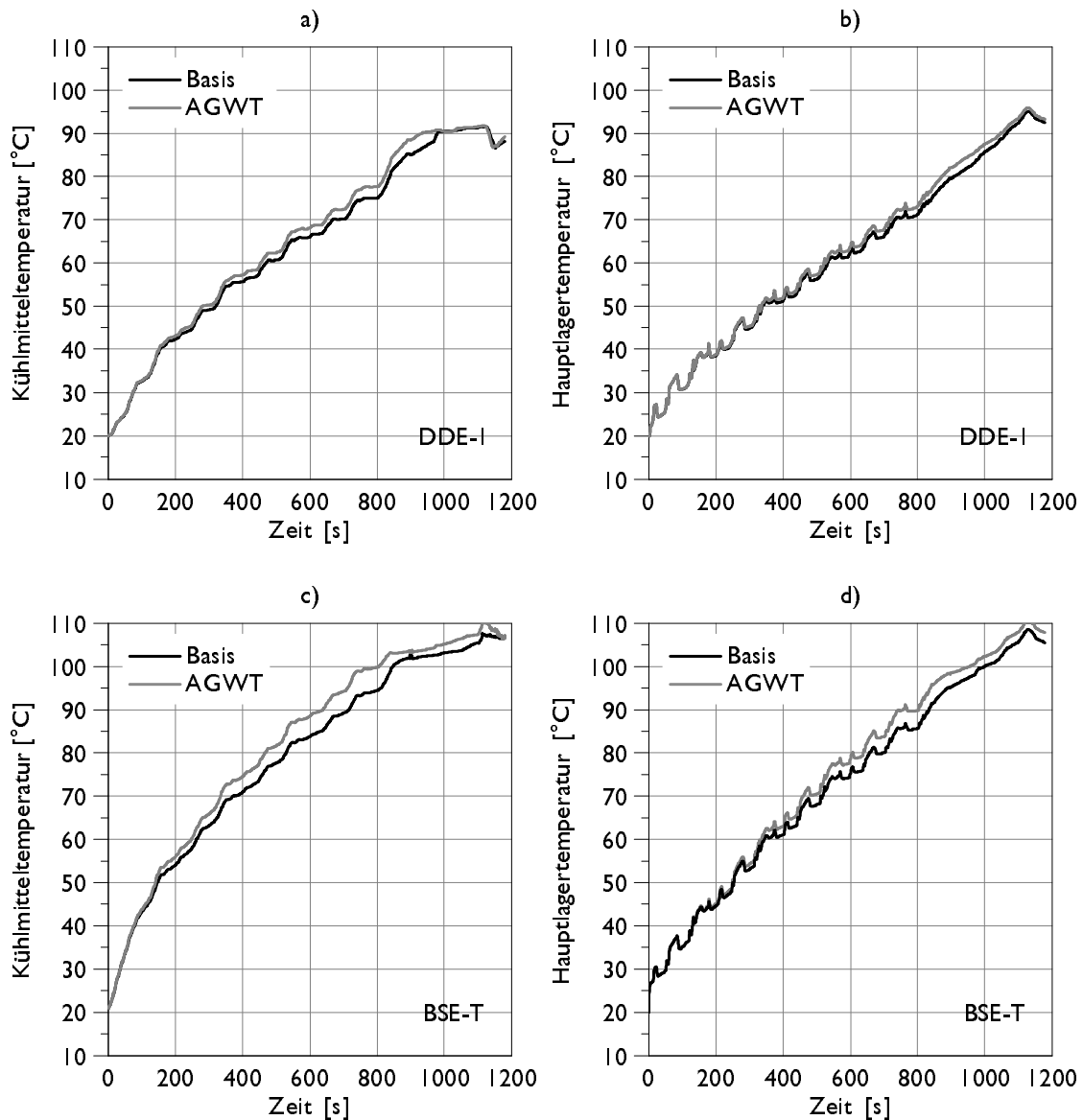


Abbildung 5.23: Thermisches Verhalten eines Abgaswärmetauschers (DDE-1/BSE-T)

### Kraftstoffverbrauch

Die sehr verzögerte thermische Wirkung des Abgaswärmetauschers macht sich auch in den Verbrauchspotenzialen bemerkbar (Abbildung 5.24 b). So kann in den entscheidenden ersten Stadtzyklen nahezu keine Verbrauchsverbesserung erzielt werden.

Insgesamt liegen die Potenziale im Bereich zwischen  $-0.15\%$  und  $-0.3\%$ . Aufgrund der in der Basis auftretenden kurzen Warmlaufphase sind die Potenziale des Ottomotors trotz höher eingebrachter Wärmemengen geringer (Abbildung 5.24 a).

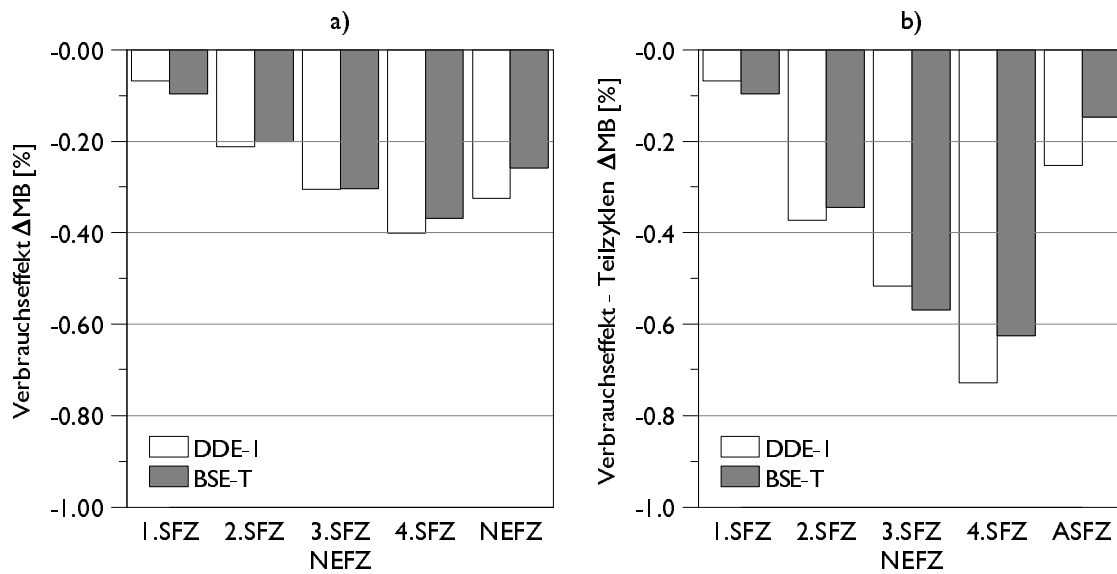


Abbildung 5.24: Verbrauchseffekte des Abgaswärmetauschers nach und in den Teilzyklen des NEFZ (DDE-1/BSE-T)

### 5.2.2 Thermoelektrischer Generator

Der elektrische Leistungsbedarf moderner Fahrzeuge nimmt stetig zu. Einerseits steigt etwa die Zahl elektrischer Verbraucher aufgrund einer steigenden Hybridisierung (z.B.: Start-Stopp Funktion), andererseits nimmt der Leistungsbedarf durch komfortsteigernde Maßnahmen zu. Aber auch die Sicherheitssysteme werden immer komplexer [8]. Im Durchschnitt beträgt der Leistungsbedarf eines Klein- und Mittelklassewagens rund 330W, eines oberen Mittelklasse-PKW rund 750W und in der Oberklasse sogar 1000W [10].

Mit steigendem Leistungsbedarf steigt auch das Optimierungspotenzial. Eine Möglichkeit stellt der thermoelektrische Generator (TEG) dar. Der Einsatz von TEG erlaubt, Teile der bisher verlorenen Abgasexergie künftig zur Konvertierung in elektrische Energie zu nutzen. Im Unterschied zu Kreisprozessen, die derzeit zur Abwärmenutzung im Fahrzeug angedacht werden, zeichnet sich die Thermoelektrizität unter anderem dadurch aus, dass thermische Energie ohne den Einsatz mechanisch bewegter Teile in elektrische Energie umgewandelt werden kann [14].

Mit Hilfe von Simulationsrechnungen sollen nun die derzeit erzielbaren Potenziale von thermoelektrischen Generatoren aufgezeigt werden. Für die Untersuchungen wird wieder ein Diesel- und ein Ottomotor gewählt, um so auch die Einflüsse aus den unterschiedlich zur Verfügung stehenden Abgasenthalpien bewerten zu können. Durch verschiedene Einbindevarianten soll des Weiteren die ideale Einbauposition gefunden werden.

#### Modellierung eines TEG

Abbildung 5.25 zeigt das grundsätzliche Schema eines TEG-Moduls. Der thermoelekt-



schers Generator selbst besteht aus einer Vielzahl einzelner TEG-Module.

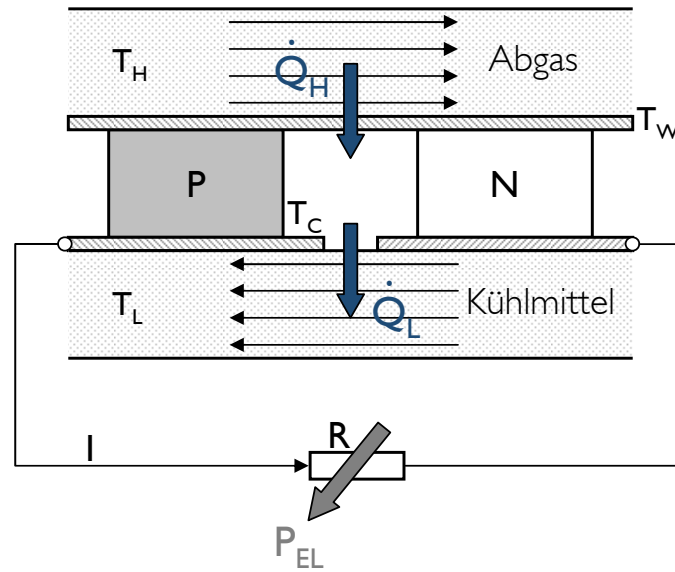


Abbildung 5.25: Schema eines TEG-Moduls

Die Wandlung von thermischer Energie in elektrische Energie basiert auf dem von Thomas Seebeck entdeckten Effekt. Er besagt, dass an einer Leiterpaarung aus unterschiedlichen Materialien eine elektrische Spannung entsteht, wenn diese einer Temperaturdifferenz  $\Delta T = T_W - T_C$  ausgesetzt wird. Umgekehrt kann eine solche Leiterpaarung aber auch als Wärmepumpe betrieben werden, wenn elektrischer Strom durch sie geleitet wird (Peltier-Effekt) [14]. Die Höhe der erzeugbaren Spannung je Kelvin wird für ein bestimmtes Material mit dem Seebeck Koeffizienten  $\alpha$  beschrieben [10].

Neben diesem Effekt treten an TEG-Modulen auch noch weitere Effekte auf. Aufgrund des Innenwiderstandes  $R$  des Materials entsteht etwa eine zusätzliche Wärme, welche mit dem Quadrat des Stromes  $I$  steigt. Dabei handelt es sich um die sogenannte Joulesche Wärme [28].

Zusätzlich tritt noch in Folge des Temperaturunterschiedes zwischen der heißen und kalten Seite Wärmeleitung auf (Fouriersches Gesetz) [28].

In dem für diese Untersuchungen erstellten Modell werden all diese Effekte berücksichtigt. Damit ergibt sich folgende Gleichung 5.4 zur Berechnung des zugeführten Wärmestroms  $\dot{Q}_H$  [77]:

$$\dot{Q}_H = \alpha T_W R - \frac{1}{2} I^2 R + \lambda \frac{A}{l} (T_W - T_C) \quad (5.4)$$

$$\dot{Q}_H = \alpha_H A_H (T_H - T_W) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_L = \alpha_L A_L (T_C - T_L) \quad (5.6)$$

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

Unter Berücksichtigung der konvektiven Wärmeübergänge zwischen Abgas und TEG-Modul (Gleichung 5.5) bzw. Kühlmittel und TEG-Modul (Gleichung 5.7) kann die im Modul entstehende elektrische Leistung wie folgt berechnet werden:

$$P_{EL} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (5.7)$$

Damit ergibt sich der Wirkungsgrad des thermoelektrischen Generators:

$$\eta_{TE} = \frac{P_{EL}}{\dot{Q}_H} \quad (5.8)$$

Die Höhe des Wirkungsgrades ist von der treibenden Temperaturdifferenz und den Eigenschaften thermoelektrischer Materialien abhängig [27]. Ein Maß zur Beurteilung des Einflusses der Materialeigenschaften auf den Wirkungsgrad ist der sogenannte ZT-Wert. Er setzt sich aus dem Seebeck Koeffizienten  $\alpha$ , der absoluten Temperatur  $T$ , des elektrischen Widerstandes  $\rho$  und der thermischen Leitfähigkeit  $\kappa$  zusammen (Gleichung 5.9) und sollte möglichst hohe Werte annehmen [10].

$$ZT = \frac{\alpha^2 T}{\rho \kappa} \quad (5.9)$$

### Thermisches Verhalten

Wie bereits erwähnt ist die Temperaturdifferenz und der ZT-Wert entscheidend für hohe Wirkungsgrade und damit große erzielbare elektrische Leistungen.

Zur Darstellung der auftretenden Temperaturdifferenzen kann auf die kumulierte Häufigkeitsverteilung zurückgegriffen werden, da in dieser Darstellung auch ZT-Wert berücksichtigt werden können. Somit lassen sich unterschiedliche Motoren und Konzepte einfach vergleichen und bewerten.

Abbildung 5.26 zeigt die zur Verfügung stehenden Temperaturdifferenzen (Abgas - Kühlmittel) für beide untersuchten Motoren (Abbildung 5.26 a - DDE-1, 5.26 b - BSE-T). Der grau hinterlegte Bereich der Abbildungen stellt die Temperaturdifferenz bei einer Einbindung des TEG nach dem Abgassystem dar. Damit ergibt sich beim Ottomotor eine deutlich größere treibende Temperaturdifferenz als beim Dieselmotor. Der schraffierte Bereich zeigt die zusätzlich zu erzielenden Temperaturdifferenzen, sollte der TEG vor dem Abgassystem eingebunden werden. Diese zusätzlichen Potenziale ergeben sich allerdings hauptsächlich im unteren Temperaturbereich, in dem der Katalysator Light-Off noch nicht erreicht wurde. Damit kann dieser Bereich nur zum Teil genutzt werden. Für den Dieselmotor ist in Abbildung 5.26 a auch noch die Einbindung in den AGR-Kreis dargestellt. Damit ergeben sich in etwa die gleichen Temperaturdifferenzen wie bei einer Einbindung vor dem Abgassystem.

Die Abbildungen zeigen zusätzlich ZT-Werte zweier Vertreter thermoelektrischer Materialien, die aufgrund ihres Temperaturbereichs für den Einsatz im Fahrzeug geeignet sind. Die maximalen ZT-Werte liegen bei Bismuttellurid ( $Bi_2Te_3$ ) bei etwa 0.9 und bei Bleitellurid ( $PbTe$ ) bei etwa 0.8, wobei der optimale Einsatzbereich von Bismuttellurid bei deutlich niedrigeren Arbeitstemperaturen liegt.

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

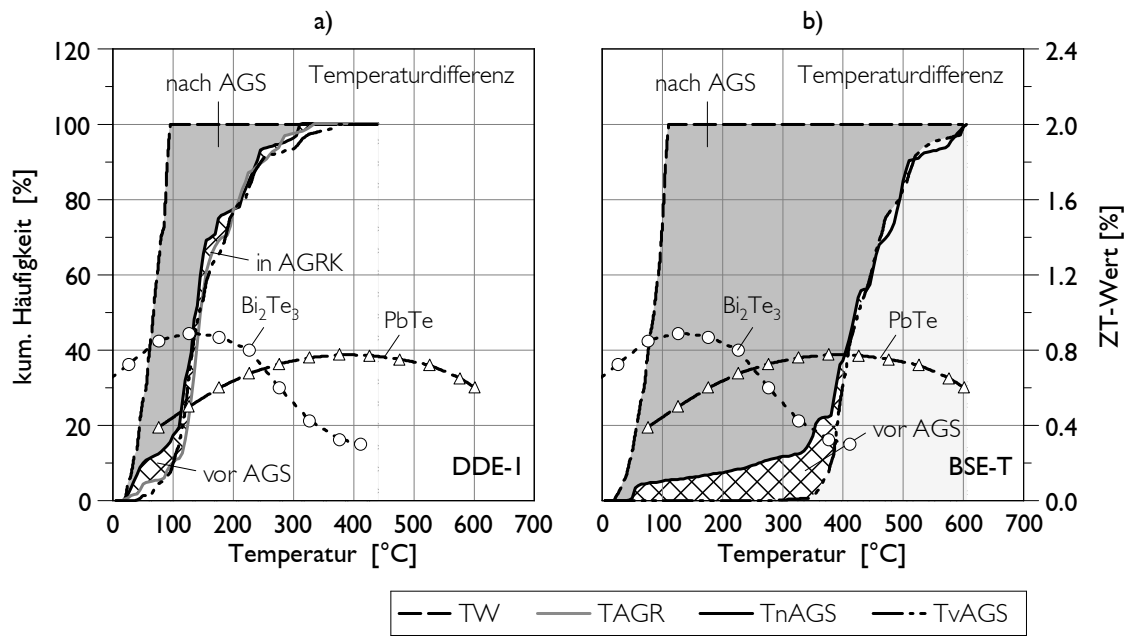


Abbildung 5.26: Häufigkeitsverteilung der Temperaturen im NEFZ

### Kraftstoffverbrauch

Für diese Grundsatzuntersuchungen wird Bismuttellurid als TEG-Material gewählt und eine mittlere elektrische Leistung von 350W angenommen.

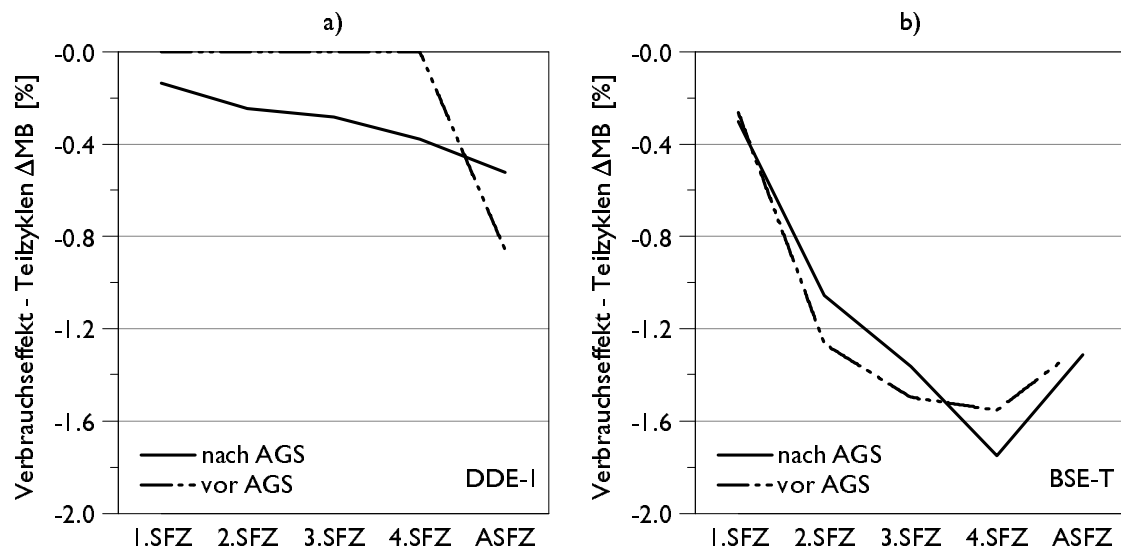


Abbildung 5.27: Verbrauchseffekt des TEG in den Teilzyklen des NEFZ (DDE-1/BSE-T)

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

In Abbildung 5.27 a und b sind die Verbrauchspotenziale des thermoelektrischen Generators bei unterschiedlichen Einbindungsvarianten dargestellt.

Dabei handelt es sich um die Potenziale in den einzelnen Teilzyklen des NEFZ. Aufgrund der geringen zur Verfügung stehenden Abgasenthalpie unmittelbar nach Motorstart sind die zur Verfügung stehenden elektrischen Leistungen und damit die Verbrauchspotenziale gering. Besonders drastisch ist dies beim Dieselmotor mit der Einbindung nach dem Abgasystem (Abbildung 5.27 a). Erst im höherlastigeren außerstädtischen Fahrzyklus (ASFZ) werden maximale elektrische Leistungen von ca. 170W erzeugt. Damit ergeben sich auch in diesem Teil des NEFZ die größten Verbrauchspotenziale von rund 0.5%.

Für die Einbindung vor AGS wird ein Bypass im Abgasstrang berücksichtigt. Eine Aktivierung des TEG erfolgt damit erst nach Erreichen der Light-Off Temperatur. Damit kann beim Dieselmotor erst im außerstädtischen Fahrzyklus elektrische Leistung erzeugt werden, wobei die Potenziale aufgrund höherer Abgastemperaturen und elektrischer Leistungen größer sind (0.8%).

Beim Ottomotor ist die Katheizphase deutlich kürzer, weshalb bereits ab etwa 150sec der TEG aktiviert werden kann. Auffällig ist, dass die Wahl der Einbindung nahezu keine Auswirkungen auf das Verbrauchspotenzial hat. Im vierten SFZ und im ASFZ zeigt sogar die Variante nach AGS größere Potenziale. Die Ursache liegt in den Schubphasen, in denen durch die Trägheit des Katalysators höhere Temperaturen nach dem AGS auftreten. Die im Abgassystem eines Ottomotors erzielbaren Leistungen eines TEG sind wie erwartet deutlich höher als beim Dieselmotor. Die maximalen elektrischen Leistungen liegen bei rund 800W.

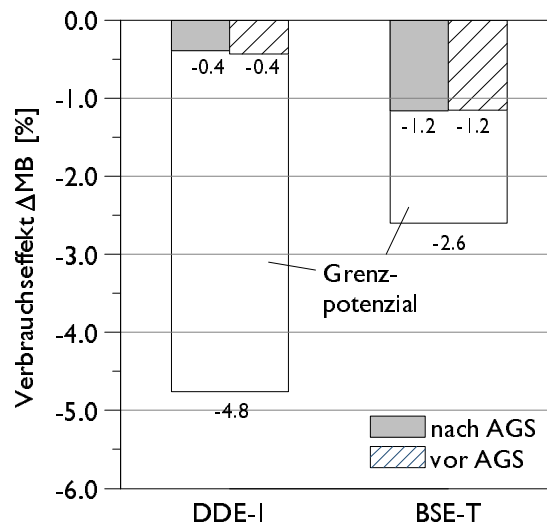


Abbildung 5.28: Verbrauchseffekt des TEG am Ende des NEFZ

Damit ergeben sich am Ende des NEFZ Verbrauchspotenziale von 0.4% beim Diesel und 1.2% beim Ottomotor (siehe Abbildung 5.28). Für die gewählte Annahme einer mittleren elektrischen Leistung von 350W können somit beim Diesel 8% und beim Ottomotor 46%

vom Grenzpotenzial eingespart werden.

Die zusätzliche Einbindungsvariante in den AGR-Kreis des Dieselmotors hat nahezu keine Verbrauchsverbesserungen bewirkt ( $<0.2\%$ ). Trotz großer treibender Temperaturdifferenzen sind die zur Verfügung stehenden Abgasenthalpien aufgrund kleiner Volumenströme gering.

Bei all diesen Untersuchungen wurde allerdings lediglich der Einfluss des reduzierten elektrischen Leistungsbedarfs berücksichtigt. Durch den zusätzlichen Wärmeeintrag der Abwärme in den Kühlkreis wird auch der Motorwarmlauf verkürzt. Damit sind weitere Verbrauchspotenziale zu erwarten, die in der Größenordnung von Abgaswärmetauschern liegen sollten (siehe Kapitel 5.2.1).

### 5.3 Hybridisierung

In einer steigenden Zahl an Fahrzeugen werden Hybridfunktionen verbaut, um so möglichst viele Verluste zu reduzieren. Bei diesen Fahrzeugen handelt es sich dann zusammenfassend um „Mikro-Hybrid“ Fahrzeuge, welche folgende Funktionen beinhalten [24]:

- Start-Stopp
- Bremsenergie-Rückgewinnung
- Lastpunktanhebung

#### 5.3.1 Start-Stopp Funktion

Läuft beispielsweise der Verbrennungsmotor im Leerlauf wird mechanische Energie erzeugt, auch wenn diese gar nicht benötigt wird. Steht das Fahrzeug, so kann durch Abschalten des Motors die eingesetzte Energie eingespart werden [47]. Je nach Fahrprofil und damit verbundenem Leerlaufanteil lassen sich dadurch deutliche Verbrauchseinsparungen erzielen.

#### Kraftstoffverbrauch

Die Verbrauchspotenziale einer Start-Stopp Funktion sind in Abbildung 5.29 dargestellt. Im Wesentlichen überlagern sich zwei Effekte. Einerseits wird durch den stehenden Motor Kraftstoff eingespart, andererseits verursacht die damit verbundene langsamere Erwärmung mehr Reibung und damit einen höheren Verbrauch. Je nach Motor verringert sich dadurch das theoretische Verbrauchspotenzial im Bereich zwischen 1% beim Diesel- (Abbildung 5.29 a, b) und 0.5% beim Ottomotor (Abbildung 5.29 c, d).

Die Verbrauchspotenziale einer Start-Stopp Funktion liegen im Bereich zwischen 3.1% und 4.2% bei den Diesel- sowie 4.8% und 4.9% bei den Ottomotoren.

Die Unterschiede zwischen den beiden Dieselmotoren lässt sich hauptsächlich durch die differierenden Reibungsniveaus begründen. Im Gegensatz zu den Dieselmotoren, bei denen die Start-Stopp Funktion üblicherweise sofort aktiv ist, darf Start-Stopp bei Ottomotoren erst nach dem Katalysator Light-Off aktiviert werden. Damit ergeben sich im ersten

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

Stadtfahrzyklus geringere Verbrauchseinsparungen (Abbildung 5.29 c, d). Trotz niedrigerer Reibungsniveaus und geringerer Leerlaufanteile in denen Start-Stopp aktiv ist, sind die Potenziale der Ottomotoren aufgrund der Drosselverluste im Leerlauf größer.

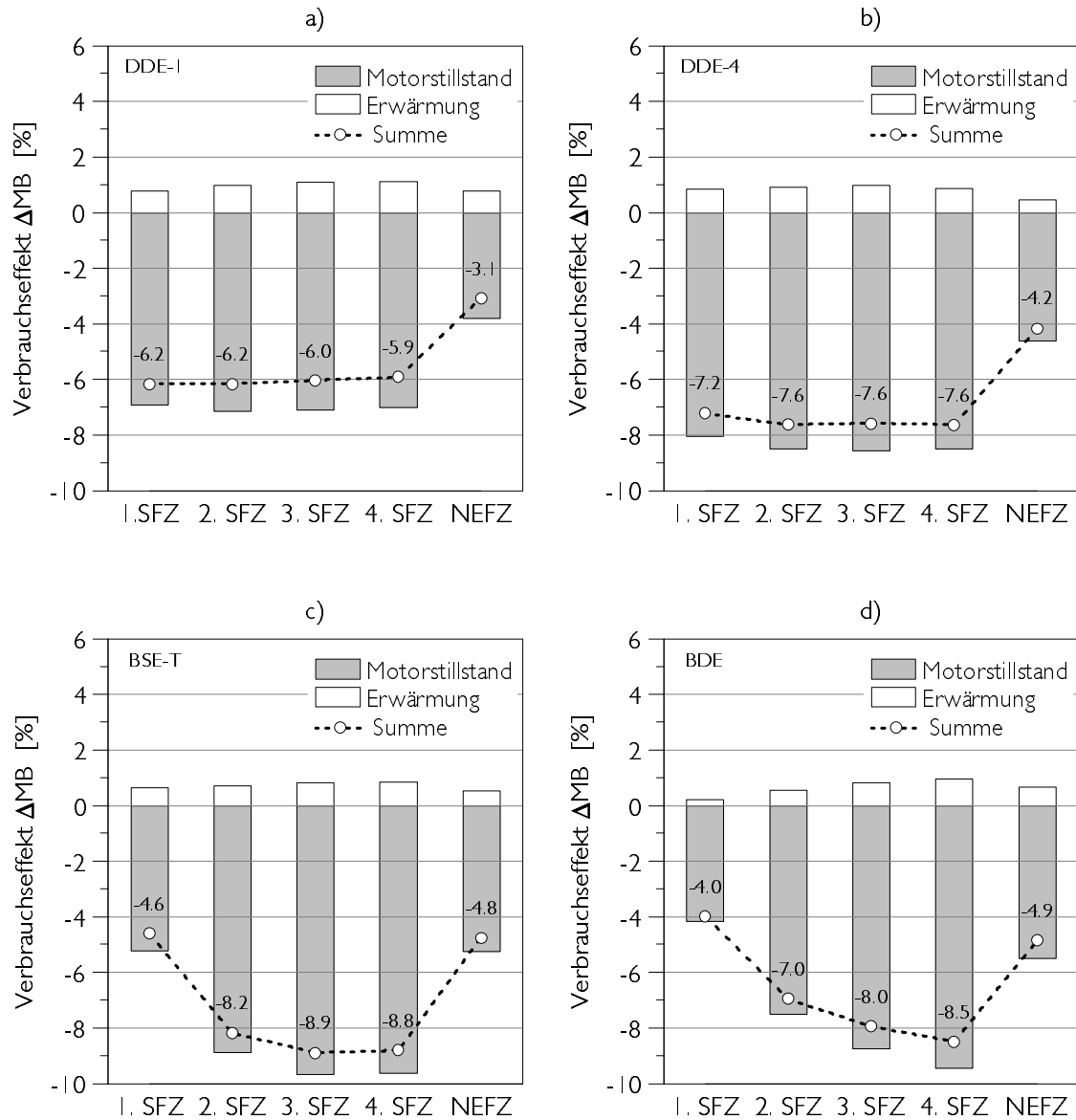


Abbildung 5.29: Verbrauchseffekt einer Start-Stopp Funktion

### 5.3.2 Bremsenergie-Rückgewinnung (Rekuperation)

Um zusätzliche Verbrauchspotenziale am Fahrzeug zu erschließen, wird es immer wichtiger, auch Verlustenergien zu nutzen. So wird etwa die kinetische Energie bei einer Verzögerung über den Luft- und Rollwiderstand vernichtet. Bei noch weiter steigenden Verzögerungswünschen des Fahrers wird diese Energie über die Brems Scheibe in Wärme umgewandelt. Im NEFZ liegt das Grenzpotenzial der speicherbaren Bremsenergie für ein Fahrzeug der Gewichtsklasse 1500kg daher bei zirka 1400kJ [39].

Für die Bremsenergie rückgewinnung eignet sich am Besten die Wandlung in elektrischen Strom. Der Generator ist grundsätzlich unbelastet und wird nur in den Bremsphasen geladen [39]. Eine Gegenüberstellung der maximalen Bremsleistung und der Generatorleistung zeigt, dass im Wesentlichen der Generator der limitierende Faktor einer Rekuperation ist. Für den untersuchten Fall eines Kompaktfahrzeuges mit dem Motor BSE-T steht im NEFZ eine maximale Energie von 1200kJ zur Verfügung. Um reperierte Energie aufnehmen zu können, muss die Batterie in einem teilentladenen Zustand betrieben werden [39]. Aus diesem Grund wurden folgende Randbedingungen angenommen:

- Der Batterieladezustand (SOC - State of Charge) soll am Start des NEFZ 90% betragen
- Um einen jederzeitigen Motorneustart zu gewährleisten, wird eine Untergrenze von 70% des SOC erlaubt.

Unter einem SOC-Wert von 70% wird der Generator so betrieben, dass der Strombedarf des Fahrzeugs abgedeckt ist. Abbildung 5.30 a zeigt beispielhaft den Ladezustand der Batterie mit Rekuperation bei einem Strombedarf von 20A, wenn Batterien mit unterschiedlichen Kapazitäten (60Ah bzw. 120Ah) verwendet werden. Mit einer 60Ah Batterie wäre im NEFZ bei rund 900sec ein  $SOC_{min}$  von 70% erreicht, während eine Rekuperation mit einer 120Ah Batterie über den gesamten NEFZ möglich wäre.

Unter der Annahme einer unendlichen Kapazität der Batterie bzw. einer Fremdversorgung ergibt sich das Grenzpotenzial im NEFZ. Es stellt sich ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen Strombedarf und Verbrauchseinsparung ein. Für dieses Fahrzeug gilt, dass zusätzliche 10A einen Mehrverbrauch von 1% bedeuten (Abbildung 5.30 b). Bei den anderen untersuchten Motoren liegen die Kraftstoffmehrverbräuche in einem Bereich zwischen 0.4% und 2% pro 10A. Dieser Zusammenhang ist abhängig vom Anteil der Generatorleistung an der Motorreibleistung.

Die Abbildung 5.30 b zeigt auch die Verbrauchspotenziale in Abhängigkeit vom Strombedarf, welche durch Rekuperation mit einer 60Ah bzw. 120Ah Batterie erschlossen werden können. Je größer die Kapazität der Batterie, desto größer sind die Potenziale die durch eine Rekuperation erschlossen werden können. Begrenzt ist man üblicherweise am Packaging des Fahrzeugs. Für eine Kapazität von 120Ah und einem Strombedarf von 25A ergeben sich die maximalen Verbrauchspotenziale von etwa 2.5%. Wird der Strombedarf schrittweise weiter erhöht, sinkt der Ladezustand immer früher unter die 70% SOC-Marke, weshalb auch ab diesem Zeitpunkt das Potenzial wieder sinkt. Bei 60A liegt das Verbrauchspotenzial aber immer noch bei rund 1.7% (Abbildung 5.30 b).

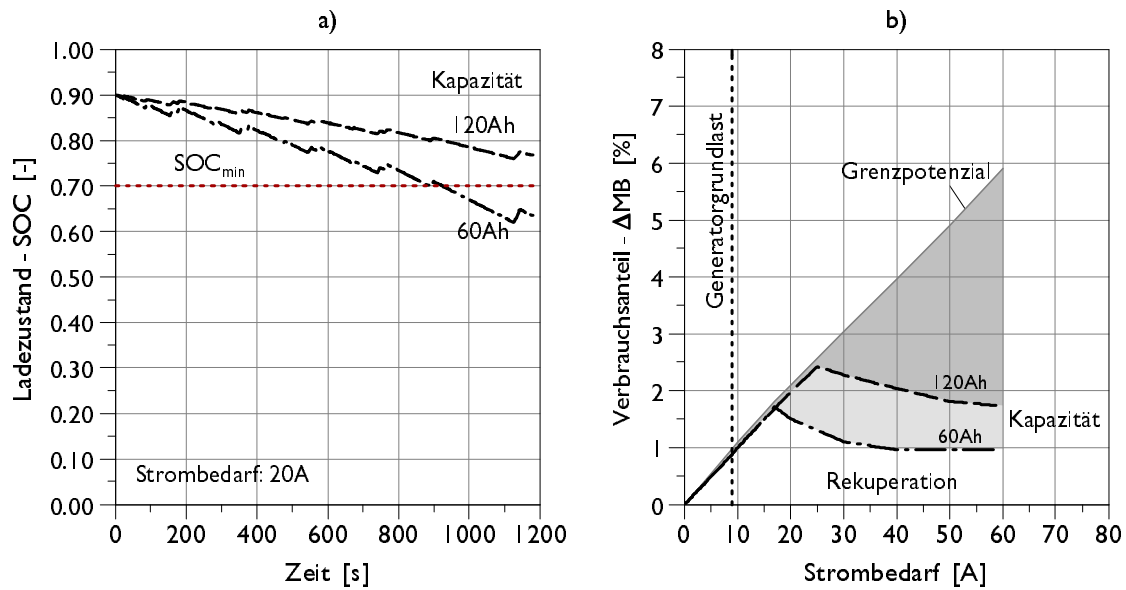


Abbildung 5.30: Ladezustand und Verbrauchseffekt der Rekuperation mit unterschiedlichen Batterien (BSE-T)

### 5.3.3 Lastpunktanhebung

Alle Verbrennungsmotoren haben die Eigenschaft, dass sie im Teillastbetrieb einen höheren spezifischen Verbrauch und damit einen geringeren Wirkungsgrad aufweisen als im Hochlastbetrieb. Dies ist besonders nachteilig, da ein Großteil der Fahrzeuge sehr häufig im unteren Teillastbereich betrieben wird. Die Verschiebung des Verbrennungsmotorbetriebspunktes in einen Kennfeldbereich mit besserem Wirkungsgrad - in der Regel in Richtung höherer Last - nennt man Lastpunktanhebung [24].

Eine Lastpunktanhebung lässt sich beispielsweise mit Hilfe von „Downsizing“ (z.B.: 4 statt 6 Zylinder) oder über eine sehr niedrig übersetzte Getriebe-/ Differenzialauslegung realisieren. Durch die längere Achsübersetzung wird bei gleicher Leistungsanforderung die Drehzahl des Motors abgesenkt und das Drehmoment angehoben (Abbildung 5.31 a). Dies sorgt für eine Verschiebung des Betriebspunktes in einen Kennfeldbereich mit niedrigerem spezifischen Verbrauch (Abbildung 5.31 b). Allerdings nimmt mit zunehmend längerer Übersetzung auch die Drehmoment- bzw. Zugkraftreserve zum Beschleunigen ab [24].

### Kraftstoffverbrauch

Der Einfluss einer längeren Achsübersetzung auf den Kraftstoffverbrauch ist in Abbildung 5.32 dargestellt.

Insgesamt nehmen die Verbrauchspotenziale mit zunehmend längerer Achsübersetzung zu. Aufgrund der höheren spezifischen Kraftstoffverbräuche im unteren Teillastbereich sind die Verbrauchspotenziale in den vier Stadtzyklen des NEFZ höher als im außerstädtischen



## 5 Untersuchung von Maßnahmen

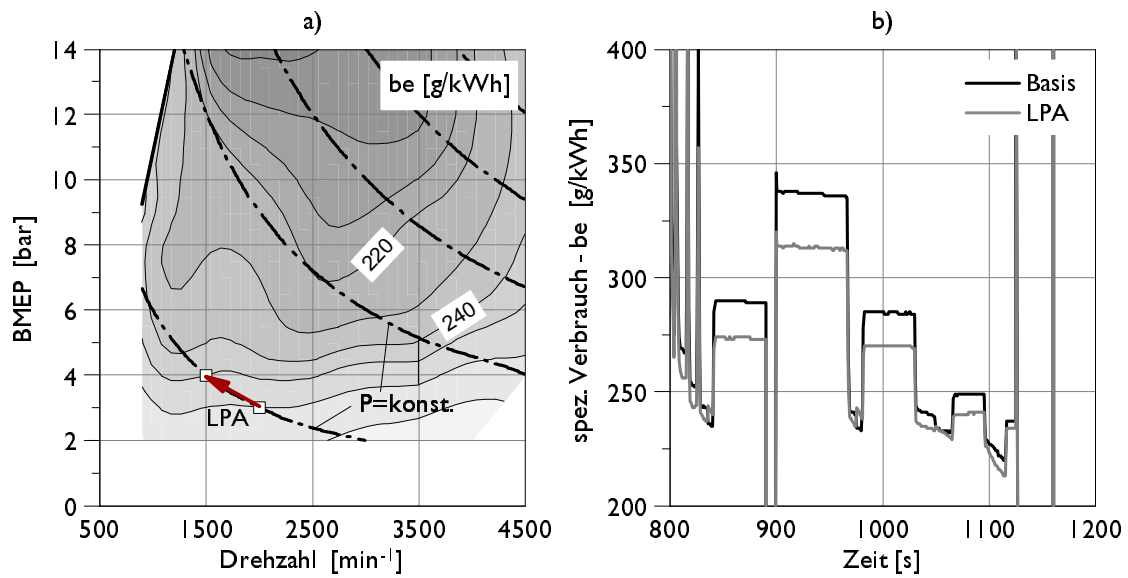


Abbildung 5.31: Effekte einer Lastpunktanhebung

Fahrzyklus. Bei einer beispielsweise um 15% länger gewählten Übersetzung können zwischen 4.2% und 6.1% an Kraftstoff eingespart werden (Abbildung 5.32).

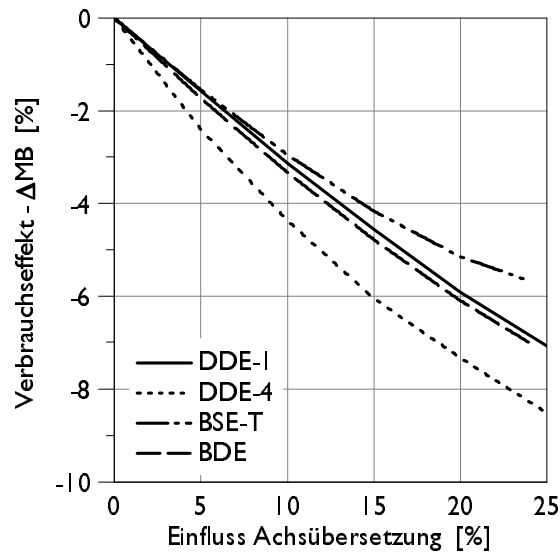


Abbildung 5.32: Verbrauchseffekt einer längeren Achsübersetzung

Durch Drosselverluste im unteren Teillastbereich sollten Ottomotoren größere Potenziale aufweisen als Dieselmotoren. Dies trifft jedoch für die untersuchten Motoren nicht zu. Der

Motor BDE ist mit einem variablen Ventiltrieb ausgerüstet und wird so im Teillastbereich entdrosselt betrieben. Beim Motor BSE-T handelt es sich bereits um ein „Downsizing“-Konzept mit höheren Lasten und in Folge weiter geöffneter Drosselklappe.

Alle Motoren zeigen bei einer bis zu 15% längeren Übersetzung einen nahezu linearen Zusammenhang zwischen Achsübersetzung und Kraftstoffverbrauch. Danach wird der Verlauf zunehmend degressiv. Am Deutlichsten ist dies beim Motor BSE-T ausgeprägt. Ursache dafür ist, dass dieser Motor bei einer um 20% länger gewählten Achsauslegung in einem nahezu wirkungsgradoptimalen Kennfeldbereich betrieben wird. Bei noch länger gewähltem Übersetzungsverhältnis würde daher der Kraftstoffverbrauch wieder ansteigen.

Diese Maßnahme zeigt grundsätzlich die Einsparungspotenziale. Allerdings bedarf es einer genauen Anpassung der Übersetzungsverhältnisse unter Berücksichtigung der Fahrbarkeit (Zugkraftreserve). Aus diesem Grund kann vermutlich nur ein Teil der Potenziale erschlossen werden.

### Thermisches Verhalten

In Folge des verbesserten Wirkungsgrades verlängert sich die Warmlaufzeit der Motoren (Abbildung 5.33). Für den Fall einer rund 15% längeren Übersetzung ändert sich die Aufwärmzeit je nach Motor zwischen 5.6% und 10%.

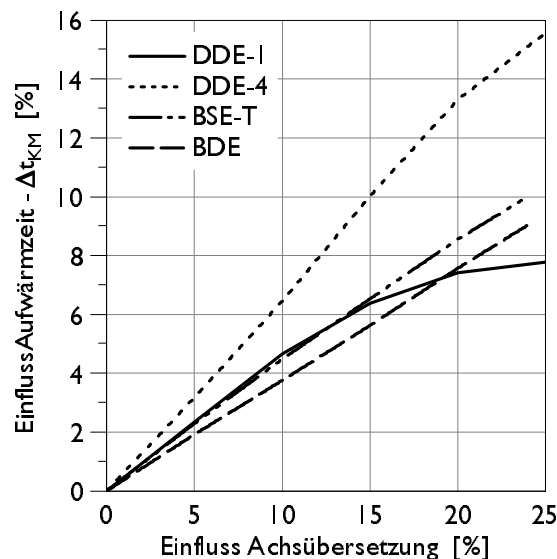


Abbildung 5.33: Einfluss einer längeren Achsübersetzung auf die Aufwärmzeit des Kühlmittels

## 5.4 Bewertung untersuchter Einzelmaßnahmen

Aus allen in diesem Kapitel durchgeführten Untersuchungsvarianten lässt sich eine Bewertung der Einzelmaßnahmen durchführen.

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

Idealerweise sollte eine Bewertung über mehrere Kriterien erfolgen und könnte etwa über eine Nutzwertanalyse [76] erfolgen. Wichtige Bewertungskriterien wären dann der Kraftstoffverbrauch, die Emissionen, eine mögliche Realisierbarkeit, der Einfluss auf Innenraumkomfort bei Heizungsanforderung oder aber auch ökologische Aspekte.

Da allerdings ein Großteil der dafür notwendigen Informationen, die eine objektive Bewertung der Kriterien zulassen würden, nicht zur Verfügung steht, wird in dieser Arbeit lediglich der Kraftstoffverbrauch als entscheidendes Bewertungskriterium herangezogen. Dafür wird aus allen untersuchten Motoren ein Mittelwert der Verbrauchseffekte gebildet.

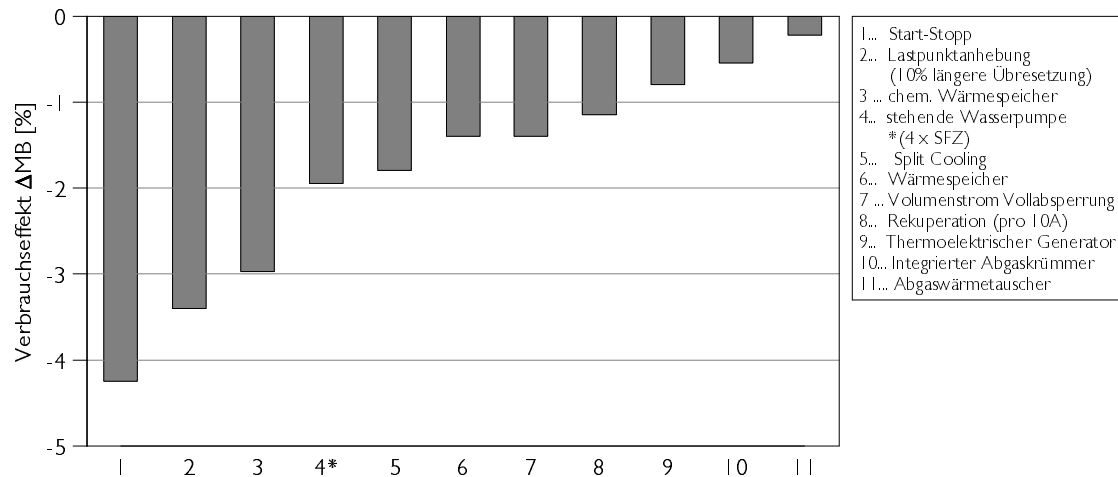


Abbildung 5.34: Bewertung untersuchter Einzelmaßnahmen

Wie die Abbildung 5.34 zeigt, liegt Start-Stop in der Gesamtbewertung an erster Stelle, gefolgt von einer Lastpunktanhebung und chemischen Wärmespeichern. An letzter Position liegt in dieser Bewertung der Abgaswärmetauscher.

### 5.5 Kombination von Maßnahmen

Ein Vorteil der Simulation ist die rasche Bewertung von Kombinationen unterschiedlicher Maßnahmen. Wie Untersuchungen in dieser Arbeit gezeigt haben, ist dies deshalb ein wichtiger Punkt, da die Potenziale von Einzeleffekten nicht ohne Weiteres addiert werden dürfen. Das gilt besonders für Wärmemanagementmaßnahmen, die sich üblicherweise gegenseitig beeinflussen. Um die Verbrauchseffekte zu maximieren, bedarf es daher einer sinnvollen Kombination verschiedenster Maßnahmen.

Beispielhaft soll nur eine Kombination vorgestellt werden: Die Start-Stop Funktion wird durch einen chemischen Wärmespeicher und Rekuperation ergänzt. Für diese Untersuchungen wird ein Mittelklasse-PKW mit einer mittleren elektrischen Leistung von 350W und einer Batterie-Kapazität von 120Ah angenommen.

### Thermisches Verhalten

Durch die etwas langsamere Erwärmung bei Start-Stopp wird das Potenzial je nach Motor zwischen 0.5% und 1% geschmälert (siehe Kapitel 5.3.1). Mit Hilfe des zusätzlichen Wärmeeintrags eines chemischen Wärmespeichers kann dieser Nachteil überkompensiert werden (siehe Kapitel 5.1.1.3). Damit verkürzt sich bei allen untersuchten Motoren die Warmlaufzeit recht deutlich.

### Kraftstoffverbrauch

Abbildung 5.35 zeigt die Verbrauchseffekte der untersuchten Kombination. Je nach Motor lassen sich Potenziale zwischen 8% und 11.3% erzielen.

Obwohl der Dieselmotor DDE-1 die geringsten Verbrauchseffekte mit Start-Stopp zeigte, sind im Vergleich zu den anderen Motoren bei dieser Kombination die größten Einsparungen möglich. Gründe hierfür sind die größeren Effekte durch den chemischen Wärmespeicher und die Rekuperation.

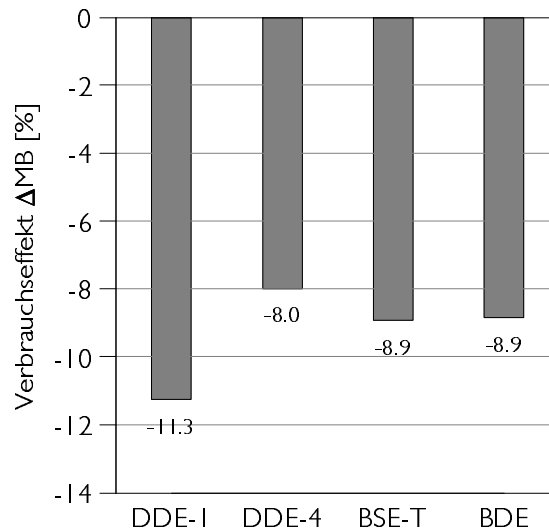


Abbildung 5.35: Verbrauchseffekt einer Kombination mehrerer Maßnahmen

## 5.6 Zusammenfassung der untersuchten Maßnahmen

Die durchgeführte Untersuchung hat mit einer Vielzahl an möglichen Maßnahmen gezeigt, dass trotz stetiger Optimierung durch die Motorenhersteller auch an modernen Motoren Wirkungsgradsteigerungen von einigen Prozent möglich sind.

Besonders vielversprechende Wärmemanagementmaßnahmen sind jene, bei denen Energie von Außen zugeführt wird. So konnten mit chemischen Wärmespeichern die größten Einsparungen erzielt werden, allerdings sind die dafür notwendigen Technologien noch in einem frühen Entwicklungsstadium und dementsprechend teuer [19].

## 5 Untersuchung von Maßnahmen

Auch über Wärmelenkungsmaßnahmen lassen sich Potenziale bis -2.5% erzielen. Als ideale Maßnahme hat sich dabei Split Cooling herausgestellt. Aufgrund der zwei getrennt regelbaren Kühlkreise bietet diese Maßnahme die ideale Kombination aus Einhaltung bauteilkritischer Temperaturen und Verbrauchseffekt. Weitere Vorteile sollten sich bei Heizungsanforderung ergeben, da nur ein Teil der Wärme aus dem Grundmotor transportiert wird. Wenn es der Werkstoffforschung gelingt, neue Materialien für thermoelektrische Generatoren zu entwickeln, die deutlich höhere Wirkungsgrade aufweisen als derzeit verfügbare Werkstoffe, so kann diese Technologie zu einer weiteren Wirkungsgradsteigerung beitragen. Aufgrund der großen Potenziale von Hybridfunktionen werden diese in den nächsten Jahren in allen Fahrzeugen Einzug halten.

Die auf Basis des Kraftstoffverbrauchs durchgeführte Bewertung aller Einzelmaßnahmen hat gezeigt, dass Start-Stopp, gefolgt von einer Lastpunktanhebung und chemischen Wärmespeichern die aussichtsreichsten Maßnahmen darstellen.

Der Kraftstoffverbrauch kann durch eine Kombination mehrerer Maßnahmen noch weiter gesenkt werden. So ist etwa eine warmlaufverkürzende Maßnahme die ideale Ergänzung zur Start-Stopp Funktion. Allerdings ist zu beachten, dass eine Addition von Einzeleffekten nicht ohne weiteres erlaubt ist, da sich Maßnahmen üblicherweise gegenseitig beeinflussen. Daher bietet sich auch für derartige Untersuchungen die Simulationsrechnung an, womit Kombinationen rasch untersucht und bewertet werden können.

Bei allen untersuchten Maßnahmen wurden die sich einstellenden Verbrauchspotenziale wesentlich vom verwendeten Motor beeinflusst.

Durch die Untersuchungen der Genauigkeitsanforderungen in Kapitel 3 haben sich die Parameter *Reibungsanteil* und *Viskositätseinfluss* der Baugruppe als entscheidende Größen herausgestellt. Des Weiteren hat die Untersuchung von Maßnahmen gezeigt, dass auch durch die *Warmlaufzeit* und die *Applikation* die Potenziale des jeweiligen Versuchsträgers beeinflusst werden. Diese Aussagen wurden durch weiterführende Untersuchungen untermauert. Welcher Parameter allerdings entscheidend zum Tragen kommt, wird hauptsächlich von der zu untersuchenden Maßnahme beeinflusst.

Wird das gesamte Temperaturniveau angehoben (z.B.: Wärmespeicher) und nicht nur einzelne Temperaturen erhöht (z.B.: stehende Wasserpumpe), dann ist die Warmlaufzeit der entscheidende Parameter. Die Potenziale von schnell oder langsam warm werdenden Motors können sich bis zu  $\approx 0.5\%$  unterscheiden. Dies ist etwa auch der Grund, warum der Motor BSE-T bei einigen Maßnahmen eine deutlich geringere Wirkung zeigte.

Bei Maßnahmen, die die Temperaturverteilung im Motor verändern, werden die Potenziale größtenteils durch die Viskositätsabhängigkeit und die Reibungsaufteilung beeinflusst. Anders als erwartet ist die Motorgesamttriebung nicht entscheidend. Das Gesamttriebniveau ist hauptsächlich für den absoluten Kraftstoffverbrauch verantwortlich.

Neben diesen Größen kann aber auch die Applikation die Verbrauchseinsparung entscheidend beeinflussen. Dies gilt speziell für Ottomotoren, wenn etwa durch eine schnellere Motorerwärmung die Katheizphase früher beendet werden kann.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das thermische Verhalten und der Kraftstoffverbrauch mehrerer Otto- und Dieselmotoren analysiert und daraus thermische Motormodelle abgeleitet. Mit Hilfe dieser Modelle lassen sich die verschiedensten Maßnahmen zur Warmlaufverkürzung durchführen und so die Zahl teurer experimenteller Versuche reduzieren.

Wie die Prognosegenauigkeit der einzelnen Motormodelle zeigte, lassen sich mit der gewählten Methodik Modelle in der geforderten Genauigkeit erstellen. Des Weiteren ist mit diesem Ansatz auch eine Übertragbarkeit auf neue Motoren gegeben.

Allerdings bedarf es genauer Teilsysteme. Speziell der gasseitige Wärmeeintrag und die Reibung müssen genau modelliert werden, um mit solchen Modellen Untersuchungen durchführen zu können. Die erlaubten Abweichungen betragen beim gasseitigen Wärmeeintrag zwischen  $\pm 5\%$  und  $\pm 10\%$  und bei der Reibung zwischen  $\pm 1.6\%$  und  $\pm 2.8\%$ , wobei der exakte Wert wesentlich vom Motor beeinflusst wird. Für Ottomotoren liegt der Fokus eher auf der Modellierung des gasseitigen Wärmeeintrags ( $\approx 5\%$ ) und beim Dieselmotor eher auf der Reibung ( $\approx 1.6\%$ ).

Um derartige Modelle auch im frühen Fahrzeugentwicklungsprozess einsetzen zu können, bedarf es gewisser Annahmen da in dieser frühen Phase häufig Daten fehlen. Durch diese Unsicherheiten wird die Modellqualität entscheidend beeinflusst, was in dieser Arbeit ebenso behandelt wurde.

Die Parameter *Reibungsaufteilung*, *Viskositätseinfluss*, *Warmlaufzeit* und *Applikation* sind Größen, die die Verbrauchseffekte einer Maßnahme wesentlich beeinflussen und daher im Motormodell genau abgebildet sein müssen. Die Einflüsse der Reibungsaufteilung und der Viskosität sind im entwickelten empirischen Reibungsmodell mit der geforderten Genauigkeit berücksichtigt. Damit stellt dieses Modell einen geeigneten Ansatz dar, der auch eine rasche Modellerstellung zulässt.

Abbildung 6.1 zeigt nochmals zusammenfassend die Bandbreite der Verbrauchseffekte aller untersuchter Maßnahmen. Wie sich gezeigt hat, können mit geeigneten Wärmelenkungsmaßnahmen im NEFZ bei  $+20^\circ\text{C}$  Starttemperatur Verbrauchspotenziale von über 2% erreicht werden. Als wesentliche Einzeleffekte sind dafür die reduzierte, am Warmlauf beteiligte Kühlmittelmenge, der verringerte Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Bauteilen, die Temperaturerhöhung der Betriebstemperatur sowie eine reduzierte Wasserpumpenleistung verantwortlich.

Gegenüber Wärmelenkungsmaßnahmen lassen sich mit Wärmespeichern noch größere Effekte erzielen. Für eine optimale Wirkung muss allerdings die gespeicherte Wärmemenge mit hoher Leistung und unmittelbar nach Motorstart eingebracht werden.

Neben den typischen Wärmemanagementmaßnahmen zeigen besonders Hybridfunktionen

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

große theoretische Wirkung. Allerdings muss für konkretere Verbrauchsaussagen auch das Fahrzeug und die sich dadurch ergebenden Rahmenbedingungen mitberücksichtigt werden. Da die Potenziale jeder der untersuchten Maßnahmen im Prozentbereich liegen, bedarf es zur Erreichung der  $CO_2$ -Ziele von 120g/km einer Kombination vieler Einzelmaßnahmen. Werden Maßnahmen sinnvoll kombiniert, so sind je nach Motor Verbrauchseffekte von über 10% möglich.

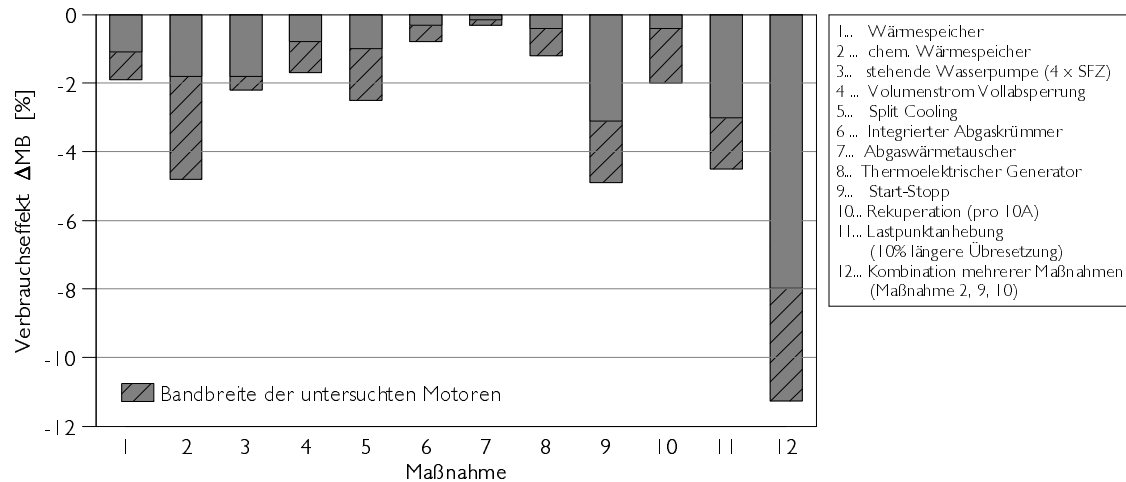


Abbildung 6.1: Bandbreite der Verbrauchseffekte untersuchter Einzelmaßnahmen

Eine mögliche Zielsetzung für nachfolgende Arbeiten könnte die Modellierung weiterer Komponenten des Antriebsstrangs sein, um so dem Endziel eines thermischen Gesamtfahrzeugmodells näher zu kommen. Darauf aufbauend wären auch weiterführende Untersuchungen zum Thema Hybrid, der Abwärmenutzung und des Komforts möglich.

Weitere Schwerpunkte könnten auch in einer detaillierteren Abbildung der Verbrennungsprozesse, der Emissionen, des Verbrauchs und wichtiger ECU-Funktionen liegen. Damit wären dann unter anderem Grundsatzuntersuchungen zu verschiedenen Applikationsstrategien möglich, was den möglichen Einsatzbereich des Modells deutlich erweitern würde.

# Literaturverzeichnis

- [1] ACEA - European Automobile Manufacturers Association; (2011)  
New Passenger Car Registrations-Breakdown by Specification - Average Power  
[http://www.acea.be/images/uploads/files/20101003\\_Power\\_1008.pdf](http://www.acea.be/images/uploads/files/20101003_Power_1008.pdf)
- [2] ACEA - European Automobile Manufacturers Association; (2011)  
New Passenger Car Registrations-Breakdown by Specification - Average Cubic Capacity  
[http://www.acea.be/images/uploads/files/20101003\\_CC\\_1008.pdf](http://www.acea.be/images/uploads/files/20101003_CC_1008.pdf)
- [3] Affenzeller J., Gläser H.; (1996)  
Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren  
Herausgegeben von Hans List und Anton Pischinger  
Band 8, Springer Verlag
- [4] Baba N., Ohsawa K.; (1996)  
Numerical Approach for Improving the Conversion Characteristics of Exhaust Catalysts Under Warming-Up Condition  
SAE Technical Paper Series 962076
- [5] Beichtbuchner A.; (2008)  
Vorausberechnung von Reibung und Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf  
Dissertation, Technische Universität Graz
- [6] Beichtbuchner A., Jauk T., Unterguggenberger P., Wimmer A., Eder A., Richter R., Winter G.; (2008)  
Vorausberechnung des thermischen Verhaltens und des Kraftstoffverbrauchs im Motorwarmlauf  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,  
Expert Verlag, Essen
- [7] Robert Bosch GmbH (Hrsg.); (2005)  
Ottomotor-Management  
3. Auflage, Vieweg Verlag
- [8] Büchner S.; (2008)  
Energiemanagement-Strategien für elektrische Energiebordnetze in Kraftfahrzeugen,  
Dissertation, Technische Universität Dresden
- [9] Depcik C., Assanis D.; (2005)  
One-dimensional automotive catalyst modeling  
Elsevier Progress in Energy and Combustion Science 31 (2005) 308-369



## Literaturverzeichnis

- [10] Eder A., Liebl J., Brück R., Maus W.; (2010)  
Der Thermoelektrische Generator zur Reduktion der CO<sub>2</sub> Emissionen - Rekuperation der Energieverluste im Abgassystem  
[http://www.emitec.com/fileadmin/user\\_upload/Bibliothek/Vortraege/100127\\_TEG%20Paper\\_ok.pdf](http://www.emitec.com/fileadmin/user_upload/Bibliothek/Vortraege/100127_TEG%20Paper_ok.pdf) (28.11.2011)
- [11] Eifler G., Burkard M., Kawert F.; (2005)  
Bedarfsabhängig geregelte Motorkühlung - Versuch und Simulation  
in: MTZ Motortechnische Zeitschrift 03/2005 66
- [12] Engeli M., Hrdliczka V.; (1998)  
Fortschritte in der Simulationstechnik  
12. Symposium in Zürich, VDF Hochschulverlag AG - ETH Zürich
- [13] Fischer G.; (2000)  
Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren  
Dissertation, Technische Universität Darmstadt
- [14] Friedrich H., Häfele C., Weiler T.; (2010)  
Strom aus Abgasen - Fahrzeuggerechte Entwicklung thermoelektrischer Generatoren  
in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 04/2010 112
- [15] Freymann R. Strobl W., Obieglo A.; (2008)  
Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil  
in: MTZ Motortechnische Zeitschrift 05/2008 69
- [16] Fröjd K., Perlman C., Tuner A., Mauss F.; (2011)  
1D engine modeling with detailed reaction kinetics  
Loge AB - Lund Combustion Engineering Schelevägen 17, Beta 2, 2230 70
- [17] Geimer M., Krüger T., Linsel P.; (2006)  
Co-Simulation, gekoppelte Simulation oder Simulatorkoppelung?  
Zeitschrift für Fluidtechnik, Band 50, Heft 11-12
- [18] Golloch R.; (2005)  
Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung  
Springer Verlag
- [19] Hackl B., Hofmann P.; (2010)  
Restwärmenutzung durch intelligente Speicher- und Verteilungssysteme  
Abschlussbericht, FVV CO<sub>2</sub> Sonderforschungsprogramm
- [20] Hager J., Gumpoldsberger T., Marzy R.; (2001)  
Messdatenunterstützte Motormodelle zur Simulation der Wärmeströme in Kraftfahrzeugen  
Engineering Center Steyr

## Literaturverzeichnis

- [21] Haupt C., Wachtmeister G., Hübner W.; (2010)  
Die Gesamtfahrzeugsimulation zur Bewertung konventioneller und hybridisierter Antriebskonzepte unter Berücksichtigung thermischer Aspekte  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,  
Expert Verlag, Essen
- [22] Haupt C.; (2008)  
Modellierung thermischer Systeme für eine Gesamtfahrzeugsimulation in Dymola  
Informationstag zu Dymola und Modelica,  
[http://www.bausch-gall.de/garc08\\_2.pdf](http://www.bausch-gall.de/garc08_2.pdf) (16.01.2012)
- [23] Hepke G.; (2010)  
Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen  
Dissertation, Technische Universität München
- [24] Hofmann P.; (2010)  
Hybridfahrzeuge  
Springer Verlag
- [25] Isermann R., Jost O., Schwarte A.; (2000)  
Modellgestützte Reglerentwicklung für einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie an einem DI-Dieselmotor  
in: MTZ Motortechnische Zeitschrift 61 (2000) 3.
- [26] Isermann R.; (2010)  
Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe,  
1. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag
- [27] Jänsch D., Laudien M., Kitte J.; (2009)  
Thermoelektrische Abwärmenutzung in Kraftfahrzeugen  
in: ATZ / TÜV Süd-Konferenz „engine.tech“ 2009
- [28] Jänsch D., Zhou W., Beitelschmidt M., Schimke R., Kitte J., Pohle M.; (2010)  
Thermoelectrics Goes E-Mobility: Wärmemanagement der Lithium-Ionen-Batterie,  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,  
Expert Verlag, Essen
- [29] Kernbichler W.; (2007)  
Applikationssoftware und Programmierung  
Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz.
- [30] Kerskes H., Bertsch F., Mette B., Wörner A., Schaub F.; (2011)  
Thermochemische Energiespeicher  
Chemie Ingenieur Technik 2011, 83, No. II, 2014-2026, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co

## Literaturverzeichnis

- [31] Kessel J.-A.; (2002)  
Modellbildung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie an schnelllaufenden Dieselmotoren  
Dissertation, Technische Universität Darmstadt.
- [32] Kitte J., Tietze T., Jänsch D., Bals R.; (2008)  
Modellierung und Simulation in Dymola/Modelica als Basis zur Entwicklung innovativer Wärmemanagementstrategien  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,  
Expert Verlag, Essen
- [33] Klopstein S., Haubner F., Koch F.; (2002)  
Detaillierte Untersuchung der Wärmeströme im Verbrennungsmotor und im Öl- und Kühlmittelkreislauf  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs III,  
Expert Verlag, Essen
- [34] Klopstein S., Lauer S., Maassen F.J.; (2010)  
Auslegungswerkzeuge und Konzepte für das Wärmemanagement im Antriebsstrang der Zukunft  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,  
Expert Verlag, Essen
- [35] Knorr R.; (2011)  
Start/Stop-Systeme - Auf der Zielgeraden  
in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 09/2011 Jahrgang 113.
- [36] Kuhlbach K., Mehring J., Borrmann D., Friedfeld R.; (2009)  
Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmen für Downsizing-Konzepte  
in: MTZ Motortechnische Zeitschrift 4/2009 Jahrgang 70.
- [37] Lanz B.; (2006)  
Vergleichende Bewertung des Brennverfahrens eines neu entwickelten PKW-Dieselmotors  
Diplomarbeit, Technische Universität Graz
- [38] Lücking M; Baar R.; Sievert M.; (2011)  
Motorprozesssimulation und Aufladung - Die Turboladermodellierung für Prozessrechnungen bei erweiterter Leistungsbilanz  
Haus der Technik, Expert Verlag
- [39] Liebl J., Frickenstein E., Wier M., Hafkemeyer M., El-Dwaik F., Hockgeier E.; (2006)  
Intelligente Generatorregelung - Ein Weg zur effizienten Dynamik,  
in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 04/2006
- [40] 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 04/2006

## Literaturverzeichnis

- [41] Lund C., Maister W., Lange Ch., Beyer B.; (2008)  
Innovation durch Co-Simulation!  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,  
Expert Verlag, Essen
- [42] Lux G., Winter S., Hofmann P., Geringer B.; (2008)  
Thermomanagement zur Verbrauchsabsenkung in Hybridantriebssträngen  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,  
Expert Verlag, Essen
- [43] Merker G., Schwarz C., Stiesch G., Otto F.; (2006)  
Verbrennungsmotoren Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung  
3. Auflage, Teubner Verlag
- [44] Merker G., Schwarz C., Stiesch G., Otto F.; (2006)  
Grundlagen Verbrennungsmotoren,  
4. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag
- [45] Kreuter P., Peter U., Kier M., Wegner S., Müller M., Bey R.; (2009)  
Meta Downsizing Konzept - Reduzierung der  $CO_2$ -Emissionen bis auf  $75g/km$   
30. Internationales Wiener Motorensymposium 2009
- [46] Lunanova M.; (2009)  
Optimierung von Nebenaggregaten - Maßnahmen zur Senkung der  $CO_2$ -Emissionen  
von Kraftfahrzeugen  
1. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag
- [47] Neugebauer S., Tonhauser J., Maus W., Diring J., Schatz A.; (2006)  
Effiziente Dynamikkonzepte unter schärfsten Abgasvorschriften  
Dresden Motorenkolloquium
- [48] Niemann G., Winter H., Höhn B.-R.; (2005)  
Maschinenelemente - Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wel-  
len  
Band 1., 4. Auflage, Springer Verlag
- [49] Pattas K., Häfner G.; (1973)  
Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung  
in: MTZ Motortechnische Zeitschrift 34 (1973) 12
- [50] Peck S.; (2006)  
Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysato-  
ren und Diesel-Partikelfiltern  
Dissertation, Technische Universität Stuttgart
- [51] Pirker G.; (2010)  
Motorprozessrechensystem CORA  
Bedienungsanleitung, Technische Universität Graz

## Literaturverzeichnis

- [52] Piscaglia F., Ferrari G.; (2009)  
A novel 1D approach for the simulation of unsteady reacting flows in diesel exhaust after-treatment systems  
Elsevier Energy 34(2009)2051-2062
- [53] Pischinger R., Klell M., Sams T.; (2009)  
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine  
Springer Verlag, 3. Auflage
- [54] Rathberger C., Hager J.; (2007)  
New approaches for the automatic adjustment of flexible thermal engine models  
VTMS 8 Conference, Nottingham
- [55] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit; (2009)  
Die EU-Verordnung zur Verminderung der  $CO_2$ -Emissionen von Personenkraftwagen  
[http://www.bmu.de/files/pdfs/allgemein/application/pdf/eu\\_verordnung\\_co2\\_emissionen\\_pkw.pdf](http://www.bmu.de/files/pdfs/allgemein/application/pdf/eu_verordnung_co2_emissionen_pkw.pdf)
- [56] Regner G., Loibner E., Krammer J., Walter L., Truemmer R.; (2002)  
Analysis of Transient Drive Cycles using CRUISE-BOOST Co-Simulation Techniques  
SAE Technical Paper Series 2002-01-0627  
SAE World Congress Detroit, Michigan
- [57] Salbrechter A., Wimmer A., Pirker G., Nöst M.; (2011)  
Simulation des gaseitigen Wärmeeintrags zur Vorausberechnung des thermischen Verhaltens und des Verbrauchs im Motorwarmlauf  
Tagung Haus der Technik: Motorprozesssimulation und Aufladung III,  
Expert Verlag, Essen
- [58] Sandoval D., Heywood J.; (2003)  
An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines  
SAE Technical Paper Series 2003-01-0725  
SAE World Congress Detroit, Michigan
- [59] Samhaber C.; (2002)  
Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren  
Dissertation, Technische Universität Graz
- [60] Schneider T., Ellinger M., Paulke S., Wagner S., Pastohr H.; (2007)  
Modernes Thermomanagement am Beispiel der Innenraumklimatisierung  
in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 02/2007 Jahrgang 109
- [61] Seider G., Bet F.; (2010)  
Neue Simulationstechniken: Potenziale für den virtuellen Produktentstehungsprozess  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,  
Expert Verlag, Essen

- [62] Statistik Austria; (2011)  
Kfz-Statistik, Durchschnittliche  $CO_2$ -Emissionen der neu zugelassenen Pkw  
[http://www.statistik.at/web\\_de/statistiken/verkehr/strasse/kraftfahrzeuge\\_-\\_neuzulassungen/index.html](http://www.statistik.at/web_de/statistiken/verkehr/strasse/kraftfahrzeuge_-_neuzulassungen/index.html)
- [63] Stegmann B., Stotz I., Weinrich M., Bargende M., Wiedemann J.; (2008)  
Ein Gesamtfahrzeugmodell zur Optimierung von Thermomanagementmaßnahmen  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,  
Expert Verlag, Essen
- [64] Stotz I., Stegmann B., Wiedemann J.; (2010)  
Prognose von Thermomanagementmaßnahmen durch ein Gesamtfahrzeugmodell  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,  
Expert Verlag, Essen
- [65] Stroh C., Hager J., Damböck C.; (2005)  
Optimiertes Management von Nebenaggregaten beim Pkw hinsichtlich Komfort und Verbrauch mit Hilfe numerischer Simulation  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV,  
Expert Verlag, Essen
- [66] Unterguggenberger P.; (2006)  
Wärmemanagementuntersuchung an einem DI-Dieselmotor  
Diplomarbeit, Technische Universität Graz
- [67] Unterguggenberger P., Wimmer A., Eder A., Schedel F.; (2010)  
Methodik zur Erstellung von Modellen zur Simulation des Motorwarmlaufs  
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,  
Expert Verlag, Essen
- [68] Umweltbundesamt; (2011)  
Neue  $CO_2$  Grenzwerte bei PKW,  
[http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2\\_pkw\\_2008/](http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2_pkw_2008/)
- [69] Van Basshuysen R.(Hrsg.); (2007)  
Ottomotor mit Direkteinspritzung  
1. Auflage, Vieweg Verlag
- [70] Veshagh A., Chen C.; (1993)  
A Computer Model for Thermofluid Analysis of Engine Warm-Up Process  
SAE Technical Paper Series 931157  
Vehicle Thermal Management Systems Conference, Columbus, Ohio
- [71] Wachtmeister G., Werner M., Merkle A.; (2011)  
Kurbelwinkelaufgelöste Reibungsmessung der Kolbengruppe im Verbrennungsmotor  
ATZ Fachtagung, Reibungsminimierung im Antriebsstrang , 2011

## *Literaturverzeichnis*

- [72] Weinrich M., Bargende M.; (2007)  
Entwicklung eines Motormodells (enhanced Mean-Value-Model) zur Optimierung von Thermomanagementmaßnahmen  
Tagung Haus der Technik: Motorprozesssimulation und Aufladung 2,  
Expert Verlag, Essen
- [73] Wickerath B., Fornier A., Durand J.-M., Brömmel A.; (2011)  
Vollvariable mechanische Kühlmittelpumpe für Nutzfahrzeuge,  
in: MTZ Motortechnische Zeitschrift 01 (2011) 72
- [74] Wimmer A., Unterguggenberger P., Eder A., Schedel F.; (2011)  
Simulation von Maßnahmen zum Wärmemanagement  
in: ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 12/2011 113
- [75] Wahler GmbH u. Co. KG; (2012)  
Thermostate- Produkte für das Abgas- und Temperaturmanagement,  
[www.wahler.de](http://www.wahler.de)
- [76] Wöhe G.; (2002)  
Einführung in die Allgemeine Betriebswirtschaftslehre  
Verlag Vahlen, 21. Auflage
- [77] Wu C.; (1996)  
Analysis of waste-heat thermoelectric power generators,  
Elsevier Science, Applied Thermal Engineering Vol. 16, No.1 pp. 63-69

# Abbildungsverzeichnis

|      |   |    |
|------|---|----|
| 1.1  | <i>CO</i> <sub>2</sub> -Emissionen neu zugelassener PKW (Zeitraum: 1995 - 2011) [55], [62]                              | 1  |
| 3.1  | Bezugsverfahren der Sensitivitätsanalyse  | 18 |
| 3.2  | Einfluss des gaseitigen Wärmeeintrags   | 20 |
| 3.3  | Einfluss der Applikation im Motorwarmlauf   | 21 |
| 3.4  | Einfluss des Reibmitteldruckniveaus   | 22 |
| 3.5  | Anforderungen an das Reibungsmodell für eine Prognosegenauigkeit von $\pm 0.5\%$ nach den einzelnen Teilzyklen des NEFZ | 23 |
| 3.6  | Auswirkungen fehlerhafter Reibungsmodelle auf die Verbrauchspotenziale  | 23 |
| 3.7  | Einfluss der Fluidvolumen (Kühlmittel/ÖL)   | 25 |
| 3.8  | Einfluss des Wärmeübergangs zwischen Fluiden und Struktur   | 25 |
| 3.9  | Einfluss der Ölkreis-Volumenstromaufteilung - Fluid-/Bauteiltemperaturen  | 27 |
| 3.10 | Einfluss der Bauteilmassen  | 28 |
| 3.11 | Einfluss der Wärmeleitwiderstände   | 29 |
| 3.12 | Verbrauchspotenziale bei unterschiedlichen Detaillierungsstufen   | 30 |
| 4.1  | Grundsätzlicher Modellaufbau  | 33 |
| 4.2  | Diskretisierung „detailliert“   | 35 |
| 4.3  | Schema Ölkreis  | 37 |
| 4.4  | Öl-Volumenstrom im Zylinderkopf   | 37 |
| 4.5  | Methodik zur Erstellung eines Wärmeeintragsmodells  | 39 |
| 4.6  | Methodik zur Erstellung des empirischen Reibungsmodells   | 40 |
| 4.7  | Reibung an den Hauptlagern (Messung/Simulation)   | 42 |
| 4.8  | Temperaturdifferenz aus Öl- und Hauptlager  | 43 |
| 4.9  | Reibung der Kolbengruppe (Messung/Simulation)   | 44 |
| 4.10 | Reibung am Ventiltrieb (Messung/Simulation)   | 45 |
| 4.11 | Reibmitteldruck Wasserpumpe und Antriebsleistung Vakuumpumpe (Messung/Simulation)                                       | 46 |
| 4.12 | Reibmitteldruck der Ölpumpe (Messung/Simulation)  | 47 |
| 4.13 | Wirkungsgradkennfeld - Generator (Herstellerdaten/Simulation)   | 48 |
| 4.14 | Antriebsleistung der Hochdruckpumpe (Herstellerdaten/Simulation)  | 49 |
| 4.15 | Reibung des Gesamtmotors (Messung/Simulation)   | 50 |
| 4.16 | Reibungsaufteilung verschiedener Motoren bei 90°C Öltemperatur  | 51 |
| 4.17 | Relative Verschiebung des Ventiltrieb-Reibungsanteils bei Variation der Öltemperatur (Basis: 90°C)                      | 52 |
| 4.18 | Veränderung der Motorgesamtreibung bei Variation der Kühlmitteltemperatur (Öltemperatur: 80°C)                          | 53 |



## Abbildungsverzeichnis

|      |   |    |
|------|---|----|
| 4.19 | Reibungsaufteilung bei 90°C und 20°C Öltemperatur . . . . .   | 54 |
| 4.20 | Einfluss des Katalysator-Heizens im Motorwarmlauf . . . . .   | 55 |
| 4.21 | Grundsätzlicher Modellaufbau (Vgl. Merker et al. [43]) . . . . .  | 56 |
| 4.22 | Verdichter- und Turbinenkennfeld . . . . .  | 58 |
| 4.23 | Kennfeld des isentropen Turbinenwirkungsgrades . . . . .  | 59 |
| 4.24 | Schema der Ladedruckregelung . . . . .  | 60 |
| 4.25 | Validierung des thermischen Turboladermodells im US06 +20°C . . . . .   | 61 |
| 4.26 | Grundsätzlicher Modellaufbau . . . . .  | 62 |
| 4.27 | Konvertierung im Warmlauf (1500min-1, 6bar) . . . . .   | 63 |
| 4.28 | Thermisches Verhalten des Abgassystems im NEFZ +20°C . . . . .  | 64 |
| 4.29 | Prognosegenauigkeit (DDE-4) . . . . .   | 65 |
| 4.30 | Prognosegenauigkeit einiger untersuchter Motoren im NEFZ +20°C . . . . .  | 66 |
|      |   |    |
| 5.1  | Einteilung von Wärmespeichern . . . . .   | 68 |
| 5.2  | Energiedichte verschiedener Wärmespeicher . . . . .   | 69 |
| 5.3  | Einbindung des Kanalspeichers in den Kühlkreis des DDE-4 . . . . .  | 70 |
| 5.4  | Thermisches Verhalten eines Kühlmittel-Austausch Wärmespeichers (DDE-1) . . . . .                                     | 71 |
| 5.5  | Verbrauchseffekt eines Kühlmittel-Austausch Wärmespeichers . . . . .  | 72 |
| 5.6  | Thermisches Verhalten eines chemischen Wärmespeichers (BDE) . . . . .   | 73 |
| 5.7  | Verbrauchseffekt eines chemischen Wärmespeichers . . . . .  | 73 |
| 5.8  | Thermisches Verhalten einer stehenden Wasserpumpe - DDE-4 . . . . .   | 75 |
| 5.9  | Verbrauchseffekt einer stehenden Wasserpumpe (nach dem 4.SFZ) . . . . .   | 76 |
| 5.10 | Thermisches Verhalten einer Volumenstrom Vollabspernung (DDE-4) . . . . .   | 77 |
| 5.11 | Verbrauchseffekt einer Volumenstrom Vollabspernung (DDE-4) . . . . .  | 78 |
| 5.12 | Wirksame Einzeleffekte einer Volumenstrom Vollabspernung (DDE-4) . . . . .  | 79 |
| 5.13 | Kühlkreisschema mit Split Cooling (DDE-1) . . . . .   | 80 |
| 5.14 | Thermisches Verhalten mit Split Cooling - Temperaturen im Kurbelgehäuse (DDE-1) . . . . .                             | 81 |
| 5.15 | Thermisches Verhalten mit Split Cooling - Temperaturen im Zylinderkopf (DDE-1) . . . . .                              | 82 |
| 5.16 | Verbrauchseffekt eines Split Cooling Konzepts . . . . .   | 83 |
| 5.17 | Thermisches Verhalten eines integrierten Abgaskrümmers (BSE-T) . . . . .  | 84 |
| 5.18 | Verbrauchseffekt eines integrierten Abgaskrümmers nach (a) und in (b) den Teilzyklen des NEFZ +20°C (BSE-T) . . . . . | 85 |
| 5.19 | Einfluss einer Änderung des 50%-Umsatzpunktes auf $NO_x$ und Hochdruckwirkungsgrad . . . . .                          | 86 |
| 5.20 | Einfluss der Buchsentemperatur auf $NO_x$ Bildung . . . . .   | 87 |
| 5.21 | Optionen für die Nutzung der Motorabwärme [27] . . . . .  | 88 |
| 5.22 | Abgasenthalpiestrom und eingebrachte Energiemenge in den Teilzyklen des NEFZ . . . . .                                | 89 |
| 5.23 | Thermisches Verhalten eines Abgaswärmetauschers (DDE-1/BSE-T) . . . . .   | 90 |
| 5.24 | Verbrauchseffekte des Abgaswärmetauschers nach und in den Teilzyklen des NEFZ (DDE-1/BSE-T) . . . . .                 | 91 |
| 5.25 | Schema eines TEG-Moduls . . . . .   | 92 |

## Abbildungsverzeichnis

|      |  |     |
|------|--|-----|
| 5.26 | Häufigkeitsverteilung der Temperaturen im NEFZ . . . . .   | 94  |
| 5.27 | Verbrauchseffekt des TEG in den Teilzyklen des NEFZ (DDE-1/BSE-T) . .                                  | 94  |
| 5.28 | Verbrauchseffekt des TEG am Ende des NEFZ . . . . .  | 95  |
| 5.29 | Verbrauchseffekt einer Start-Stopp Funktion . . . . .  | 97  |
| 5.30 | Ladezustand und Verbrauchseffekt der Rekuperation mit unterschiedlichen<br>Batterien (BSE-T) . . . . . | 99  |
| 5.31 | Effekte einer Lastpunktanhebung . . . . .  | 100 |
| 5.32 | Verbrauchseffekt einer längeren Achsübersetzung . . . . .  | 100 |
| 5.33 | Einfluss einer längeren Achsübersetzung auf die Aufwärmzeit des Kühlmittels                            | 101 |
| 5.34 | Bewertung untersuchter Einzelmaßnahmen . . . . .   | 102 |
| 5.35 | Verbrauchseffekt einer Kombination mehrerer Maßnahmen . . . . .  | 103 |
| 6.1  | Bandbreite der Verbrauchseffekte untersuchter Einzelmaßnahmen . . . . .                                | 106 |

# Tabellenverzeichnis

|     |  |    |
|-----|--|----|
| 3.1 | Variationsparameter der Sensitivitätsanalyse . . . . .                   | 17 |
| 3.2 | Variation der Ölkreis-Volumenstromaufteilung . . . . .                   | 26 |
| 3.3 | Genauigkeitsanforderungen an die Subsysteme thermischer Motormodelle . . | 31 |
| 3.4 | Anforderungen an den Detaillierungsgrad thermischer Motormodelle . . . . | 32 |