

# **Prädiktives Thermomanagement für hochflexible Zero-Impact Hybridfahrzeuge**

## **Predictive Thermal Management for Highly Flexible Zero-Impact Hybrid Electric Vehicles**

Von der Fakultät für Maschinenwesen  
der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen  
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften  
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Jonas Müller

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. (USA) Stefan Pischinger  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jakob Lukas Andert

Tag der mündlichen Prüfung: 23.05.2025

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Forschungsarbeiten, die von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV, Frankfurt) gestellt und am Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme der RWTH Aachen University unter der Leitung von Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger bearbeitet wurden. Die Arbeiten wurden von einem Arbeitskreis der FVV unter der Leitung von Dipl.-Ing. M. Sens, IAV GmbH, begleitet. Diesem Arbeitskreis gebührt mein Dank für die große Unterstützung.

Meinen besonderen Dank richte ich an Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger für die fachliche Betreuung und kontinuierliche Unterstützung dieser Arbeit. Ebenso danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Jakob Andert für sein Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Für fachliche Anregungen, Unterstützung und anregende Diskussionen möchte ich insbesondere den Herren Dr.-Ing. Andreas Balazs, Jürgen Knauf und Dr.-Ing. Marco Günther danken. Ebenso danke ich meinen aktuellen und ehemaligen Kolleg:innen und Studierenden für ihre wertvolle Unterstützung. Besonders hervorheben möchte ich Dr.-Ing. Robert Maurer, Dr.-Ing. Jannik Kexel, Philipp Hermsen, Andreas van Sloun, Vitali Walter, Daivik Vanapalli, Artem Wendler und Pooya Bagherzade.

Mein herzlicher Dank geht auch an meine Familie und meine Freundin Svenja. Eure Geduld, Ermutigung und der Rückhalt haben mich immer wieder motiviert. Ohne Euch wäre dieser Weg nicht möglich gewesen.

## Kurzfassung

Die Entwicklungsherausforderungen in der Automobilindustrie nehmen aufgrund neuer Technologien, gesetzlicher Vorgaben, gesellschaftlicher Trends und veränderter Mobilitätsbedürfnisse der Kunden stetig zu. Dies führt zu einer hohen Variantenvielfalt der Fahrzeuge und einer zunehmenden Komplexität der Antriebsstränge. Um Entwicklungszeiten bei gleichzeitig hoher Produktqualität und Wirtschaftlichkeit weiter zu verkürzen, bietet sich der Einsatz modellbasierter Methoden zur ganzheitlichen Antriebsstrangauslegung an. Dabei ist es erforderlich, die Wechselwirkungen relevanter Zielgrößen im realen Fahrbetrieb zu identifizieren, wobei insbesondere zahlreiche thermische Effekte innerhalb des Antriebsstrangs und der Fahrumgebung zu berücksichtigen sind.

Dazu wird zunächst die entwickelte Auslegungsmethodik in einem Top-Down-Ansatz beschrieben. Als Ergebnis werden antriebsstrangrelevante Anforderungen für einen exemplarischen Zielkunden in ein Lastenheft mit spezifischen Testfällen überführt. Anschließend wird die Relevanz des Thermomanagements für unterschiedliche Zielgrößen der Antriebsstrangauslegung theoretisch hergeleitet und der Stand der Technik aktueller Thermomanagement-Systeme sowie deren Regelstrategien dargestellt. Zur Bewertung der resultierenden Anforderungen wird ein Gesamtfahrzeugmodell mit detaillierten thermischen Teilmodellen aufgebaut.

Basierend auf standardisierten Testfällen erfolgt die Grundausslegung eines C-Segment Plug-In-Hybridfahrzeugs. Der Einfluss unterschiedlicher Kundenprofile auf das Auslegungsergebnis wird anhand variiertes Gewichtungsfaktoren untersucht. Die Auslegung des Zielkunden wird in vier Realfahrtszenarien mit verschiedenen Variationsparametern, wie Umgebungstemperatur und Batterieladezustand, hinsichtlich des thermischen Einflusses auf die Zielgrößen analysiert. Abschließend wird das Potenzial von Thermomanagement-Technologien und prädiktiven Fahrfunktionen für ausgewählte Fahrtszenarien vor dem Hintergrund der identifizierten Restriktionen der Grundausslegung analysiert.

## **Abstract**

The development challenges in the automotive industry are continuously increasing due to new technologies, regulatory requirements, societal trends, and changing customer mobility demands. This results in a high diversity of vehicle variants and a growing complexity of powertrains. In order to further reduce development times while maintaining high product quality and economic efficiency, the application of model-based methods for holistic powertrain design represents a promising approach. In this context, it is essential to identify the interactions of relevant target metrics under real driving conditions, with particular consideration given to numerous thermal effects within the powertrain and the driving environment.

First, the developed design methodology is presented using a top-down approach. Based on this methodology, powertrain-relevant requirements for an exemplary target customer are translated into a specification sheet including dedicated test cases. Subsequently, the relevance of thermal management for different powertrain design target metrics is theoretically derived, and the state of the art of current thermal management systems and their control strategies are reviewed. To evaluate the resulting requirements, a full vehicle model with detailed thermal submodels is developed.

Based on standardized test cases, a baseline design of a C-segment plug-in hybrid vehicle is carried out. The influence of different customer profiles on the design outcome is investigated using varying weighting factors. The target customer design is analyzed in four real-world driving scenarios with varying parameters such as ambient temperature and battery state of charge, focusing on the thermal impact on the target metrics. Finally, the potential of thermal management technologies and predictive driving functions is assessed in selected driving scenarios, taking into account the identified constraints of the baseline design.

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
2	Grundlagen.....	3
2.1	Definition von Zero-Impact Fahrzeugen .....	3
2.2	Fahrzeug- und Antriebsstrangauslegungsprozess .....	4
2.2.1	Ganzheitlicher Auslegungsprozess .....	6
2.3	Relevanz von Thermomanagement in der Fahrzeugauslegung.....	10
2.3.1	Temperatureinfluss auf die Zielgrößen von Hybridfahrzeugen.....	10
2.3.2	Wärmeübergangsmechanismen.....	19
2.3.3	Kühlverfahren.....	21
2.3.4	Systemaufbau .....	22
2.3.5	Thermomanagement-Regelstrategien .....	25
3	Modellierung .....	29
3.1	Modellaufbau.....	29
3.1.1	Fahrzeug .....	29
3.1.2	Emissionen .....	30
3.1.3	Thermomanagement.....	33
3.2	Simulationsrandbedingungen.....	48
3.2.1	Fahrzeug- und Antriebsstrangdefinition .....	48
3.2.2	Bewertungskriterien und Testfalldefinition.....	50
4	Entwicklung eines hochflexiblen Zero-Impact Fahrzeugkonzepts.....	57
4.1	Grundausslegung des Antriebsstrangs .....	57
4.1.1	CO <sub>2</sub> -optimales Antriebsstranglayout .....	59
4.1.2	Kostenoptimales Antriebsstranglayout .....	60
4.1.3	NVH-optimales Antriebsstranglayout.....	60
4.1.4	Antriebsstranglayout des Zielkunden.....	61
4.2	Realfahrtszenarien .....	62
4.2.1	Bewertung der Zielkundenauslegung in Realfahrtszenarien.....	63
4.3	Thermomanagement-Technologien für hochflexible Hybridantriebe .....	70
4.3.1	Technologiedefinition und Simulationsansätze.....	70
4.3.2	Auswertung der Einzeltechnologien .....	79
4.3.3	Definition und Auswertung von Technologiepaketen .....	84
4.4	Prädiktive Thermomanagement-Regelstrategien für hochflexible	

---

Hybridantriebe.....	87
4.4.1 Modell reduzierter Ordnung.....	89
4.4.2 Optimierungsalgorithmus.....	89
4.4.3 Elektromotor.....	91
4.4.4 Abgasnachbehandlung.....	92
5 Zusammenfassung und Ausblick.....	96
5.1 Zusammenfassung.....	96
5.2 Ausblick und weiterer Forschungsbedarf.....	98
6 Abkürzungen und Symbole.....	99
6.1 Abkürzungen.....	99
6.2 Symbole.....	103
6.2.1 Lateinische Symbole.....	103
6.2.2 Griechische Symbole.....	113
6.2.3 Mathematische Symbole.....	115
7 Abbildungs- und Tabellenverzeichnis.....	116
7.1 Abbildungen.....	116
7.2 Tabellen.....	121
8 Literaturverzeichnis.....	123
9 Anhang.....	150
9.1 Fahrzeuglastenheft.....	150
9.2 Antriebsstrangauslegung.....	151
9.2.1 Temperaturkorrektur von Partikel- und HC-Rohemissionen.....	151
9.2.2 Skalierung der Antriebsstrangkomponenten und Parametrisierung der Betriebsstrategie.....	153
9.2.3 Messergebnisse zur Validierung des thermischen Verbrennungsmotor-Modells.....	155
9.2.4 Materialeigenschaften der Hochvoltbatterie.....	155
9.2.5 Materialeigenschaften des Elektromotors.....	156
9.2.6 Thermische Abregelung des Inverters und Elektromotors.....	156
9.2.7 Materialeigenschaften des Inverters.....	157
9.2.8 Materialeigenschaften des Drei-Wege-Katalysators.....	157
9.2.9 Technische Bewertung unterschiedlicher PHEV-Antriebskonzepte....	157
9.3 Testszenarien und Bewertungskriterien.....	158
9.3.1 Fahrleistungstestszenarien.....	158

---

9.3.2	Koeffizienten zur Elektromotor-Differenzkostenberechnung.....	159
9.3.3	Stadtfahrzyklus .....	159
9.3.4	Überlandfahrzyklus .....	160
9.3.5	Bundesautobahnfahrzyklus.....	161
9.3.6	Bergfahrzyklus .....	162
9.4	Auslegungsergebnisse .....	163
9.4.1	Grundausslegung .....	163
9.4.2	Simulationsergebnisse des Stadtfahrzyklus .....	166
9.4.3	Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus .....	170
9.4.4	Simulationsergebnisse des Autobahnfahrzyklus .....	174
9.4.5	Simulationsergebnisse des Bergfahrzyklus.....	176
9.4.6	Auswertung der Leistungselektronik-Temperaturen .....	178
9.4.7	Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrscenario.....	178
9.5	Veröffentlichungen.....	180
9.6	Studentische Arbeiten .....	181

# 1 Einleitung

Mit der Einführung der Fließbandproduktion im Jahr 1913 wurde das Automobil für die breite Masse erschwinglich und prägte die Mobilität des 20. Jahrhunderts nachhaltig. In den Anfangsjahren standen Leistung, Zuverlässigkeit und Komfort im Mittelpunkt der Kundenanforderungen, was die technologische Entwicklung und die Fahrzeugauslegung dominierte [1]. Mit der fortschreitenden gesellschaftlichen und technologischen Entwicklung sowie neuen gesetzlichen Rahmenbedingungen und veränderten Mobilitätsbedürfnissen der Kunden wuchs die Komplexität der Fahrzeuganforderungen [2]. Heute befindet sich die Automobilindustrie in einem fundamentalen Paradigmenwechsel, der von ökologischen, regulatorischen und gesellschaftlichen Treibern beeinflusst wird. Insbesondere der europäische „Green Deal“ stellt zusammen mit dem Lieferkettengesetz und verschärften Emissionsvorschriften einen zentralen Treiber dar, um eine nachhaltige Mobilität zu etablieren [3], [4], [5]. Die daraus resultierende Anforderungsvielfalt führt in Verbindung mit einer kontinuierlichen Verkürzung der Markteinführungszeit zu Herausforderungen im Entwicklungsprozess. Zur Bewältigung dieser Herausforderungen gewinnt der Einsatz modellbasierter Methoden zunehmend an Bedeutung. Für eine ganzheitliche Antriebsauslegung ist das Verständnis der Wechselwirkungen relevanter Zielgrößen im realen Fahrbetrieb notwendig. Dabei ist eine Reihe thermischer Effekte zu berücksichtigen, die sich aus wechselnden Umgebungsbedingungen und Energiewandlungsprozessen im Antriebsstrang ergeben [6], [7]. Dies gilt besonders für Hybridfahrzeuge, die neben dem Verbrennungsmotor über zusätzliche elektrische Komponenten mit unterschiedlichen Wohlfühltemperaturen verfügen und damit erhöhte Anforderungen an das Thermomanagement stellen.

Vor diesem Hintergrund werden in dieser Arbeit folgende Forschungshypothesen untersucht:

- a) Mithilfe eines modellbasierten Systems-Engineering-Ansatzes ist es möglich, sämtliche relevanten Stakeholderanforderungen von Hybridfahrzeugen systematisch und konsistent abzuleiten.
- b) Die Wechselwirkungen dieser Anforderungen sowie daraus resultierende Zielkonflikte können in standardisierten und realen Auslegungsszenarien mit besonderem Fokus auf thermische Effekte identifiziert und quantifiziert werden.

- c) Durch den gezielten Einsatz von Thermomanagement-Technologien und prädiktiven Fahrfunktionen kann ein hochflexibler Betrieb von Hybridfahrzeugen bei minimalen Umweltauswirkungen realisiert werden.

Die Vorgehensweise zur Analyse der Forschungshypothesen ist entlang der in Abbildung 1-1 dargestellten Gliederung strukturiert. Nach der Definition des Begriffs „Zero-Impact-Fahrzeug“ in Kapitel 2.1 wird ein Systems-Engineering-Ansatz vorgestellt, der auf dem FVV-Forschungsprojekt 1433 „HyFlex-ICE“ [8] basiert. Anschließend wird in Kapitel 2.3 die Relevanz des Thermomanagements für unterschiedliche Zielgrößen der Antriebsstrangauslegung hergeleitet. Ergänzend werden die grundlegenden Wärmeübertragungsmechanismen und deren Einflussgrößen erläutert. Darauf aufbauend wird der Stand der Technik aktueller Thermomanagementsysteme einschließlich verschiedener Regelungskonzepte für Hybridfahrzeuge dargestellt.

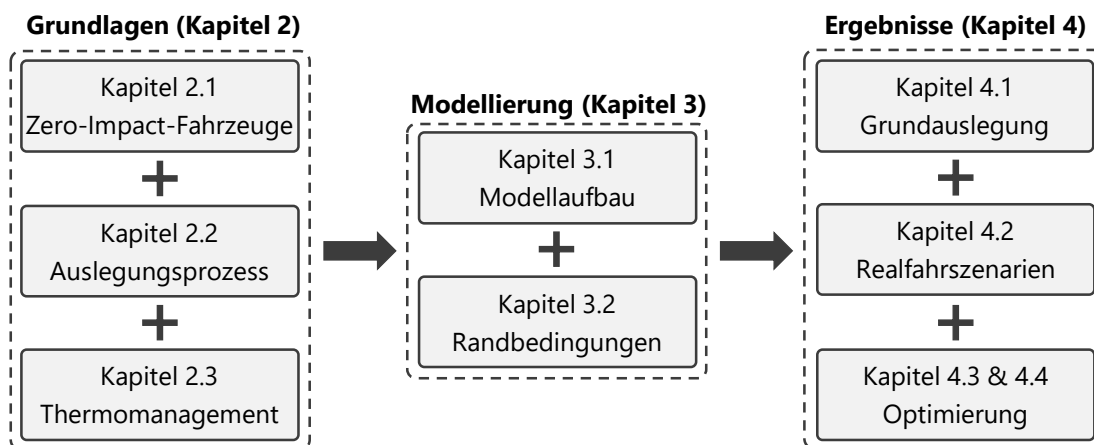


Abbildung 1-1: Vorgehensweise zur Analyse der Forschungshypothesen.

Kapitel 3 beschreibt den Aufbau des entwickelten Gesamtfahrzeugmodells und der integrierten Teilmodelle zur Bewertung der unterschiedlichen Zielgrößen. Die Simulationsrandbedingungen beinhalten dabei die Fahrzeug- und Antriebsstrangdefinition sowie die zugrunde gelegten Bewertungskriterien mit Testfalldefinition. Auf Basis standardisierter Testfälle erfolgt in Kapitel 4.1 die Grundauslegung eines C-Segment Plug-In-Hybridfahrzeugs. In den folgenden Kapiteln wird der Antriebsstrang in vier realen Fahrtszenarien mit variierenden Randbedingungen analysiert, wobei insbesondere die thermischen Einflüsse auf die Zielgrößen untersucht werden. Abschließend wird in den Kapiteln 4.3 und 4.4 das Potenzial von Thermomanagement-Technologien und prädiktiver Regelstrategien in ausgewählten Fahrtszenarien bewertet.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Definition von Zero-Impact Fahrzeugen

Der Verkehrssektor trägt wesentlich zu den anthropogenen Treibhausgasemissionen und zur Luftverschmutzung bei [9], [10]. Die Reduktion dieser Emissionen ist daher Ziel weltweiter politischer Bemühungen. Dementsprechend existieren in allen wichtigen Fahrzeugmärkten weltweit Normen zur Emissionsminderung [11]. In diesem Zusammenhang wurde der Begriff „Zero-Impact“ bisher verwendet. So kamen Hausberger und die FVV zu der Definition, dass der Beitrag des Straßenverkehrs zu den Immissionen gemäß der Luftqualitätsrichtlinien irrelevant sein muss [12], [13]. Neben den Schadstoffen gibt es aber noch zahlreiche andere Umweltauswirkungen, die im Folgenden näher beleuchtet werden.

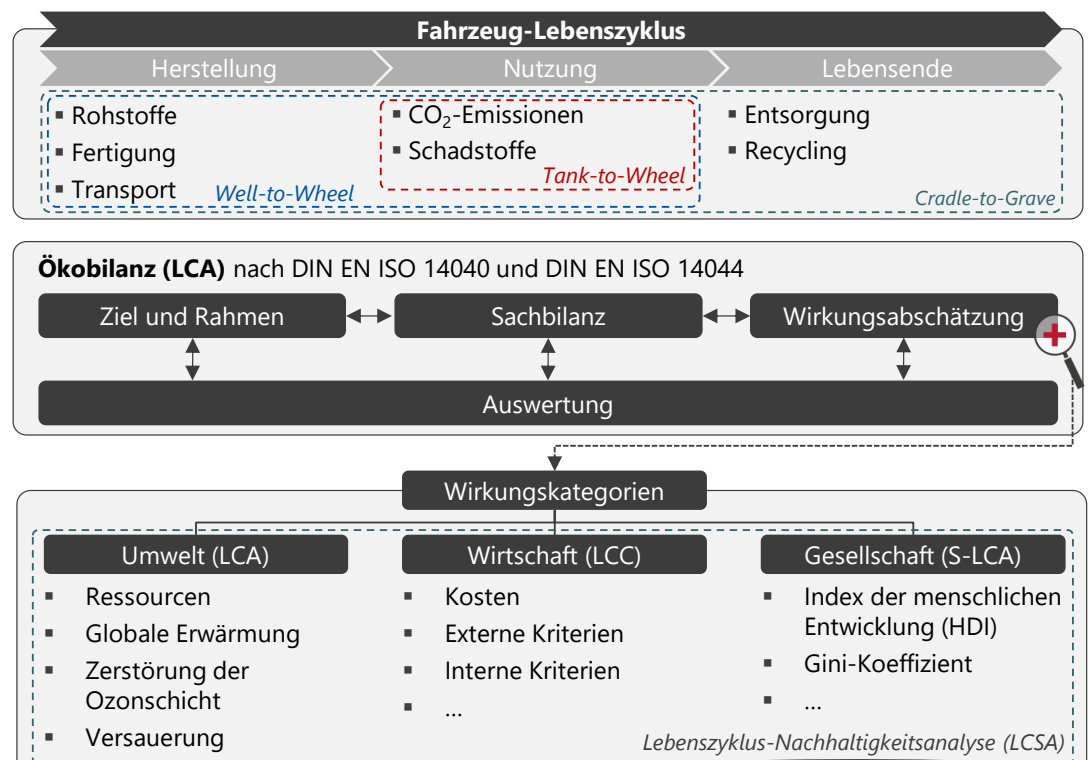


Abbildung 2-1: Übersicht der unterschiedlichen Phasen des Fahrzeuglebenszyklus (oben) und die Methodik zur Durchführung einer Ökobilanz (LCA) einschließlich der Wirkungskategorien für eine Lebenszyklus-Nachhaltigkeitsanalyse nach [14], [15], [16].

Bisherige Regulierungsansätze konzentrieren sich fast ausschließlich auf die Endrohr-Emissionen und den Kraftstoffverbrauch (vgl. ‚Tank-to-Wheel‘ im Fahrzeuglebenszyklus, Abbildung 2-1). Dabei werden die Emissionen bei der Fahrzeugherstellung, der Energiebereitstellung und am Ende des Lebenszyklus bewusst ausgeklammert und nur

der Ressourcenverbrauch in der Nutzungsphase berücksichtigt. Eine gerechte Bewertung von Antriebssystemen erfordert die Betrachtung des gesamten Lebenszyklus (vgl. „Cradle-to-Grave“ im Fahrzeuglebenszyklus, Abbildung 2-1), sodass auch die Umweltwirkungen der Herstellung und des Lebensendes in die Bilanzierung einfließen [17]. Obwohl bisher keine gesetzliche Verpflichtung besteht, veröffentlichen verschiedene Fahrzeughersteller (OEM) seit mehr als einem Jahrzehnt auf freiwilliger Basis Ökobilanzen gemäß DIN EN ISO 14040 und DIN EN ISO 14044 [14], [15], [18], [19], [20], [21]. Dabei werden Umweltwirkungen aus 17 Kategorien (vgl. ReCiPe2016, [22]) berücksichtigt, wie z. B. der Natur entnommene Ressourcen und Emissionen in Luft, Wasser und Boden [23]. Neben den ökologischen Folgen müssen auch ökonomische (LCC) und soziologische Umweltwirkungen (S-LCA), wie z. B. Anschaffungs- und Betriebskosten, für eine Lebenszyklus-Nachhaltigkeitsanalyse (LCSA) berücksichtigt werden [16], [24]. Darüber hinaus wurde in [25], [26] festgestellt, dass Straßenverkehrslärm auch Auswirkungen auf die menschliche Gesundheit hat und daher als Wirkungskategorie nach [14] zu beachten ist. In [27] wurden von der EU geeignete Gewichtungen der Wirkungsindikatoren nach deren Relevanz für die gesamte Umweltproblematik und der Anwendungsrobustheit definiert. Aus der Gewichtung lässt sich ableiten, dass die größten Herausforderungen in den Bereichen Treibhausgase, Gesundheit, Luftqualität und Ressourcenschonung liegen [20]. Um die Transparenz für den Endkunden zu erhöhen und den Wettbewerb zwischen den Herstellern zu fördern, werden seit 2019 in Anlehnung an die Bewertung der Fahrzeugsicherheit durch Euro NCAP auch Bewertungen der Umweltverträglichkeit (Green NCAP) durchgeführt [28], [29]. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf dem Einfluss des Thermomanagements auf die unterschiedlichen Wirkungsbereiche. Dieser ist in der Produktions- und Recyclingphase gering, sodass für die ganzheitliche Antriebsstrangauslegung eine detaillierte Betrachtung der Nutzungsphase erfolgt. Daraus ergibt sich für die Definition von hochflexiblen Zero-Impact-Fahrzeugen, dass im Betrieb keine negativen Umweltauswirkungen auftreten dürfen.

## **2.2 Fahrzeug- und Antriebsstrangauslegungsprozess**

Die Entwicklungsherausforderungen in der Automobilindustrie nehmen aufgrund der hohen Variantenvielfalt der Fahrzeuge, der zunehmenden Komplexität der Antriebsstränge und zukünftiger gesetzlicher Anforderungen stetig zu [30], [31]. Zusätzlich steigt das Bedürfnis nach Fahrzeugen, die über ihren gesamten Lebenszyklus keine negativen Umweltwirkungen verursachen (vgl. Kapitel 2.1). Um die Entwicklungszeiten bei hoher Produktqualität und Wirtschaftlichkeit weiter zu

verkürzen, ist der Einsatz neuer modellbasierter Methoden in frühen Entwicklungsphasen notwendig [2], [32], [33], [34].

Organisatorisch bedingt, erfolgt die Optimierung der abgeleiteten Zielgrößen meist isoliert in Einzeldisziplinen, sodass mögliche Wechselwirkungen nicht ganzheitlich betrachtet werden können [2]. Im Folgenden wird der Stand der Technik bei der Auslegung von Antriebssträngen beschrieben. In [35] wurde sowohl eine Betriebsstrategie- als auch eine Komponentenauslegung verschiedener Hybridantriebe im NEFZ mittels statistischer Versuchsplanung (DoE) durchgeführt. Darauf aufbauend wurde der Ansatz in [36] um realitätsnähere Fahrzyklen unter Berücksichtigung von Fahrleistungsanforderungen erweitert. In [37] werden zusätzlich die Schadstoffemissionen unter Euro 6 RDE-Randbedingungen betrachtet. Unterschiedliche Optimierungsalgorithmen für das Energiemanagement von Hybridfahrzeugen werden in [38], [39], [40], [41] mit Fokus auf den Energieverbrauch diskutiert. Danzer und Teuschl beurteilen zusätzlich die entstehenden Differenzkosten bei der Auslegung unterschiedlicher Antriebsstränge im Vergleich zu einem Referenzfahrzeug [42], [43]. Zudem werden in [43] weitere Kundenanforderungen, wie der akustische Fahrkomfort anhand des Motorinnenraumgeräusches evaluiert. In welchen Fahrszenarien diese Bewertung erfolgt, wird nicht näher erläutert. Ein rudimentärer Ansatz zur Beurteilung von NVH wird in [44] anhand der Anzahl der Motorstarts und Gangwechsel verwendet. Weiß berücksichtigt für die optimale Konzeptauslegung elektrifizierter Antriebsstränge Fahrleistung, Verbrauch und Wirtschaftlichkeit als Zielgrößen unter Einhaltung unterschiedlicher Randbedingungen, wie z. B. einer minimalen elektrischen Reichweite oder der Reproduzierbarkeit der Beschleunigung in unterschiedlichen Fahrzyklen [45].

Temperaturen werden dabei häufig nur für einzelne Komponenten (z. B. in [37], [46] für das Abgassystem oder in [47] für den Fahrzeuginnenraum) oder vereinfacht (z. B. als thermisches Netzwerk von Verbrennungsmotor, Getriebe und Elektromotor in [36], [45] oder als zeitabhängige Abregel-Funktion des Elektromotors in [48]) in die Optimierung einbezogen. Kühlsysteme werden bereits seit Jahrzehnten simulativ ausgelegt. Der Fokus lag dabei aber zunächst nur auf der Dimensionierung der Wasserpumpe und des Kühlers [49], [50]. Eilemann zeigt auf, dass „ein ganzheitlich ausgelegtes Thermomanagementsystem“ zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen beitragen kann [51]. Verschiedene Veröffentlichungen beschäftigen sich daher mit der Untersuchung von Thermomanagementtechnologien wie elektrischen Wasserpumpen oder Regelventilen [52], [53], [54], [55], [56], [57]. Sie beschränken sich dabei auf konventionelle

verbrennungsmotorische Antriebe. Nach [6], [7], [47], [58] steigen jedoch die Anforderungen an das Thermomanagement bei elektrifizierten Antrieben aufgrund der unterschiedlichen Temperaturniveaus und Fahrzeugbetriebsarten. In [7], [47] wird ein Simulationsansatz verwendet, der Systemzusammenhänge zwischen mehreren Zielgrößen berücksichtigen kann. Genender et al. untersuchen dabei den Einfluss unterschiedlicher Heizmaßnahmen auf den thermischen Komfort in Hybrid- und Elektrofahrzeugen [47]. Shutty et al. zeigen Ergebnisse unterschiedliche Fallstudien für den Einfluss von Temperaturen auf Komponentenverluste, zur thermischen Sicherheit von Elektromotoren und zur Wärmekopplung zwischen Batterie und Fahrzeuginnenraum [7]. Beste beschränkt sich in ihrer Untersuchung auf das Hochvoltsystem [58].

Aus dem Stand der Technik lässt sich ableiten, dass die Systemauslegung zwar kontinuierlich mit einer zunehmenden Anzahl unterschiedlicher Zielgrößen berücksichtigt wird, dies aber bisher nicht vollständig oder in ausreichendem Detaillierungsgrad und unter Berücksichtigung von Wechselwirkungen erfolgt. Dadurch können insbesondere in realen Fahrszenarien der Gesamtfahrzeugerprobung unerwarteten Abweichungen von definierten Lastenheftzielwerten auftreten, sodass wiederholte Fahrzeugtests oder mechanische Anpassungen erforderlich sind. Dies kann zu einer Erhöhung der Entwicklungskosten und zu einer Verzögerung des Produktionsstarts (SOP) führen [59].

### **2.2.1 Ganzheitlicher Auslegungsprozess**

Zur Lösung dieser Problematik wurde im FVV-Forschungsprojekt „HyFlex-ICE“ [8], [60] ein Systems-Engineering-Ansatz (SE) entwickelt, der zunächst die Vielzahl an unterschiedlichen Anforderungen der Interessengruppen vor der Konzeptphase erfasst. Als Referenz dient der am TME entwickelte Ansatz aus [61], [62]. SE ist eine Methode zur domänenübergreifenden Entwicklung komplexer Systeme, die zu entwickelnde Systeme funktionsorientiert strukturiert. Dieser Ansatz überführt die Kundenanforderungen möglichst effizient in ein optimales System, welches das Hauptziel der Produktentwicklung darstellt [63]. Darüber hinaus ist es wichtig, insbesondere in frühen Entwicklungsphasen alle Einflüsse und Abhängigkeiten in Bezug auf das Zielsystem zu erfassen [64].

Im Folgenden wird die Methodik anhand von Abbildung 2-2 erläutert. Die Konzeptphase beginnt nach dem Top-Down-Prinzip mit einer Produktidee und mündet in einen Anforderungskatalog mit abgeleiteten Testfällen. Die Produktidee entspricht

in diesem Beispiel der Fahrzeugentwicklung eines C-Segment SUV. Darauf aufbauend wird eine umfassende Stakeholderanalyse durchgeführt, um die Interessen aller an der Fahrzeugentwicklung Beteiligten zu ermitteln.

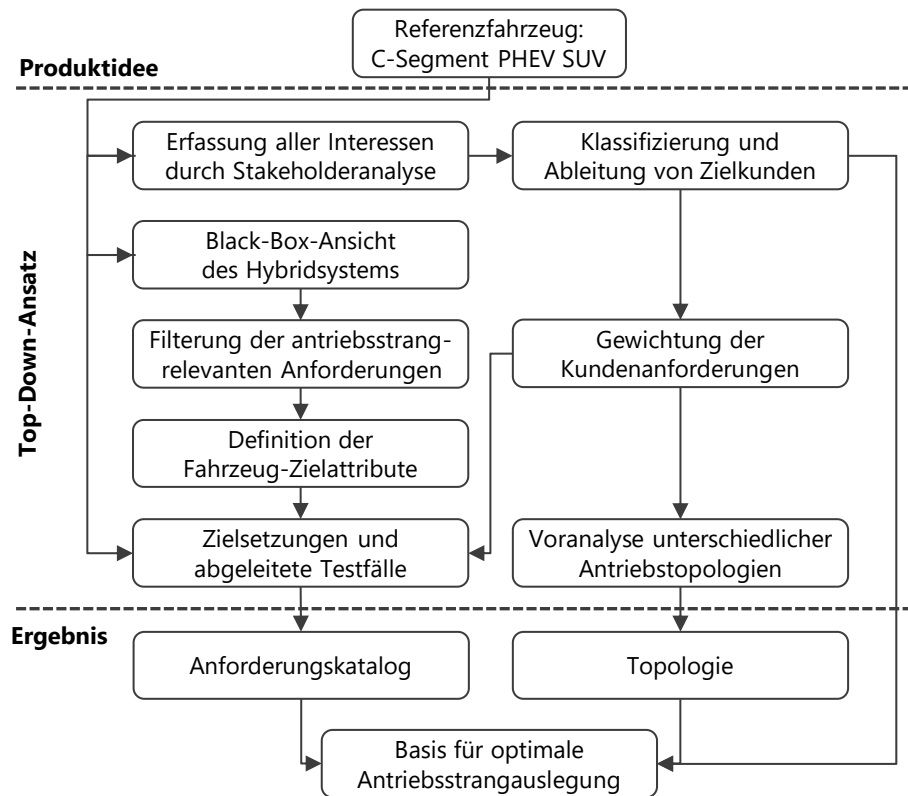


Abbildung 2-2: Flussdiagramm des ganzheitlichen Fahrzeuganforderungsmanagements nach [60].

Dabei werden sowohl gesellschaftliche, kulturelle, soziale, ökologische, ökonomische und rechtliche Einflüsse als auch die Interessen des Fahrzeughalters und -fahrers berücksichtigt [65]. Für die weltweite Zulassung von Fahrzeugen ist die Einhaltung länderspezifischer und regionaler gesetzlicher Mindeststandards hinsichtlich Sicherheit und Umweltverhalten eine wesentliche Voraussetzung [66], [67], [68]. Darüber hinaus gibt es subjektive Anforderungen, die für jeden Stakeholder mit individuellen Gewichtungsfaktoren im Bewertungsansatz berücksichtigt werden. Anschließend wird in der Black-Box-Sicht der Nutzen des zu entwickelnden Produktes allgemein und lösungsneutral definiert [64], [69], [70], [71]. Ein Beispiel für die Entwicklung eines Kraftfahrzeugs ist der individuelle Transport von Personen und Gütern. Die Anforderungen werden über weitere Abstraktionsebenen in zunehmend technische Beschreibungen formuliert. Auf dieser Basis werden entsprechende Merkmale (funktionale Anforderungen) und Ziele (nicht-funktionale Anforderungen) für das Gesamtfahrzeug abgeleitet [72].

Funktionale Aspekte geben an, welche Aufgaben das System unter bestimmten Bedingungen erfüllen muss. Wenn einer Anforderung mindestens ein Testfall zugeordnet werden kann, handelt es sich um eine funktionale Anforderung, wie z. B. "Das Fahrzeug muss die gewünschte Beschleunigung liefern". [71], [73], [74], [75], [76], [77]

Zielanforderungen definieren die Qualitäts- und Leistungskriterien, die ein System oder eine Komponente erfüllen muss und die nicht mit der primären Funktion zusammenhängen. Diese Anforderungen können auch als eine Reihe von Randbedingungen betrachtet werden, die dem zu entwickelnden System auferlegt werden und damit festlegen, wie effizient, schnell oder zuverlässig das System sein soll, z. B. "Das Fahrzeug muss auf ebener Straße auf eine Höchstgeschwindigkeit von  $v_{\text{Fzg}} = x$  km/h beschleunigen können." [73], [74], [75]

Ausgehend von dieser neutralen Sicht werden die relevanten antriebsbezogenen Anforderungen herausgefiltert. Daraus lassen sich Fahrzeugattribute ableiten, die weiterhin wertneutral bleiben. Dies können z. B. Beschleunigungen oder Elastizitäten sein. Die subjektiven Anforderungen werden mit Zielkundenfaktoren gewichtet. Auf deren Basis werden den zuvor beschriebenen Attributen, z. B. "Beschleunigungsvermögen", quantitative Werte wie "Beschleunigungszeit von 0 auf 100 km/h bei 25 °C Umgebungstemperatur in der Ebene" zugeordnet und so der Anforderungskatalog mit den Zielwerten erstellt. Der Einfluss des Erfüllungsgrades auf die Kundenzufriedenheit hängt von der Art der Anforderungen ab und ist für jeden Kunden unterschiedlich. Das Verhältnis zwischen der Kundenzufriedenheit und den Produktmerkmalen oder -eigenschaften kann mit Hilfe des Kano-Modells beschrieben werden [78]. Die individuellen Kundenprofile werden mit Hilfe der psychographischen Segmentierung erstellt und detailliert beschrieben. Konkret wurden sechs Kundensegmente (z. B. „Ökologischer Vorreiter“) identifiziert [79], die auf zukünftigen Mobilitätstrends und den Sigma-Milieus<sup>®1</sup> [80] basieren.

Ausgehend von dieser Klassifizierung werden aus den qualitativen Kundensegmentierungen quantifizierbare Gewichtungsfaktoren für den Zielkunden aus der Gruppe der „Hochfrequenz-Pendler“ abgeleitet. Fahrbarkeit, Komfort und Qualität sind für diese Kundengruppe besonders wichtig. Leistung, Wirtschaftlichkeit

---

<sup>1</sup> Die Sigma-Milieus sind ein Marktsegmentierungsmodell, das von der Sigma-Gesellschaft für Markt- und Sozialforschung entwickelt wurde. Dieses Modell unterteilt die Gesellschaft in verschiedene soziale Milieus, um Unterschiede in Lebensstilen, Werten, Einstellungen und sozialen Umfeldern zu identifizieren und ein differenzierteres Bild der Zielgruppen zu definieren. [80]

und Umweltfreundlichkeit werden ebenfalls gleich gewichtet und sind für diesen Zielkundentyp weniger relevant [79], [80]. Auf Basis dieser qualitativen Bewertung, die für die Attribute weiter spezifiziert wird, werden quantitative Gewichtungsfaktoren für den Zielkunden abgeleitet (siehe Tabelle 2-1).

Tabelle 2-1: Abgeleitete Gewichtungsfaktoren für den Zielkunden basierend auf vordefinierten Zielkundenprofilen nach [79].

Zielgröße	Hochfrequenz-Pendler	Ökologischer Vorreiter	Sensations-suchender
Fahrleistung	14 %	13 %	32 %
Fahrbarkeit	20 %	20 %	32 %
Thermischer Komfort	10 %	10 %	3,5 %
NVH	10 %	10 %	3,5 %
Anschaffungskosten	6,5 %	4 %	7,5 %
Laufende Kosten	6,5 %	4 %	7,5 %
Emissionen	6,5 %	13 %	3,5 %
Wirkungsgrad	6,5 %	13 %	3,5 %
Robustheit	10 %	6,5 %	3,5 %
Qualität	10 %	6,5 %	3,5 %
Summe der Gewichtung	100 %	100 %	100 %

**Zielkunde**

Den wertneutralen Attributen werden dann anhand von Referenzfahrzeugen, Wettbewerbsanalysen und Marktstudien, Zielwerte zugeordnet (Fahrzeugzielwerte, VTS) [65], [81]. Der resultierende Anforderungskatalog dient als wichtiger Baustein für den Auslegungsprozess des Antriebsstrangs. Weitere Details zu den einzelnen Prozessschritten können dem Abschlussbericht des FVV-Forschungsprojektes „HyFlex-ICE“ entnommen werden [8]. Der Auslegungsprozess wird exemplarisch anhand der Entwicklung eines Plug-In-Hybridfahrzeugs im C-Segment demonstriert (vgl. Abbildung 2-2, Schritt 1). Die Wahl eines SUV entspricht dem aktuellen Trend von über 29 % Marktanteil in Deutschland nach den Neuzulassungszahlen des Kraftfahrtbundesamtes aus dem Jahr 2022 [82]. Zur Einhaltung zukünftiger CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte sind höhere elektrische Reichweiten der Hybridfahrzeuge erforderlich [83], [84], [85]. Daher wird der Plug-In-Hybrid als notwendige Elektrifizierungsstufe definiert. Tabelle 9-1 im Anhang zeigt einen Auszug aus dem Lastenheft mit den wichtigsten Attributen und Zielwerten für die Grundausslegung von Fahrzeug und Antriebsstrang. Dies erhebt grundsätzlich keinen Anspruch auf Vollständigkeit, dient aber im Rahmen der Methodenentwicklung als ausreichende Grundlage. Für die Überprüfung der Zielgrößen sind individuelle Testfälle und Bewertungskriterien zu definieren (vgl. Kapitel 3.2) [86]. Hierfür existieren teilweise bereits standardisierte Verfahren, wie z. B. die WLTC- und EU7-Richtlinien für die

Homologation. Generell kann die Methodik unabhängig vom Antriebssystem (ICEV, HEV, BEV, FCEV) und Anwendungsbereich (Pkw, Motorrad, Nutzfahrzeug, mobile Arbeitsmaschine etc.) eingesetzt werden. Sie ist damit generisch, skalierbar und universell anwendbar (siehe weitere Anwendungsbeispiele in [8]). Außerdem ist die Übertragbarkeit auf Multi-Markt-, Multi-Derivat- und Plattformstrategien gewährleistet.

## **2.3 Relevanz von Thermomanagement in der Fahrzeugauslegung**

Bereits in der Einleitung des letzten Kapitels wurde auf die Notwendigkeit des Thermomanagements bei der Antriebsstrangauslegung hingewiesen. In diesem Kapitel werden daher die verschiedenen Temperatureinflüsse auf die zentralen Zielgrößen des Antriebsstrangs – Wirkungsgrad, Fahrleistung, Fahrbarkeit, NVH und Emissionen – erläutert. Ausgehend von den Grundlagen der Wärmeübertragung werden dann die Ansätze für ein optimales Thermomanagements abgeleitet. Darauf aufbauend werden aktuelle Thermomanagement-Konzepte vorgestellt. Dies umfasst den Systemaufbau, unterschiedliche Kühlverfahren und Regelstrategien.

### **2.3.1 Temperatureinfluss auf die Zielgrößen von Hybridfahrzeugen**

Hybridfahrzeuge bieten durch ihre unterschiedlichen Betriebsmodi (elektrisch, parallel und/oder seriell) die Möglichkeit, die Nachteile konventioneller Antriebe zu reduzieren und lokal emissionsfrei zu fahren [87]. In der Praxis wird der jeweils optimale Betriebszustand jedoch von verschiedenen Einflussgrößen wie dem Ladezustand, dem Fahrverhalten sowie den Temperaturen der Antriebsstrangkomponenten bestimmt. Abweichungen von den jeweiligen Zieltemperaturbereichen führen zu Einschränkungen hinsichtlich Effizienz, Leistungsfähigkeit oder Bauteillebensdauer, weshalb die Regelung sensibel auf thermische Zustände reagiert. In Abbildung 2-3 sind typische Zieltemperaturbereiche zentraler Komponenten eines Hybridantriebsstrangs dargestellt.

Die optimale Temperatur von Batteriezellen liegt im Bereich  $20\text{ °C} \leq T_{\text{Ziel,Bat}} \leq 35\text{ °C}$ . Erhöhte Zelltemperaturen beschleunigen verschiedene Alterungsmechanismen und erhöhen das Risiko eines thermischen Durchgehens, weshalb sie im Dauerbetrieb zu vermeiden sind. Niedrigere Temperaturen führen zu erhöhten Innenwiderständen, wodurch der Spannungsabfall steigt und die Effizienz sinkt. Außerdem wird insbesondere bei Ladevorgängen die Entstehung von Lithiumablagerungen an der Anode begünstigt [88]. Diese können zu irreversiblen Kapazitätsverlusten führen, da

das abgeschiedene Lithium nicht mehr an der elektrochemischen Reaktion teilnimmt. Im Extremfall können dendritische Strukturen den Separator durchdringen und einen internen Kurzschluss verursachen [89].

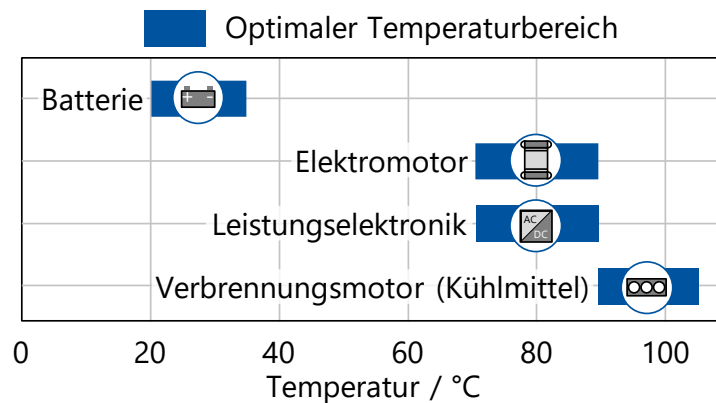


Abbildung 2-3: Übersicht typischer Zieltemperaturbereiche zentraler Komponenten eines Hybridantriebsstrangs.

Die thermische Auslegung des Elektromotors wird maßgeblich durch die zulässige Wicklungstemperatur bestimmt, die gemäß DIN EN 60085 [90] von der Isolierstoffklasse des Wicklungsisolationsmaterials abhängt. Die gewählte Isolationsklasse steht in direktem Zusammenhang mit der erreichbaren Lebensdauer des Motors. In dieser Arbeit wird die Isolationsklasse H angenommen, was einer maximalen Temperatur  $T_{EM,W,max} = 180 \text{ °C}$  entspricht [90]. Darüber hinaus ist die maximale Magnettemperatur durch die Entmagnetisierungscharakteristik des eingesetzten Materials begrenzt und liegt für Neodym-Eisen-Bor bei  $T_{EM,M,max} = 140 \text{ °C}$  [91]. Neben lebensdauerrelevanten Aspekten beeinflusst die Wicklungstemperatur des Elektromotors unmittelbar den Wirkungsgrad, da der elektrische Widerstand der Kupferwicklung mit steigender Temperatur zunimmt und somit die ohmschen Verluste ansteigen. Ein moderater Temperaturbereich stellt daher einen Kompromiss zwischen hoher Effizienz, thermischer Belastbarkeit und langfristiger Zuverlässigkeit dar.

Entsprechend der Herstellerangaben beträgt die maximale Chiptemperatur  $T_{Chip,max} = 150 \text{ °C}$ , wobei kurzzeitige Überschreitungen um  $\Delta T_{Chip} = 25 \text{ °C}$  zulässig sind [92]. Der optimale Betriebsbereich liegt deutlich unterhalb dieser Grenzwerte, um sowohl die Zuverlässigkeit als auch die Lebensdauer der Leistungshalbleiter sicherzustellen.

Der optimale Kühlmitteltemperaturbereich des Verbrennungsmotors liegt typischerweise zwischen etwa  $T_{VKM,KM} = 90 - 105 \text{ °C}$ , da in diesem Bereich ein günstiger Kompromiss zwischen thermodynamischer Effizienz, Reibungsverlusten, Emissionsverhalten und Bauteilbelastung erreicht wird. Die maximale zulässige

Temperatur ist unter anderem vom lokalen Druckniveau im Kühlsystem und damit von der Siedetemperatur abhängig. Zur Gewährleistung einer ausreichenden Schmierfilmdicke in den Lagerstellen ist die Öltemperatur in der Regel auf  $T_{VKM,Öl,max} = 140\text{ °C}$  begrenzt. Darüber hinaus gibt es betriebspunktabhängige Temperaturgrenzen der Brennraumkomponenten, wie etwa des Zylinderkopfs, der Kolbenkrone oder der Laufbuchse, die einen maßgeblichen Einfluss auf die Klopfneigung und die mechanische Belastung des Motors haben.

### 2.3.1.1 Wirkungsgrad, Leistung, Fahrbarkeit und NVH

Zur Analyse des Temperatureinflusses auf die Betriebsweise von Hybridfahrzeugen wurden exemplarische Simulationen mit einem Gesamtfahrzeugmodell für einen kombinierten Hybridantrieb durchgeführt. Die Betriebsstrategie des Modells wurde hinsichtlich der  $\text{CO}_2$ -Emissionen im WLTC optimiert. Abbildung 2-4 zeigt den Vergleich der Fahrzeiten in den verschiedenen Betriebsmodi eines kombinierten PHEV im WLTC bei  $T_{Umg} = -10\text{ °C}$  und  $T_{Umg} = 23\text{ °C}$ . Hier unterscheiden sich vor allem die Zeiten im seriellen und im elektrischen Betrieb. Bei höheren Temperaturen steigt der Anteil des rein elektrischen Betriebs aufgrund der höheren verfügbaren Batterieleistung [93]. Diese Leistung muss bei sehr niedrigen Temperaturen im seriellen Betrieb durch den Verbrennungsmotor und Generator kompensiert werden. Der Parallelbetrieb wird in diesem Szenario nur unwesentlich beeinflusst. Durch die eingeschränkte Nutzbarkeit des elektrischen Betriebsmodus können kritische Fahrszenarien mit hoher Schadstoff- oder Lärmbelastung durch den verbrennungsmotorischen Betrieb, z. B. in Umwelt- oder Null-Emissions-Zonen [94], teilweise nicht vermieden werden.

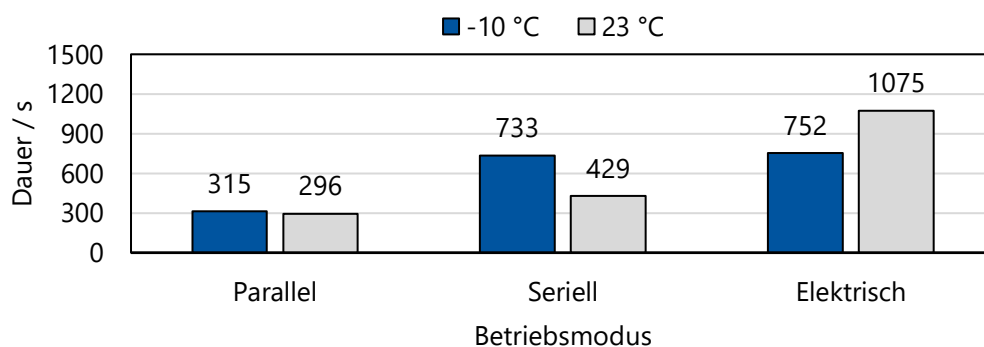


Abbildung 2-4: Vergleich der Betriebsmodi-Fahrdauern eines seriell-parallelen PHEV SUV im WLTC bei  $T_{Umg} = -10\text{ °C}$  und  $T_{Umg} = 23\text{ °C}$  mit  $\text{SOC}_{\text{Start}} = 17\%$  basierend auf Simulationsergebnissen des FVV HyFlex-ICE Forschungsprojektes [8].

Zudem kann durch thermisch bedingtes Abregeln elektrischer Komponenten nicht die gesamte Systemleistung abgerufen werden, was zu Nachteilen hinsichtlich der

Fahrbarkeit führen kann [95].

Nachfolgend wird der Temperatureinfluss auf die Verlustmechanismen der Verbrennungskraftmaschine (VKM), der Hochvolt-Batterie (HVB) und des Elektromotors (EM) erläutert. Bei der Energieumwandlung in der VKM geht ein großer Teil der Kraftstoffenergie durch Reibung, Abgas-, Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste verloren.

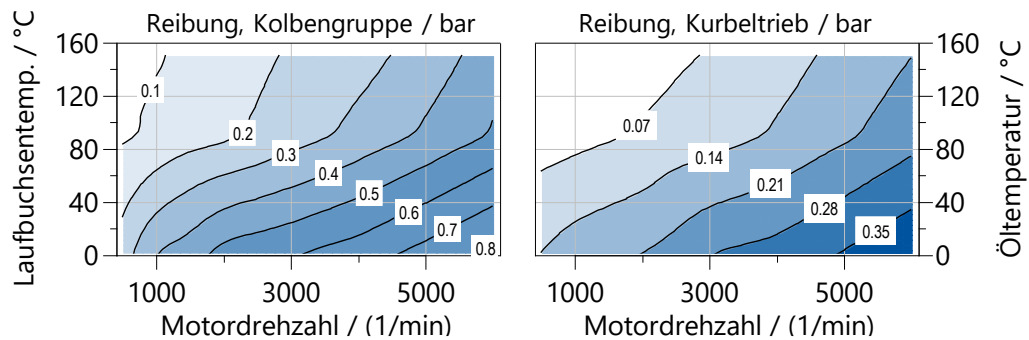


Abbildung 2-5: Exemplarischer Einfluss der Motordrehzahl und lokaler Temperaturen auf den Reibmitteldruck der Kolbengruppe und des Kurbeltriebs eines aufgeladenen DI-Ottomotors.

Abbildung 2-5 zeigt den Einfluss der Motordrehzahl und lokaler Temperaturen auf den Reibmitteldruck der Kolbengruppe und des Kurbeltriebs. Beide zeigen einen ähnlichen Trend zu höherer Reibung bei niedrigen Temperaturen und hohen Drehzahlen. Die Reibungsverluste während eines Kaltstarts werden maßgeblich durch die Warmlaufzeit und die Starttemperatur bestimmt [32], [96]. Wandwärmeverluste entstehen durch den Temperaturunterschied zwischen dem Gas im Brennraum und den Brennraumwänden. Nach Erreichen der Betriebstemperatur kann diese Differenz nur noch geringfügig durch Anpassungen der Kühlmitteltemperatur im Bereich von  $90\text{ °C} \leq T_{VKM,KM} \leq 105\text{ °C}$  gesteuert werden. Zukünftige Technologien, wie z. B. „Thermal-Swing-Coatings“ [97] oder Phasenwechselkühlung [98], eröffnen weitere Potenziale zur Reduktion dieser Wandwärmeverluste.

Die Batterieverluste  $P_{V,HVB}$  ergeben sich nach dem ohmschen Widerstand und dem ersten Jouleschen Gesetz aus dem Innenwiderstand  $R_{HVB}$  und dem Strom  $I_{HVB,DC}$  (vgl. Gl. 2-1) [99].

$$P_{V,HVB} = R_{HVB} \cdot I_{HVB,DC}^2 = \dot{Q}_{V,HVB} \quad \text{Gl. 2-1}$$

Der Innenwiderstand zeigt eine Abhängigkeit von den lokalen Zelltemperaturen auf, sodass der Widerstand bei niedrigen Temperaturen aufgrund der langsameren Reaktionsmechanismen ansteigt [100]. Abbildung 2-6 zeigt auf der linken Seite die Zellinnenwiderstände beim Entladen und Laden in Abhängigkeit von den

Zelltemperaturen und dem Ladezustand.

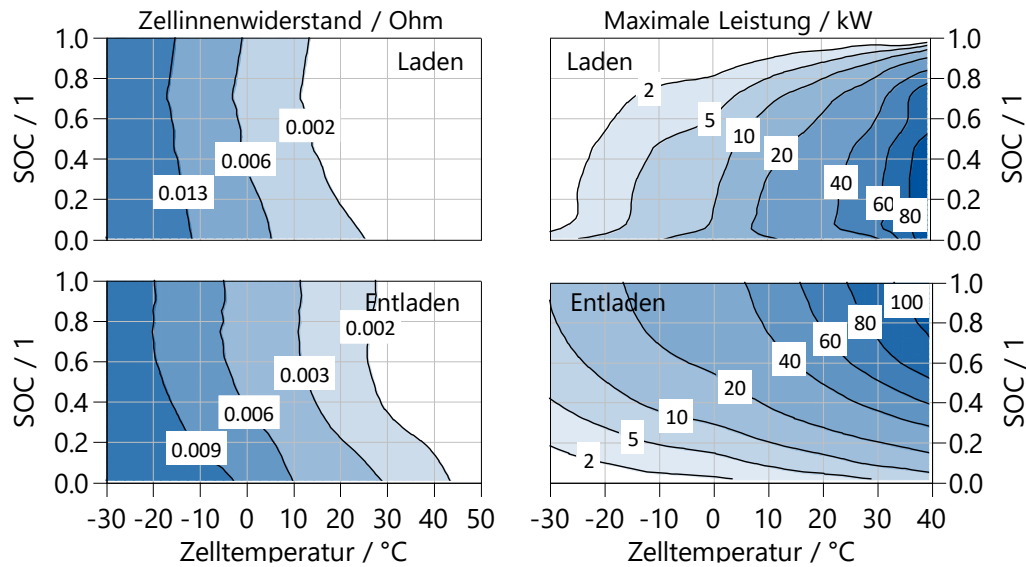


Abbildung 2-6: Einfluss von Temperatur und Ladezustand auf den Innenwiderstand einer Lithium-Ionen NMC Batteriezelle sowie die maximale Leistung eines Batteriesystems mit 96 in Reihe geschalteten Zellen. [8]

Es ist ein deutlicher Trend zu steigenden Innenwiderständen bei sinkenden Temperaturen zu erkennen. Der Anstieg mit abnehmendem Ladezustand ist im Vergleich dazu weniger stark ausgeprägt. Die Zellen heizen sich durch den entstehenden Wärmestrom  $\dot{Q}_{V,Bat}$  bei der Nutzung der elektrischen Energie selbst auf. In Abbildung 2-6 ist zusätzlich die maximale Leistungsaufnahme und -abgabe der Batterie dargestellt. Diese sinkt gemäß Gl. 2-2 aufgrund des höheren Spannungsabfalls des Batteriesystems bei steigenden Innenwiderständen [93].

$$U_{Bat} = U_{Bat,nom} - (R_{Bat} \cdot I_{Bat}) \quad \text{Gl. 2-2}$$

Bei tiefen Temperaturen ist eine Reduktion der Lade- und Entladeleistung zur Vermeidung von Alterungsmechanismen und „Lithium-Plating“ (Ladevorgang) zu berücksichtigen.

Die Verluste des EM werden in Kupfer-, Eisen-, Magnet- und Reibungsverluste unterteilt [101]. Wie bei der Batterie hängen die Kupferverluste der Wicklungen vom elektrischen Widerstand des verwendeten Drahtes ab. Fließt elektrischer Strom durch den Kupferdraht, so entstehen aufgrund des ohmschen Widerstandes Wärmeverluste (vgl. Gl. 2-1). Mit steigender Wicklungstemperatur nimmt der elektrische Widerstand zu und damit auch die Verluste [102]. Dieser Trend ist auf der rechten Seite von Abbildung 2-7 für beispielhafte Temperaturen von  $T_{EM} = -30 \text{ °C}$  und  $T_{EM} = 90 \text{ °C}$  in Abhängigkeit von Drehzahl und relativer Last dargestellt.

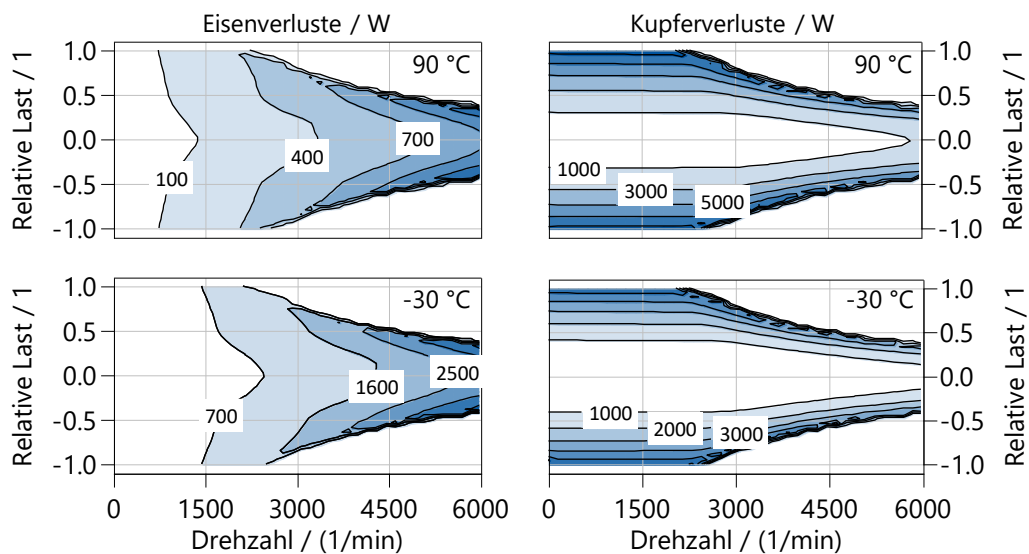


Abbildung 2-7: Übersicht des Temperatur- und Drehzahleinflusses auf die Eisen- und Kupferverluste einer PMSM. [8]

Der mathematische Zusammenhang ist exemplarisch für Kupfer als Wicklungsmaterial in Gl. 2-3 mit dem positiven Temperaturkoeffizienten  $\alpha_{\text{Kupfer}} = 0.0039 \text{ K}^{-1}$  dargestellt.

$$R_W = R_{W,Ref} \cdot (1 + \alpha_{\text{Kupfer}} \cdot (T_W - T_{W,Ref})) \quad \text{Gl. 2-3}$$

Daher kann eine niedrigere Temperatur der Wicklungen die Kupferverluste verringern und den Wirkungsgrad des Elektromotors erhöhen [103].

Eisenverluste werden durch magnetische Hysterese- und Wirbelstromeffekte im Eisenkern des Elektromotors verursacht. Diese Verluste entstehen durch Wechselwirkungen zwischen dem sich ändernden Magnetfeld und den Eisenkernmaterialien [104]. Die Hystereseverluste nehmen bei steigender Temperatur durch eine Reduktion der Koerzitivfeldstärke und der maximalen Sättigungsflussdichte ab [105]. Diese temperaturabhängigen Eigenschaften werden im materialabhängigen Hystereseverlustkoeffizienten  $k_h$  berücksichtigt. Außerdem sind die Verluste gemäß Gl. 2-4 von der Magnetfeldfrequenz  $f$  und der maximalen magnetischen Flussdichte  $B_{\text{max}}$  abhängig [106].

$$P_{V,Fe,Hysterese} = k_h \cdot B_{\text{max}}^2 \cdot f \quad \text{Gl. 2-4}$$

Die Wirbelstromverluste sind nach Gl. 2-5 quadratisch von der maximalen magnetischen Flussdichte  $B_{\text{max}}$ , der Magnetfeldfrequenz  $f$  und der Materialdicke  $d$  abhängig [107]. Aus diesem Grund werden die Materialdicken durch das Laminieren vom Stator- und Rotorkern zu sogenannten Blechpaketen reduziert [108].

$$P_{V,Fe,Wirbelstrom} = \frac{B_{max}^2 \cdot f^2 \cdot d^2}{6 \cdot \rho} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Zudem werden die Verluste durch den temperaturabhängigen spezifischen Widerstand  $\rho$  beeinflusst [106]. Bei höheren Temperaturen wird der Stromfluss durch den steigenden Widerstand erschwert, so dass die Verluste abnehmen. Die Eisenverluste sind im linken Diagramm von Abbildung 2-7 exemplarisch für Temperaturen von  $T_{EM} = -30 \text{ °C}$  und  $T_{EM} = 90 \text{ °C}$  in Abhängigkeit von Drehzahl und relativer Last dargestellt. Die Magnetverluste verhalten sich äquivalent zu den Wirbelstromverlusten von Rotor und Stator. Eine Möglichkeit, die Dicke und damit die Verluste zu reduzieren, besteht in der Segmentierung der Magnete [107]. Mechanische Verluste des Elektromotors entstehen durch Lager- oder Luftreibung im Luftspalt und haben nur einen geringen thermischen Einfluss [109].

Die Leitungsverluste von Diode und IGBT hängen nach [110] hauptsächlich von der Kollektor-Emitter-Spannung, deren Widerstand und dem Spitzenstrom ab. Der Temperatureinfluss des Widerstandes bzw. der Verluste ist nach den Datenblattkennlinien vernachlässigbar [92].

### 2.3.1.2 Emissionsentstehung

Bei der Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches entstehen Schadstoffemissionen, die im Wesentlichen vom Betriebspunkt des Motors, dem Brennverfahren und der Brennraumtemperatur abhängen. Im Folgenden werden die unterschiedlichen Einflüsse mit Schwerpunkt auf der Temperatur dargestellt. Abbildung 2-8 zeigt die Zusammenhänge zwischen den relativen HC-Rohemissionen (bezogen auf  $T_{KM} = 90 \text{ °C}$ ) und der Variation der Kühlmitteltemperatur bei unterschiedlichen Motorlasten. Sie wurden aus stationären Messungen abgeleitet [37]. Es zeigt sich ein Trend zu höheren relativen HC-Rohemissionen bei kälteren Temperaturen. Dies ist auf das Verlöschen der Flamme („Flame-Quenching-Effekt“) in der Nähe der kalten Zylinderwand zurückzuführen, wodurch unverbrannte Kohlenwasserstoffe ausgestoßen werden. Ähnliche Ergebnisse wurden auch in der Arbeit von Etikyala erzielt [111]. Aus der Literatur ist bekannt, dass die HC-Konzentration bei hohen Motorlasten durch höhere Brennraumtemperaturen sinkt. Dies führt in Kombination mit einer höheren Abgastemperatur und Nachreaktionen zu einer Reduktion der Rohemissionen [11]. Dieser Effekt wird zusätzlich durch eine späte Zündung, z. B. während der Aufheizphase des Katalysators, begünstigt (vgl. Kapitel 2.3.5.2).

Abbildung 2-8 zeigt eine gegenläufige Entwicklung, da während der stationären

Messungen die Kühlmitteltemperatur durch eine Konditioniereinheit konstant gehalten wurde und sich somit die Flammverlöschungszone in der Nähe der kalten Brennraumwand nicht wesentlich verringert. Daher steigt die HC-Konzentration aufgrund der höheren Kraftstoffmenge bei höheren Lasten an.

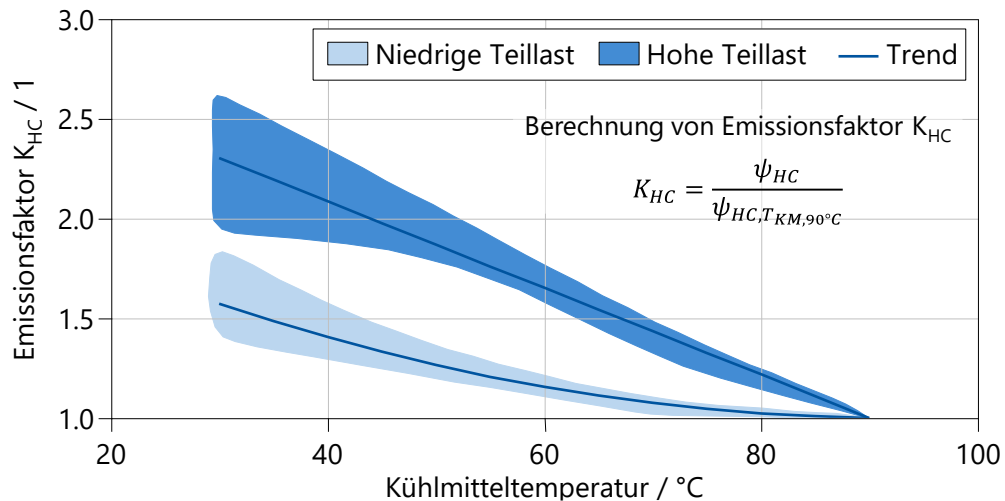


Abbildung 2-8: Relative HC-Rohemissionen bezogen auf  $T_{KM} = 90^\circ C$  für eine Variation der Kühlmitteltemperatur  $T_{KM}$  in unterschiedlichen Motorlastbereichen nach [37].

Für die Entstehung von Partikelemissionen gilt eine ähnliche Temperaturabhängigkeit wie für die HC-Emissionen [112], [113], [114]. Während der Gemischbildung kann es durch Kondensationseffekte an der kalten Brennraumwand (Laufbuchse oder Kolbenkrone) zu einer unvollständigen Verdampfung und Verbrennung des Kraftstoffes kommen, sodass letztlich Partikelemissionen entstehen. Die Partikelgrößenverteilung ist dabei ebenfalls von der Wandtemperatur abhängig [115]. Zur Verbesserung der Verdampfung werden in modernen Ottomotoren verschiedene Technologien, wie Hochdruckeinspritzsysteme in Kombination mit dezidierten Einspritzstrategien eingesetzt [111], [112], [114].

Darüber hinaus zeigen die Messungen von Böhmer, dass die Entstehung von CO-Emissionen maßgeblich vom Luftverhältnis abhängt. Bei fettem Gemisch kann der Kohlenstoff aus Mangel an Sauerstoff nicht vollständig oxidiert werden. Durch die unvollständige Verbrennung steigen unter diesen Bedingungen auch die HC-Emissionen an. Der Einfluss der Temperatur und des Zündwinkels auf CO-Emissionen ist gering und stimmt mit der Literatur überein. [11], [32], [37]

Ein gegenteiliger Effekt ist bei den  $NO_x$ -Emissionen zu beobachten, da bei hohen Wandtemperaturen und früher Zündung die Gasspitzen Temperaturen ansteigen und somit die  $NO_x$ -Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus begünstigt wird [32].

### 2.3.1.3 Abgasnachbehandlung

Standardmäßig werden die Schadstoffe eines Ottomotors mit einem Drei-Wege-Katalysator (TWC) im stöchiometrischen Betrieb umgesetzt [116], [117]. Die wichtigsten Auslegungsparameter sind das TWC-Volumen, die Zelldichte und die Edelmetallbeladung. Die Zelldichte ist ein wichtiger Indikator für die resultierende Wärmeübergangsfläche des TWC. Für die Oxidations- und Reduktionsreaktionen der katalytischen Materialien ist eine Aktivierungsenergie erforderlich, die durch hohe Temperaturen überwunden werden kann.

Abbildung 2-9 zeigt ein exemplarisches Konvertierungswirkungsgradkennfeld eines TWC für CO-Emissionen in Abhängigkeit von der Katalysatortemperatur und der Raumgeschwindigkeit. Die Raumgeschwindigkeit beschreibt das Verhältnis des Abgasvolumenstroms zum Gesamtvolumen des TWC. Aus dem Kennfeld geht hervor, dass der Konvertierungswirkungsgrad mit steigender Raumgeschwindigkeit bei konstanter Temperatur abnimmt. Dies ist auf die abnehmende Verweilzeit der Reaktanden im TWC zurückzuführen [32].

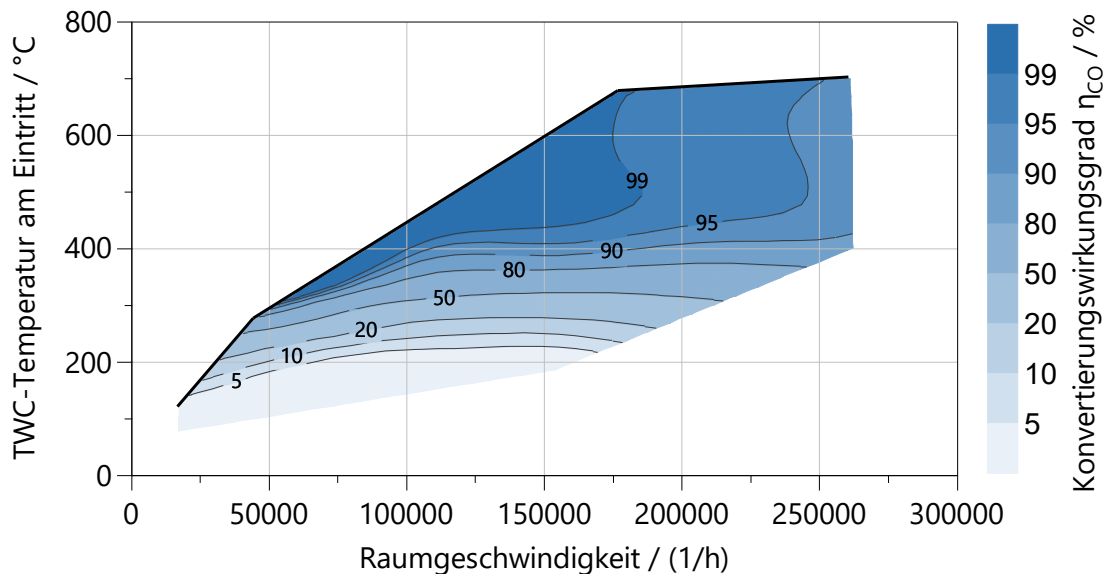


Abbildung 2-9: Konvertierungswirkungsgradkennfeld eines Drei-Wege-Katalysators für CO als Funktion der Katalysatortemperatur und der Raumgeschwindigkeit. [118]

Außerdem lässt sich ableiten, dass eine effektive Umwandlung der Schadstoffe erst oberhalb von  $T_{TWC} = 300 \text{ °C}$  möglich ist. Die 50 %-Wirkungsgradlinie wird zur Definition der „Light-Off-Temperatur“ verwendet. Der Temperaturbereich von 400 bis 800 °C ist ideal für hohe Konvertierungsraten und eine lange Lebensdauer des TWC. Die thermische Alterung des TWC wird bei  $T_{TWC} = 800 - 1000 \text{ °C}$  deutlich verstärkt, sodass die Umsatzraten aufgrund der geringeren Aktivität der Edelmetalle abnehmen [11].

Aufgrund der hohen Temperaturabhängigkeit werden TWC heutzutage meist motornah verbaut, um die thermischen Verluste im Abgasstrang zu minimieren und den Light-Off des TWC schneller zu erreichen [116].

Der resultierende Filtrationswirkungsgrad des Ottopartikelfilters hängt von mehreren Faktoren ab, darunter die Strömungsgeschwindigkeit, die Partikelgröße, die Filterbeladung und die physikalischen Eigenschaften des Filters [119], [120], [121]. Die Verformbarkeit bzw. Koagulation der Partikel wird durch hohe Abgastemperaturen begünstigt [122]. Dies führt zu einer Erhöhung des Abscheidegrades, da größere Partikel leichter zu filtern sind. Somit lässt sich keine direkte Temperaturabhängigkeit ableiten.

### 2.3.2 Wärmeübergangsmechanismen

Nachdem die thermischen Abhängigkeiten des Antriebsstrangs aufgezeigt wurden, werden in diesem Kapitel die verschiedenen Einflussgrößen zur Regelung der Wärmeströme und Temperaturen vorgestellt. In Abbildung 2-10 sind die Zusammenhänge zwischen den Wärmeübertragungsmechanismen, den thermischen Eigenschaften und deren Einflussgrößen dargestellt.

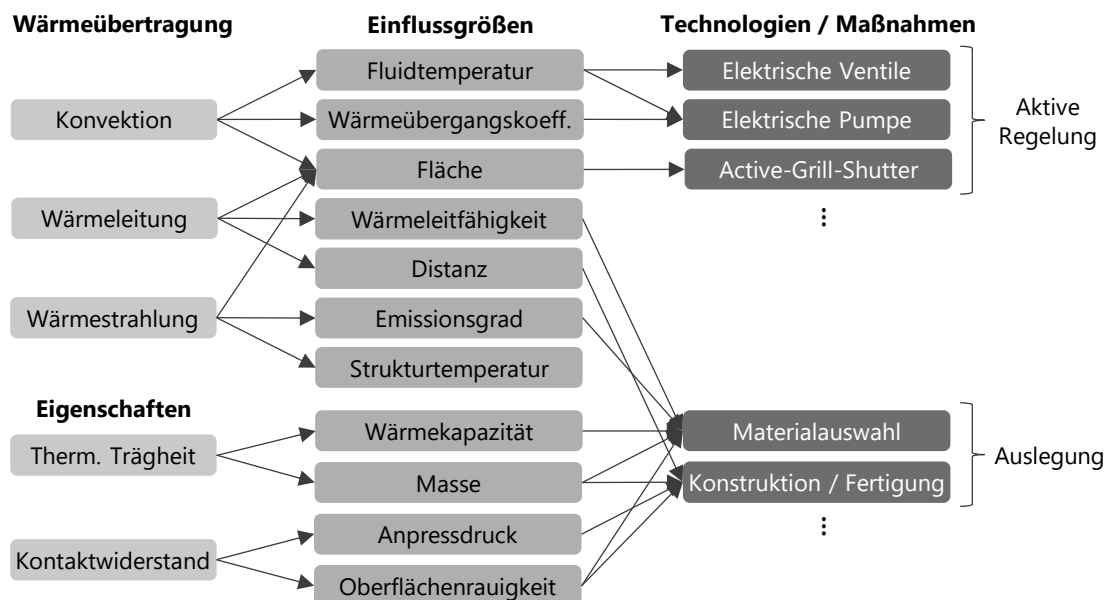


Abbildung 2-10: Übersicht der Wärmeübertragungsmechanismen und thermischen Eigenschaften sowie deren Einflussgrößen.

Außerdem werden beispielhaft Technologien und Maßnahmen vorgestellt, die aktiv über Regelstrategien oder passiv bei der Komponentenauslegung festgelegt werden. Grundsätzlich werden drei Arten der Wärmeübertragung unterschieden: Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung [123]. Die Wärmestrahlung eignet sich, abgesehen

von der effizienten Innenraumklimatisierung im Winter durch körpernahe Flächenheizelemente [124], nicht für das aktive Thermomanagement des Antriebsstrangs und wird in dieser Arbeit nur als Randbedingung betrachtet.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_{Wand} - T_{Fluid}) \quad \text{Gl. 2-6}$$

Gl. 2-6 beschreibt den konvektiven Wärmeübergang zwischen einem Fluid ( $T_{Fluid}$ ) und der Wandoberfläche eines Bauteils ( $T_{Wand}$ ) mit  $\alpha$  als Wärmeübergangskoeffizient und  $A$  als Wärmeübertragungsfläche. Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik wird dabei die Wärme immer in Richtung des kälteren Körpers oder Mediums übertragen [123]. Daraus ergeben sich drei Parameter, die den Wärmestrom bzw. die Oberflächentemperatur der Wand  $T_{Wand}$  beeinflussen können.

Die Wärmeübertragungsfläche wird meist in frühen Entwicklungsphasen optimiert. Nach der Bauteilauslegung sind Hardwareanpassungen nur noch begrenzt und mit hohem Aufwand möglich. Eine Ausnahme bei der aktiven Regelung bilden z. B. Grill-Shutter-Systeme zur Reduzierung der luftseitigen Wärmeübertragungsfläche von Fahrzeugkühlern [125].

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  kann aktiv über die Pumpendrehzahl oder Ventile (vgl. elektrische Wasserpumpen [126] in den Kühlkreisläufen sowie elektrische Kompressoren [127] in Kältekreisläufen in Abbildung 2-12) und den daraus resultierenden Massenstrom geregelt werden. Die jeweilige Strömungsgeschwindigkeit ist maßgeblich für die Höhe des Koeffizienten [128].

Weiterhin ist ein Anstieg des Wärmestroms durch eine Erhöhung der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid möglich. Die Fluidtemperatur kann aktiv über den Massenstrom zum Kühler des Kühlkreislaufs gesteuert werden.  $T_{Fluid}$  ist jedoch durch die Umgebungstemperatur, die luftseitige Strömungsgeschwindigkeit und den Wirkungsgrad des Kühlers begrenzt. Auch diese Option kann mit den oben genannten elektrischen Komponenten realisiert werden.

Bei der Wärmeleitung von der Verlustquelle zur Kontaktfläche des Kühlmediums muss der thermische Widerstand  $R_{th}$  berücksichtigt werden [123]. Der Widerstand ergibt sich aus Gl. 2-7 mit der Länge  $l$ , der Querschnittsfläche  $A$  und der spezifischen Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{th}$ .

$$R_{th} = \frac{l}{A \cdot \lambda_{th}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Der resultierende Wärmestrom  $\dot{Q}$  ergibt sich aus  $R_{th}$  und der Temperaturdifferenz über die Länge  $l$  (vgl. Gl. 2-8).

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{th}} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Für eine ausreichende Wärmeabfuhr können die geometrischen Parameter (Länge  $l$  und Querschnittsfläche  $A$ ) oder das Material ( $\lambda_{th}$ ) angepasst werden. Aufgrund von Konflikten mit anderen Zielgrößen, wie z. B. der Bauteilfestigkeit ist eine Optimierung jedoch nur eingeschränkt möglich. Für die thermische Isolation von Bauteilen eignen sich Materialien mit geringer Wärmeleitfähigkeit, wie z. B. Luft. Bei der Wärmeübertragung über mehrere Körper hinweg ist zur Berechnung des Wärmeübergangs an der Grenzfläche zweier Festkörper zusätzlich der thermische Kontaktwiderstand  $r_k$  erforderlich. Der Kontaktwiderstand ist dabei von der Oberflächenrauheit und dem Anpressdruck an den Kontaktflächen der Festkörper abhängig. Der Raum zwischen zwei Komponenten ist in der Regel mit Luft gefüllt, sodass ein Wärmeübergang nur eingeschränkt möglich ist [129]. Durch den Einsatz wärmeleitender Materialien, wie z. B. thermischen Grenzflächenmaterialien zwischen Batteriezelle und Kühlplatte, kann der Kontaktwiderstand jedoch verbessert werden.

Die Temperaturänderung eines Körpers wird durch die spezifische Wärmekapazität  $c_p$ , die Masse  $m$  und die zugeführte Wärmeenergie  $\Delta Q$  in der Zeit  $\Delta t$  definiert (vgl. Gl. 2-9).

$$\Delta T = \frac{\Delta Q}{c_p \cdot m} \quad \text{Gl. 2-9}$$

So kann die Erwärmung eines Körpers durch eine geringe thermische Trägheit  $c_p \cdot m$  verkürzt werden. Für ein Kühlmedium ist eine hohe spezifische Wärmekapazität  $c_{p,KM}$  vorteilhaft, um den erforderlichen Massenstrom  $\dot{m}_{KM}$  bei gleicher Temperaturdifferenz  $\Delta T_{KM}$  zu minimieren. Die mathematischen Zusammenhänge sind in Gl. 2-10 dargestellt.

$$\dot{Q}_{KM} = \dot{m}_{KM} \cdot c_{p,KM} \cdot \Delta T_{KM} \quad \text{Gl. 2-10}$$

### 2.3.3 Kühlverfahren

Zur gezielten Temperierung der einzelnen Komponenten stehen verschiedene Kühlverfahren und Kühlmedien zur Verfügung, die in Abbildung 2-11 dargestellt sind. Für die VKM hat sich die indirekte Kühlung über einen Wassermantel bewährt [32]. Durch den Einsatz der Phasenwechselkühlung, die sich derzeit noch in der Konzeptphase befindet, können die Wandwärmeverluste der VKM und die Antriebsleistung der Pumpen weiter verringert werden [98]. Bei den elektrischen Komponenten kommen weiterhin alle dargestellten Ansätze zum Einsatz. Der Trend zu kompakteren Antriebsstrangkomponenten mit hoher Leistungsdichte erfordert jedoch

immer effizientere Kühlverfahren und höhere Kühlleistungen.



Abbildung 2-11: Übersicht unterschiedlicher Kühlungsarten und Kühlmedien in Abhängigkeit der Kühlsystemperformance.

Die geringe Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit (vgl. Gl. 2-10) machen Luft zu einem ineffizienten Kühlmedium für diese Anwendungen [130]. Daher wird häufig eine Flüssigkeitskühlung eingesetzt. Dabei wird zwischen direkter und indirekter Kühlung unterschieden. Bei der indirekten Kühlung, z. B. Mantelkühlung, kommt das Kühlmittel nicht mit den Hotspots in Kontakt. Die indirekte Kühlung hat den Vorteil der einfachen Integration, da das Kühlmittel nicht direkt mit dem Brennraum oder elektrisch leitenden Bauteilen in Berührung kommt. Somit kann konventionelles Kühlmittel (Wasser-Glykol), ohne Kurzschlussgefahr verwendet werden [131]. Die Wärmeabfuhr erfolgt über das Kühlmittel durch Konvektion (vgl. Gl. 2-6) im Mantel. Daher muss je nach thermischer Trägheit und Widerstand des Bauteils eine Verzögerung bis zum Eintreten der Kühlung berücksichtigt werden (vgl. Gl. 2-8 und Gl. 2-9).

Um Kühlmitteltemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur zu realisieren, ist ein Kältekreislauf mit Kältemittel erforderlich (vgl. Kapitel 2.3.4.1). Vereinzelt gibt es Anwendungen, bei denen die Batteriezellen ohne weiteres Kühlsystem direkt über eine Kühlplatte als Verdampfer gekühlt werden [130]. Nachteilig ist der hohe Energieaufwand aufgrund der alleinigen Nutzung des Kompressors.

Bei der direkten Kühlung wird ein dielektrisches Medium, z. B. Öl, mit spezifischen Eigenschaften verwendet [132], [133]. Das Medium steht in direktem Kontakt mit der zu kühlenden Oberfläche (z. B. Batteriezelle oder Elektromotorwicklung), sodass die Nachteile der thermischen Trägheit und des thermischen Widerstandes (indirekte Kühlung) entfallen. Zudem kann durch die höhere Temperaturdifferenz der erforderliche Massenstrom des Kühlmediums und die damit verbundene Antriebsleistung der Pumpe reduziert werden.

### 2.3.4 Systemaufbau

Aufbauend auf den verschiedenen Kühlverfahren werden in den folgenden

Unterkapiteln die Integration der Antriebsstrangkomponenten in das Gesamtsystem der Kühlkreisläufe und Abgasnachbehandlung beschrieben.

### 2.3.4.1 Kühlsystem

Einige der in Kapitel 2.3.2 beschriebenen Thermomanagementmaßnahmen werden bereits in heutigen Kühlsystemen verschiedener Antriebsarten eingesetzt. Im Vergleich zum rein verbrennungsmotorischen Antrieb verfügen Hybridfahrzeuge aufgrund der unterschiedlichen optimalen Temperaturniveaus (vgl. Abbildung 2-3) der elektrischen Komponenten über zusätzliche Niedertemperaturkreisläufe. Dabei führt die Absenkung der Fluidtemperatur bei gleichbleibendem Wärmestrom zu einer niedrigeren Bauteiltemperatur (vgl. Gl. 2-6). Der schematische Aufbau eines exemplarischen Thermomanagementsystems ist in Abbildung 2-12 dargestellt. Die Farben symbolisieren die unterschiedlichen Temperaturniveaus des Hochtemperaturkreislaufts (HTK), der Niedertemperaturkreisläufe I und II (NTK) sowie des Kältekreislaufts (KK). Alle Kühlkreisläufe verfügen über elektrische Wasserpumpen (vgl. HTK, NTK I und II) bzw. einen elektrischen Kompressor (vgl. KK) zur bedarfsgerechten Regelung der Wärmeströme (vgl. Gl. 2-6). Die Pumpengröße wird durch den erforderlichen Volumenstrom und den Druckverlust bestimmt. Eine weitere verbreitete Technologie im HTK ist das sogenannte „Split-Cooling“, bei dem der Wassermantel des Motorblocks in der Warmlaufphase durch ein geschlossenes elektrisches Ventil nicht durchströmt werden kann [32]. Somit werden sowohl die Wandwärmeverluste der Laufbuchse als auch die Reibung der Kolbengruppe reduziert.

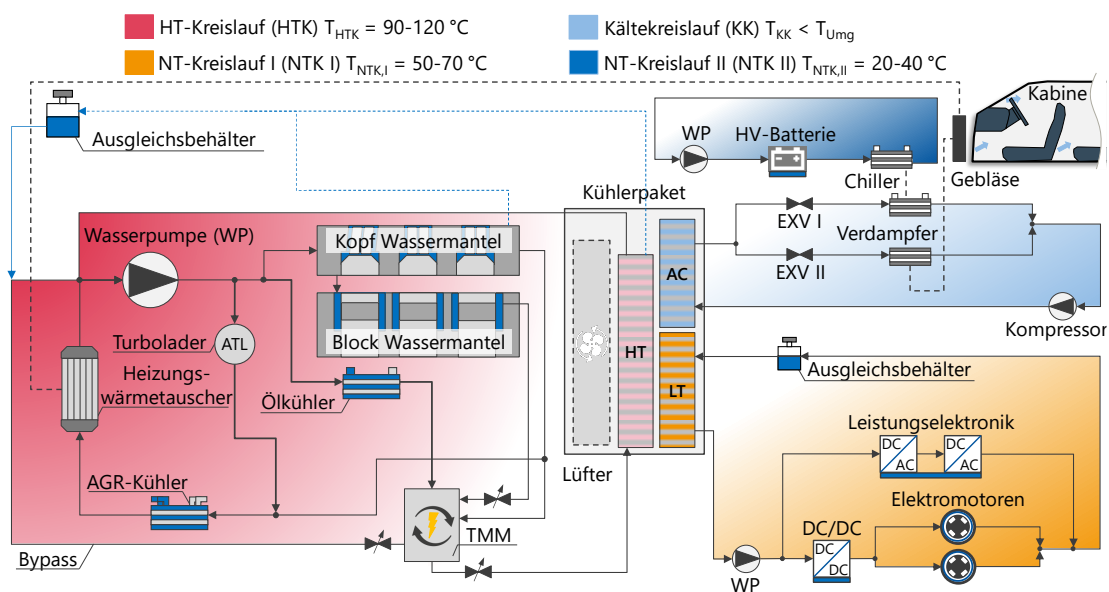


Abbildung 2-12: Schematischer Aufbau der Kühlsysteme eines Hybridfahrzeugs.

Mit einem weiteren Ventil kann der Massenstrom zwischen Bypass und HTK-Kühler geregelt werden. Dies ermöglicht eine exakte Einstellung der Kühlmitteltemperatur in Abhängigkeit vom Motorbetriebspunkt. Im Warmlauf profitiert das System zusätzlich von einer geringeren thermischen Trägheit durch ein kleineres Kühlmittelvolumen (vgl. Gl. 2-9). Der Austausch von Wärmeströmen zwischen unterschiedlichen Kreisläufen ist mit Hilfe von Wärmetauschern möglich. Ein Beispiel für den HTK ist der Ölkühler, der Wärme zwischen dem Kühlsystem und dem Schmiersystem austauscht. Weitere Verbindungen bestehen zur Abgasanlage (AGR-Kühlung) und zur Klimaanlage (Heizung).

Die elektrischen Wasserpumpen im NTK I und II werden bedarfsgerecht geregelt. Durch die Anordnung der Komponenten im Kühlsystem können die Eintrittstemperatur und der entstehende Druckverlust im System beeinflusst werden. Auch im NTK I wird die Wärme über einen Kühler an die Umgebung abgeführt. Im NTK II wird das Kühlmittel durch den Chiller gekühlt, um Fluidtemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur zu ermöglichen (vgl. Gl. 2-6). Nachteilig ist der hohe elektrische Energiebedarf des Kompressors. Aus diesem Grund gibt es auch Konzepte mit einem zusätzlichen Kühler, der bei niedrigen Umgebungstemperaturen zur Kühlung ausreicht. Dies erhöht die Kosten und den Bauraumbedarf des Kühlerpakets.

Der elektrische Lüfter hinter dem Kühlerpaket kann zugeschaltet werden, um bei niedrigen Fahrzeug- und Luftgeschwindigkeiten einen ausreichenden Wärmestrom vom Fahrzeugkühler an die Umgebung zu gewährleisten (vgl. Gl. 2-6).

### 2.3.4.2 Abgasnachbehandlung

Abbildung 2-13 zeigt den Aufbau eines Euro 6 Abgasnachbehandlungssystems. Der Motor wird über das gesamte Motorkennfeld stöchiometrisch betrieben, um die Konvertierung der Schadstoffe im TWC auch unter Volllast zu ermöglichen [134].

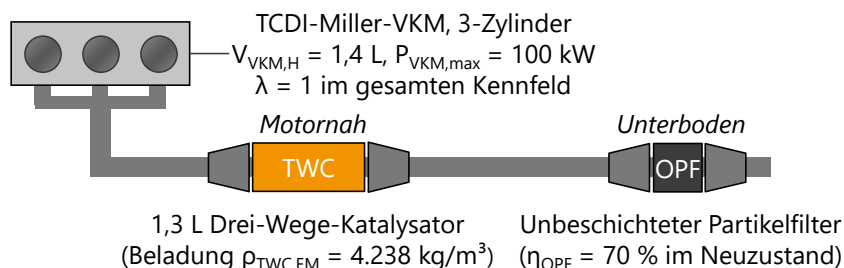


Abbildung 2-13: Schematischer Aufbau eines Euro 6 Abgasnachbehandlungssystems.

Das System besteht aus einem Katalysator (TWC) mit einer Edelmetallbeladung von  $\rho_{TWC,EM} = 120 \text{ g/ft}^3$  und einem unbeschichteten Otto-Partikelfilter (OPF) im Unterboden.

Die motornahe Anordnung des TWC reduziert die Wandwärmeverluste des Abgases und verkürzt die Zeit bis zum Erreichen des Light-Offs. Der OPF hat im Neuzustand einen mittleren Abscheidegrad von  $\eta_{\text{OPF}} = 70 \%$ .

### 2.3.5 Thermomanagement-Regelstrategien

Neben der Auswahl und Anordnung der Komponenten ist die Regelstrategie von hoher Bedeutung. Deshalb werden zunächst verschiedene Regelalgorithmen vorgestellt. Anschließend wird auf die spezifische Regelung des Kühlsystems und des Abgasnachbehandlungssystems eingegangen.

Der gebräuchlichste Algorithmus ist der regelbasierte Ansatz, bei dem die Regelung nach definierten Regeln erfolgt. Im Gegensatz zum optimierungsbasierten Ansatz wird kein Online-Optimierungsproblem gelöst. Die Regelung basiert auf Erfahrungen, Messdaten oder Offline-Optimierungsergebnissen. Der Regelalgorithmus kann dabei z. B. mit differential-algebraischen Gleichungen, Boolescher Logik, Fuzzy-Logik oder neuronalen Netzen realisiert werden [135]. Der Vorteil dieses Regelungsansatzes liegt in der einfachen Implementierung und dem oftmals geringen Rechenaufwand. Bei mehreren zu regelnden Einflussgrößen ist eine ganzheitliche Berücksichtigung aller Einflussgrößen in unterschiedlichen Fahrszenarien meist nicht möglich. Daher bieten optimierungsbasierte Ansätze weiteres Potenzial [135], [136].

Ein geeignetes Verfahren zur Regelung komplexer mehrdimensionaler Online-Prozesse ist die modellprädiktive Regelung. Dabei wird eine Kostenfunktion für ein beschränktes dynamisches System über einem endlichen Horizont minimiert [137]. Im Algorithmus werden Modelle reduzierter Ordnung verwendet, um das Verhalten im Zeithorizont schnell und hinreichend genau vorherzusagen [138], [139]. Als Eingangsgrößen werden beispielsweise zukünftige Geschwindigkeits- oder Lastprofile der Antriebsstrangkomponenten verwendet. Dementsprechend sind prädiktive Regelstrategien mit einem höheren Integrationsaufwand auf dem Steuergerät verbunden und die Ergebnisqualität hängt vom Prädiktionshorizont sowie der Vorhersagegenauigkeit der Modelle ab [8]. In der Kostenfunktion der Optimierung können unterschiedliche Zielgrößen mit einer Gewichtung berücksichtigt werden.

#### 2.3.5.1 Kühlsystem

Abbildung 2-14 zeigt den Ansatz einer regelbasierten Thermomanagement-Strategie für eine elektrische Wasserpumpe und ein elektrisches Ventil (vgl. Kühlkreisläufe in Abbildung 2-12).

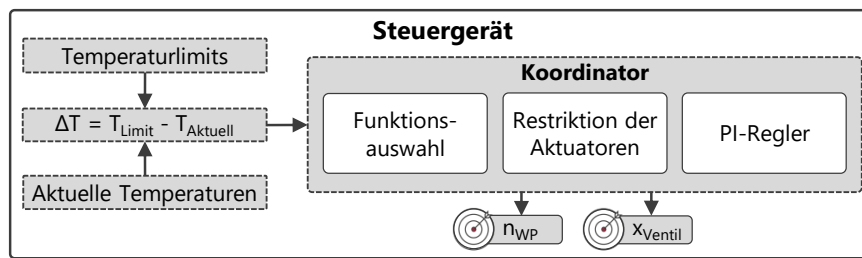


Abbildung 2-14: Generischer Aufbau einer regelbasierten Thermomanagement-Strategie für Kühlsysteme und Antriebsstrangkomponenten basierend auf [139].

Demnach wird die Pumpe nach Überschreiten vordefinierter Temperaturgrenzen (vgl.  $T_{\text{Limit}}$  in Abbildung 2-3) in Abhängigkeit der aktuellen Komponententemperaturen ( $T_{\text{Aktuell}}$ ) bedarfsgerecht angesteuert. Ein Mindestvolumenstrom ermöglicht die Messung der Temperaturen über Temperatursensoren im Kühlsystem. Zusätzlich werden lokale Komponententemperaturen überwacht. Der Koordinator berücksichtigt Restriktionen der elektrischen Stellmotoren, wie maximale Beschleunigungen oder Drehzahlgrenzen. Außerdem können in jedem System spezifische Funktionen, z. B. für den VKM-Warmlauf, berücksichtigt werden (vgl. [139] für eine detaillierte Funktionsübersicht). Sollwerte oder Temperaturgrenzen müssen offline kalibriert werden und führen nicht in allen Szenarien zu einer optimalen Lösung.

### 2.3.5.2 Katalysatorheizstrategie

Zur Einhaltung der Schadstoffgrenzwerte ist die Heizstrategie des Katalysators von großer Bedeutung. Die bewährteste Strategie ist die Zündzeitpunktspätverstellung, die zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades bei gleichzeitiger Erhöhung der Abgasenthalpie führt. Zusätzlich wird die Leerlaufdrehzahl während der Aufheizphase angehoben, wodurch der Abgasmassenstrom erhöht und der resultierende Wärmeübergang (vgl. Wärmeübergangskoeffizient in Gl. 2-6) im TWC verbessert wird. Durch diese Maßnahmen kann der TWC den optimalen Temperaturbereich für die Konvertierung schneller erreichen.

Abbildung 2-15 zeigt den Vergleich der maximalen Zündwinkelverspätung für verschiedene Motorbetriebspunkte und Brennraumwandtemperaturen beim Start. Daraus ist ersichtlich, dass die optimale Katalysatoraufheizung bei niedrigen Motorlasten erfolgt. Zur Erhöhung des Abgasmassenstroms wird die Drehzahl angehoben. Um die geforderte Leistungsabgabe bei hohen Motorlasten zu gewährleisten, ist in diesen Bereichen des Motorkennfeldes keine starke Zündwinkelverspätung möglich. Zusätzlich begrenzen niedrige Brennraumwandtemperaturen die Zündwinkelverspätung aus Gründen der

## Verbrennungsstabilität.

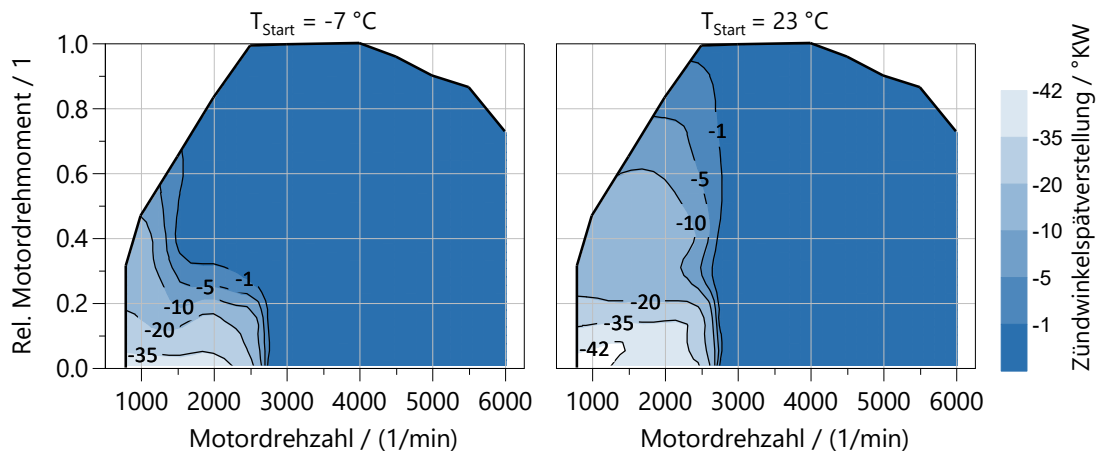


Abbildung 2-15: Vergleich der möglichen Zündwinkelspätverstellung während der Katalysatoraufheizphase für verschiedene Motorbetriebspunkte und Starttemperaturen.

Weiterhin zeichnet sich die Strategie durch eine motorspezifische Anpassung des Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda_{VKM}$  aus. Während der ersten Motorumdrehungen ist aufgrund der schlechteren Gemischbildung zunächst ein fetter Betrieb ( $\lambda_{VKM} < 1$ ) üblich. Danach können die Rohemissionen von HC, CO und Partikeln im Magerbetrieb bzw.  $NO_x$  im fetten Betrieb reduziert werden. Nachteilig ist die begrenzte Leistungsabgabe der VKM durch das niedrige Drehzahl- und Drehmomentniveau. Dies kann zu einer Einschränkung der Fahrbarkeit führen, wenn der Leistungsbedarf des Fahrzeugs die maximal verfügbare Systemleistung von HVB, EM und VKM übersteigt.

Konventionelle Fahrzeuge verfügen bereits über die Möglichkeit, eine Lastpunktverschiebung (LPV) über die Lichtmaschine zu realisieren. Durch die höhere Leistungsfähigkeit der Generatoren in Hybridfahrzeugen kann der TWC-Heizvorgang in einem noch höheren Last- und Drehzahlbereich mit besserem VKM-Wirkungsgrad durchgeführt werden [2]. Die Abgasenthalpie steigt aufgrund der höheren Abgastemperaturen und -massenströme im Vergleich zum konventionellen Betriebspunkt des TWC-Heizvorgangs an. Die dabei entstehende zusätzliche mechanische Energie wird vom Generator in elektrische Energie umgewandelt und in der HVB zwischengespeichert oder direkt zum Antrieb des Elektromotors genutzt. Abbildung 2-16 zeigt auf der linken Seite geeignete LPV-Betriebsbereiche in der TWC-Aufheizphase. Zur Minimierung der Schadstoffe sind verschiedene Bereiche des Motorkennfeldes zu meiden. Die  $NO_x$ -Rohemissionen stehen in direktem Zusammenhang mit der Verbrennungstemperatur bzw. der Motorleistung (vgl. Kapitel 2.3.1.2). In diesem Brennverfahren werden im mittleren Last- und Drehzahlbereich die höchsten  $NO_x$ -Rohemissionen erwartet, da im Bereich der Vollast aus

Bauteilschutzgründen ein fetteres Gemisch verwendet wird. Aus den EU-Leitlinien zur Identifikation von Abschaltvorrichtungen in Bezug auf Emissionen geht jedoch hervor, dass die Kraftstoffanreicherung zum Bauteilschutz als zusätzliche Emissionsstrategie (AES) zukünftig nicht mehr zulässig ist [140]. Eine Erhöhung der Motordrehzahl und die damit verbundene Verringerung des Motordrehmoments bei gleicher Leistungsabgabe führt zu einer Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen.

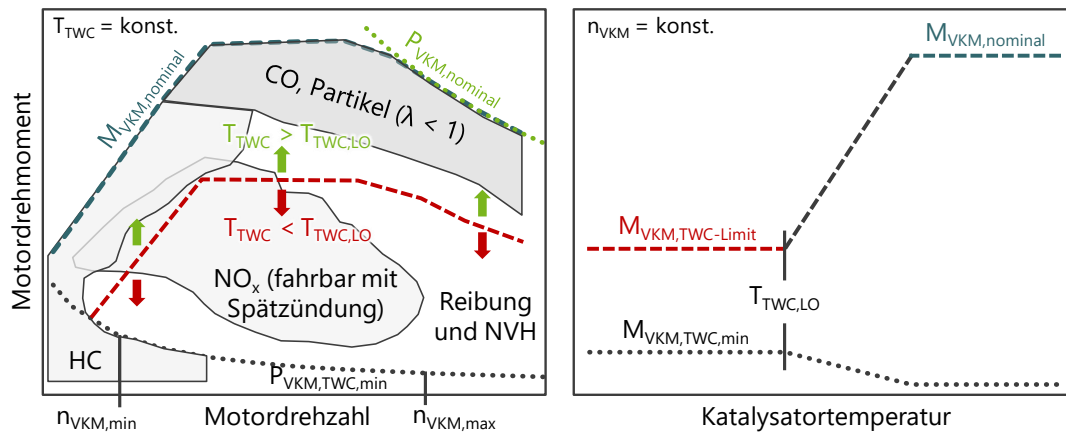


Abbildung 2-16: Optimaler VKM-Betriebsbereich während der TWC-Heizphase bei Anwendung der Lastpunktverschiebung.

Nachteilig sind jedoch die Erhöhung der Motorreibung und der geringere Abgasmassenstrom. Der Volllastbereich ist wegen der hohen  $\text{CO}$ - und Partikelrohmissionen zu vermeiden. Die  $\text{HC}$ -Konzentration steigt im Leerlauf- und Low-End-Torque-Bereich an. Dementsprechend ist der mittlere Teil des Motorkennfeldes unter Berücksichtigung der Spätzündung zur  $\text{NO}_x$ -Reduktion am besten für die Aufheizung des TWC geeignet (vgl. Kapitel 2.3.1.2). Die rechte Seite von Abbildung 2-16 zeigt die Abhängigkeit der Drehmomentbegrenzung von der Katalysatortemperatur. Demnach kann nach Erreichen der Light-Off Temperatur  $T_{TWC,LO}$  kontinuierlich mehr Drehmoment freigegeben werden. Die untere Leistungsgrenze  $P_{VKM,TWC,min}$  kann mit LPV immer eingehalten werden.

## 3 Modellierung

### 3.1 Modellaufbau

Zur Analyse der verschiedenen Zielgrößen wurde ein Simulationswerkzeug für Hybridfahrzeuge entwickelt. Das Fahrzeugmodell basiert auf den vorangegangenen Dissertationen von Seibel, Balazs und Böhmer [35], [36], [37] und wurde im Rahmen der FVV-Projekte „HyFlex-ICE“ und „Zero-Impact Tailpipe-Emissions“ kontinuierlich weiterentwickelt [8], [46]. Durch den modularen Aufbau können auch andere Antriebsvarianten wie Elektro- oder Brennstoffzellenfahrzeuge ohne großen Aufwand simuliert werden [8], [141]. Im Folgenden wird der Aufbau des Fahrzeugmodells erläutert, das als Träger der Emissions- und Thermomanagement-Modelle dient.

#### 3.1.1 Fahrzeug

Abbildung 3-1 zeigt ein Blockschaltbild des Fahrzeugmodells mit allen relevanten Antriebsstrangkomponenten, dem Antriebsstrangmanagement und den Fahrzyklusrandbedingungen.

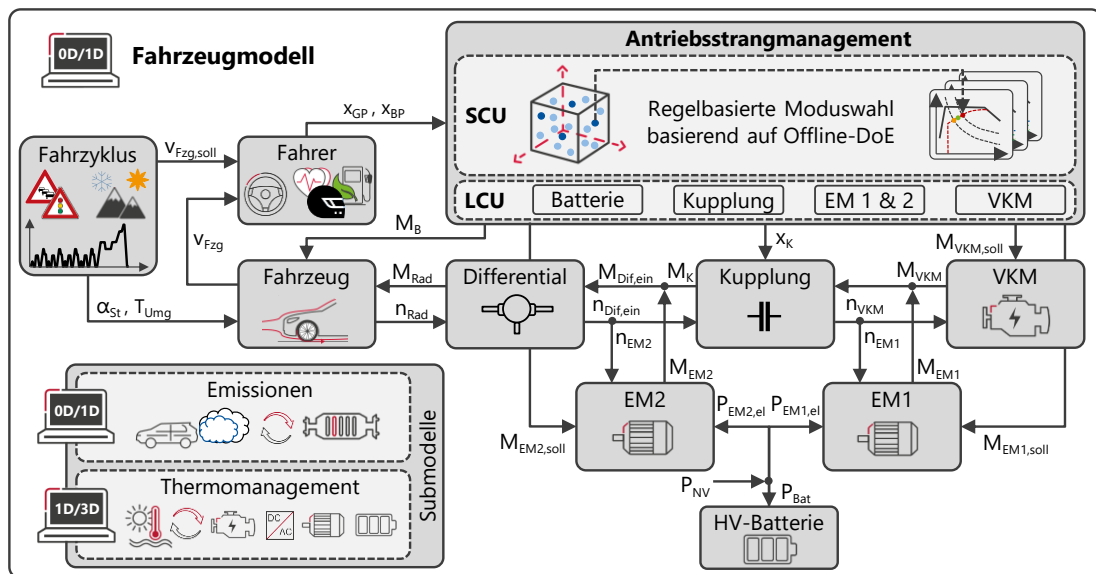


Abbildung 3-1: Schematischer Aufbau des Fahrzeugmodells für einen kombinierten Hybridantrieb.

Die Antriebsstrangarchitekturen können abhängig vom Zeitpunkt der Entwicklungsphase mit unterschiedlicher Komplexität simuliert werden. Die Dimensionierung der Komponenten wird über einen Skalierungsansatz berücksichtigt. Darüber hinaus wird die Betriebsstrategie durch einen in [35], [36] entwickelten Parametersatz für Betriebsartenwechsel und Batterieladung abgebildet. Eine

Erläuterung der Skalierungs- und Betriebsstrategieparameter findet sich im Anhang in Kapitel 0. Zur Berücksichtigung unterschiedlicher Fahrertypen und Verkehrseinflüsse wird ein vorwärtsgerichteter Simulationsansatz mit geschlossenem Regelkreis verwendet [142]. Die Zusammensetzung des Antriebsmoments wird durch die regelbasierte Betriebsstrategie festgelegt.

Durch den physikalisch-empirischen Modellierungsansatz mit hoher Genauigkeit und geringem Rechenaufwand kann eine Optimierung für die Auslegung mittels statistischer Versuchsplanung (englisch: „Design of Experiments“, DoE) durchgeführt werden. Dazu wird ein DoE-Versuchsplan für die Kombination der variablen Hardware- und Regeleingangsparameter erstellt. Dabei können alle Parameter flexibel kombiniert werden, sodass die Auswirkung einer Parameteränderung auf jede Anforderung quantifiziert werden kann. Mögliche Auslegungsparameter für die Antriebsstrangoptimierung sind z. B. Motorhubraum, maximale Leistung der elektrischen Maschinen, Batteriezellenkapazität, Achsgetriebeübersetzung und Betriebsstrategieparameter (vgl. Tabelle im Anhang). Basierend auf den Ergebnissen der Längsdynamiksimulation kann das Regressionsmodell trainiert werden. Bei der Optimierung können alle Anforderungen wie z. B. Leistung, CO<sub>2</sub>-Emissionen, NVH oder Kosten berücksichtigt und entsprechend den Kundenpräferenzen gewichtet werden. Nach der Definition der individuell optimalen Hardware- und Regelparametersätze mittels mathematischer Modelle erfolgt abschließend eine Validierung der prädizierten Auslegungsergebnisse im Fahrzeugsimulationsmodell.

### **3.1.2 Emissionen**

Der Ansatz für die Emissionsmodellierung basiert auf [143]. Sowohl die Teilmodelle als auch deren Parametrisierung wurden in den Arbeiten von Böhmer und Maurer [37], [144], [145], [146] kontinuierlich verfeinert. Im Folgenden werden die Simulationsansätze der Rohemissionsberechnung einschließlich der Korrekturfunktionen sowie die TWC-Konvertierungswirkungsgradberechnung erläutert. Eine Validierung der Modelle wurde in den oben genannten Veröffentlichungen umfassend durchgeführt, sodass eine gute Vorhersage der Emissionen gewährleistet ist.

#### **3.1.2.1 Rohemissionen**

Das Rohemissionsmodell enthält stationäre Motorkennfelder und empirisch-physikalische Korrekturfunktionen, die in [37] ermittelt wurden und typische Abweichungen vom stationären Betrieb mit optimalem Zündwinkel, konstantem

Luftverhältnis und betriebswarmen Motor charakterisieren. Der schematische Aufbau des Korrekturansatzes ist in Abbildung 3-2 dargestellt.

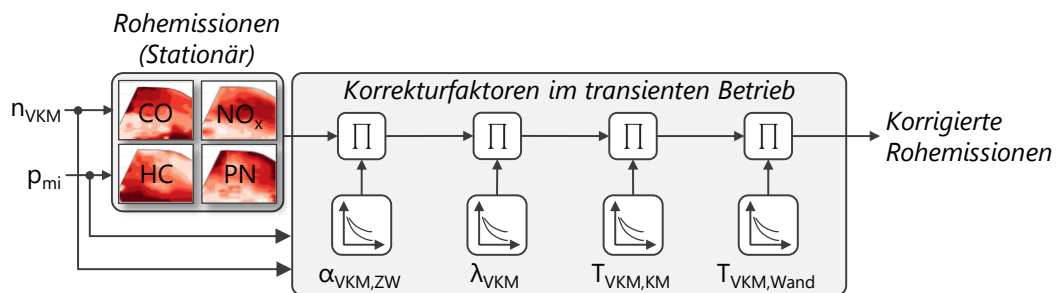


Abbildung 3-2: Parameterbasierter Ansatz zur Korrektur stationär vermessener Rohemissionskennfelder im transienten Betrieb nach [37].

Die gemessenen Rohemissionen werden kennfeldbasiert in Abhängigkeit vom Motorbetriebspunkt berechnet. Als Korrekturfaktoren wurden bisher der Zündwinkel  $\alpha_{VKM,ZW}$ , das Luftverhältnis  $\lambda_{VKM}$ , der Motorstart und die Kühlmitteltemperatur  $T_{VKM,KM}$  verwendet [37]. Diese unterschiedlichen Einflussfaktoren wurden bereits in Kapitel 2.3.1.2 diskutiert. Daraus geht unter anderem die direkte Korrelation der HC- und PN-Entstehung mit der Brennraumwandtemperatur hervor. Zur Berücksichtigung dieses Einflusses werden bisher die Kühlmitteltemperatur  $T_{VKM,KM}$  und ein Korrekturfaktor für den VKM-Start verwendet. Das Kühlmittel hat jedoch eine hohe thermische Trägheit. Zudem stellt die Brennraumwand einen thermischen Widerstand dar, sodass eine Temperaturdifferenz zwischen Kühlmittel und Brennraum vorliegt. Somit kann der bisherige Ansatz nicht ausreichend genau auf dynamische Änderungen der Wandtemperatur reagieren. Zur Optimierung wird der bisherige Ansatz um den Einflussparameter  $T_{VKM,Wand}$  erweitert. Anhand von transienten Kaltstartmessungen (vgl. Abbildung 9-1 und Abbildung 9-2) bei unterschiedlichen Starttemperaturen wurden mathematische Modelle (vgl. Kapitel 9.2.1) erstellt, aus denen die Korrekturkennfelder für die HC- und Partikelemissionen abgeleitet wurden. Die daraus resultierenden Kennfelder sind in Abbildung 3-3 dargestellt. Der Vergleich mit der bisherigen HC-Korrektur (vgl. Abbildung 2-8) zeigt einen ähnlichen Trend der Temperaturabhängigkeit. Durch die Erweiterung können auch Temperaturbereiche bis zu  $T_{Umg} = -10\text{ °C}$  abgebildet werden. Auffällig ist der umgekehrte Einfluss der Motorlast ist auf die HC-Emissionen. Dieser entspricht mit dem neuen Ansatz den Tendenzen aus der Literatur, sodass die HC-Rohemissionen bei niedrigen Lasten ansteigen (vgl. Kapitel 2.3.1.2 und [11]).

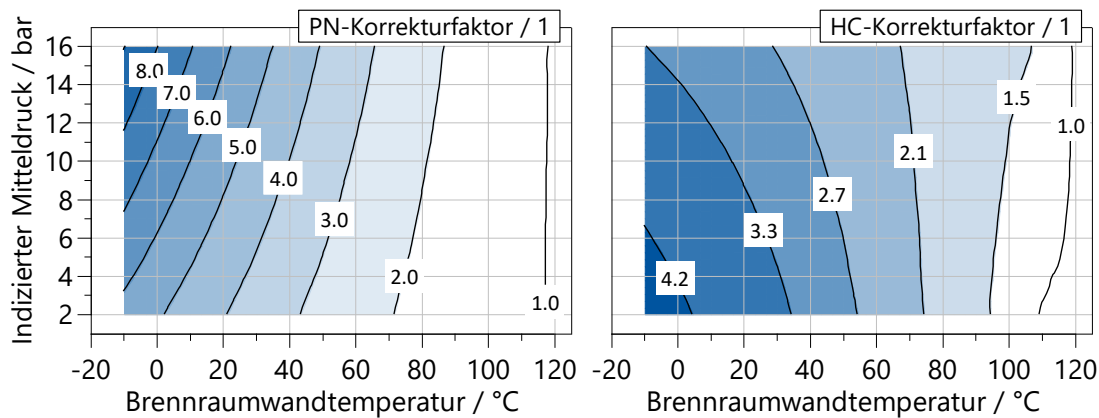


Abbildung 3-3: Kennfelder zur Korrektur der HC- und Partikel-Rohemissionen in Abhängigkeit von der Brennräumwandtemperatur und vom indizierten Mitteldruck.

Bei höheren Lasten nimmt die Partikelanzahl aufgrund der höheren Kraftstoffmenge zu. Die unterschiedlichen Wandtemperaturen im Brennraum werden nach Gl. 3-1 anhand der Gaskontaktflächenanteile von Kolbenkrone und Laufbuchse zu  $T_{VKM,Emi}$  gewichtet. Diese wird in den Kennfeldern als Eingangsgröße verwendet.

$$T_{VKM,Emi} = 0,185 \cdot T_{K,KK} + 0,815 \cdot T_{LB} \quad \text{Gl. 3-1}$$

### 3.1.2.2 Abgasnachbehandlung

Ein wesentlicher Bestandteil der Emissionssimulation ist die korrekte Modellierung der Abgasnachbehandlungskomponenten. Für eine präzise Vorhersage der Emissionen unter realen Bedingungen ist die Kenntnis der Umsatzrate bei höchsten Raumgeschwindigkeiten und in einem weiten Temperaturbereich wichtig. Daher wurde in [146] ein Messgerät entwickelt, mit dem Katalysatoren unter genau diesen Bedingungen charakterisiert werden können. Andere Abgaskomponenten wurden in ähnlicher Weise am Prüfstand charakterisiert, wobei die Methode [147] angepasst wurde. Die Messdaten des Motorprüfstandes, des Rollenprüfstandes und der speziellen Komponentenmessungen wurden als Grundlage für das in [46] implementierte Modell verwendet und aufgrund der ausreichenden Ähnlichkeit der Fahrzeugklassen für diese Arbeit übernommen. Das in Abbildung 3-4 dargestellte TWC-Konvertierungsmodell ist modular aufgebaut und besteht aus empirischen und physikalischen Teilmodulen. Die Konvertierungsraten im TWC hängen von der Temperatur, der Raumgeschwindigkeit und dem Sauerstoffspeicher ab. Sie geben den Prozentsatz der Emissionsreduktion im gesamten TWC an. Um die Genauigkeit der Prädiktion zu erhöhen, wird der TWC in axialer und radialer Richtung diskretisiert.

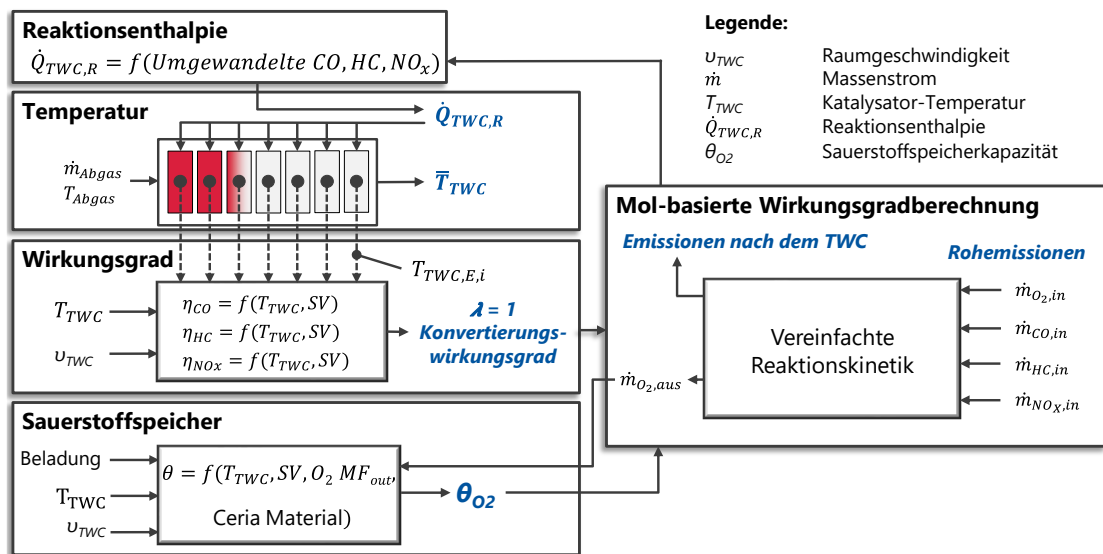


Abbildung 3-4: Schematischer Aufbau des TWC-Konvertierungsmodells nach [46].

Dies ermöglicht die Berechnung lokaler Temperaturen und deren Berücksichtigung bei der Wirkungsgradberechnung der einzelnen TWC-Segmente. Das weiterentwickelte thermische Modell des Abgasstrangs und des TWC wird in Kapitel 3.1.3.5 näher erläutert. Neben der Temperatur und der Raumgeschwindigkeit wird auch der Einfluss der lokalen Luftverhältnisse auf die Reaktionen und die Sauerstoffspeicherung berücksichtigt. Mit Hilfe der molbasierten Wirkungsgradberechnung mit vereinfachter Reaktionskinetik können die konvertierten Schadstoffe der einzelnen TWC-Segmente und schließlich die Endrohr-Emissionen berechnet werden. Die resultierende Reaktionsenthalpie wird an das thermische Modell des TWC übergeben und bei der Temperaturberechnung berücksichtigt. Die Skalierung des Katalysatorvolumens für unterschiedliche Motoren erfolgt in Abhängigkeit des Hubvolumens.

Der OPF wird kennfeldbasiert in Abhängigkeit des Abgasmassenstroms und der PN-Konzentration modelliert. In dieser Arbeit wird der OPF als leer (Neuzustand) angenommen, sodass die Beladungsmodellierung nicht berücksichtigt wird. Analog zum TWC erfolgt die Anpassung des OPF-Volumens in Abhängigkeit des Hubvolumens.

### 3.1.3 Thermomanagement

Das Fahrzeugmodell wird mit den einzelnen Thermomanagement-Teilmodellen verknüpft, um die Betriebsbedingungen des Fahrzeugs und des Antriebsstrangs, z. B. charakterisiert durch Drehzahlen und Lasten, als Eingangsdaten für die Berechnungen bereitzustellen (vgl. Abbildung 3-1). Dies ermöglicht transiente Simulationen von lokalen Struktur-, Kühlmittel-, Öl- und Lufttemperaturen, die für eine ganzheitliche Bewertung des Antriebsstrangs und der zugehörigen Regelstrategien notwendig sind.

Im Folgenden wird der Aufbau der verschiedenen Temperaturmodelle näher erläutert. Neben den Temperaturen, die als Eingangsgrößen für weitere Teilmodelle benötigt werden, liefert die transiente thermische Simulation auch den Leistungsbedarf der einzelnen Nebenverbraucher in den Kühl- und Schmiersystemen. Dadurch kann der Einfluss auf den Gesamtenergieverbrauch des Antriebsstrangs berücksichtigt werden.

### 3.1.3.1 Verbrennungsmotor

Abbildung 3-5 gibt einen Überblick über verschiedene thermische Simulationsansätze am Beispiel der VKM in Bezug auf Genauigkeit, Komplexität und Rechenzeit.

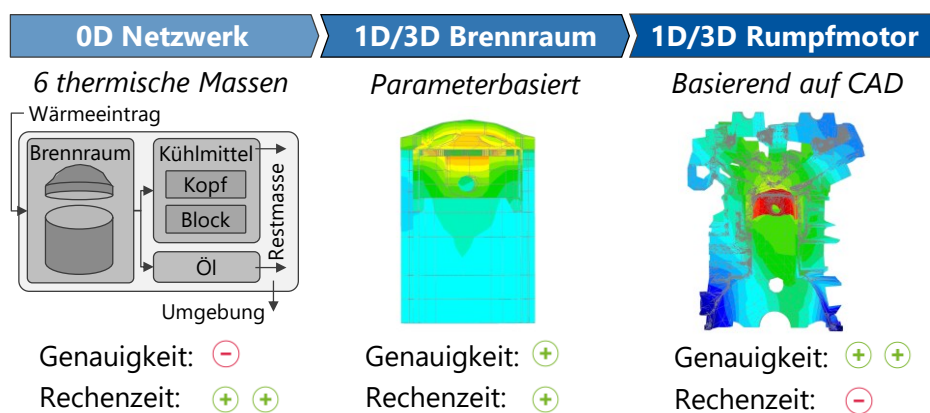


Abbildung 3-5: Übersicht der unterschiedlichen thermischen Simulationsansätze hinsichtlich Genauigkeit, Komplexität und Rechenzeit.

Thermische Netzwerke bieten Vorteile hinsichtlich der Rechenzeit und Komplexität der Modellierung. In [36] wird ein analytischer Ansatz verwendet, der die thermische Trägheit des Motorkühlmittels, des Motoröls und der Motorstruktur berücksichtigt wurde. Ausgehend vom Motorbetriebspunkt wird der Energietransfer vom Kraftstoff zum Kühlsystem aus dem Kraftstoffmassenstrom, dem Heizwert des Kraftstoffs und der resultierenden Abgas- und Motorleistung berechnet. Der Ansatz kann beliebig um weitere Wärmetauscher erweitert werden (vgl. [139] Berücksichtigung eines Kühlers) und ist für Modelle reduzierter Ordnung (ROM) geeignet. In der vorliegenden Arbeit ist die Berechnung lokaler Temperaturen zur Bewertung unterschiedlicher Zielgrößen erforderlich, sodass numerische Ansätze mit höherer Genauigkeit verwendet werden müssen. Durch Anwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) in 1D/3D-Modellen kann bereits in frühen Konzeptphasen ohne die Verfügbarkeit von Messdaten eine hohe Genauigkeit bei der Berechnung der Temperaturverteilung des Brennraums bzw. des Rumpfmotors erreicht werden. Der schematische Aufbau des für diese Arbeit entwickelten thermischen VKM-Modells ist in Abbildung 3-6 dargestellt. Um den konvektiven Wärmeübergang zwischen der Motorstruktur und dem Schmier- und

Kühlsystem zu ermöglichen, werden diese Systeme in eindimensionalen thermohydraulischen Modellen abgebildet. Diese werden aus den initialen CAD-Konzepten des Motors und der Peripherie extrahiert (siehe Abbildung 3-6 oben).

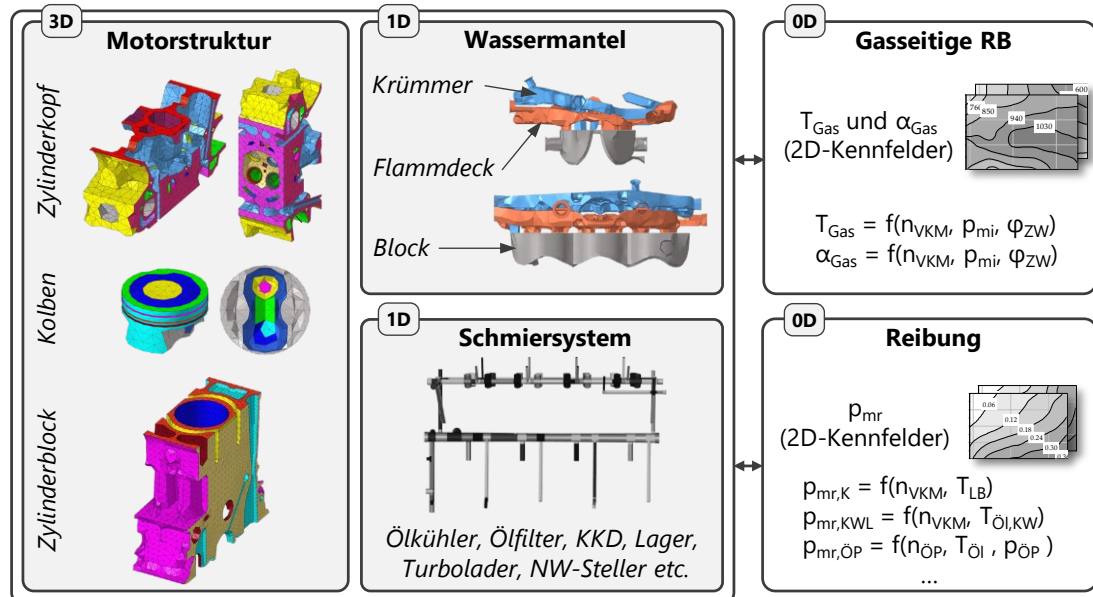


Abbildung 3-6: Schematischer Aufbau des thermischen Verbrennungsmotor-Modells.

Anschließend werden die Teilsysteme zu einem Systemmodell verknüpft. Dazu werden die einzelnen Oberflächenelemente je nach Position mit der Umgebung, dem Gas im Brennraum, dem Kühlmittel oder dem Öl gekoppelt, um die Wärmeübergänge zu berechnen (vgl. Kontaktflächen der Motorstruktur in Abbildung 3-6). Dies erfordert eine adäquate Diskretisierung der Motorstruktur, der Wassermäntel, der Kühlsystemverschlauchung und der Schmiersystemkanäle.

Die Wärmeübergangskoeffizienten von Struktur zu Struktur und von Öl zu Struktur werden transient auf der Basis physikalisch-empirischer Korrelationen berechnet. Der Wärmeübergang vom Kolben über die Ringe und die Zylinderlaufbuchse zum Kühlmittel wurde von Klaus untersucht und in allgemein gültigen Korrelationen mit den folgenden Gleichungen beschrieben [148]. Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{KH,L}$  zwischen dem Kolbenhemd und der Laufbuchse ist eine Funktion der Kolbenhemdtemperatur  $T_{KH}$ , die in der folgenden Gleichung (Gl. 3-2) dargestellt ist:

$$\alpha_{KH,L} = 0.0415 \cdot T_{KH}^2 + 178.86 \quad \text{Gl. 3-2}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kolben und Kolbenringen  $\alpha_{K-KR}$  hängt von der Motorlast ab, die als indizierter Mitteldruck  $p_{mi}$  definiert ist (Gl. 3-3).

$$\alpha_{K-KR} = 10.86 \cdot p_{mi}^2 + 4110.46 \quad \text{Gl. 3-3}$$

Der Wärmeübergang zwischen den Kolbenringen und der Laufbuchse  $\alpha_{KR-L}$  hängt im Wesentlichen von der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  und der dynamischen Ölviskosität  $\eta_{öl}$  gemäß Gl. 3-4 ab. Dabei ist  $y_1 = 0.2709^{0.9}$  der mittlere Koeffizient der Wärmeübertragungsflächen des Kolbenrings. Die minimale Kolbengeschwindigkeit ist nach Klaus auf  $c_{m,min} = 6.5$  m/s begrenzt [148].

$$\alpha_{KR-L} = y_1 \cdot \sqrt{6 \cdot \eta_{öl} \cdot c_m \cdot 98066.5^{-1}}^{-1} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten im Wassermantel erfolgt über die Reynolds- und die Prandtl-Zahl. Daraus werden die einzelnen Nusselt-Zahlen für den Zylinderkopf  $Nu_{ZK}$  (siehe Gl. 3-5) und den Zylinderblock-Wassermantel  $Nu_{ZB}$  (siehe Gl. 3-6) berechnet. Die entsprechenden Koeffizienten und Exponenten wurden aus Messungen von Pflaum und Mollenhauer [149] abgeleitet.

$$Nu_{ZK} = 4.3 \cdot Re^{0.34} \cdot Pr^{0.33} = \alpha_{ZK} \cdot D_{ZK,hyd} \cdot \lambda_{ZK,KM}^{-1} \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$Nu_{ZB} = 11.5 \cdot Re^{0.24} \cdot Pr^{0.33} = \alpha_{ZB} \cdot D_{ZB,hyd} \cdot \lambda_{ZB,KM}^{-1} \quad \text{Gl. 3-6}$$

Nach Umformung von Gl. 3-5 und Gl. 3-6 können die Wärmeübergangskoeffizienten unter Verwendung des hydraulischen Durchmessers des Wassermantelabschnitts  $D_{hyd}$  und der Kühlmittelwärmeleitfähigkeit  $\lambda_{KM}$  in Gl. 3-7 bestimmt werden. In späteren Entwicklungsphasen können die Ergebnisse der CFD-Simulation zur Kalibrierung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten des Wassermantels verwendet werden.

$$\alpha_{ZB} = Nu \cdot D_{KM}^{-1} \cdot \lambda_{KM} \quad \text{Gl. 3-7}$$

Nach den grundlegenden Untersuchungen von Plettenberg et al. kann der Wärmeübergang vom Kurbelgehäusespritzöl auf die Laufbuchse  $Nu_{öl-L}$  mit Gl. 3-8 beschrieben werden [150].

$$Nu_{öl-L} = K \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} = \alpha \cdot L \cdot \lambda^{-1} = K \cdot \left( \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\eta} \right)^{0.8} \cdot \left( \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \right)^{0.33} \quad \text{Gl. 3-8}$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten am Kolbenboden wird die Aufprallfläche in mehrere Flächen unterteilt. Die feste Position der Kolbenkühlungsdüsen und die oszillierende Bewegung des Kolbens führen zu einer Bewegung der direkten Ölaufprallfläche. Die individuellen Nusselt-Zahlen der Ölkontaktflächen werden mit Gl. 3-9 berechnet.

$$Nu_{öl-K} = K \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot (\eta_{öl} \cdot \eta_{Wand}^{-1})^c = \alpha \cdot L_{KKD} \cdot \lambda_{öl}^{-1} \quad \text{Gl. 3-9}$$

Die zugehörigen Parameter K, a, b und c sind in [51] definiert. Nach Umformung von

Gl. 3-9 lassen sich mit dem hydraulischen Durchmesser der Kolbenkühlöse  $d_{\text{KD}}$  und dem Verhältnis der Ölviskosität  $\eta_{\text{Öl}}$  zur Ölviskosität an der Kolbenoberfläche  $\eta_{\text{Öl,Wand}}$  die Wärmeübergangskoeffizienten bestimmen.

Gasseitige Randbedingungen für den Wärmeübergang im Brennraum werden aus Motorprozesssimulationen abgeleitet. Woschni entwickelte ein phänomenologisches Modell für den Verbrennungswärmeübergang, das auf dem Newtonschen Ansatz und dem Ähnlichkeitssatz beruht [32], [151], [152]. Die sich daraus ergebenden Gastemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten für die verschiedenen Brennkammerzonen wie Laufbuchse, Flammdeck, Kolben und Ventile werden in Kennfelder für den gesamten Motorbetriebsbereich überführt (siehe Abbildung 3-6 oben rechts). Dabei können verschiedene Einflüsse, wie z. B. unterschiedliche Zündwinkel, berücksichtigt werden.

Die resultierende Reibungswärme des Kolbens wird in einem kennfeldbasierten Ansatz in Abhängigkeit von der mittleren Laufbuchsentemperatur und der Motordrehzahl berechnet. Zudem wird auch die Reibung weiterer Komponenten, wie z. B. der Lager oder der Ölpumpe in Abhängigkeit der lokalen Öltemperaturen berücksichtigt. Die Definition der Kennfelder erfolgt in frühen Entwicklungsphasen mit einem Tool zur Reibungsabschätzung [153].

Bei einer Änderung des Hubvolumens werden die Wärmeübergangsflächen und die thermischen Trägheiten, wie z. B. das Kühlmittel oder Motoröl in Anlehnung an die Trends aus [36] skaliert.

Zur Demonstration der Genauigkeit wird das Modell exemplarisch für die Vollastkurve eines 3-Zylinder 1,5 Liter DI TC Ottomotors mit  $P_{\text{max,VKM}} = 105 \text{ kW}$  validiert. In den Simulationen werden die Eintrittstemperatur und der Massenstrom von Kühlmittel und Öl aus den Messergebnissen vorgegeben (vgl. Tabelle 9-3 im Anhang), sodass über die Kühlmittelaustrittstemperaturen und die resultierenden Wärmeströme die Modellgenauigkeit bewertet werden kann. Abbildung 3-7 zeigt den Vergleich der simulierten und gemessenen Kühlmittelintritts- und -austrittstemperaturen sowie der Wärmeströme des Kühl- und Schmiersystems im stationären Motorbetrieb. Ohne Modellkalibrierung zeigen die Ergebnisse eine Genauigkeit von über 98,5 %. Der absolute Fehler der Temperaturvorhersage liegt unter  $T_{\text{VKM,KM,Err}} = 1,5 \text{ °C}$ . Die Abweichungen können durch Annahmen von Komponenteneigenschaften erklärt werden, da z. B. der Ölkühler nicht vermessen wurde.

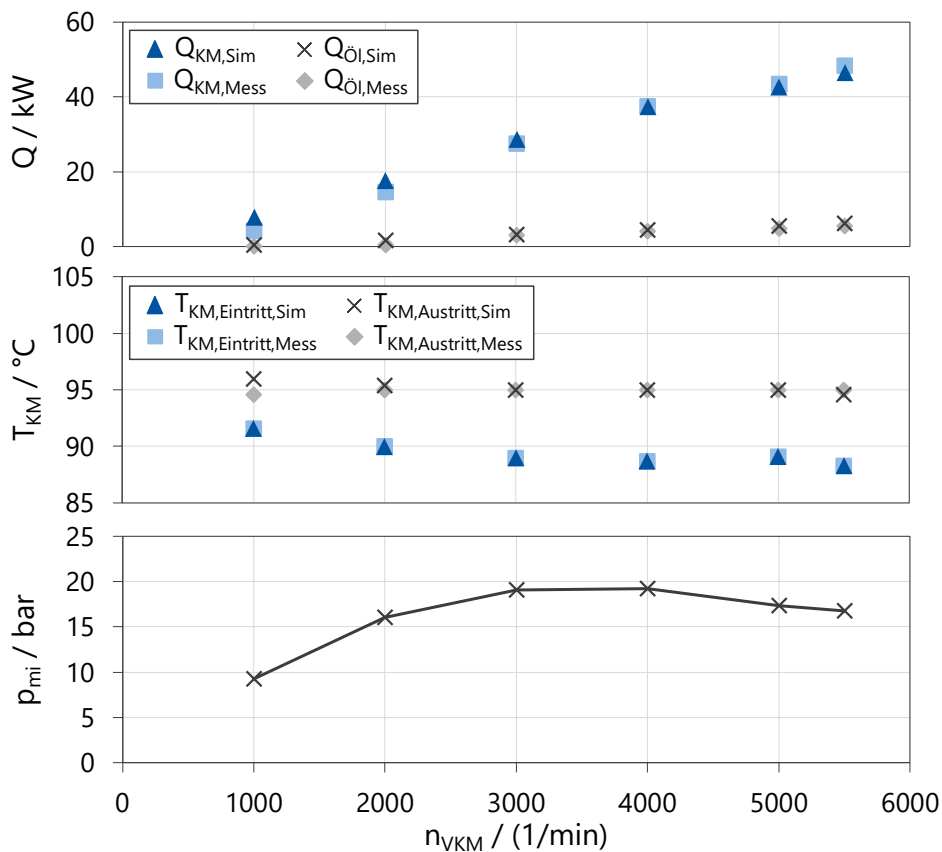


Abbildung 3-7: Validierungsergebnisse des thermischen VKM-Modells bei stationären Motorbetriebspunkten basierend auf stationären Prüfstandsmessungen (3-Zylinder, 1,5 Liter-DI-TC-Ottomotor,  $P_{max, VKM} = 105$  kW).

Darüber hinaus können Ungenauigkeiten der Temperatur- und Volumenstromsensoren zu ungenauen Randbedingungen für die Validierungssimulation führen. Das thermische Verhalten der VKM und der Wärmeeintrag in das Kühlsystem werden durch das Modell gut abgebildet, sodass auch eine gute Prädiktion der Wandtemperaturen möglich ist.

### 3.1.3.2 Batterie

Der Modellaufbau der Hochvoltbatterie (HVB) orientiert sich am Batteriesystem des Golf GTE, bestehend aus 96 in Reihe geschalteten Lithium-Ionen-NMC-Zellen mit einer Gesamtenergie von  $E_{HVB} = 8,8$  kWh. Diese sind in acht Modulen zu je 12 Zellen angeordnet [154]. Die Kühlplatten der Module im Niedertemperaturkreislauf (NTK) sind parallel angeordnet, sodass von einer identischen Temperaturverteilung der vier Batteriepacks ausgegangen werden kann. Daraus folgt, dass die thermische Modellierung von zwei Modulen mit einer Kühlplatte (1 Batteriepack) ausreichend ist. Der Wärmeaustausch mit dem NTK wird anhand dieses einzelnen Batteriepacks auf das gesamte Batteriesystem hochskaliert. Der schematische Aufbau des thermischen HVB-

Modells ist in Abbildung 3-8 dargestellt.

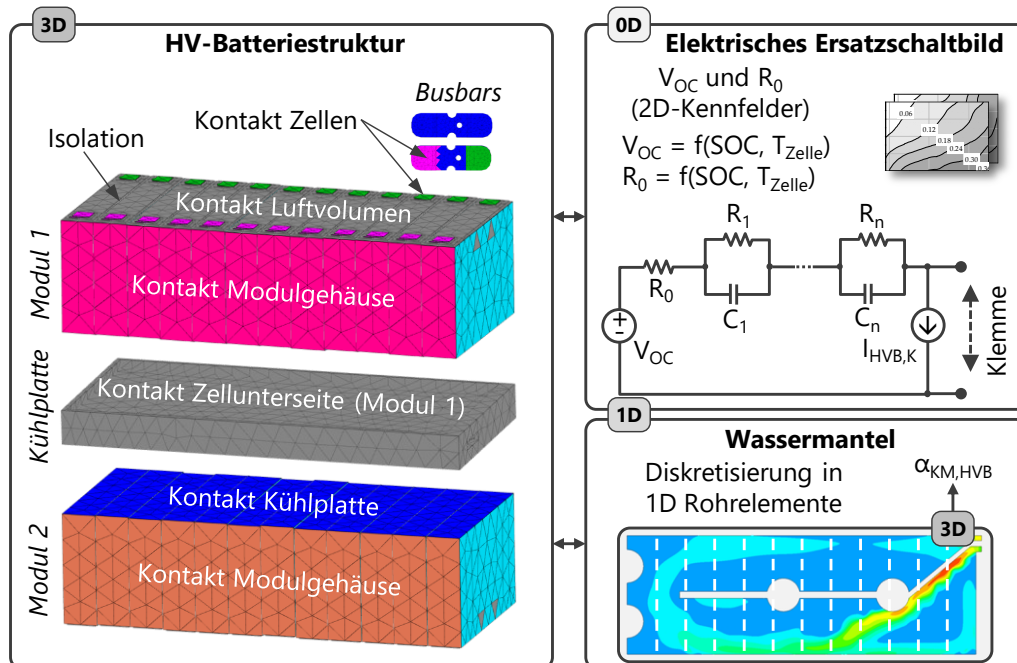


Abbildung 3-8: Schematischer Aufbau des thermischen Hochvoltbatterie-Modells.

Das gewickelte Zellmaterial wird als Festkörper mit anisotropen Wärmeleitfähigkeitseigenschaften modelliert [155], [156]. Die Kupfer- und Aluminiumbleche charakterisieren die hohe Leitfähigkeit in der Ebene, während der Separator zwischen Anode und Kathode die geringere Leitfähigkeit durch die Ebene definiert. Das Elektrolyt wird vereinfacht als wärmeleitender Festkörper modelliert. Der Wärmeübergang durch Konvektion und Strahlung im oberen Teil der Zelle ist aufgrund der geringen Temperaturdifferenz und der kleinen Oberfläche vernachlässigbar [157]. Die Unterseite der Zellen ist durch eine Wärmeleitpaste, die über eine Wärmeleitfähigkeit von  $\lambda_{HVB,TIM} = 2,5 \text{ W/K}$  verfügt, mit der Kühlplatte verbunden. Zudem befindet sich zwischen den Zellen und auf der Innenseite der Gehäuseplatten Isolationsmaterial mit geringer Wärmeleitfähigkeit von  $\lambda_{HVB,Iso} = 0,17 \text{ W/K}$ . Die entsprechenden Materialeigenschaften aller Komponenten sind in Tabelle 9-4 im Anhang aufgeführt. In der Kühlplatte findet ein Wärmeaustausch mit dem Kühlmittel statt. Der innere Wassermantel wird mit 1D-Rohrkomponenten abgebildet und verwendet eine volumenstromabhängige Kennlinie zur Berechnung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten. Die Kennlinien wurden offline aus CFD-Simulationen abgeleitet und sind im Bereich von  $\alpha_{KM,HVB}$ . Die Sammelschienen (engl.: Busbars) sind mit den Zellkontakten an der Oberseite verlötet und weisen eine thermische Abhängigkeit des Widerstandes auf. Die Verluste der Zellen und Sammelschienen werden nach Gl. 2-1 berechnet. Dazu wird der Innenwiderstand der

Zelle als Kennfeld in Abhängigkeit vom Ladezustand und der Temperatur charakterisiert (vgl. Abbildung 2-6). Der Widerstand der Sammelschienen ist als Kennlinie in Abhängigkeit von der Temperatur definiert.

Zur Skalierung der Batteriegröße werden die Zellabmessungen gegenüber der Referenz angepasst, sodass sich die Zellmasse und Wärmeübergangsflächen ändern. Die Breite der Kühlplatte wird entsprechend der Gesamtbreite der 12 Zellen pro Modul vergrößert. Dabei wird ebenfalls das Kühlmittelvolumen innerhalb der Platte berücksichtigt.

Die Modellvalidierung erfolgte in einem Fahrscenario mit vier aufeinanderfolgenden Kickdowns ( $v_{Fzg,max} = 130 \text{ km/h}$ ) bei  $T_{Umg} = 40 \text{ °C}$  und  $SOC = 100 \%$  im elektrischen Betriebsmodus durchgeführt. Der Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen ist in Abbildung 3-9 dargestellt. Die Temperaturen wurden an den Kontaktflächen der Busbars gemessen. Der Gleichstrom  $I_{HVB,DC}$ , die Kühlmiteleintrittstemperatur und der Volumenstrom sind als Randbedingungen aus der Messung vorgegeben. Durch den Betrieb der elektrischen Wasserpumpe (vgl. NTK II in Abbildung 2-12) und des Kompressors (vgl. KK in Abbildung 2-12) wird das Kühlmittel nach dem ersten Kickdown-Ereignis abgekühlt. Sowohl die Kühlmittelaustrittstemperatur als auch die Temperaturen der Zellen und Busbars können durch das Modell gut abgebildet werden.

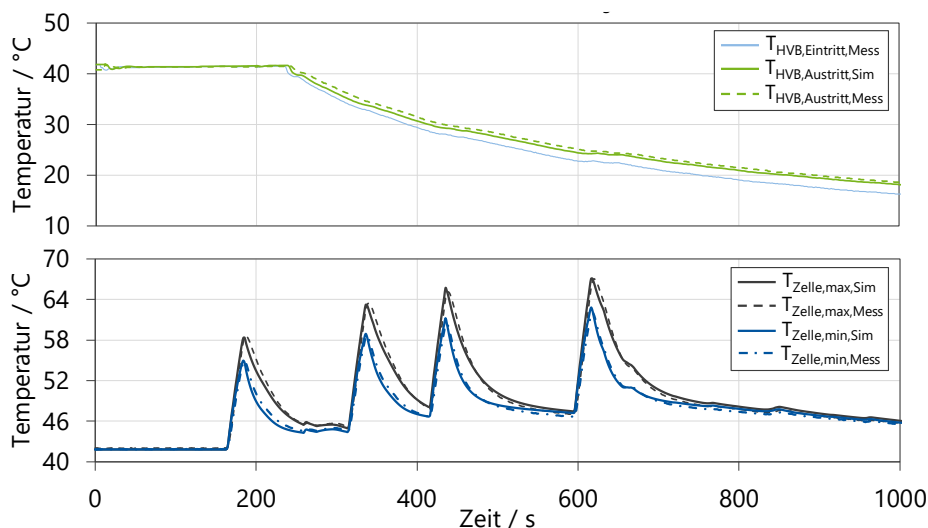


Abbildung 3-9: Validierungsergebnisse des thermischen HVB-Modells in einem Fahrscenario mit Kickdowns bei  $T_{Umg} = 40 \text{ °C}$  und  $SOC = 100 \%$  im elektrischen Betrieb basierend auf Golf GTE Fahrzeugmessungen.

### 3.1.3.3 Elektromotor

Der Maschinentyp entspricht einer Permanentmagnet-Synchronmaschine (PMSM) mit

Wassermantelkühlung, die sich ebenfalls am Golf GTE orientiert. Der schematische Aufbau des thermischen EM-Modells ist in Abbildung 3-10 dargestellt.

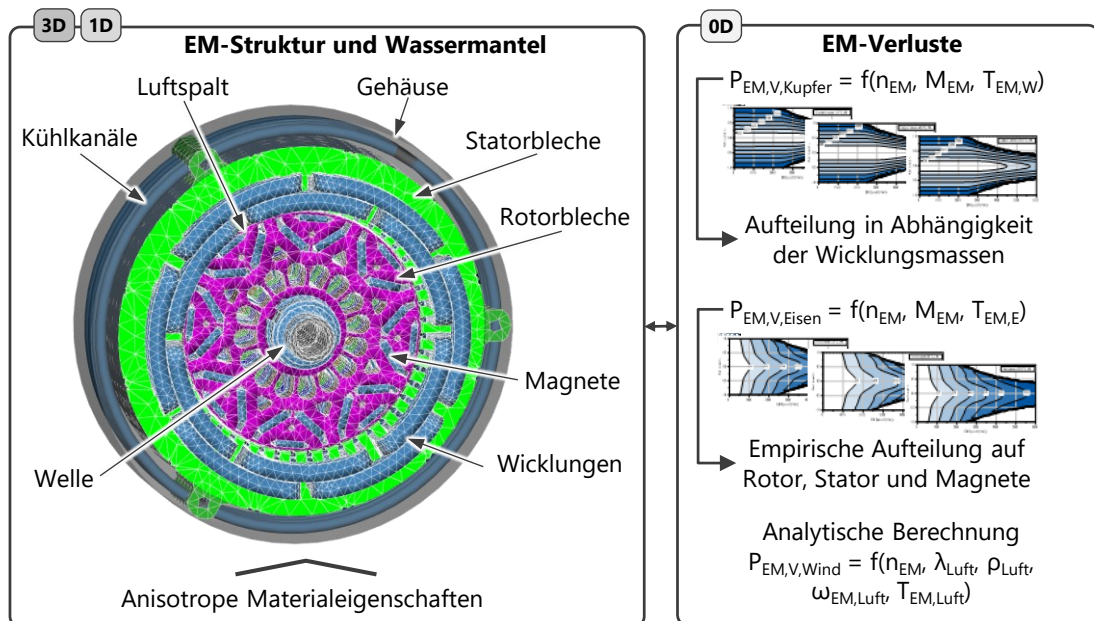


Abbildung 3-10: Schematischer Aufbau des thermischen Elektromotor-Modells.

Für die thermische Modellierung des Elektromotors (EM) sind die Materialeigenschaften und die Kontaktwiderstände der einzelnen Komponenten von großer Bedeutung. Tabelle 9-5 im Anhang gibt einen Überblick über die in dieser Arbeit verwendeten Kennzahlen. Ausgehend von einem hochaufgelösten Geometriemodell des Wickelkopfes wurden in [158] die thermischen Eigenschaften der Kupferdrähte und des Imprägnierharzes abgeleitet. Dadurch können die einzelnen Drähte durch ein vereinfachtes Ersatzmodell mit anisotropen Materialeigenschaften abgebildet werden. Für die Ableitung der Verlustwärme aus den Wicklungen ist die Wärmeleitfähigkeit des Epoxids und des Nutisolationspapiers entscheidend. Nach Sequeira [159] beträgt der Kontaktwiderstand zwischen Wicklung und Isolationspapier  $r_{EM,W-IP} = 556 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Die Wärmeleitfähigkeit durch die Rotor- und Statorblechpakete ist eine Funktion des thermischen Kontaktwiderstandes zwischen den einzelnen Blechen, der Blechdicke und der Wärmeleitfähigkeit des Grundmaterials und wurde in [160] untersucht. Die effektive Wärmeleitfähigkeit in axialer Richtung liegt für gängige Materialien zwischen  $\lambda_{th,EM,Blech,axial} = 0,67 - 2,07 \text{ W}/(\text{mK})$ . In radialer Richtung wird die Wärmeleitfähigkeit des Grundmaterials verwendet. Der spiralförmige Wassermantel des EM wird mit 1D-Rohrelementen abgebildet. Der kühlmittelseitige Wärmeübergangskoeffizient wird nach Gl. 3-7 berechnet. Neben dem Grundmaterial ist für den Wärmetransport zum Kühlmittel auch der Kontaktwiderstand zwischen Stator und Gehäuse relevant. Dieser wird aus der Arbeit von Cousineau [161] mit  $r_{EM,S-G} = 5555 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  übernommen und

um eine Temperaturabhängigkeit des Stators erweitert [162]. Der Wärmeübergang vom Rotor zu den Magneten und vom Rotor zur Welle hängt von der Beschaffenheit der Kontaktoberfläche ab und wird nach Zeaiter [162] durch den Kontaktwiderstand  $r_{EM,R-W} = 10000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  beschrieben. Der Wärmeübergangskoeffizient im Luftspalt wird in Gl. 3-10 in Abhängigkeit von der Nusselt-Zahl  $Nu$ , der Wärmeleitfähigkeit im Luftspalt  $\lambda_{EM,LS}$  und der charakteristischen Länge  $h_{EM,LS}$  berechnet.

$$\alpha_{EM,LS} = (Nu \cdot \lambda_{EM,LS}) / (2 \cdot h_{EM,LS}) \quad \text{Gl. 3-10}$$

Nach Boglietti [163] ist die Berücksichtigung von Strahlung vernachlässigbar, wenn eine erzwungene Kühlung stattfindet. Die Kupfer- und Eisenverluste des EM werden kennfeldbasiert in Abhängigkeit vom Betriebspunkt und der spezifischen Temperatur von Wickelkopf, Wicklung, Magnet oder Rotor bestimmt. Die Aufteilung der Kupferverluste erfolgt gemäß der Massenanteile der einzelnen Wicklungsbestandteile. Die Eisenverluste werden auf Rotor, Stator und Magnete aufgeteilt. Die Reibungsverluste im Luftspalt werden in Gl. 3-11 mit dem Reibungskoeffizienten  $K_{Reibung}$ , der Luftdichte  $\rho_{Luft}$ , dem Rotorradius  $r_{Rotor}$ , der Winkelgeschwindigkeit des EM und der Rotorlänge  $L_{Rotor}$  analytisch berechnet und in den 1D-Volumina des Luftspalts berücksichtigt.

$$P_{EM,V,Wind} = \pi \cdot K_{Reibung} \cdot \rho_{Luft} \cdot r_{Rotor}^4 \cdot \omega_{EM}^3 \cdot L_{Rotor} \quad \text{Gl. 3-11}$$

Die Validierung des Modells wurde mit dem gleichen Fahrscenario wie bei der HVB durchgeführt. Der Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen ist in Abbildung 3-11 dargestellt.

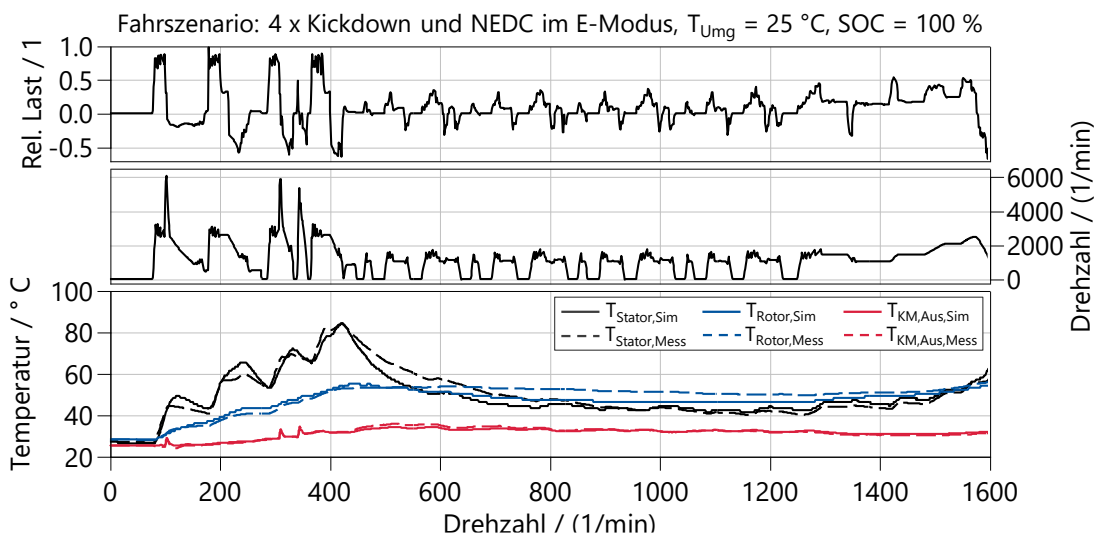


Abbildung 3-11: Validierungsergebnisse des thermischen EM-Modells in einem Fahrscenario mit Kickdowns und anschließendem NEDC bei  $T_{Umg} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  und SOC = 100 % im elektrischen Betrieb basierend auf Golf GTE Fahrzeugmessungen.

Alle Temperaturen zeigen sowohl während der thermisch anspruchsvollen Kickdowns als auch im NEDC eine sehr gute Übereinstimmung mit der Fahrzeugmessung. Eine weitere Optimierung der Ergebnisse ist nur bei Kenntnis der einzelnen Bauteilmassen, Geometrien und genauen Positionen der Temperatursensoren des Golf GTE möglich.

Das maximale Drehmoment ist nach den EM-Wachstumsgesetzen proportional zum Rotorvolumen und damit quadratisch vom Durchmesser abhängig [164], [165]. Die thermischen Eigenschaften des Elektromotors werden demnach in Abhängigkeit des Skalierungsfaktors  $k_{EM,S}$  aus Gl. 3-12 definiert.

$$k_{EM,S} = M_{EM,max} / M_{EM,max,ref} \quad \text{Gl. 3-12}$$

Für das Wachstum bei konstanter Materialbelastung gilt nach Dirnberger [166], dass die Kupfer- und Eisenverluste des EM proportional zum Volumen ansteigen.

### 3.1.3.4 Leistungselektronik

Die elektrothermische Modellierung des Umrichters basiert auf dem „HybridPACK Drive Module FS950“ von Infineon [92]. Der schematische Aufbau des thermischen Modells ist in Abbildung 3-12 dargestellt.

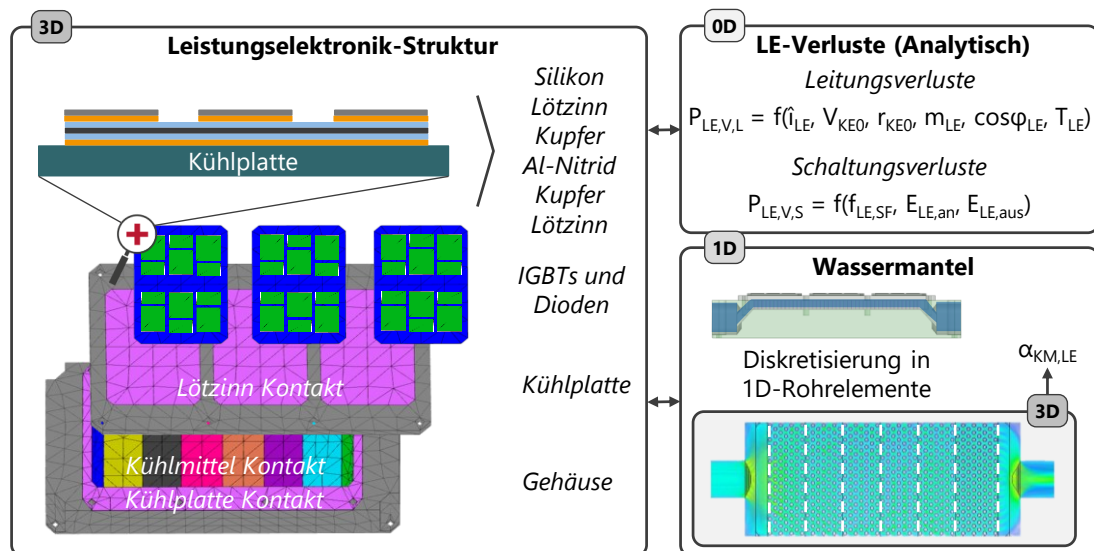


Abbildung 3-12: Schematischer Aufbau des thermischen Leistungselektronik-Modells.

Die Geometrien des Gehäuses und der Kühlplatte sind dem Datenblatt entnommen. Die Materialeigenschaften und Abmessungen der weiteren Schichten bis zur Diode und zum IGBT werden in Anlehnung an die Arbeit von O'Keefe [167] definiert. Eine Übersicht aller Eigenschaften und Abmessungen ist in Tabelle 9-6 im Anhang dargestellt. Der Wassermantel wird in 1D-Rohrelemente diskretisiert. An der Unterseite der Kühlplatte befinden sich zusätzliche Elemente (z. B. Kühlungsstifte oder Kühlbänder)

zur Vergrößerung der Wärmeübergangsfläche. Die lokalen Wärmeübergangskoeffizienten wurden für verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten in 3D-CFD-Simulationen ermittelt und in 1D-Kennlinien in Abhängigkeit vom Volumenstrom überführt. Die Ergebnisse wurden mit denen von Uhlemann [168] verglichen und zeigen eine gute Übereinstimmung.

Die Schalt- ( $P_{LE,S}$ , Gl. 3-13) und Leitungsverluste ( $P_{LE,L}$ , Gl. 3-14) von Diode und IGBT ergeben sich aus den folgenden Gleichungen [110].

$$P_{LE,S} = (E_{LE,an} + E_{LE,aus}) \cdot f_{EM,S} \quad \text{Gl. 3-13}$$

Die Verlustenergien  $E_{LE,an}$  und  $E_{LE,aus}$  werden aus den Diagrammen des Inverter-Datenblatts abgelesen und in Polynomgleichungen dargestellt. Die Schaltfrequenz  $f_{EM,S}$  des Elektromotors hängt von der Drehzahl und der Polpaarzahl ab.

$$P_{LE,L} = 0,5 \cdot (V_{KE0} \cdot \frac{\hat{i}}{\pi} + r_{KE} \cdot \frac{\hat{i}^2}{4}) + k_M \cdot \cos(\varphi) \cdot (V_{KE0} \cdot \frac{\hat{i}}{8} + \frac{1}{3\pi} \cdot r_{KE} \cdot \hat{i}^2) \quad \text{Gl. 3-14}$$

Die Leitungsverluste setzen sich zusammen aus der Kollektor-Emitter (KE)-Spannung  $V_{KE0}$ , dem Spitzenstrom  $\hat{i}$ , dem KE-Widerstand, dem Modulationsfaktor  $k_M$  und dem Leistungsfaktor  $\cos(\varphi)$ . Die KE-Kennlinie kann auch aus den Diagrammen des Datenblattes ermittelt werden. Der Spitzenstrom  $\hat{i}$  wird aus  $I_{HVB,DC}$  abgeleitet. Die Modulations- und Leistungsfaktoren werden kennfeldbasiert in Abhängigkeit vom EM-Betriebspunkt berechnet. Die sich aus der Summe von  $P_{LE,S}$  und  $P_{LE,L}$  ergebenden Verluste werden an der Oberfläche der Diode und des IGBT aufgeprägt.

Die Gehäusemodule der Leistungselektronik verfügen in der Regel über einen Temperatursensor (NTC), der jedoch aufgrund des thermischen Widerstandes des NTC bis zum IGBT bzw. zur Diode keine Messung der lokalen Spitzentemperaturen erlaubt [169]. Die Modellvalidierung erfolgt daher mit dem Simulationstool „IPOSIM“ von Infineon [170]. Die Verlustleistung wird analog zu Gl. 3-13 und Gl. 3-14 ermittelt. Für die Temperaturberechnung wird ein analytischer Ansatz basierend auf der Kühlmitteltemperatur und dem thermischen Widerstand vom Kühlmittel zum Chip verwendet [171]. Die Eingangsgrößen und Ergebnisse der Validierung des thermischen LE-Modells für unterschiedliche stationäre Betriebspunkte sind in Tabelle 3-1 dargestellt. Die Maximaltemperaturen von IGBT und Diode zeigen eine gute Übereinstimmung. Da der analytische Simulationsansatz keinen Wärmeübergang zwischen Diode und IGBT berücksichtigt und eine Kühlmitteltemperatur von  $T_{KM} = 65 \text{ °C}$  annimmt, ergeben sich teilweise hohe Abweichungen für den jeweils kälteren Chip [171].

Tabelle 3-1: Eingangsgrößen und Ergebnisse der Validierung des thermischen LE-Modells für unterschiedliche stationäre Betriebspunkte.

Eingang	Betriebspunkt 1		Betriebspunkt 2		Betriebspunkt 3		Betriebspunkt 4	
$I_{DC}$	100 A		400 A		100 A		400 A	
$V_{DC}$	400 V		400 V		400 V		400 V	
$f_{EM,S}$	100 Hz		267 Hz		100 Hz		267 Hz	
$T_{LE,KM,Ein}$	65 °C		65 °C		65 °C		65 °C	
$m_{Co}$	8 l/min		8 l/min		8 l/min		8 l/min	
$k_{M,LE}$	1		1		1		1	
$\cos(\varphi)$	0,94		0,80		-0,91		-0,74	
Ergebnis	IPOSIM	Modell	IPOSIM	Modell	IPOSIM	Modell	IPOSIM	Modell
$T_{IGBT}$	75 °C	76 °C	130 °C	136 °C	70 °C	77 °C	87 °C	130 °C
$T_D$	70 °C	75 °C	73 °C	132 °C	78 °C	80 °C	142 °C	145 °C

Außerdem steigt im numerischen Simulationsansatz die Kühlmitteltemperatur durch die Diskretisierung des Umrichtermoduls vom Eintritt bis zum Austritt aus dem Wassermantel kontinuierlich an, sodass die geringen Abweichungen der gemittelten Temperaturen aus lokal unterschiedlichen Kühlmitteltemperaturen resultieren.

### 3.1.3.5 Abgasstrecke und Katalysator

In Kapitel 3.1.2.2 wurde bereits die Berechnung des Konvertierungswirkungsgrades beschrieben. Im Folgenden werden die thermischen Teilmodelle der Abgasstrecke und des TWC in Anlehnung an [37], [143], [144], [146] näher erläutert. Abbildung 3-13 zeigt den schematischen Aufbau der Abgastemperaturberechnung.

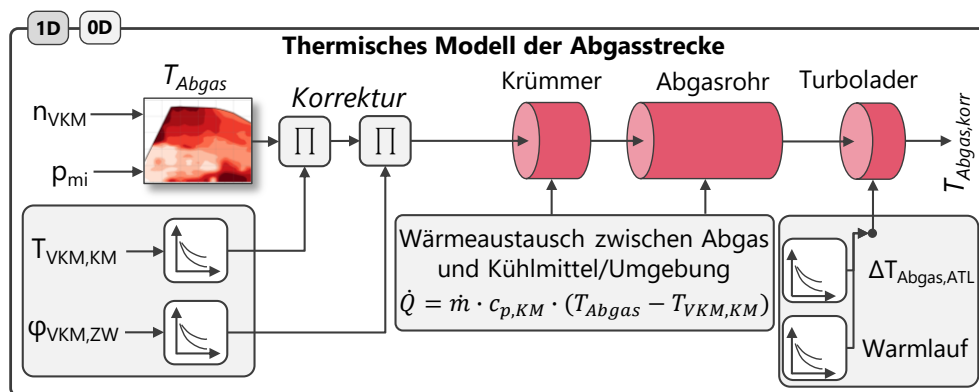


Abbildung 3-13: Schematischer Aufbau des thermischen Modells des Abgasstrangs nach [37], [143], [144], [146] mit der Erweiterung um den Turbolader-Warmlauf.

Zunächst wird die Abgastemperatur am Auslassventil kennfeldbasiert in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes bestimmt. Da das Kennfeld auf stationären Messungen oder Simulationen beruht, erfolgt anschließend eine Temperaturkorrektur in Abhängigkeit von  $T_{VKM,KM}$  und  $\varphi_{VKM,ZW}$ . Nach Verlassen des Brennraums durchströmt das Abgas den Krümmer und das Abgasrohr. Diese werden als 1D-Rohrelemente entsprechend den

realen Volumina und Wärmeübergangsflächen abgebildet und berücksichtigen den konvektiven Wärmeübergang zwischen dem Abgas und Kühlmittel. Sofern das Konzept keinen integrierten Abgaskrümmen enthält, erfolgt ein Wärmeaustausch mit der Umgebungsluft. Im Turbolader wird dem Abgas ein Wärmestrom entzogen, der über eine kennfeldbasierte Temperaturdifferenz  $\Delta T_{\text{Abgas,ATL}}$  berechnet wird.

Das Modell wurde um den Warmlauf des ATL erweitert. Dazu wird der entnommene Wärmestrom während des ersten Motorstarts erhöht. Der Korrekturfaktor wird mit zunehmender Laufzeit linear reduziert. Die korrigierte Abgastemperatur wird als Eingangsparameter an das thermische Teilmodell des TWC übergeben.

Der schematische Aufbau des thermischen TWC-Modells ist in Abbildung 3-14 dargestellt. Im Vergleich zum bestehenden Simulationsansatz wird der TWC zusätzlich zur axialen Richtung auch in radialer Richtung in 1D-Rohrelemente diskretisiert, um die Genauigkeit der Temperaturberechnung zu erhöhen.

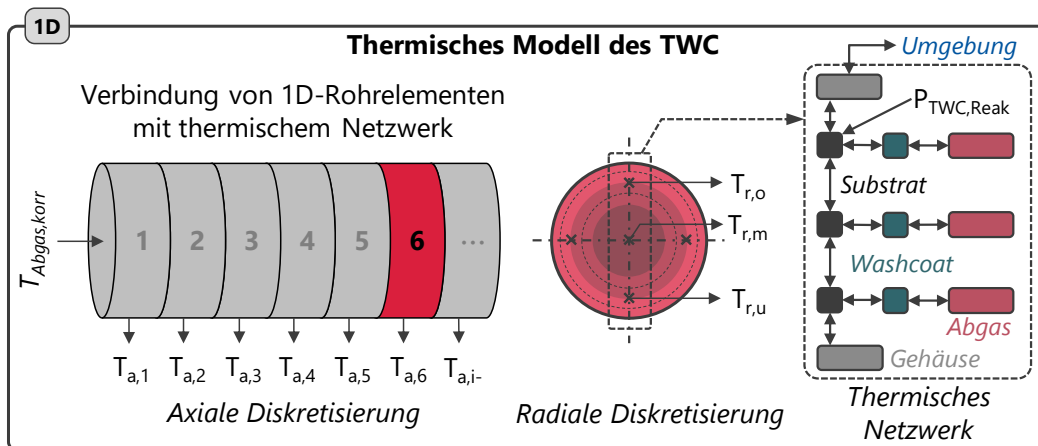


Abbildung 3-14: Schematischer Aufbau des thermischen TWC-Modells nach [37], [143], [144], [146] mit der Erweiterung um die radiale Diskretisierung des TWC.

Die Rohre berücksichtigen die Anzahl der TWC-Zellen und somit auch die reale Wärmeübergangsfläche. Zur Berechnung der Wandtemperatur werden die Rohre mit einem thermischen Netzwerk verbunden, das alle relevanten Komponenten (Washcoat, Substrat und Gehäuse) enthält. Die Materialien sind in Tabelle 9-7 im Anhang aufgeführt. Zwischen dem Abgas und dem Washcoat findet in den einzelnen Segmenten ein konvektiver Wärmeübergang statt, der im transienten Betrieb maßgeblich durch den Abgasmassenstrom und die Abgastemperatur bestimmt wird. Die Wärme wird über Wärmeleitung an das Substrat der äußeren Zonen des TWC bis hin zum Gehäuse übertragen. Der Wärmeaustausch mit der Umgebung ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit der Luft. Die Reaktionsenthalpie wird lokal im Substrat als Wärmestrom berücksichtigt. Die resultierenden TWC-Temperaturen

werden als Eingangsgrößen für die TWC-Wirkungsgradberechnung an das Gesamtmodell übergeben.

### 3.1.3.6 Luftpfad im Motorraum

Das Kühlerpaket wird in das eindimensionale Modell des Motorraums entsprechend den Positionen in Abbildung 2-12 integriert. Der schematische Aufbau des Modells ist in Abbildung 3-15 dargestellt. Der Luftmassenstrom und die Strömungsgeschwindigkeit werden in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet und berücksichtigen die Druckverluste  $\Delta p_{KG}$  vom Kühlergrill und  $\Delta p_{Antrieb}$  von weiteren Komponenten des Antriebsstrangs, wie z. B. der VKM. Die Kühler stehen in Wechselwirkung mit dem jeweiligen Kühlsystem, der Umgebung und dem Luftpfad.

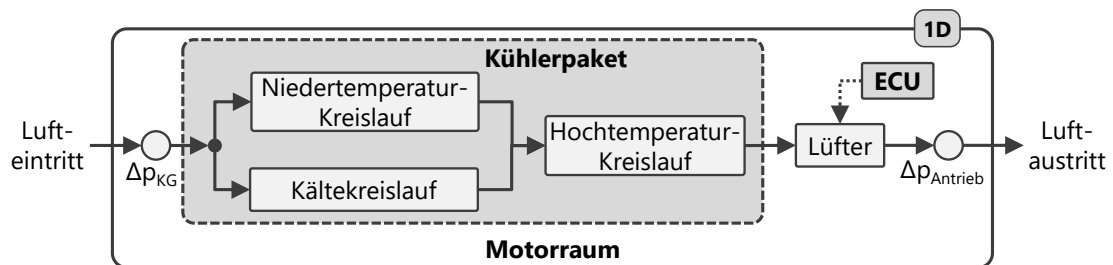


Abbildung 3-15: Schematischer Aufbau des thermischen Luftpfad- und Kühlerpaketmodells im Motorraum.

Die resultierenden Wärmeströme werden mit Hilfe eines kennfeldbasierten Ansatzes in Abhängigkeit der Kühlerwand- und Fluidtemperaturen sowie der Nusselt-Zahl und der Wärmeübergangsfläche bestimmt. Dies ermöglicht die Berechnung lokaler Lufttemperaturen und Massenströme in axialer Richtung. Der elektrische Lüfter wird ebenfalls mit einem kennfeldbasierten Ansatz modelliert. Die Regelung berücksichtigt die Bauteiltemperaturen und die Fahrzeuggeschwindigkeit, um einen ausreichenden Wärmeaustausch mit der Umgebung und den Bauteilschutz sicherzustellen. Die Skalierung der einzelnen Kühler erfolgt in Abhängigkeit der abzuführenden Wärme in den spezifischen Kühlsysteme und ist somit von der Leistung der einzelnen Komponenten abhängig.

### 3.1.3.7 Luftpfad der Klimaanlage und Fahrzeuginnenraum

Zur Bewertung des thermischen Komforts und der Berücksichtigung des elektrischen Energieverbrauchs der Klimatisierung ist die Modellierung des Luftpfads der Klimaanlage und der Kabine erforderlich. Im Folgenden wird der Modellaufbau anhand von Abbildung 3-16 beschrieben.

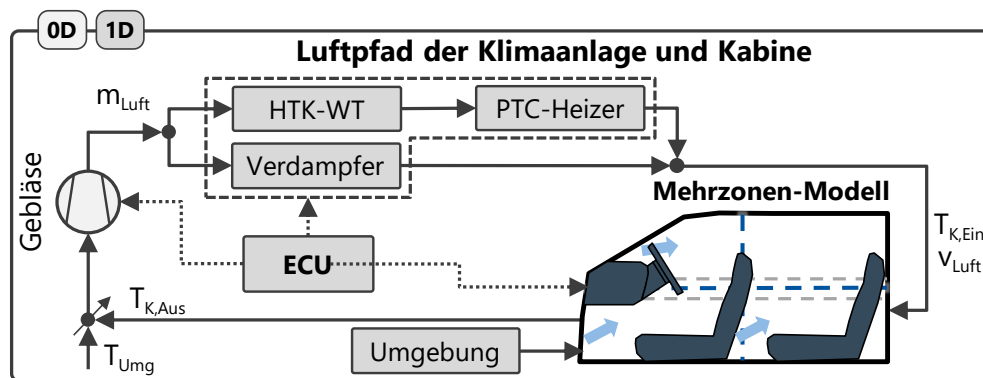


Abbildung 3-16: Schematischer Aufbau des thermischen Innenraummodells einschließlich Luftpfad.

Der eindimensional modellierte Luftpfad der Klimaanlage umfasst das elektrische Gebläse und die unterschiedlichen Wärmetauscher zur Erwärmung oder Kühlung der Luft vor dem Eintritt in die Kabine. Die resultierenden Wärmeströme werden über den Luftmassenstrom geregelt. Durch den mehrdimensionalen Modellierungsansatz der Kabine ist es möglich, lokale Lufttemperaturen zur Bewertung des thermischen Komforts (vgl. Kapitel 3.2.2.7) an verschiedenen Positionen im Fahrgastraum zu berechnen. Die Lüftungskanäle im vorderen und hinteren Bereich können in Abhängigkeit von der Passagierbesetzung gezielt geregelt werden. Das Kabinenmodell berücksichtigt unterschiedliche Umgebungsrandbedingungen, wie Sonneneinstrahlung, Umgebungstemperatur oder relative Luftfeuchte. Für diese Simulationsstudie wurde eine Umluftrate von  $x_{HVAC} = 100\%$  angenommen. Für andere Fahrzeugklassen können die Volumina der einzelnen Kabinensegmente und die thermischen Massen des Fahrzeugs entsprechend angepasst werden.

## 3.2 Simulationsrandbedingungen

In diesem Kapitel werden die notwendigen Randbedingungen für das Simulationsmodell definiert. Die Fahrzeugdefinition orientiert sich an den Zielwerten aus Tabelle 9-1. Die Antriebsstrangtopologie wurde auf Basis einer technischen Vorbewertung in Abhängigkeit der Zielkundenanforderungen ausgewählt. Anschließend werden Bewertungskriterien für die Zielgrößen entwickelt und spezifische Testfälle sowie Realfahrtszenarien definiert.

### 3.2.1 Fahrzeug- und Antriebsstrangdefinition

Unter Berücksichtigung des definierten Zielkunden und dessen Gewichtungsfaktoren (vgl. Tabelle 2-1) wurde in Abstimmung mit dem FVV-Arbeitskreis eine technische Bewertung durchgeführt, um die optimale Hybridtopologie für diesen Anwendungsfall

zu identifizieren. Dabei wurde der kombinierte Hybrid als Referenztopologie abgeleitet, da er die Anforderungen des Zielkunden im Vergleich zu den anderen Antriebssträngen am besten erfüllt. Die zugehörige Bewertungsmatrix ist in Tabelle 9-8 im Anhang dargestellt und beinhaltet alle notwendigen Zielgrößen.

Abbildung 3-17 zeigt den schematischen Aufbau des Antriebsstrangs. Die unterschiedlichen Farben symbolisieren die mechanischen, elektrischen und chemischen Energieströme. Auf der rechten Seite sind die verwendeten Modellansätze für die Grundausslegung und die Untersuchung der Realfahrtszenarien dargestellt. Für die elektrischen Komponenten wird in der Grundausslegung eine zeitabhängige Funktion zum thermischen Abregeln verwendet, um realitätsnahe Ergebnisse in den Performance-Tests zu erzielen. Für den Verbrennungsmotor und die HVB wurden zudem einfache thermische Netzwerke (vgl. Abbildung 3-5) eingesetzt, um die Temperaturen als Eingangsgröße für andere Teilfunktionen zur Verfügung zu stellen. Der Katalysator wurde in der Grundausslegung nicht berücksichtigt, da das Konzept bereits mit einer ähnlichen Fahrzeugklasse im WLTC validiert worden ist [46]. In den Realfahrtszenarien werden für alle Komponenten detaillierte thermische Modelle verwendet, da die thermischen Effekte im Vergleich zu den standardisierten Tests deutlich zunehmen. Die Kühlverfahren der jeweiligen Komponenten sind ebenfalls in Abbildung 3-5 dargestellt.

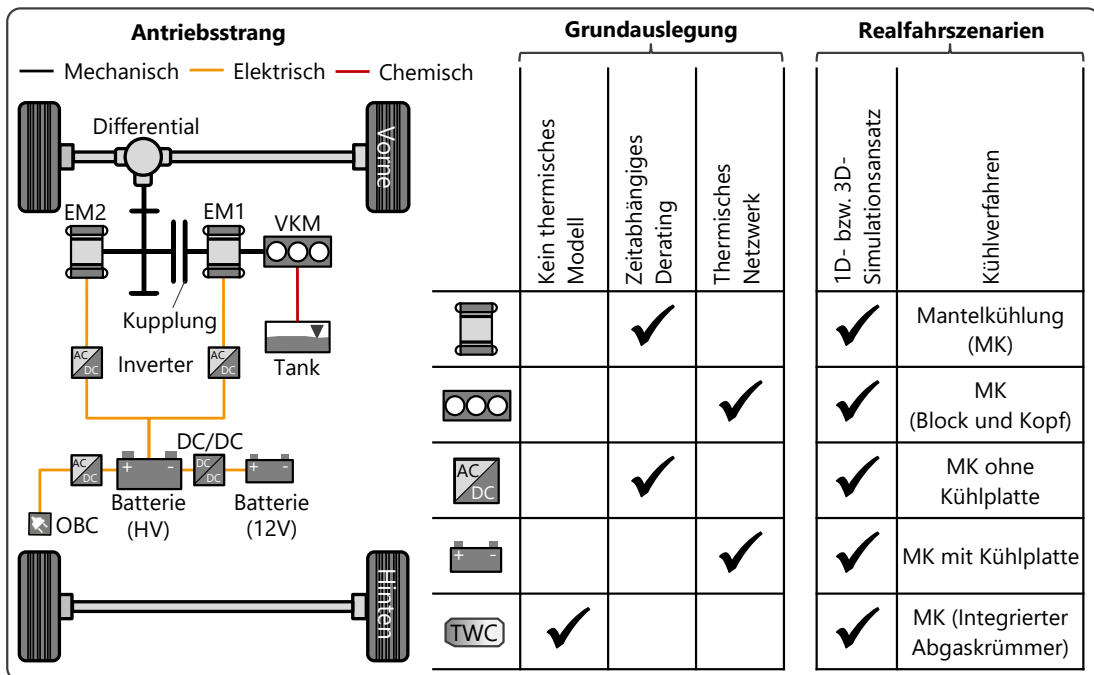


Abbildung 3-17: Schematischer Aufbau des kombinierten PHEV-Antriebsstrangs und thermische Randbedingungen der simulativen Untersuchungen.

### **3.2.2 Bewertungskriterien und Testfalldefinition**

Um sicherzustellen, dass die relevanten Anforderungen an den Antriebsstrang erfüllt werden, müssen maßgeschneiderte Testfälle und Bewertungskriterien definiert werden. Im Rahmen der Methodenentwicklung wurden beispielhafte Testfälle und Bewertungskriterien erarbeitet, die im Folgenden für die Bereiche Fahrleistung, CO<sub>2</sub>-Emissionen, Differenzkosten, akustischer Komfort, Schadstoffemissionen, thermischer Komfort und Fahrbarkeit erläutert werden. Diese Bewertungskriterien können anwendungsspezifisch erweitert werden und erheben keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Die Querdynamik und Bauraumrestriktionen werden in den Untersuchungen nicht berücksichtigt.

#### **3.2.2.1 Fahrleistung**

Das Fahrverhalten eines Fahrzeugs umfasst verschiedene Bewertungskriterien, wie z. B. Höchstgeschwindigkeit, Beschleunigungszeiten und Steigfähigkeit verschiedenen Betriebsmodi. Diese sind ein wichtiger Baustein für die Auslegung der Hauptkomponenten des Hybridsystems, da sie direkten Einfluss auf die Kundenzufriedenheit haben. Um dies sicherzustellen und den Antriebsstrang optimal und anwendungsspezifisch auszulegen, wird das Fahrverhalten des Fahrzeugs in Systemfahrverhalten und elektrisches Fahrverhalten unterteilt, siehe Tabelle 9-9 im Anhang. Zur Gewährleistung der Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit werden für die detaillierte Ableitung der Performance-Testfälle zusätzlich die Fahrzeugmasse bzw. die Beladung, der Fahrmodus, der Batterieladezustand und die Umgebungsbedingungen definiert.

#### **3.2.2.2 Schadstoffe**

Der Schadstoffausstoß ist eines der wichtigsten Auslegungskriterien, da er vom Gesetzgeber als fester Grenzwert vorgegeben wird und somit direkt über die Zulassung eines Fahrzeugs entscheidet. Um die Luftqualität insbesondere in Ballungsräumen zu verbessern, werden Schadstoffe seit Mitte der 1960er Jahre weltweit reguliert [11]. Die historische Entwicklung zeigt eine kontinuierliche Verschärfung der Grenzwerte [116]. Durch die zusätzliche Einführung neuer Technologien, wie dem TWC, hat sich die Luftqualität im Vergleich dazu bereits deutlich verbessert [172]. Dennoch zeigen aktuelle Untersuchungen an verschiedenen Messstationen in Deutschland weiterhin Überschreitungen der Immissionsgrenzwerte für NO<sub>x</sub> und PM in verkehrsbelasteten Städten [173].

In Tabelle 3-2 sind die Emissionsgrenzwerte der aktuell gültigen Norm Euro 6e den Vorschlägen der zukünftigen Norm Euro 7 gegenübergestellt. Bis auf die Reduzierung der CO-Emissionen von 1000 auf 500 mg/km bleiben alle anderen Emissionsgruppen gegenüber der Euro 6e Norm unverändert. Dagegen wird der Brems- und Reifenabrieb künftig bei den Partikelemissionen berücksichtigt und Ammoniak als neue Emissionsgruppe eingeführt. Die hohen Anforderungen an die Gültigkeit der RDE-Szenarien in der EU6-Norm werden in den EU7-Vorschlägen reduziert, um reale Fahrbedingungen wie Kurzstrecken oder Umgebungstemperaturen bis  $T_{Umg} = 45 \text{ °C}$  zu berücksichtigen [5]. Für Kurzstrecken unterhalb von  $d_{EU7,CLOVE} = 16 \text{ km}$  wird die Referenzstreckenlänge zur Berechnung des verfügbaren Emissionsbudgets herangezogen [175].

Tabelle 3-2: Vergleich der Normen Euro 6e und Euro 7 für Pkw [174], [175], [176], [177].

Parameter	Einheit	Euro 6e (Otto) [176]	CLOVE <sup>1</sup> Euro 7 [177]	EK <sup>2</sup> Euro 7 [174], [175]
NO <sub>x</sub>	mg/km	60	30	60
CO	mg/km	1000	400	500
HC	mg/km	100	45	100
PN	1/km	$6 \times 10^{11}$	$1 \times 10^{11}$	$6 \times 10^{11}$
PM	mg/km	4,5	2	4,5
NH <sub>3</sub>	mg/km	-	10	20
Referenzstrecke	km	-	16	10
Konformitätsfaktor	1	Ja	Nein	Nein

<sup>1</sup> Consortium for ultra Low Vehicle Emissions, <sup>2</sup> Europäische Kommission

Um die Problematik der Luftqualität in Ballungsräumen weiter zu verbessern, wird zur Bewertung der Schadstoffemissionen bewusst der CLOVE-Vorschlag aus Tabelle 3-2 verwendet. Die definierten Grenzwerte sind deutlich strenger als die des EK-Entwurfs. Zudem werden die Konformitätsfaktoren für erweiterte Fahrbedingungen, wie z. B. sehr niedrige Umgebungstemperaturen, nicht berücksichtigt. Darüber hinaus werden in den Realfahrtszenarien Randbedingungen betrachtet, die in mehreren Kategorien unter die erweiterten Fahrbedingungen fallen und damit nicht mehr EU7 konform wären. Die NH<sub>3</sub>-Emissionen werden nicht berücksichtigt, da deren Entstehung stark vom Luftverhältnis abhängt und die thermische Stabilität ab  $T_{TWC} = 400 \text{ °C}$  abnimmt. Während des Aufheizvorgangs des TWC führt eine Abmagerung zu einer Reduzierung der NH<sub>3</sub>-Emissionen (vgl. Kapitel 2.3.5.2 für die  $\lambda_{VKM}$ -Regelung).

### 3.2.2.3 Treibhausgase

In den USA werden die CO<sub>2</sub>-Emissionen seit 1978 durch einen Flottengrenzwert reguliert. In der EU folgten erste Diskussionen über einen Grenzwert in den 1990er

Jahren. Zunächst wurde sich 1998 eine freiwillige Selbstverpflichtung zwischen ACEA und EU zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen auf 140 g/km bis 2008 vereinbart [178]. Nachdem die angestrebte Reduktion nicht erreicht werden konnte, wurde von der EU die Verordnung 443/2009 „zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen“ erlassen [179]. Die entsprechenden CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte für Pkw sind in Tabelle 3-3 dargestellt.

Tabelle 3-3: CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte für Pkw in der Europäischen Union nach [180].

Jahr	2020	'21 – '24	'25 – '29	2030	2035
CO <sub>2</sub> -Flottengrenzwerte / (g/km)	95 <sup>1</sup>	95 <sup>2</sup>	81	59	0
Homologationszyklus	NEFZ		WLTC		

<sup>1</sup> Nur 95 % der Flotte mit den niedrigsten CO<sub>2</sub>-Emissionen werden berücksichtigt.

Im Jahr 2019 wurden die bisher beschlossenen Grenzwerte durch den europäischen „Green Deal“ nochmals korrigiert, um das Erreichen der globalen Klimaziele nicht zu gefährden [3], [83], [179]. Der europäische Flottengrenzwert wird in Abhängigkeit des durchschnittlichen Fahrzeuggewichts herstellerepezifisch verteilt [180], [181]. Bei Überschreitung des Grenzwertes werden Strafzahlungen in Höhe von  $K_{CO_2, Strafe} = 95\text{€}/\Delta g_{CO_2, Grenzwert}$  pro zugelassenem Fahrzeug fällig [180]. Ab dem Jahr 2035 sind nach der Tank-to-Wheel Bilanz (vgl. Abbildung 2-1) keine Neuzulassungen mit konventionellen Kraftstoffen mehr möglich. Daher wird hier auf den Flottengrenzwert von 2023 zurückgegriffen.

#### 3.2.2.4 Lärm

Neben den Schadstoffemissionen stellt der Lärm die größte Umweltbelastung im urbanen Raum dar [182]. Laut Umweltbundesamt empfinden mehr als 76 % der Deutschen den Straßenverkehrslärm als störend [183]. Dieser wirkt sich negativ auf die Gesundheit aus und kann zu psychischen Erkrankungen führen [184], [185]. Rechtliche Grundlage für den Lärmschutz ist auf Bundesebene das Immissionsschutzgesetz [186] und auf europäischer Ebene die Umgebungslärmrichtlinie [187]. Die Geräuschemissionen außerhalb des Fahrzeugs werden durch standardisierte Vorbeifahrtmessungen unter verschiedenen Randbedingungen gemessen [188], [189], [190]. Für die Modellierung des Umgebungslärms sind unterschiedliche Schichten mit Gebäudefassaden und dem Straßennetz als Emissionsquelle unter Berücksichtigung der Verkehrsdichte notwendig [191], [192]. Aufgrund der hohen Komplexität und der mangelnden Datenverfügbarkeit wird in dieser Arbeit auf eine Bewertung der Geräuschimmissionen verzichtet.

Der akustische Fahrkomfort im Innenraum stellt jedoch ein ebenso wichtiges und gesundheitsrelevantes Qualitätsmerkmal heutiger Automobile dar. Um die Lärmbelastung in der Kabine möglichst gering zu halten, sollte das Innenraumgeräusch der VKM das Maskierungsgeräusch in Folge des Luft- und Rollwiderstandes nicht überschreiten. In dieser Arbeit wird vereinfachend angenommen, dass das Innenraumgeräusch der elektrischen Antriebsstrangkomponenten das Maskierungsgeräusch nicht überschreitet.

Der akustische Fahrgastkomfort wird anhand eines kennfeldbasierten Ansatzes bewertet, der bereits in der frühen Konzeptphase eingesetzt werden kann. Dabei wird das durch Roll- und Luftwiderstand erzeugte Maskierungsgeräusch mit dem VKM-Geräusch einschließlich der Luft- und Körperschallemissionen an der Position der Kopfstütze des Fahrers verglichen. Zur Ermittlung eines Zielwertes wird ein Streuband für das Maskierungsgeräusch einschließlich einer Übertragungsfunktion auf die beschriebene Position aus der TME-Datenbank sowie aus dem FVV-Projekt "Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum bei elektrifizierten Antrieben" [193] verwendet (vgl. linkes Diagramm in Abbildung 3-18).

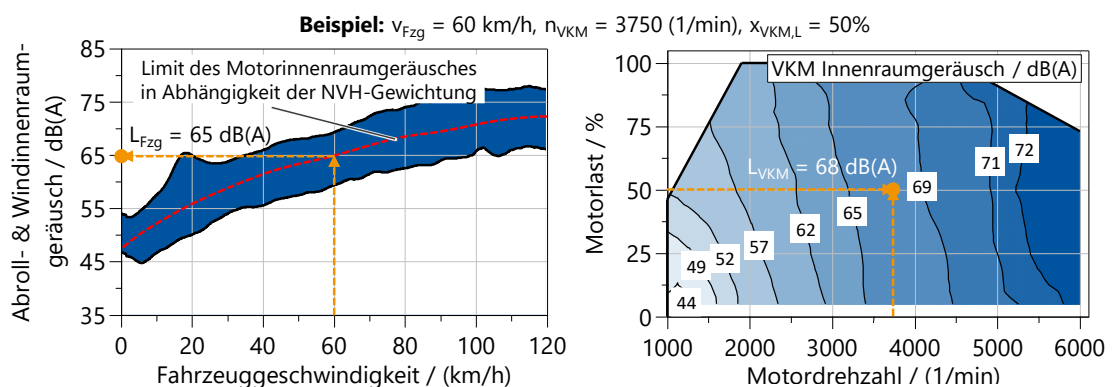


Abbildung 3-18: Übersicht des Roll- und Windgeräusches in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit (links) und das VKM-Innenraumgeräusches in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes (rechts).

Je nach Gewichtung des NVH-Kriteriums kann dann eine entsprechende Kennlinie in dieses Streuband eingefügt werden. Das Innenraumgeräusch einer exemplarischen VKM ist im rechten Diagramm von Abbildung 3-18 dargestellt. Im Beispiel der Abbildung wird bei  $v_{Fzg} = 60 \text{ km/h}$  ein Abroll- und Windinnenraumgeräusch von  $L_{Fzg} = 65 \text{ dB(A)}$  verursacht. Im VKM-Betriebspunkt  $n_{VKM} = 3750 \text{ min}^{-1}$  und  $x_{VKM,L} = 50\%$  entsteht das Innenraumgeräusch  $L_{VKM} = 68 \text{ dB(A)}$ . In einem einzelnen Zeitschritt kann somit die Überschreitung des Maskierungsgeräusches  $\Delta L_M$  nach Gl. 3-15 berechnet werden.

$$\Delta L_M = L_{Fzg} - L_{VKM} \quad \text{Gl. 3-15}$$

Dieser Ansatz wird erweitert, um ein charakteristisches Beurteilungsmaß für die Geräuschemissionen über den gesamten Fahrzyklus zu erhalten. Dazu werden zunächst die logarithmischen Schallintensitätspegel  $L_{Fzg}$  und  $L_{VKM}$  mit der Bezugsschallintensität  $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$  nach Gl. 3-16 in Intensitäten umgerechnet.

$$I = I_0 \cdot 10^{L/10} \quad \text{Gl. 3-16}$$

Daraus wird das Integral der Abweichung zwischen  $I_{Fzg}$  und  $I_{VKM}$  nach Gl. 3-17 berechnet, wenn  $(I_{Fzg} - I_{VKM}) > 0$  ist. Die Kennzahl  $N_{Fzg-VKM}$  in  $\text{J/m}^2$  berücksichtigt sowohl die Dauer als auch die Intensität der Überschreitung des Maskierungsgeräusches.

$$N_{Fzg-VKM} = \int_{t_0}^{t_Z} (I_{Fzg} - I_{VKM}) dt \quad \text{Gl. 3-17}$$

### 3.2.2.5 Fahrbarkeit

Bei den Fahrbarkeitsanforderungen wird zwischen objektiven und subjektiven Kriterien unterschieden. In [194] werden objektive Fahrbarkeitskriterien, wie der „Vibration Dose Value“ oder der „Low-Frequency-Percentage“ zur Bewertung von Zugkraftunterbrechungen bei Schaltvorgängen verwendet. Die Schaltqualität kann dann anhand von Streubändern bewertet werden. Der in dieser Arbeit verwendete Hybridantrieb besitzt kein Getriebe (vgl. Abbildung 3-17), sodass die Bewertung der Schaltvorgänge hier entfällt. Subjektive Kriterien, wie z. B. der Ruck oder der Rückschlag bei einem Lastwechselmanöver, werden je nach Kundenanforderungen (z. B. komfortabel oder sportlich) maßgeschneidert appliziert [195]. Diese Kenngrößen werden im Folgenden nicht weiter betrachtet, da sie keinen thermischen Einfluss auf die Antriebsstrangauslegung aufweisen.

Aufgrund von thermisch bedingtem Abregeln (vgl. Kapitel 2.3.1.1 für den Bauteilschutz oder Kapitel 2.3.5.2 für den TWC-Heizvorgang) der Antriebsstrangkomponenten kann die Fahrleistung eingeschränkt werden. Dies kann sich je nach Fahrscenario nachteilig auf die Fahrdauer auswirken. Aus diesem Grund wird in den Kapiteln 4.3 und 4.4 die Fahrdauer als Fahrbarkeitskriterium für den Vergleich der Thermomanagement-Maßnahmen eingeführt.

### 3.2.2.6 Kosten

Die unterschiedlichen Auslegungskombinationen werden anhand von Kostenmodellen

der Antriebsstrangkomponenten bewertet. Die Modelle wurden durch Bottom-up-Kostenanalysen aus Daten der Wettbewerbsanalyse unter Berücksichtigung verschiedener technischer Bauteilspezifikationen abgeleitet. Dabei ist zu beachten, dass die verwendeten Kostensätze von zeitabhängigen Faktoren, wie z. B. Rohstoffpreisen, abhängen und daher nur zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit gültig sind. Unter der Annahme, dass sich die Technologien der einzelnen Komponenten bei einer Skalierung nicht ändern, werden in dieser Arbeit die variablen Kosten mit einem Referenzantriebsstrang verglichen. Die relevanten technischen Einflussparameter und die Referenzwerte sind in Tabelle 3-4 dargestellt. Dies beinhaltet auch ein Fallbeispiel mit den berechneten Differenzkosten. Die Kosten für EM, Umrichter und deren Steuergerät werden in der elektrischen Antriebseinheit (EDU) zusammengefasst. Für diese Arbeit wird angenommen, dass der Maschinentyp, die Wicklungstechnologie und das Kühlverfahren unverändert bleiben. Daraus ergibt sich eine Kostenabhängigkeit der EDU von der Leistung  $P_{EM}$  und dem Verhältnis von Drehmoment zu Leistung  $r_{EM,M-P}$ .

Tabelle 3-4: Referenzantriebsstrang und Fallbeispiel zur Berechnung der Differenzkosten.

Baugruppe	Einflussparameter	Referenz	Skalierung	$\Delta$ -Kosten
EDU (EM, ECU und LE)	$P_{EM}$	50 kW	75 kW	656,94 €
	$r_{EM,M-P}$	3 Nm/kW	4,4 Nm/kW	
Batterie	$E_{HVB}$	8 kWh	15 kWh	973,00 €
Verbrennungsmotor	$V_{VKM,H}$	1,5 l	1,7 l	20,00 €

Die Berechnung ist in Gl. 3-18 durch ein Polynom dritten Grades dargestellt. Die zugehörigen Koeffizienten  $a_1$  bis  $a_7$  sind im Anhang in Tabelle 9-10 angegeben. In Kapitel 3.1.3.3 wurde bereits die Abhängigkeit des maximalen Drehmoments vom Rotorvolumen beschrieben. Durch eine Anpassung des Durchmessers ändert sich auch der Bedarf an kostenintensiven Materialien im Rotor und den Wicklungen, sodass das Drehmoment-Leistungs-Verhältnis einen überproportionalen Einfluss auf die Systemkosten hat [196], [197].

$$\begin{aligned} \Delta K_{EM} = & a_1 + a_2 \cdot r_{EM,M-P} + a_3 \cdot P_{EM} - a_4 \cdot r_{EM,M-P}^2 - a_5 \cdot P_{EM} \cdot r_{EM,M-P} \\ & + a_6 \cdot r_{EM,M-P}^3 + a_7 \cdot r_{EM,M-P}^2 \cdot P_{EM} \end{aligned} \quad \text{Gl. 3-18}$$

Sofern sich das Grundsystem und das Technologiepaket der VKM nicht verändert, ist der Hubraum  $V_{VKM,H}$  der Hauptkostentreiber. Die lineare Abhängigkeit ist in Gl. 3-19 dargestellt.

$$\begin{aligned} \Delta K_{VKM} = & V_{H,VKM} \cdot K_{VKM,H} \\ \text{mit } K_{VKM,H} = & 100 \text{ €/l} \end{aligned} \quad \text{Gl. 3-19}$$

Die Kosten des Batteriekühlsystems werden nach den Daten aus der Wettbewerbsanalyse nur unwesentlich von der Batteriegröße beeinflusst. Als Hauptkostentreiber wurden die Zellkosten und das Gehäuse identifiziert. Die Skalierung erfolgt in Abhängigkeit der Batterieenergie  $E_{HVB}$ , vgl. Gl. 3-20. Die Kosten für prismatische Lithium-Ionen-Zellen basieren auf den Prognosen von Thielmann und Berckmans [198], [199].

$$\Delta K_{HVB} = E_{HVB} \cdot (K_{HVB,Zelle} + K_{HVB,Gehäuse}) \quad \text{Gl. 3-20}$$

mit  $K_{HVB,Zelle} = 120 \text{ €/kWh}$  und  $K_{HVB,Gehäuse} = 19 \text{ €/kWh}$

Da das Abgasnachbehandlungssystem in der Grundausslegung des Antriebsstrangs nicht verändert wird, sind die Kosten nicht zu berücksichtigen.

### 3.2.2.7 Thermischer Komfort

Neben der Akustik im Innenraum wird das Wohlbefinden der Fahrzeuginsassen durch den thermischen Komfort beeinflusst. In dieser Arbeit liegt der Fokus jedoch auf dem Antriebsstrang, sodass der thermische Innenraumkomfort nur als Randbedingung für den elektrischen Energieverbrauch der Klimatisierung berücksichtigt wird. Als Regelgröße wird die subjektive Klimabewertung (engl.: Predicted Mean Vote, PMV) als dimensionslose Komfort-Bewertungskennzahl für den Innenraum verwendet [200], [201]. Der PMV wird als Energiebilanz des menschlichen Körpers beschrieben und ist abhängig von der Stoffwechselrate, der Kleidungsisolierung und den Umweltbedingungen wie Lufttemperatur, Luftgeschwindigkeit, relative Feuchte und mittlere Strahlungstemperatur im Innenraum [202]. Bei der Berechnung des PMV werden die unterschiedlichen Wärmeverluste des Menschen von der entstehenden Wärme abgezogen. Die optimale thermische Behaglichkeit entspricht  $PMV = 0$ , da die Körpertemperatur so unverändert bleibt [203]. Analog zum akustischen Komfort wird der thermische Komfort als Integral der Abweichung von  $PMV_{Ziel} = 0$  berechnet. Die elektrischen Komponenten werden bedarfsgerecht anhand des PMV angesteuert und deren Energieverbrauch im Kontext der Gesamtfahrzeugsimulation berücksichtigt.

## 4 Entwicklung eines hochflexiblen Zero-Impact Fahrzeugkonzepts

Nach der Definition der Transportcharakteristika, der Anwendungsfälle und der Bewertungskriterien wird in diesem Kapitel die ganzheitliche Auslegungsmethodik demonstriert. Im ersten Schritt wird gemäß eine exemplarische Grundauslegung der Antriebsstrangkomponenten und der regelbasierten Betriebsstrategie anhand der Anforderungen des Zielkunden in standardisierten Tests durchgeführt. Im zweiten Schritt wird die Grundauslegung in Realfahrtszenarien untersucht, um mögliche Restriktionen zu identifizieren. Abschließend wird das Potenzial zusätzlicher Technologien und prädiktiver Regelstrategien bewertet, um einen hochflexiblen Betrieb des Fahrzeugs unter verschiedensten Randbedingungen zu ermöglichen.

### 4.1 Grundauslegung des Antriebsstrangs

Für die Grundauslegung wird das in Kapitel 3.1 entwickelte Simulationswerkzeug ohne Berücksichtigung der detaillierten Thermomanagement- und Emissionsteilmodelle verwendet. Bei der Auslegung werden die Antriebsstrangkomponenten und die Betriebsstrategie gemäß den Variationsparametern in Tabelle 9-2 im vorgegebenen Lösungsraum variiert. Dabei müssen alle antriebsstrangrelevanten Anforderungen (siehe Tabelle 9-1) erfüllt werden. Zur multikriteriellen Optimierung von Kosten, CO<sub>2</sub>-Emissionen und VKM-Geräuschemissionen wurde die statistische Versuchsplanung eingesetzt, sodass auf Basis der Simulationsergebnisse mathematische Modelle zur Vorhersage aller möglichen Parameterkombinationen trainiert werden können. Dabei werden unterschiedliche Kundenpräferenzen durch Gewichtungsfaktoren berücksichtigt.

Die resultierenden Auslegungsergebnisse sind in Tabelle 4-1 für vier exemplarische Kundenpräferenzen dargestellt. In der Gesetzgebung werden die Emissionen aus dem kombinierten elektrischen und verbrennungsmotorischen Betrieb berücksichtigt und anhand des Nutzungsfaktors, der den realen Fahrzeugbetrieb repräsentieren soll, gewichtet [204]. Durch die elektrische Reichweite von  $d_{AER} = 80$  km liegen die kombinierten Emissionen mit 20,1 g<sub>CO<sub>2</sub></sub>/km deutlich unterhalb des Flottengrenzwertes von 95 g<sub>CO<sub>2</sub></sub>/km. In Tabelle 4-1 werden nur die CO<sub>2</sub>-Emissionen aus dem ladungserhaltenden Betrieb bei niedrigem Batterieladezustand zu Fahrtbeginn berücksichtigt, sodass diese oberhalb des Grenzwertes liegen. Im Folgenden werden die auslegungsrelevanten Parameter und Fahrszenarien beschrieben.

Die Größe des Elektromotors und die Übersetzung des Differentials werden im Szenario „Anfahren am Berg“ mit  $p = 40\%$  Steigung und  $v_{Fzg,min} = 25\text{ km/h}$  definiert, da diese Hybridtopologie kein zusätzliches Getriebe besitzt. Der Einfluss des Thermomanagements ist gering, da das maximale Drehmoment des EM über  $t_{EM,M,max} = 30\text{ s}$  abgerufen werden kann. Der Einfluss verschiedener Auslegungskombinationen auf die Höchstgeschwindigkeit ist in Abbildung 9-9 im Anhang exemplarisch für das CO<sub>2</sub>-optimale Layout dargestellt.

Tabelle 4-1: Auslegungsergebnisse des kombinierten Hybridantriebs für unterschiedliche Zielkundenpräferenzen.

Parameter	Einheit	CO <sub>2</sub>	Kosten	NVH	Zielkunde <sup>1</sup>
Batterieenergie	kWh	16,5	14,7	14,7	14,7
Hubraum	L	1,15	1,70	1,80	1,40
EM	Maximale Leistung	kW	115	115	115
	M/P-Verhältnis	Nm/kW	2,0	2,0	2,0
GEN	Maximale Leistung	kW	242	250	246
	M/P-Verhältnis	Nm/kW	4,5	3,1	3,1
Differentialübersetzung	1	3,19	4,34	4,34	3,7
Betriebsstrategie	1	CO <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	NVH	CO <sub>2</sub> /NVH
WLTC CO <sub>2</sub> -Emissionen <sup>2</sup>	g/km	107,1	113,1	115,2	109,1
Fahrleistungsanforderungen	-	Erfüllt	Erfüllt	Erfüllt	Erfüllt
Differenzkosten	€	1500	809	819	1074
Überschreitung der Maskierung	mJ/m <sup>2</sup>	0,083	0,009	0	0,028

<sup>1</sup> Gewichtung: 28 % CO<sub>2</sub>, 28 % Kosten, 44 % NVH; <sup>2</sup> Ladungserhaltender Betrieb, initialer Ladezustand SOC = 17 %.

Die Auslegung des Generators und der VKM ist abhängig vom Szenario „Bergauffahrt bei niedrigem Ladezustand“ mit  $p = 12\%$  und einer konstanten Geschwindigkeit von  $v_{Fzg,min} = 60\text{ km/h}$ . Beide Komponenten sind erforderlich, um die elektrische Energieversorgung des EM im seriellen Betrieb sicherzustellen. Auf der linken Seite der Abbildung 4-1 ist der Einfluss der Generatorleistung und des VKM-Hubraums auf die Fahrzeuggeschwindigkeit beispielhaft für das CO<sub>2</sub>-optimale Layout dargestellt. Die Modellpunkte repräsentieren die in der Längsdynamiksimulation verwendeten Kombinationen der variablen Parameter. Der gesamte mehrdimensionale Modellraum wird durch ein Polynommodell abgebildet. Im gültigen Modellraum sind alle Anforderungen wie Steigfähigkeit, Höchstgeschwindigkeit und Elastizität erfüllt. Die Validierungspunkte stellen Parameterkombinationen innerhalb des Modellraumes dar, die zwar simuliert, aber nicht zum Aufbau des Polynommodells verwendet wurden. Die weiteren Auslegungsparameter entsprechen dem Optimum des jeweiligen Zielkunden aus Tabelle 4-1. Für den Generator ist eine Mindestleistung von  $P_{GEN,max} = 115\text{ kW}$  erforderlich, da auch bei thermischer Abregelung des Generators eine Dauerleistung von  $P_{GEN,kont.} = 75\text{ kW}$  bereitgestellt werden muss. Durch den Einsatz von

Direktkühlverfahren oder intelligenter Regelungskonzepte kann die Generatorgröße reduziert werden [205]. Unter Berücksichtigung der zusätzlichen Generatorverluste und weiterer Fahrleistungsanforderungen ist ein Mindesthubvolumen von  $V_{VKM,H} = 1,15$  L erforderlich. Ein Einfluss des Drehmoment-Leistungs-Verhältnisses des Generators ist in diesem Szenario nicht erkennbar, sodass  $r_{GEN,M-P} = 2$  Nm/kW gilt (vgl. rechte Seite in Abbildung 4-1).

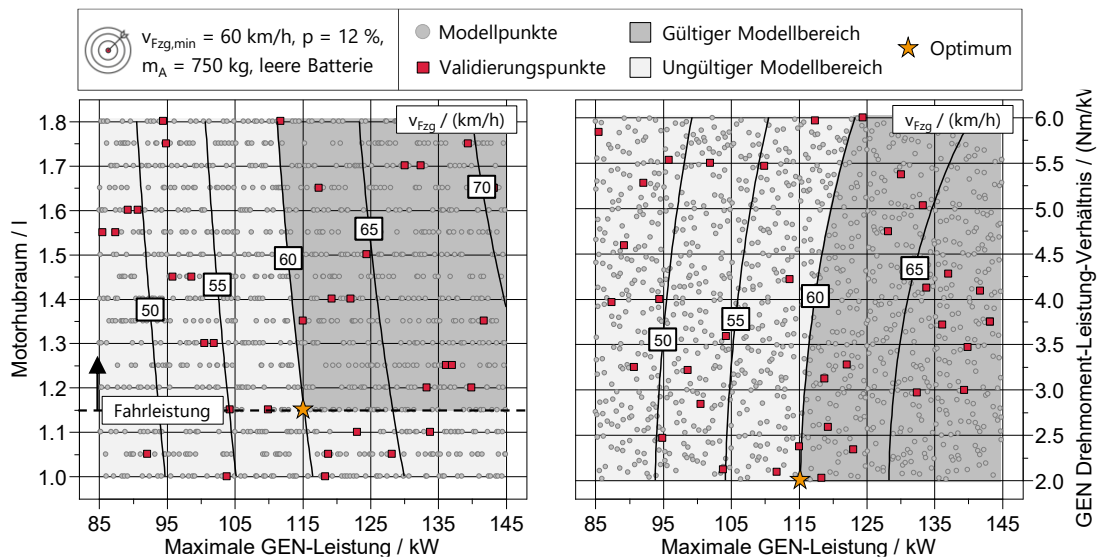


Abbildung 4-1: Einfluss von Generatorleistung und Hubraums auf die Fahrzeuggeschwindigkeit bei einer Steigung von  $p = 12$  %.

Das Reduktionspotential der VKM-Drehzahl (engl.: Downspeeding) im parallelen Betriebsmodus ist abhängig von der Achsübersetzung und steht somit in direkter Wechselwirkung mit der Größe der EM. Eine Erhöhung der Batteriekapazität führt zu geringeren Innenwiderständen und damit zu einem besseren Wirkungsgrad [206]. Der Einfluss nimmt mit steigender Kapazität ab, sodass für den Wertebereich in Tabelle 4-1 nur geringe Änderungen zu erwarten sind. Andererseits ist eine Erhöhung der Kapazität auch durch das zusätzliche Gewicht begrenzt, um weiterhin alle Fahrleistungsanforderungen zu erfüllen. Für eine elektrische Reichweite von  $d_{AER} = 80$  km ist eine Mindestenergie von  $E_{HVB,AER,min} = 14,7$  kWh erforderlich.

#### 4.1.1 CO<sub>2</sub>-optimales Antriebsstranglayout

Der CO<sub>2</sub>-optimierte Antriebsstrang zeichnet sich durch folgende Hauptmerkmale aus:

- VKM-Downspeeding durch geringe Differentialübersetzung und VKM-Downsizing durch kleines VKM-Hubvolumen.
- Größtmögliche Batteriezellkapazität für optimalen Batteriewirkungsgrad.

- Hohes Drehmoment-Leistungs-Verhältnis des EM zur Kompensation der geringen Achsübersetzung.

#### **4.1.2 Kostenoptimales Antriebsstranglayout**

Die Aufteilung und Berechnung der Kosten für den Antriebsstrang wurden bereits in Kapitel 3.2.2.6 beschrieben. Die wichtigsten Kostentreiber sind das Drehmoment-Leistungsverhältnis des EM und die Zellkapazität. Demnach werden dem kostenoptimalen Antriebsstrang folgende Hauptmerkmale zugeordnet:

- Kostenreduktion durch Verringerung des Drehmoment-Leistungs-Verhältnisses des EM und der Zellkapazität.
- Maximale Achsübersetzung zur Kompensation des reduzierten Drehmoment-Leistungsverhältnisses.
- Hubraumvergrößerung der VKM, um alle Leistungsanforderungen zu erfüllen.

#### **4.1.3 NVH-optimales Antriebsstranglayout**

Die resultierenden Komponentengrößen des Antriebsstrangs entsprechen bis auf den Hubraum dem kostenoptimalen Layout. Weitere NVH-Optimierungen sind durch eine Anpassung der Betriebsstrategie möglich. Abbildung 4-2 zeigt den Motorbetrieb und die entsprechenden Überschreitungen des Maskierungsgeräusches durch die VKM für die CO<sub>2</sub>- und NVH-optimale Regelstrategie im WLTC. Im Allgemeinen nehmen die Überschreitungen mit steigender Motordrehzahl und Last zu. Daher wird bei der NVH-optimalen Betriebsstrategie so früh wie möglich vom elektrischen in den parallelen Betriebsmodus gewechselt, um hohe Drehzahlen im seriellen Betrieb zu vermeiden. Dies erfordert eine große Achsübersetzung, damit die minimale Motordrehzahl bereits bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten erreicht wird. Darüber hinaus ist ein größerer Hubraum vorteilhaft, um höhere Leistungen bei niedrigeren Drehzahlen zu erreichen. Das höhere Drehzahlniveau im parallelen Betrieb wird bei höheren Geschwindigkeiten durch das Fahrzeuggeräusch kompensiert. Bei der CO<sub>2</sub>-optimalen Auslegung werden die Beschleunigungsvorgänge im seriellen Betrieb durchgeführt, was einen Motorbetrieb mit optimalem Wirkungsgrad ermöglicht. Entsprechend führt die NVH-Optimierung zu einer Verschlechterung der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Weitere Anpassungen der Betriebsstrategie sind in den Kapiteln 4.3.1.1 und 4.3.1.2 beschrieben.

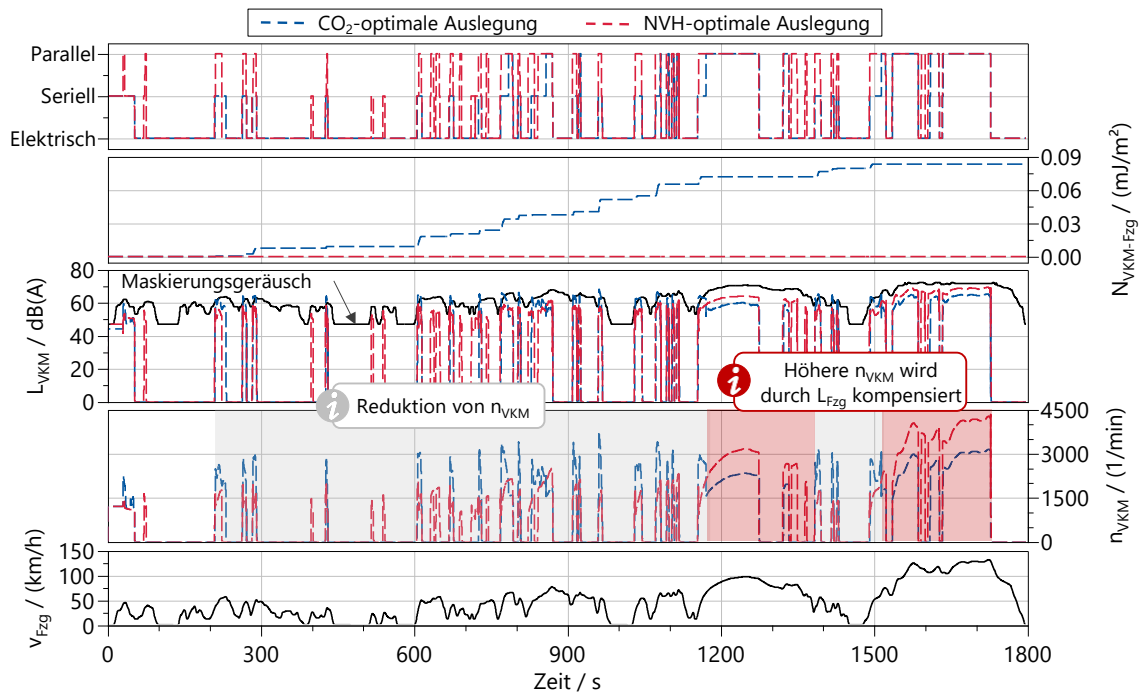


Abbildung 4-2: Einfluss unterschiedlicher Auslegungen auf das VKM-Innenraumgeräusch im WLTC bei einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{Um}} = 14 \text{ °C}$ .

Der NVH-optimierte Antriebsstrang besitzt folgende Hauptmerkmale:

- Änderung der Betriebsstrategie zur Vermeidung von seriellen Motorbetrieb bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten.
- Maximale Achsübersetzung, um bei niedrigen Geschwindigkeiten frühzeitig auf Parallelbetrieb umschalten zu können.
- Hubraumvergrößerung der VKM, um höhere Leistungen bei niedrigeren Motordrehzahlen zu ermöglichen.

#### 4.1.4 Antriebsstranglayout des Zielkunden

Das Antriebsstranglayout des Zielkunden berücksichtigt individuelle Gewichtungsfaktoren für  $\text{CO}_2$ -Emissionen, Kosten und NVH-Anforderungen (vgl. Tabelle 2-1). Gegenüber dem NVH-optimalen Layout ist eine Verschlechterung um bis zu  $N_{\text{VKM-FZG}} = 0,028 \text{ mJ/m}^2$  möglich, was einem Gewichtungsfaktor von 44 % entspricht. Kosten und  $\text{CO}_2$ -Emissionen werden mit jeweils 28 % gleich gewichtet. Die resultierenden Komponentengrößen stellen einen Kompromiss zwischen  $\text{CO}_2$ - und kostenoptimaler Antriebsstrangauslegung dar.

Der Antriebsstrang des Zielkunden, der im Folgenden für die Simulation der Realfahrtszenarien verwendet wird, ist durch folgende Eigenschaften charakterisiert:

- Downsizing und Downsizing der VKM durch eher niedrige Achsübersetzung.

- Anpassung des Drehmoment-Leistungsverhältnisses des EM an die gewählte Achsübersetzung.
- Minimal mögliche Batteriekapazität durch hohe Kosteneinsparung bei nur geringen CO<sub>2</sub>-Nachteilen.

## 4.2 Realfahrtszenarien

Die genaue Definition der einzelnen Testzyklen hat einen großen Einfluss auf die Entwicklung eines Hybridfahrzeugs. Neben den standardisierten Testverfahren ist es notwendig, reale Fahrbedingungen, wie z. B. im Kalt- oder Heißland, zu untersuchen. Zur Erstellung der Realfahrtszenarien wurde in den FVV-Forschungsprojekten [8], [46] ein neuer Ansatz unter Berücksichtigung der Fahrumgebung und des Fahrerhaltens entwickelt. Die Zyklen werden mit Hilfe einer bestehenden Werkzeugkette abgeleitet und über geeignete Datenquellen (z. B. HERE HD, Google Maps, etc.) verarbeitet, um die Realfahrtszenarien auf Basis spezifischer Beschleunigungseigenschaften aus [207], [208] zu definieren. Die ausgewählten Szenarien decken ein möglichst breites Spektrum unterschiedlicher Anforderungen ab und entsprechen durch die Nutzung der Werkzeugkette realen Strecken- und Steigungsprofilen sowie realitätsnahen Geschwindigkeitsverläufen. Die folgenden Fahrzyklen werden in dieser Arbeit untersucht:

- Stadtfahrzyklus (SFZ) bei niedrigen und hohen Umgebungstemperaturen [209].
- Überlandfahrzyklus (ÜLFZ) bei niedrigen und hohen Umgebungstemperaturen [209].
- Autobahnfahrzyklus (BAB) bei moderaten Umgebungstemperaturen [209].
- Bergfahrzyklus (BFZ) bei moderaten Umgebungstemperaturen [209].

Da die ersten drei Fahrzyklen im Alltag häufig vorkommen, sind sie für die Auslegung besonders relevant. Bergfahrten, wie z. B. über den Großglockner-Hochalpenpass [210], sind dagegen eher selten. Dennoch sind auch diese Szenarien gemäß dem Anforderungskatalog in Tabelle 9-1 auslegungsrelevant und teilweise entscheidend für die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten (vgl. Auslegung des Generators in Abbildung 4-1). Die spezifischen Randbedingungen der jeweiligen Fahrtszenarien sind im Anhang in Kapitel 0 ff. beschrieben. Dazu gehören neben den klimatischen Randbedingungen, wie Außen- und Innenraumtemperatur auch weitere Variationsparameter wie die Anzahl der Insassen, die Verkehrslage, die Anhängelast und der Batterieladezustand zu Fahrtbeginn. Das Gewicht eines zusätzlichen Insassen entspricht dem Durchschnittsgewicht  $m_{\text{Insasse}} = 76 \text{ kg}$  der Bevölkerung in Deutschland

[211].

### 4.2.1 Bewertung der Zielkundenauslegung in Realfahrscenarien

In diesem Kapitel wird die Zielkundenauslegung des Antriebsstrangs und der Betriebsstrategie (vgl. Kapitel 4.1.4) in Realfahrscenarien untersucht. Die Ergebnisse werden statistisch ausgewertet und in Form von Box-Plots<sup>2</sup> dargestellt. Die spezifischen Simulationsergebnisse der einzelnen Fahrscenarien sind im Anhang in Kapitel 9.4.2 ff. tabellarisch dargestellt. Zunächst werden die Temperaturen der einzelnen Komponenten analysiert, um den thermischen Einfluss auf den Antriebsstrang zu identifizieren. Dafür zeigt Abbildung 4-3 die maximalen Temperaturen der Hochvoltbatterie (HVB) und der Elektromotoren (EM) in den jeweiligen Fahrzyklen.

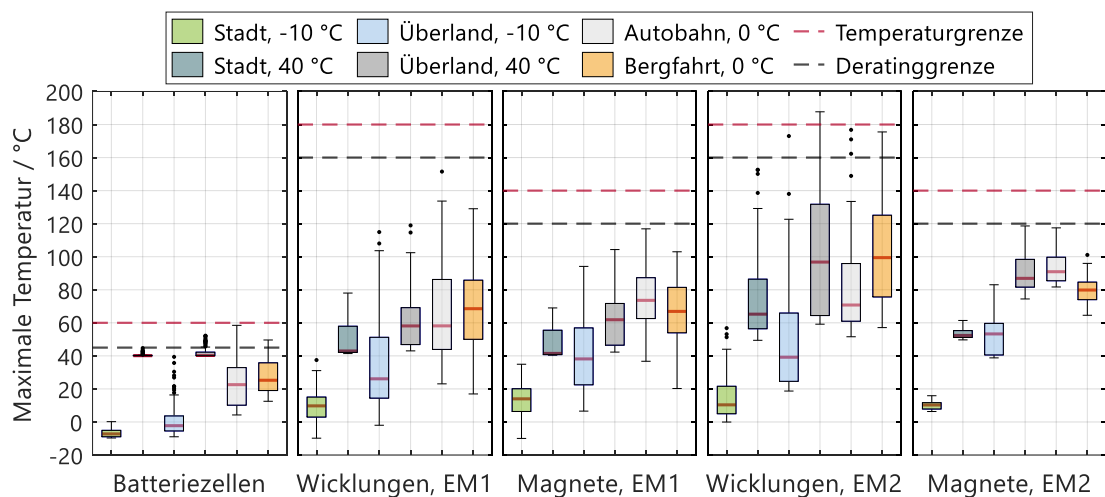


Abbildung 4-3: Statistische Auswertung der maximalen Komponententemperaturen des Zielkundenantriebsstrangs in Realfahrscenarien.

Die Leistungselektronik wird in der folgenden Analyse nicht berücksichtigt, da in keinem der vorliegenden Szenarien die maximal zulässige Chiptemperatur von 175 °C überschritten wird (vgl. Ergebnisse in Abbildung 9-12). Im Allgemeinen ist zu beachten, dass der Median und das 25%- bzw. 75%-Quartil identisch sein können. Dies gilt insbesondere für Fahrten im rein elektrischen Betriebsmodus. Die Batteriezellen sowie die Wicklungen und Magnete des EM erwärmen sich im Stadtfahrzyklus (SFZ) bei  $T_{Umg} = -10\text{ °C}$  aufgrund der reduzierten Leistung (vgl. maximale Batterieleistung in

<sup>2</sup> Die Boxen stellen den Interquartilsbereich dar, also den Bereich zwischen dem 25%- und 75%-Perzentil. Die rote Linie in der Box markiert den Median. Die sogenannten „Antennen“, die als Verlängerungen der Boxen dargestellt sind, zeigen die Minimal- und Maximalwerte der Simulationsergebnisse an, die noch innerhalb des 1,5-fachen des Interquartilsbereichs liegen. Die Punkte außerhalb dieser Antennen kennzeichnen die Ausreißer, welche über diesen Bereich hinausgehen. [212].

Abbildung 2-6) und des geringen Leistungsbedarfs durch das niedrige Geschwindigkeitsniveau nur geringfügig. Somit bleiben auch bei  $T_{Umgebung} = 40\text{ °C}$  alle Komponenten im zulässigen Temperaturbereich. Im Überland- (ÜLFZ), Autobahn- (BAB) und Bergfahrzyklus (BFZ) erreicht die HVB durch die Selbsterwärmung höhere Temperaturen (vgl. ohmsche Verluste in Gl. 2-1). In anspruchsvollen Fahrscenarien mit sportlicher Fahrweise führt dies zu einer thermischen Abregelung der HVB, damit die maximale Zelltemperatur von  $T_{HVB,Zelle,max} = 60\text{ °C}$  nicht überschritten wird. Analog dazu wird auch die maximale Leistung von EM1 und EM2 durch das Erreichen kritischer Temperaturbereiche begrenzt. Die temperaturabhängigen Abregelungskennlinien des Elektromotors sind im Anhang in Abbildung 9-4 und für das Batteriesystem in Abbildung 2-6 dargestellt. Die Magnettemperaturen von EM1 weisen eine größere Streuung auf, da je nach Ladezustand und HVB-Temperatur unterschiedliche Leistungen im seriellen Betriebsmodus erforderlich sind. Bei hohen Drehzahlen nehmen die Eisenverluste gemäß Abbildung 2-7 zu, sodass höhere Magnettemperaturen als bei EM2 erreicht werden. Da der EM2 im seriellen Betriebsmodus auf die elektrische Energie der Batterie und des Generators (EM1) zurückgreifen kann, treten die höchsten Temperaturen an den Wickelköpfen des EM2 auf. Im Extremfall des ÜLFZ wird sogar die Temperaturgrenze überschritten, da die Leistung nur bis auf 50 % der Maximalleistung reduziert wird (vgl. Abbildung 9-4 im Anhang).

Die daraus resultierenden Einflüsse auf die Betriebsstrategie der Grundauslegung des Zielkunden (siehe Kapitel 4.1.4) sind anhand der Fahranteile der einzelnen Betriebsmodi in Abbildung 4-4 dargestellt.

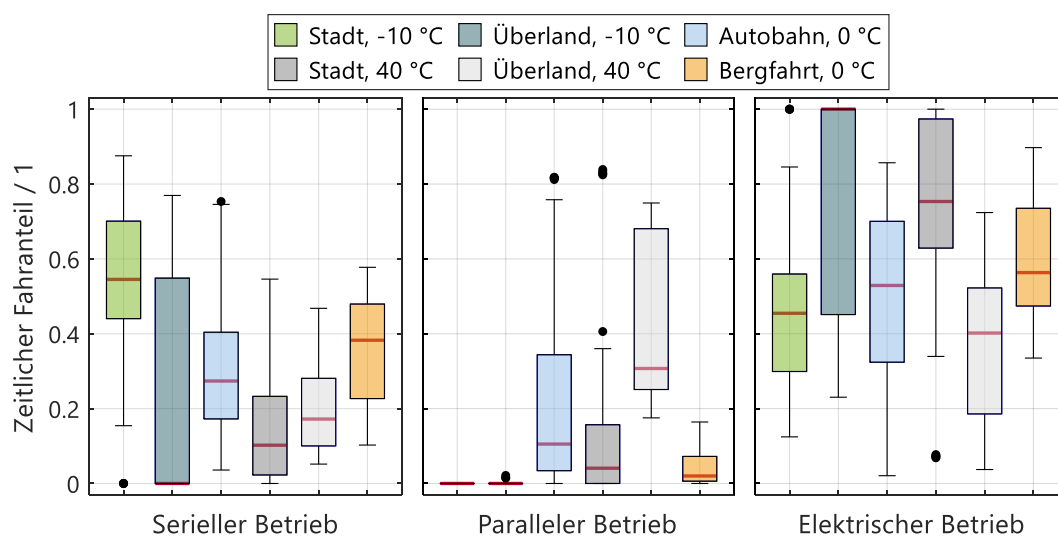


Abbildung 4-4: Statistische Auswertung der zeitlichen Betriebsstrategie-Fahranteile des Zielkundenantriebsstrangs in Realfahrscenarien.

Im SFZ wird das Fahrzeug aufgrund der niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeit nur im elektrischen und seriellen Modus betrieben, um den Gesamtwirkungsgrad des Antriebs zu erhöhen. Der Anteil des elektrischen Fahrens nimmt bei höheren Umgebungstemperaturen aufgrund der höheren Batterieleistung zu. Der gleiche Trend ist auch im ÜLFZ zu beobachten. Mit steigendem Geschwindigkeitsniveau auf Landstraßen und Autobahnen (BAB) nimmt der Fahranteil im parallelen Betriebsmodus zu. Durch das thermische Abregeln der HVB bzw. des EM bei sportlicher Fahrweise und hohem Verkehrsaufkommen im ÜLFZ bei  $T_{Umg} = 40\text{ °C}$  wird die VKM unterstützend eingesetzt, sodass sich das Minimum gegenüber  $T_{Umg} = -10\text{ °C}$  nur geringfügig ändert. Im Bergfahrzyklus steigen die Fahrleistungsanforderungen aufgrund der zusätzlichen Steigung. Daher werden die Beschleunigungsvorgänge bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten im seriellen Betriebsmodus durchgeführt. Durch die Rekuperation während der Bergabfahrt liegt der Median des elektrischen Fahranteils dennoch bei über 50 %. Nachfolgend werden die Auswirkungen der großen Varianz der Komponententemperaturen und der Fahrmodi auf die einzelnen Zielgrößen erläutert.

Die Verteilung der  $\text{CO}_2$ -Emissionen auf der linken Seite der Abbildung 4-5 zeigt, dass der Median für Fahrten bei hohen Umgebungstemperaturen aufgrund des hohen Anteils elektrischer Fahrten unter dem Flottengrenzwert und der Referenz aus der Grundausslegung liegt.

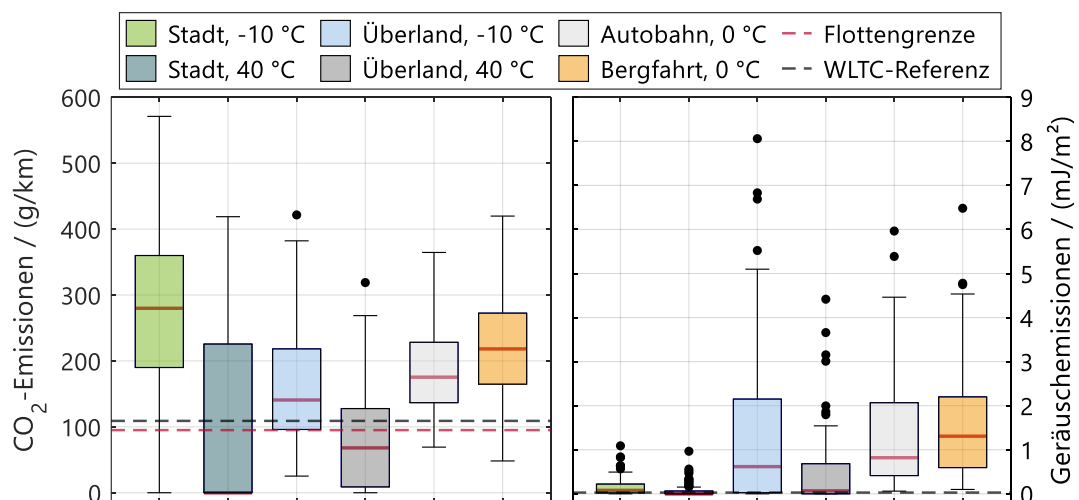


Abbildung 4-5: Statistische Auswertung der  $\text{CO}_2$ - und Geräuschemissionen des Zielkundenantriebsstrangs in Realfahrscenarien. Die WLTC-Referenzen basieren auf der Zielkunden-Grundausslegung (vgl. Tabelle 4-1):  $\text{CO}_2$ -Emissionen  $109\text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{km}$  und Geräuschemissionen:  $0,028\text{ mJ}/\text{m}^2$ . Der Flottengrenzwert von  $95\text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{km}$  entspricht den aktuellen Vorgaben der EU-Gesetzgebung.

Dennoch werden auf den Kurzstrecken im SFZ unter anspruchsvollen Bedingungen, wie z. B. Fahren mit Anhänger, voll beladenem Fahrzeug und sportlicher Fahrweise, teilweise bis zu  $421 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{km}$  ausgestoßen. Bei niedrigen Umgebungstemperaturen liegen sowohl das 25%-Quartil als auch der Median bereits über dem Flottengrenzwert. Dies ist auf den höheren Anteil im parallelen und seriellen Betrieb sowie auf die höheren Verluste der VKM zurückzuführen. Beim ÜLFZ sinkt der Median bei niedrigen Umgebungstemperaturen aufgrund der längeren Fahrstrecke im Vergleich zum SFZ.

Bei hohen Umgebungstemperaturen liegen die  $\text{CO}_2$ -Emissionen unterhalb des Grenzwertes. Im Vergleich zum SFZ ist jedoch ein Anstieg durch die höheren Leistungsanforderungen im ÜLFZ zu erkennen. Im BAB ist die Motordrehzahl bei hohen Geschwindigkeiten im parallelen Modus direkt an die Raddrehzahl gekoppelt, was zu einem ungünstigeren Betriebspunkt mit höherer Motorreibung und spezifischem Kraftstoffverbrauch führen kann. Im BFZ führt die zusätzliche Steigung zu einem höheren Leistungsbedarf als in den anderen Fahrzyklen, sodass der Median auf einem höheren Niveau liegt.

Höhere elektrische Fahranteile sind auch für niedrige Geräuschemissionen vorteilhaft (vgl. rechte Seite in Abbildung 4-5), da hohe Drehzahlen der VKM vermieden werden können. Dagegen sind die Überschreitungen bei niedrigen Umgebungstemperaturen aufgrund der geringen elektrischen Batterieleistung und dementsprechend sinkenden elektrischen Fahranteile deutlich größer. In diesem Fall wird die fehlende elektrische Leistung meist im seriellen Betriebsmodus bereitgestellt, sodass bei hohen Fahrleistungsanforderungen die Geräuschemissionen durch ein hohes Drehzahlniveau zunehmen. Die Geräuschemissionen im BAB sind bei hohen Geschwindigkeiten aufgrund des ausreichenden Maskierungsgeräusches eher gering, während im BFZ bei niedrigeren Fahrzeuggeschwindigkeiten und höheren Leistungsanforderungen hohe Überschreitungen auftreten.

In Abbildung 4-6 ist die statistische Auswertung der Schadstoff- und Partikel-Endrohremissionen nach  $d_{\text{EU7,CloVe}} = 16 \text{ km}$  dargestellt. Dabei ist anzumerken, dass die Strecke des Stadtfahrzyklus nur  $d_{\text{SFZ}} = 7,5 \text{ km}$  beträgt. Somit können längere Fahrten auch zu höheren Emissionen führen. Die ausgestoßenen Schadstoff- und Partikelemissionen sind unter anderem abhängig von der Brennraumwandtemperatur (vgl. Kapitel 2.3.1.2) und der Katalysatortemperatur (vgl. Kapitel 2.3.1.3). Gemäß Abbildung 2-16 ist ein VKM-Betriebspunkt mit erhöhter Drehzahl im mittleren Lastbereich geeignet, um zunächst die Entstehung von Rohemissionen während des TWC-Aufheizvorgangs zu minimieren.

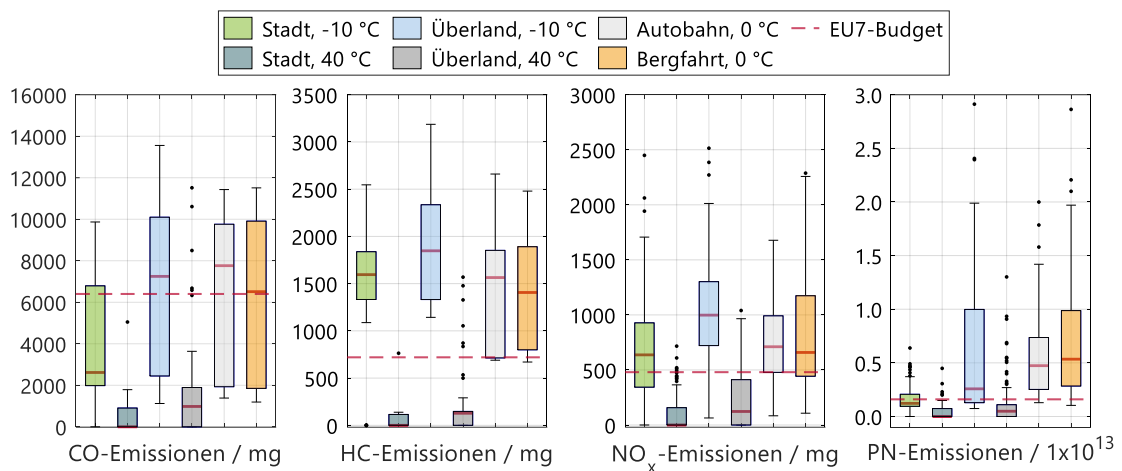










Abbildung 4-6: Statistische Auswertung der Schadstoff- und Partikel-Endrohremissionen des Zielkundenantriebsstrangs in den Realfahrtszenarien nach  $d_{EU7,Clove} = 16$  km.

Bei niedrigem Batterieladezustand wird der TWC zu Beginn des Fahrzyklus vorausschauend aufgeheizt. Bei hohen Leistungsanforderungen des Fahrers im dichten Verkehr und wiederholten starken Beschleunigungsvorgängen kann es auch bei höheren Ladezuständen der HVB zu einem unerwarteten Motorstart kommen. Dabei verschiebt sich der Betriebspunkt hin zu höheren Lasten und ggf. auch zu höheren Drehzahlen, sodass Emissionsdurchbrüche bei nicht vollständig aufgeheiztem TWC auftreten können. Dieser Effekt zeigt sich in der Überschreitung des verfügbaren Schadstoffemissionsbudgets bei allen Zyklen mit kalten Umgebungstemperaturen, da die HVB nicht zum Boosten genutzt werden kann. Zudem führen niedrige Starttemperaturen und Betriebspunkte im Bereich hoher Lasten zu deutlich höheren Rohemissionen bzw. OPF-Durchbrüchen (vgl. Abbildung 3-3 zum Einfluss der Brennraumwandtemperatur auf die Partikelentstehung). Dies zeigt sich insbesondere im BFZ aufgrund der hohen Fahrleistungen im seriellen Betriebsmodus. Neben dem Temperatureinfluss ist der Filtrationswirkungsgrad des OPF ( $\eta_{OPF,neu} = 70\%$ ) entscheidend. Mit Ausnahme der Szenarien bei  $T_{Umg} = 40$  °C überschreitet bereits das 25%-Quartil der übrigen Zyklen das verfügbare Budget von  $PN = 1,6 \times 10^{12}$ . Ähnlich wie bei den PN-Emissionen steigen auch die HC-Emissionen bei niedrigen Starttemperaturen an (vgl. Abbildung 3-3 zum Einfluss der Brennraumwandtemperatur auf die Entstehung der HC-Rohemissionen). Darüber hinaus hat die Regelung des Luftverhältnisses während der Katalysatoraufheizung einen großen Einfluss auf die resultierenden Rohemissionen, sodass mögliche zyklusangepasste Modifikationen ein Optimierungspotenzial für die Endrohremissionen bieten (vgl. Kapitel 2.3.5.2).

Die statistische Auswertung zeigt die große Diversität der unterschiedlichen Fahrtszenarien und deren Diskrepanz zum Homologationszyklus WLTC bzw. den

Grenzwerten. Im nächsten Schritt wurden zur Berücksichtigung der Häufigkeitsverteilung der unterschiedlichen Fahrtszenarien realitätsnahe Wichtungsfaktoren basierend auf den Besetzungsgraden verschiedener Fahrtzwecke aus der Studie „Mobilität in Deutschland“ [213], [214], [215] abgeleitet. Zusätzlich wird das Batterieladeverhalten des Nutzers berücksichtigt. Im ersten Nutzerprofil (NP1) wird ein häufiges Laden der HVB angenommen. In verschiedenen Studien wird auf den geringen Anteil rein elektrischer Fahrten von PHEV aufgrund niedriger Batterieladezustände hingewiesen [216], [217], [218], [219]. Daher wird im zweiten Nutzerprofil (NP2) ein selteneres Laden der HVB angenommen, was zu einer höheren Gewichtung von Fahrten mit niedrigem Ladezustand führt. Die resultierenden Fahrzeugnutzungsprofile sind in Tabelle 4-2 dargestellt.

Tabelle 4-2: Definition eines Nutzerprofils anhand der Aufteilung des Pkw-Verkehrsaufkommens nach Fahrtzwecken [213], [214] und des Batterieladeverhaltens.

Gewichtung der Szenarien	Initialer HVB-SOC			Fahrtszenarien <sup>1</sup>				
								
Nutzerprofil 1	25 %	25 %	50 %	63,3 %	22,4 %	13,8 %	0,5 %	0,05 %
Nutzerprofil 2	60 %	25 %	15 %	63,3 %	22,4 %	13,8 %	0,5 %	0,05 %







 SOC = 17 %    SOC = 50 %    SOC = 95 %    m<sub>2P</sub> = 76 kg    m<sub>5P</sub> = 349 kg    m<sub>A</sub> = 750 kg

Tabelle 4-3 zeigt die gewichteten Simulationsergebnisse für das Überlandfahrtszenario im Kalt- und Heißland im Vergleich zur WLTC-Referenz bzw. zu den EU7-Emissionsbudgets für  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16$  km. Generell ist zu erkennen, dass die Wertebereiche beider Nutzerprofile sowohl bei hohen als auch bei niedrigen Umgebungstemperaturen deutlich unterhalb der Maximalwerte aus der statistischen Auswertung liegen. Daraus lässt sich schließen, dass extreme Fahrtszenarien, wie z. B. Fahrten mit Anhänger und zusätzlich voll beladenem Fahrzeug, für die große Diskrepanz zwischen Grundauslegung und realen Fahrtszenarien verantwortlich sind.

Tabelle 4-3: Gewichtete Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus im Vergleich zur WLTC-Referenz bzw. zu den Emissionsbudgets nach  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16$  km.





















		CO <sub>2</sub>	NVH	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PN
		g/km	mJ/m <sup>2</sup>	mg	mg	mg	1 × 10 <sup>12</sup>
Referenz / Limit		109,1 / 95,0	0,028	6400	720	480	1,60
-10 °C	NP1	123,2	0,840	6180	1851	840	4,47
	NP2	163,5	1,062	4539	1639	954	4,91
40 °C	NP1	48,2	0,186	916	119	140	0,65
	NP2	91,8	0,344	1075	121	272	1,26

Daher muss bei der Auswahl der Fahrtszenarien auch die Häufigkeit im realen Betrieb berücksichtigt werden. Die mittleren CO<sub>2</sub>-Emissionen und Geräuschemissionen von

NP1 bei  $T_{Umgebung} = 40 \text{ °C}$  bleiben unterhalb der WLTC-Referenz bzw. dem Flottengrenzwert von  $95 \text{ g}_{CO_2}/\text{km}$ . Die Grenzwerte der Schadstoffemissionen werden deutlich unterschritten. Im Gegensatz dazu ist bei  $T_{Umgebung} = -10 \text{ °C}$  eine Verschlechterung aller Zielgrößen zu beobachten. Dies führt zu einer Überschreitung der Grenzwerte für HC,  $NO_x$  und PN. Der Vergleich von NP1 und NP2 bei hohen Umgebungstemperaturen zeigt eine deutliche Verschlechterung der Ergebnisse, da der rein elektrische Fahranteil abnimmt. Dennoch werden die Schadstoffgrenzwerte aufgrund der optimalen Aufheizung des Katalysators und der relativ niedrigen HC- und PN-Rohemissionen durch die höheren Starttemperaturen nicht überschritten. Im Vergleich dazu ist die Verschlechterung bei niedrigen Umgebungstemperaturen nicht so signifikant, da unabhängig vom Ladeverhalten durch die niedrigen Zelltemperaturen nur eine geringe Batterieleistung zur Verfügung steht. Daraus folgt, dass das PHEV-Ladeverhalten insbesondere in warmen Ländern einen großen Einfluss auf die Zielgrößen aufweist. Zur Verbesserung der Ergebnisse in kalten Ländern, muss das Aufheizverhalten der Batteriezellen optimiert werden. So können kritische Betriebspunkte der VKM durch den elektrischen Betrieb vermieden oder in günstigere Betriebspunkte verschoben werden.

Durch die statistische Auswertung konnten die Grenzen des Antriebsstrangs in realen Fahrscenarien identifiziert werden. Für die Demonstration der Optimierung ist der Überlandfahrzyklus geeignet, da thermisch relevante Einschränkungen sowohl durch ein schlechtes Aufheizverhalten als auch durch das thermische Abregeln von Komponenten bei hohen Umgebungstemperaturen hervorgerufen werden. Diese sind im Stadtzyklus aufgrund der geringeren Fahrleistungsanforderungen deutlich geringer. Die beispielhaft ausgewählten Fahrscenarien sind in Tabelle 4-4 dargestellt.

Tabelle 4-4: Übersicht ausgewählter anspruchsvoller Realfahrscenarien für die weiteren Untersuchungen in Kapitel 4.3 und 4.4.

FahrscENARIO	$CO_2$ g/km	SOC %	Dauer s	NVH $mJ/m^2$	$CO^1$ mg	$HC^1$ mg	$NO_x^1$ mg	$PN^1$ $1 \times 10^{12}$
 	298,5	15,5	2828	2,679	3140	1825	925	10,6
 	138,8	24,4	4161	0,368	6553	1872	730	1,72
 	54,8	34,8	2789	0,630	8494	1328	287	7,42
 $-10 \text{ °C}$  SOC = 17 %  $m_{2P} = 76 \text{ kg}$  Kein Verkehr  Defensiver Fahrer								
 $0 \text{ °C}$  SOC = 50 %  $m_{5P} = 349 \text{ kg}$  Wenig Verkehr  Sportlicher Fahrer								
 $40 \text{ °C}$  SOC = 95 %  $m_A = 750 \text{ kg}$  Viel Verkehr								

Bei kalten Umgebungstemperaturen sind besonders Szenarien mit niedrigen Ladezuständen bei hohem Verkehrsaufkommen und dynamischem Fahrverhalten

kritisch, da dann die VKM dann die Antriebsenergie für den Elektromotor bereitstellen muss. Bei warmen Umgebungstemperaturen stehen dagegen hohe Ladezustände im Vordergrund, da die elektrischen Antriebsstrangkomponenten dann thermisch hoch belastet werden. Analog zum Anforderungskatalog in Tabelle 9-1 wird der Bergfahrzyklus bei niedrigem Ladezustand und mit Anhänger bewertet. Im Gegensatz zur Grundauslegung wird ein reales Steigungsprofil verwendet, sodass der mittlere Leistungsbedarf des Generators deutlich geringer ist.

### **4.3 Thermomanagement-Technologien für hochflexible Hybridantriebe**

Um die negativen Auswirkungen des Individualverkehrs auf die einzelnen Stakeholder zu minimieren, werden im folgenden Kapitel Technologien und Regelstrategieanpassungen zur Verbesserung des Betriebsverhaltens diskutiert. Dazu werden zunächst geeignete Thermomanagement-Technologien für die Simulationsstudie definiert und erläutert. Im nächsten Schritt werden die Maßnahmen in das bestehende Simulationsmodell (vgl. Kapitel 3.1) implementiert. Im Rahmen der Simulationsstudie werden die Technologien einzeln auf ihr Potenzial zur Erreichung der Zielgrößen untersucht. Die Kosten der Technologien wurden basierend auf Bauteilanalysen bestimmt und beinhalten variable Kennzahlen, wie z. B. Stückzahlen oder Rohstoffkosten [220]. Darauf aufbauend wird eine Technologiebewertung durchgeführt und es werden entsprechende Technologiepakete gebildet. Abschließend werden die Technologiepakete in den Fahrscenarien validiert.

#### **4.3.1 Technologiedefinition und Simulationsansätze**

##### **4.3.1.1 Drehmoment- und Leistungsbegrenzung**

Eine wirksame Maßnahme zur Reduzierung der Schadstoffemissionen beim Kaltstart ist die Begrenzung des Motordrehmoments bzw. der Motorleistung. Dieser Eingriff in die Motorsteuerung wurde bereits anhand von Abbildung 2-16 in Kapitel 2.3.5.2 ausführlich erläutert. Dabei wird die maximal zulässige Motorleistung bis zum Erreichen der TWC-Betriebstemperatur begrenzt. Sobald der TWC seine Light-Off-Temperatur im Bereich von ca.  $T_{TWC,LO} = 350\text{ °C}$  erreicht hat, kann die maximale Motorleistung freigegeben werden. Dies kann bei starken Beschleunigungsanforderungen zu Fahrbarkeitseinschränkungen führen, wenn das elektrische System durch einen zu niedrigen Batterieladezustand oder thermisch bedingtes Abregeln keine Unterstützung leisten kann. Je nach Anwendung kann der Einfluss auf das Fahrverhalten von einer für

den Fahrer kaum spürbaren bis zu einer deutlichen Einschränkung reichen.

#### 4.3.1.2 Lastpunktverschiebung

Eine weitere deterministische Erweiterung der Regelstrategie ist die Lastpunktverschiebung (LPV). Insbesondere im seriellen Betriebsmodus während der Beschleunigungsphasen ist die LPV gut geeignet, um Überschreitungen des Maskierungsgeräusches zu reduzieren (vgl. Kapitel 4.2). Das Fallbeispiel in Abbildung 4-7 zeigt den Einfluss von zwei verschiedenen LPV-Varianten auf das Innenraumgeräusch der VKM und die resultierende Motorleistung.

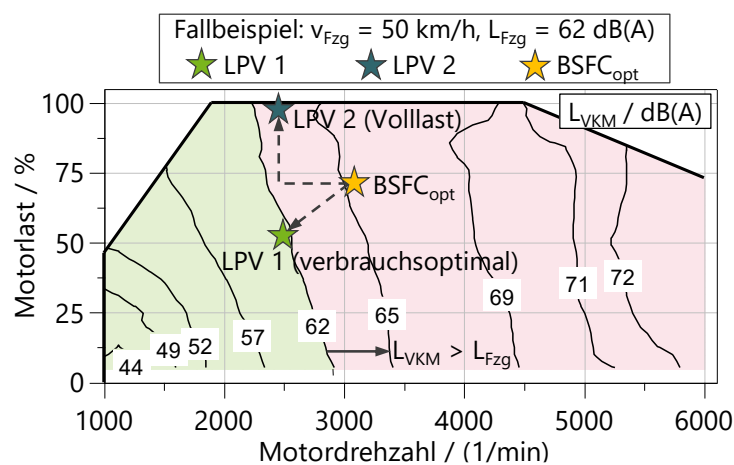


Abbildung 4-7: Einfluss verschiedener Varianten der Lastpunktverschiebung auf das Innenraumgeräusch der VKM.

LPV 1 zeigt die Verschiebung auf der verbrauchsoptimalen Kennlinie, während LPV 2 eine Verschiebung der Betriebspunkte auf der Volllastkennlinie zeigt. Beide Varianten ermöglichen eine Reduktion der Geräuschemissionen, haben aber unterschiedliche Nebeneffekte hinsichtlich Batterieladezustand sowie  $CO_2$ - und Schadstoffemissionen. Da lediglich Anpassungen der Betriebsstrategie erforderlich sind, ist diese Maßnahme kostenneutral.

#### 4.3.1.3 Warmwasserspeicher

Der Warmwasserspeicher (WWS) speichert nach Erreichen der VKM-Betriebstemperatur das heiße Kühlmittel des HTK. Beim nächsten Wiederstart kann die Wärmeenergie im WWS zur indirekten Aufheizung der VKM durch konvektiven Wärmeübergang (vgl. Gl. 2-6) vom Kühlmittel auf die Brennraumwände genutzt werden. Für die thermische Konditionierung vor Fahrtbeginn ist eine elektrische Wasserpumpe im HTK erforderlich, um das Kühlmittelvolumen des WWS ( $V_{WWS} = 5 \text{ L}$ ) vor dem Motorstart zur gezielten Bauteilerwärmung mit hohen

Strömungsgeschwindigkeiten durch die Wassermäntel zu pumpen. Zur Analyse des WWS-Abkühlverhaltens im geparkten Zustand wurde ein thermisches Simulationsmodell genutzt, das den Wärmeaustausch mit der Umgebung berücksichtigt. Der schematische Aufbau des Modells ist in Abbildung 4-8 rechts mit den charakteristischen Kennzahlen der unterschiedlichen Isolationsmaterialien von Luft und Polyurethan (PU) dargestellt.

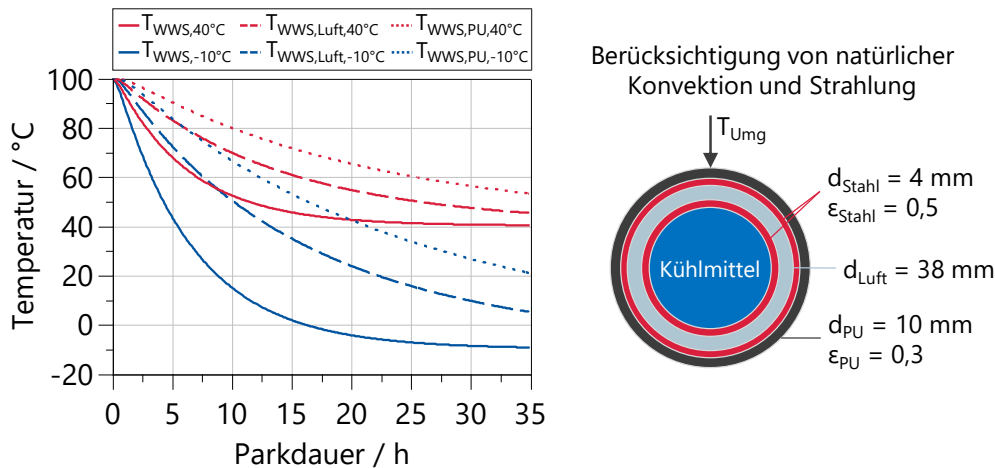


Abbildung 4-8: Einfluss unterschiedlicher WWS-Isolationen auf das Abkühlverhalten des Kühlmittels im WWS bei  $T_{Umg} = -10^\circ C$  und  $T_{Umg} = 40^\circ C$  (links) und schematischer Aufbau des thermischen Simulationsmodells (rechts).

Für den konvektiven Wärmeübergang vom WWS an die Umgebung wird ein Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha_{WWS,Umg} = 7 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$  bei natürlicher Konvektion angenommen [221]. Die Simulationsergebnisse auf der linken Seite der Abbildung 4-8 zeigen den Einfluss unterschiedlicher WWS-Isolationsschichten auf das Abkühlverhalten des Kühlmittels bei  $T_{Umg} = -10^\circ C$  und  $T_{Umg} = 40^\circ C$ . Die durchschnittliche Parkdauer in Deutschland beträgt nach [213]  $t_{Park} = 19 \text{ h}/\text{Tag}$ . In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass das Fahrzeug abends abgestellt wird und am nächsten Morgen wieder benutzt wird, sodass die Vorlauftemperaturen für eine Parkdauer von  $t_{Park} = 12 \text{ h}$  abgelesen werden. Der WWS verursacht zusätzliche Kosten  $K_{WWS} = 56 \text{ €}$  für die Ventile, Leitungen und das Gehäuse [220]. Latentwärmespeicher (LWS) können das Abkühlverhalten zusätzlich verbessern und die gespeicherte Energiemenge erhöhen [222], [223].

#### 4.3.1.4 Motorkapselung

Die Dämmung der Motorhaube und des Unterbodens gehört seit langem zum Stand der Technik der NVH-Reduktionsmaßnahmen [2]. Eine Erweiterung stellt die Motorkapselung (MK) dar, die als motornahes System (z. B. Injektordämmung) oder als

motorumschließendes Gehäuse realisiert werden kann [224]. Zur gleichzeitigen Wärme- und Motorgeräuschdämmung setzt Röchling den Verbundwerkstoff Al-Seeberlit ein. Der thermische und akustische Einfluss der Motorkapselung wurde aus Fahrzeugmessungen abgeleitet. Auf der linken Seite von Abbildung 4-9 ist das Abkühlverhalten der VKM für unterschiedliche Umgebungstemperaturen für die Basisvariante und mit MK während eines Parkvorgangs dargestellt.

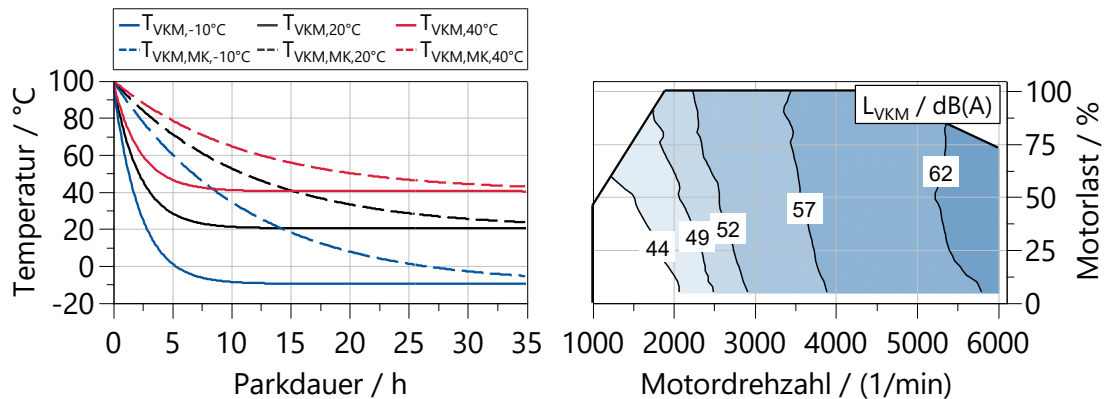


Abbildung 4-9: Einfluss der Motorkapselung auf das Abkühlverhalten der VKM bei  $T_{Umg} = -10\text{ °C}$ ,  $T_{Umg} = 20\text{ °C}$  und  $T_{Umg} = 40\text{ °C}$  (links) sowie auf das Innenraumgeräusch der VKM (rechts) basierend auf den Messergebnissen aus [225].

Die Ergebnisse bei  $T_{Umg} = 20\text{ °C}$  stammen aus einer Messung von Röchling und wurden zur Kalibrierung eines thermischen Modells für die Simulation weiterer Umgebungstemperaturen verwendet. Analog zum vorherigen Kapitel wird auch eine Parkdauer von  $t_{Park} = 12\text{ h}$  für die Definition der Vorlaufemperaturen angenommen. Ebenfalls aus Messungen von Röchling geht hervor, dass das Innenraumgeräusch der VKM im Vergleich zur Basis (vgl. rechtes Diagramm in Abbildung 3-18) um  $\Delta L_{VKM,MK} = 10\text{ dB(A)}$  reduziert werden kann (siehe rechtes Diagramm in Abbildung 4-9) [225]. Die zusätzlichen Kosten betragen  $K_{MK} = 70\text{ €}$  [226].

#### 4.3.1.5 Batterie-Heizelemente

Um den Einsatzbereich der HVB bei tiefen Temperaturen zu erweitern, gibt es unterschiedliche Möglichkeiten der aktiven Beheizung der Zellen. Einige Hersteller nutzen den schlechten Wirkungsgrad der Zelle bei tiefen Temperaturen zur Selbsterwärmung der Zellen (vgl. BAB- und BFZ-Fahrtszenarien bei  $T_{Umg} = 0\text{ °C}$  in Abbildung 4-3). Bei hohen thermischen Trägheiten kann dieses Verfahren jedoch zu teilweise sehr langen Aufheizzeiten führen. Deshalb werden in dieser Arbeit zwei Technologien untersucht, die über einen elektrischen Widerstand, sog. PTC-Elemente, Wärme erzeugen und zum Aufheizen der Zellen verwendet werden. Die Leistung ist

dabei um ein Vielfaches höher als bei der Selbstaufheizung der Zellen. Die indirekte Beheizung der Batterie ist mit selbstregelnden PTC-Heizelementen im Batteriekühlkreislauf möglich (vgl. HV-Heizer in Abbildung 4-10). Durch Einschalten der elektrischen Wasserpumpe wird die Wärme vom PTC-Heizelement konvektiv (vgl. Gl. 2-6) abgeführt und über die Kühlplatte den Zellen zugeführt. Am Markt sind HV-Systeme mit Heizleistungen bis  $P_{\text{HVB,PTC1}} = 9 \text{ kW}$  erhältlich [227].

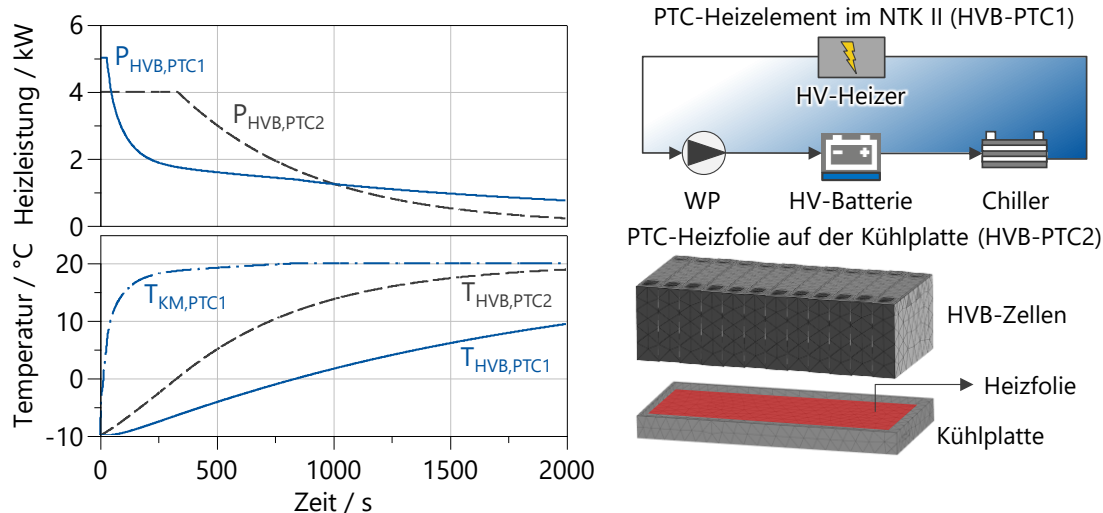


Abbildung 4-10: Aufheizverhalten (links) und Aufbau (rechts) der beiden Batterieheizkonzepte.

Die intelligente Steuerung berücksichtigt eine kontinuierliche Reduzierung der Heizleistung bei steigender Batterie- bzw. Kühlmitteltemperatur. Der HV-Heizer wird in das 1D-Modell des Kühlsystems integriert und berücksichtigt die thermische Trägheit und den zusätzlichen hydraulischen Druckverlust. Für den PTC-Heizer und die HV-Ansteuerung entstehen Kosten in Höhe von  $K_{\text{HVB,PTC1}} = 78 \text{ €}$  [220].

Darüber hinaus ist auch eine direkte Beheizung der Zellen möglich. Dazu wird eine Heizfolie seitlich oder unterhalb der Zelle angebracht. Aufgrund der einfachen Integration wird hier die Variante auf der Kühlplatte bzw. Zellunterseite verwendet, wie in Abbildung 4-10 links unten dargestellt. Die Heizelemente ermöglichen je nach Hersteller maximale Wärmestromdichten von  $20 \text{ kW/m}^2 < q_{\text{HVB,PTC2,max}} < 350 \text{ kW/m}^2$  [228], [229], [230]. Da die Batterieleistung beim Kaltstart begrenzt ist und eine zu große Temperaturdifferenz innerhalb der Zelle vermieden werden muss, wird die maximale Heizleistung für das Gesamtsystem auf  $P_{\text{HVB,PTC2,max}} = 4 \text{ kW}$  begrenzt. Daraus ergibt sich für eine einzelne Zelle entsprechend der Zellenanzahl  $n_{\text{HVB,Zelle}} = 96$  eine Heizleistung von  $P_{\text{HVB,PTC2,Zelle}} = 41,7 \text{ W/Zelle}$ . Die Kosten der Heizfolien und der Ansteuerungskomponenten betragen  $K_{\text{HVB,PTC2}} = 120 \text{ €}$  [220].

Das Diagramm in Abbildung 4-10 links zeigt den zeitlichen Verlauf der mittleren

Zelltemperatur und der Heizleistungen für die beiden Heizungsvarianten. Beim ersten Konzept ist zunächst ein starker Anstieg der Kühlmitteltemperatur zu beobachten, sodass die Wärme über das Kühlmittel an die Zellen übertragen werden kann. Nach Erreichen von  $T_{KM,HVB} = 20 \text{ °C}$  wird die Heizleistung reduziert, um im späteren Verlauf unnötige Energie zum Kühlen zu verschwenden. Durch den geringeren thermischen Widerstand heizt sich die Zelle im zweiten Konzept schneller auf. Dabei wird die Leistung entsprechend der Temperaturdifferenz innerhalb der Zellen angepasst. Daraus ergibt sich ein höherer elektrischer Energieverbrauch für das zweite Konzept.

#### 4.3.1.6 Natrium-Ionen Batteriezelltechnologie

Ein wesentlicher Vorteil der Natrium-Ionen- (SiB) gegenüber der Lithium-Ionen-Technologie (NMC) ist der deutlich geringere Innenwiderstand bei niedrigen Temperaturen. Dies führt zu verbesserten Entladeeigenschaften bei niedrigen Temperaturen, wie in Abbildung 4-11 dargestellt. Die Skalierung der maximalen Entladerate (C-Rate) basiert auf [231]. Für einen fairen Vergleich wurde die Fahrzeugbetriebsstrategie mit den spezifischen Eigenschaften der SiB-Zelltechnologie erneut optimiert.

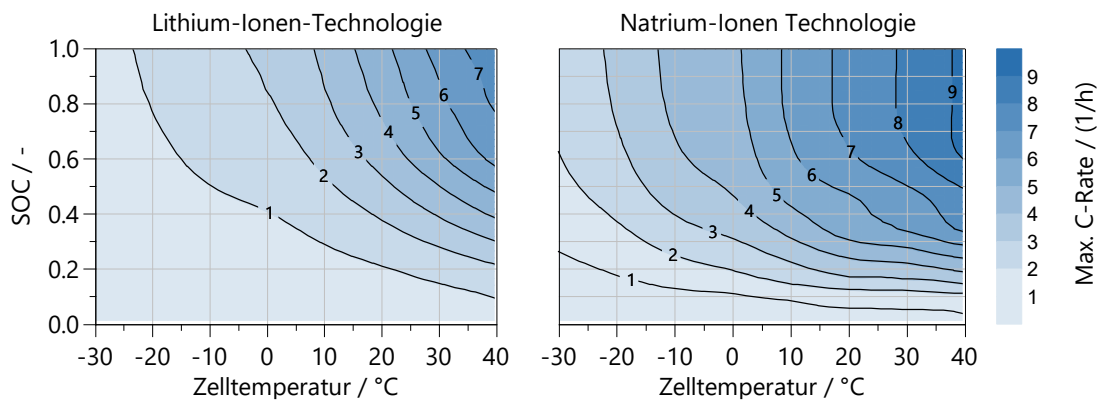


Abbildung 4-11: Maximale Entladerate (C-Rate) von Nickel-Mangan-Cobalt- (links) und Natrium-Ionen-Batteriesystemen (rechts) in Abhängigkeit von Zelltemperatur und Ladezustand.

In Anlehnung an [232] werden die zusätzlichen Kosten für eine gegebene Batteriegröße mit  $f_{\text{Kosten,SiB}} = 1,33$  im Vergleich zur NMC-Technologie abgeschätzt. Ein weiterer Nachteil ist die zusätzliche Masse von  $m_{\text{HVB,SiB}} = 80 \text{ kg}$  im Vergleich zum Basissystem, bedingt durch die geringe gravimetrische Energiedichte von  $w_{\text{HVB,SiB}} = 102 \text{ Wh/kg}$  im Vergleich zu  $w_{\text{HVB,NMC}} = 132 \text{ Wh/kg}$  für die NMC-Zelltechnologie [231].

#### 4.3.1.7 Elektrische Heizscheibe und Sekundärluftpumpe

Ein elektrisch beheizter Katalysator (EHC) ermöglicht ein schnelleres Aufheizen des TWC, sodass die mit konventionellen TWC-Heizstrategien verbundenen

Einschränkungen der Fahrbarkeit auf ein Minimum reduziert werden können. In Kombination mit einer Sekundärluftpumpe (SLP) ist eine thermische Konditionierung vor dem Motorstart möglich.

Abbildung 4-12 zeigt ein Abgasnachbehandlungskonzept mit SLP, EHC und beschichtetem OPF. Der aktuelle Entwicklungstrend verspricht Filtrationswirkungsgrade von  $\eta_{\text{OPF,neu}} > 90\%$  im Neuzustand [233]. Trotz der fehlenden thermischen Beeinflussung des OPF-Filtrationswirkungsgrades ist diese Evolution hilfreich, um in kalten Regionen die Partikelemissionen zu reduzieren.

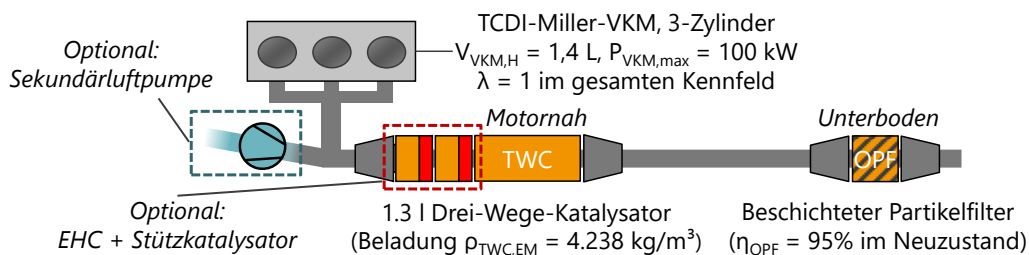


Abbildung 4-12: Abgasnachbehandlungskonzept mit optionaler Sekundärluftpumpe, elektrischen Heizscheiben und beschichtetem Ottopartikelfilter.

In dieser Arbeit wird eine Heizscheibe mit Stützkatalysator und einer Vorheizzeit von  $t_{\text{EHC,VH}} = 30 \text{ s}$  verwendet [144], [234]. Dies gewährleistet aufgrund der geringen thermischen Trägheit des Stützkatalysators eine schnelle Umsetzung der Schadstoffemissionen. Die Mehrzahl der derzeit auf dem Markt verfügbaren Systeme operiert auf Basis eines 48V-Bordnetzes [235], [236], [237]. Bei Hochvolt-Hybridfahrzeugen ist daher ein zusätzlicher DC-DC-Spannungswandler erforderlich, um die Spannungsebenen zwischen dem Hochvoltsystem und dem 48V-Bordnetz anzupassen. Eine Heizscheibe ermöglicht eine maximale Heizleistung von  $P_{\text{EHC,max}} = 4 \text{ kW}$ . Zur Erhöhung der Heizleistung können auch zwei Heizscheiben in Reihe geschaltet werden (siehe Abbildung 4-12). Beim Konzept mit einer EHC, SLP und 48V-Bordnetz entstehen Mehrkosten von  $K_{\text{EHC}} = 139 \text{ €}$  [220].

#### 4.3.1.8 Elektrische Brennraumheizung

Der Wärmeeintrag durch indirekte Heizmaßnahmen wie dem WWS ist durch den Wärmeübergangskoeffizienten und die Kühlmitteltemperatur begrenzt. Daher wird in dieser Arbeit eine elektrische Brennraumheizung (EBH) untersucht, bei der die Wärme von einem Heizdraht direkt auf die Laufbuchse übertragen wird. Abbildung 4-13 zeigt auf der rechten Seite das Konzept mit eingegossenem Runddraht im Zylinder.

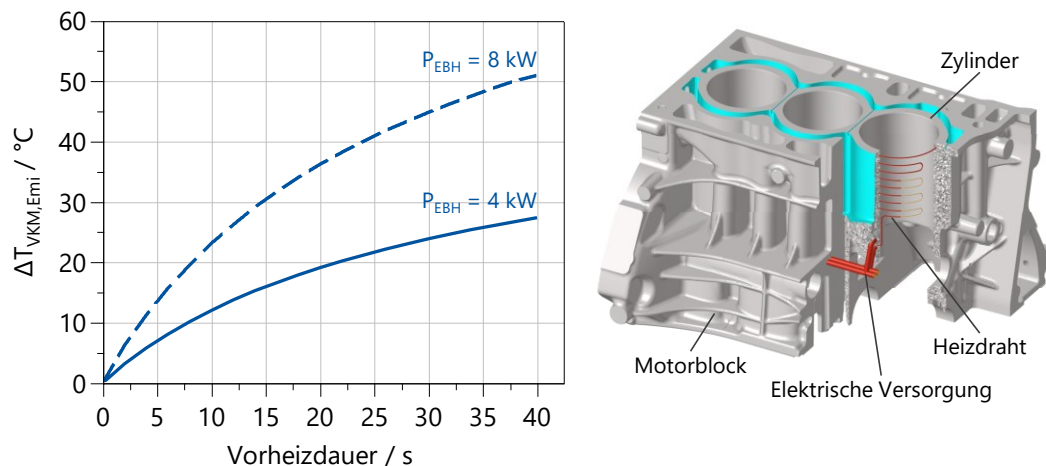


Abbildung 4-13: Aufbau der elektrischen Brennraumheizung und deren Aufheizverhalten bei unterschiedlichen Vorheizdauern und Heizleistungen.

Im Rahmen der Konzeptauslegung wurden verschiedene Konzepte mit unterschiedlichen Materialien untersucht. Die Auswirkungen auf die Festigkeit des Motors und den Herstellungsprozess wurden in dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Zur Analyse des Aufheizverhaltens wurde das Konzept in das detaillierte thermische Simulationsmodell der VKM aus Kapitel 3.1.3.1 implementiert. Das elektrische Ersatzmodell der Heizspiralen berechnet den resultierenden Wärmestrom in Abhängigkeit vom elektrischen Widerstand. Zur Vergleichbarkeit mit dem EHC wird die Heizleistung auf  $P_{EBH1,max} = 8 \text{ kW}$  begrenzt. Die Temperaturdifferenzen sind im Diagramm in Abbildung 4-13 für unterschiedliche Vorheizzeiten und Heizleistungen dargestellt. Durch den Einsatz höherer Heizleistungen kann der Aufheizvorgang beschleunigt werden. Analog zum EHC wird ein 48V-Bordnetz verwendet, um den Aufwand für die HV-Schutzmaßnahmen zu minimieren [238]. Die Kosten für die integrierte Heizung, das 48V-System und ECU-Funktionsanpassungen werden auf  $K_{EBH} = 125 \text{ €}$  geschätzt [220].

#### 4.3.1.9 Direktkühlverfahren

Die Ergebnisse der Grundauslegung (vgl. Generatorauslegung in Kapitel 4.1) und der Realfahrtszenarien zeigen die Grenzen der indirekten Kühlverfahren. In Kapitel 2.3.3 wurden bereits die Vorteile von direkten Kühlverfahren (DK) aufgezeigt. Um den Einfluss zu quantifizieren wird die bestehende Mantelkühlung des Elektromotors um eine Ölspritzkühlung der Wickelköpfe erweitert. In Abbildung 4-14 ist das Konzept auf der rechten Seite dargestellt. Die direkte Kühlung der Wickelköpfe erfordert den Einsatz einer dielektrischen Flüssigkeit, wie z. B. Getriebeöl, um einen Kurzschluss zu vermeiden. Eine Ölpumpe versorgt die Verteilergalerie und die Kühldüsen auf der Oberseite der

EM.

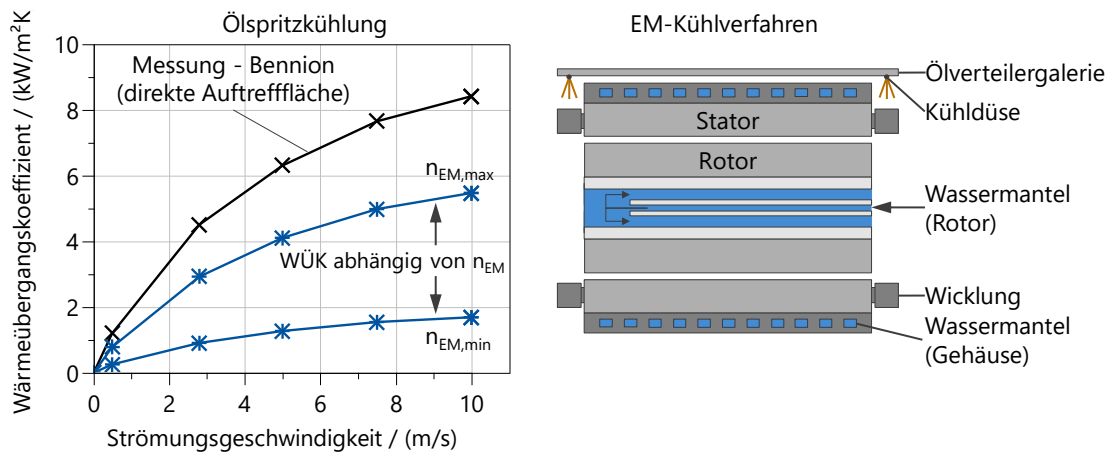


Abbildung 4-14: Wärmeübergangskoeffizienten der Ölspritzkühlung nach [239] (links) und schematische Übersicht der Ölspritzkühlung des Wickelkopfes im Schnitt (rechts).

Die Grundlagenuntersuchung von Bennion zeigt, dass der Wärmeübergangskoeffizient (WÜK) hauptsächlich von der Strömungsgeschwindigkeit abhängt [239]. Die Öltemperatur und die Oberflächentopologie der Aufprallfläche haben nur einen geringen Einfluss und werden nachfolgend nicht berücksichtigt. Das linke Diagramm in Abbildung 4-14 zeigt, dass der Anstieg des WÜK mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit degressiv verläuft. Zudem werden unter realen Bedingungen nicht alle Oberflächen des Wickelkopfes direkt von den Kühldüsen erreicht, sodass eine Reduktion des WÜK anzunehmen ist. Bei niedrigen Drehzahlen nimmt der Anteil der benetzten Flächen aufgrund der geringeren Zentrifugalkräfte weiter ab [240]. Der Energieverbrauch der elektrischen Ölpumpe und der Wärmeaustausch des Öls mit dem NTK I (vgl. Abbildung 2-12) werden im Simulationsmodell berücksichtigt. Die Kosten für die Erweiterung des EM-Kühlsystems betragen für die zusätzlichen Komponenten wie Ölpumpe und Ölkühler  $K_{EM,\dot{O}K} = 78 \text{ €}$  [220].

In Batteriesystemen wird die Immersionskühlung als direkte Kühlmethode eingesetzt, bei der die Zellen direkt mit dem Kühlmedium in Kontakt kommen. Das in dieser Arbeit verwendete Konzept ist in Abbildung 4-15 rechts dargestellt und verwendet analog zur EM-Direktkühlung ein dielektrisches Fluid. Der Wärmeübergang erfolgt über die Seitenflächen der Batteriezellen, sodass der Wärmestrom aufgrund der mehr als fünffach größeren Oberfläche im Vergleich zur Zellunterseite deutlich ansteigt. Vorteilhaft ist auch der geringere Temperaturgradient im Vergleich zur Kühlung mit der Kühlplatte in der Grundauslegung, wodurch Alterungseffekte reduziert werden können. Um eine gleichmäßige Verteilung der WÜK zu erreichen, wurden

Umlenkungen in den Kühlkanälen berücksichtigt.

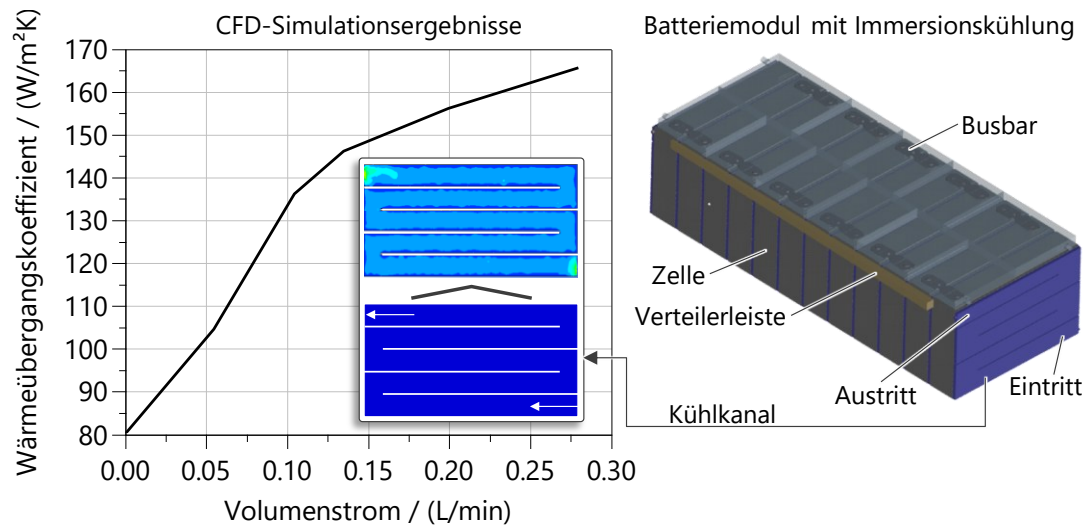


Abbildung 4-15: CFD-Simulationsergebnisse zur Bestimmung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten (links) und Aufbau der HVB-Immersionenkühlung (rechts).

Die WÜK wurden aus CFD-Simulationen abgeleitet und sind in Abbildung 4-15 links dargestellt. Erwartungsgemäß nimmt der WÜK mit steigendem Volumenstrom zu. Der Wechsel auf die Immersionenkühlung wird als kostenneutral angenommen. Der Aufwand für die Integration der Kühlkanäle in das Modulgehäuse wird durch den Wegfall der Kühlplatte kompensiert. Durch geringe Änderungen am bestehenden Kühlsystem entstehen Kosten von  $K_{\text{HVB,IK}} = 30 \text{ €}$  [220].


### 4.3.2 Auswertung der Einzeltechnologien

Im Folgenden werden die Ergebnisse der einzelnen Technologien in den Realfahrtszenarien (vgl. Kapitel 4.2) analysiert. Die Optimierungspotenziale unterscheiden sich aufgrund der unterschiedlichen Lastprofile der spezifischen Fahrtszenarien, zeigen aber im Allgemeinen die gleichen Tendenzen. Die Effekte werden anhand der Ergebnisse des Überlandfahrzyklus im Kalt- und Heißland erläutert.

#### 4.3.2.1 Überlandfahrzyklus im Kaltland

Zunächst werden die Simulationsergebnisse der einzelnen Technologien für das Überlandfahrtszenario „Kaltland 1“ mit niedrigem Batterieladezustand anhand von Tabelle 4-5 diskutiert. Die jeweils schlechteste Technologie ist rot, die beste grün markiert. Die  $\text{CO}_2$ -Emissionen entsprechen den tatsächlich während der Fahrt ausgestoßenen Emissionen und beinhalten keine Korrektur basierend auf dem Batterieladezustand am Ende des Fahrzyklus.

Tabelle 4-5: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Kaltland 1“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).

Fahrtszenario		CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1 × 10 <sup>12</sup>
		293,6	15,5	2833	3,791	3463	1608	1037	14,3
M <sub>VKM</sub> -Begrenzung		292,9	15,5	2844	3,798	2199	1050	439	14,5
LPV	Variante 1	244,3	12,8	3044	0	1647	1171	760	3,44
	Variante 2	298,8	15,3	2850	3,619	6048	1339	792	14,1
WWS	ohne VK <sup>2</sup>	291,4	15,5	2833	3,781	2824	1071	1010	13,7
	mit VK <sup>3</sup>	291,3	15,5	2857	3,779	3216	907	950	13,6
Motorkapselung		288,0	15,5	2833	0,004	1987	132	915	12,9
OPF 2. Generation		293,6	15,6	2833	3,790	2426	1329	772	3,16
HVB- Heizung	PTC 1	274,1	18,3	2833	3,471	3361	1645	1034	14,3
	PTC 2	252,0	19,6	2833	3,088	3708	1645	1007	13,6
Natrium-Ionen Zelle		296,4	12,2	2854	2,779	2480	1447	1249	9,88
EHC	1 x ohne VK <sup>3</sup>	294,1	15,6	2833	3,784	3770	1525	683	14,3
	2 x ohne VK <sup>3</sup>	294,6	15,5	2833	3,790	3439	1472	584	14,4
EHC &	1 x mit VK <sup>2</sup>	293,8	15,6	2833	3,791	3288	817	550	14,3
SLP	2 x mit VK <sup>2</sup>	293,9	15,6	2833	3,789	1936	336	158	14,4
Brennraumheizung		294,6	15,0	2833	3,791	3051	368	887	13,5

 -10 °C  SOC = 17 %  Viel Verkehr  Sportlicher Fahrer

<sup>1</sup> Auswertung nach  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16 \text{ km}$ , <sup>2</sup> Ohne Vorkonditionierung, <sup>3</sup> Mit Vorkonditionierung  $t_{\text{VK}} = 30 \text{ s}$

Durch die *Begrenzung des maximalen Motordrehmoments* während der TWC-Aufheizphase wird der Schadstoffausstoß reduziert. Die HC-Grenzwerte werden jedoch aufgrund der niedrigen Starttemperatur weiterhin nicht eingehalten. Durch die geringere Motorlast verlangsamt sich der Motorwarmlauf, sodass die Partikel-Emissionen im Vergleich zur Basis leicht ansteigen. Die Fahrzeit erhöht sich nur um  $\Delta t_{\text{F,DB}} = 11 \text{ s}$ , da der Anteil der Warmlaufphase am Gesamtzyklus gering ist. Entsprechend niedrig ist auch der Einfluss auf die CO<sub>2</sub>- und Geräuschemissionen.

Bei der *Lastpunktverschiebung* auf der verbrauchsoptimalen Kennlinie (LPV1) hin zu niedrigeren Motordrehzahlen und -leistungen werden Überschreitungen des Maskierungsgeräusches durch die VKM vollständig vermieden. Nachteilig ist die Erhöhung der Fahrdauer um  $\Delta t_{\text{F,LPV1}} = 211 \text{ s}$ . Die zweite Variante (LPV2) verschiebt den Betriebspunkt auf die Volllastkurve, um auch weiterhin höhere Leistungsanforderungen bereitstellen zu können. Dadurch steigt die Fahrzeit nur um  $\Delta t_{\text{F,LPV2}} = 17 \text{ s}$  an, allerdings sinkt auch das NVH-Optimierungspotenzial. Negativ sind die höheren CO-Emissionen aufgrund der höheren Motorlast. Ansonsten können bei beiden Varianten alle Emissionen reduziert werden. Dies geht jedoch mit einem niedrigeren SOC am Ende des Fahrzyklus einher, da im seriellen Betrieb weniger elektrische Energie in die HVB

nachgeladen wird. Demnach muss diese Anpassung der Betriebsstrategie bei sehr niedrigen Ladezuständen ausgesetzt werden, um eine vollständige Entladung der HVB zu vermeiden.

Die Starttemperatur des Motors beträgt bei Nutzung der *Motorkapselung* (MK)  $T_{\text{VKM,Start}} = 25 \text{ °C}$  (vgl. Abbildung 4-9). Der Kraftstoffverbrauch wird durch die geringere Motorreibung und den früheren Einsatz der Abgasrückführung verringert. Außerdem kann die thermische Energie des Kühlmittels für die Innenraumklimatisierung genutzt werden, sodass der elektrische Energieverbrauch des Zuheizers abnimmt. Weiterhin werden die Partikel- und HC-Emissionen aufgrund der besseren Gemischaufbereitung reduziert (vgl. Abbildung 3-3). Da der Warmwasserspeicher die thermische Energie zunächst vom Kühlmittel durch Konvektion in den Brennraum und an das Öl übertragen muss, ist das Potenzial etwas geringer als bei der MK. Durch die Vorkonditionierung mit der elektrischen Wasserpumpe, kann das Potenzial des WWS gesteigert werden.

Der beschichtete *Ottopartikelfilter* der zweiten Generation ermöglicht durch seine höhere Filtrationseffizienz deutlich geringere Partikelemissionen. Durch die zusätzliche Beschichtung des OPF ist eine Reduzierung der Schadstoffemissionen ohne Beeinträchtigung der Fahrbarkeit, der CO<sub>2</sub>-Emissionen und der Geräuschemissionen möglich.

Durch die Nutzung der *Batterieheizung* erhöht sich der Anteil des elektrischen Fahrens, wodurch die CO<sub>2</sub>- und Geräuschemissionen der VKM reduziert werden können. Zudem erhöht sich der Ladezustand der HVB am Ende des Zyklus, da die maximale Ladeleistung aufgrund der höheren Zelltemperaturen ebenfalls ansteigt. Die Schadstoffemissionen sinken nur geringfügig, da der HVB-Heizvorgang während des Kaltstarts noch nicht abgeschlossen ist. Das Optimierungspotenzial der Direktheizung (Variante 2) ist höher, da der Aufheizvorgang schneller durchgeführt werden kann und somit die Vorteile der höheren Batterieleistung früher genutzt werden können.

Durch die SiB-Zelltechnologie kann die Motorlast während des Kaltstarts im Vergleich zur NMC-Technologie gesenkt werden, sodass die Emissionen sinken. Darüber hinaus ist auch eine Verbesserung der Geräuschemissionen zu erkennen, da der elektrische Fahranteil bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten zunimmt. Nachteilig sind die höheren CO<sub>2</sub>-Emissionen und die längere Fahrtdauer verursacht durch die höhere Masse des Batteriesystems.






Ohne Vorheizen zeigt der elektrisch beheizte Katalysator nur eine geringe Verbesserung der Schadstoffemissionen, bei gleichzeitig höheren CO<sub>2</sub>-Emissionen





durch den elektrischen Energiebedarf. Durch die Vorkonditionierung mit der Sekundärluftpumpe vor dem ersten Motorstart kann das Potenzial erheblich gesteigert werden, sodass bei Verwendung von zwei Heizscheiben die geringsten Schadstoffemissionen im Vergleich zu den anderen Technologien erreicht werden.

Die *elektrische Brennraumheizung* (EBH) reduziert im Vergleich zum EHC die HC- und Partikelemissionen bereits bei der Entstehung im Brennraum. Vorteilhaft ist, dass der elektrische Energiebedarf teilweise durch Reibungsvorteile des Motors kompensiert werden kann. Ein weiterer positiver Nebeneffekt ist die Reduktion der Wandwärmeverluste, sodass sich die Abgasenthalpie in der Warmlaufphase erhöht und der TWC den Light-Off schneller erreichen kann.

Um den Einfluss des HVB-Ladezustandes und des Fahrertyps zu quantifizieren, werden die Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Kaltland 2“ analysiert. Dabei werden nur die Technologien berücksichtigt, die auch von den oben genannten Variationsparametern beeinflusst werden. Die Simulationsergebnisse bei defensiver Fahrweise und mittlerem Ladezustand sind in Tabelle 4-6 dargestellt. Alle nicht gezeigten Technologien sind in Tabelle 9-17 im Anhang gezeigt.

Tabelle 4-6: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Kaltland 2“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).

Fahrtszenario	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1×10 <sup>12</sup>
    	136,8	24,5	4160	0,529	7318	1775	829	2,07
M <sub>VKM</sub> -Begrenzung	135,3	24,2	4160	0,525	1629	915	232	2,00
LPV Variante 1	125,6	20,7	4168	0	4417	1557	670	1,61
LPV Variante 2	151,2	25,7	4160	0,062	9746	1380	449	5,26
TWC-Heizstrategie	139,1	24,5	4160	0,368	2248	1521	780	1,66
HVB-Heizung PTC 1	106,8	15,7	4160	0,447	7354	1820	1019	1,91
HVB-Heizung PTC 2	99,5	15,4	4160	0,376	7643	1819	896	1,82
Natrium-Ionen Zelle	134,1	17,4	4158	0,471	2386	1325	124	2,32

 -10 °C  SOC = 50 %  Viel Verkehr  Defensiver Fahrer

<sup>1</sup> Auswertung nach  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16 \text{ km}$ , <sup>2</sup> Ohne Vorkonditionierung, <sup>3</sup> Mit Vorkonditionierung  $t_{\text{VK}} = 30 \text{ s}$

Der Kaltstart der VKM während des Fahrzyklus führt in diesem Szenario zu hohen Rohemissionen bzw. zu Emissionsdurchbrüchen im kalten TWC. Demnach können die Schadstoffemissionen durch den Einsatz der *Momentenbegrenzung* analog zum vorherigen Szenario deutlich reduziert werden. Zusätzlich ist hier auch eine Reduktion der Partikelemissionen zu beobachten, was die hohe Sensitivität der Randbedingungen auf die Ergebnisse unterstreicht. Eine Einschränkung der Fahrbarkeit kann durch den höheren Batterieladezustand vermieden werden. Dies zeigt sich auch in dem geringen

Anstieg der Fahrzeit  $\Delta t_{F,LPV1} = 8$  s für die erste LPV-Variante.

Die Anpassung der TWC-Heizstrategie sieht eine thermische Vorkonditionierung des TWC direkt zu Beginn des Fahrzyklus vor. Dadurch ist eine deutliche Reduktion der Schadstoffemissionen zu erkennen, da der TWC bei den unerwarteten Motorstarts während des Zyklus bereits die Light-Off-Temperatur erreicht hat. Dies geht jedoch mit einem Anstieg der CO<sub>2</sub>-Emissionen einher. Eine Möglichkeit zur weiteren Optimierung dieser Wechselwirkung bieten prädiktive Regelstrategien, die in Kapitel 4.4 diskutiert werden.

Durch den höheren Ladezustand der Batterie im Vergleich zum Szenario „Kaltland 1“ steigt auch der Anteil des elektrischen Fahrens. Dies führt in Kombination mit den niedrigeren Fahrleistungsanforderungen durch den defensiven Fahrer zu verbesserten Ergebnissen der Zielgrößen. Das Potential der Batterieheizung steigt ebenfalls an, da durch den höheren Ladezustand mehr elektrische Energie für den rein elektrischen Antrieb genutzt werden kann.











Ähnlich zur NMC-Technologie erreicht die SiB-Zelltechnologie ihr volles Optimierungspotenzial ohne Fahrzeitverlängerung bei höheren Ladezuständen. Dies geht einher mit einer Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen, da mehr elektrische Energie für den Fahrzeugantrieb zur Verfügung steht. Dies führt auch zu einer leichten Verbesserung der NVH-Emissionen. Mit Ausnahme der PN-Emissionen ist eine noch stärkere Reduktion der Abgasemissionen zu beobachten. Die PN-Emissionen steigen aufgrund nicht optimaler Motorbetriebspunkte, niedrigerer Motortemperaturen und damit erhöhter PN-Rohemissionen.

#### **4.3.2.2 Überlandfahrzyklus im Heißland**

Im vorangegangenen Kapitel wurden die Optimierungsmaßnahmen für Fahrscenarien in kalten Ländern bewertet. Hier folgt die Analyse einzelner Technologien für den Überlandfahrzyklus bei  $T_{Umg} = 40$  °C. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Untersuchung von Anpassungen der regelbasierten Betriebsstrategie, sowie von Hochleistungskühlverfahren zur Vermeidung von thermischem Abregeln der elektrischen Komponenten (HVB und EM). Die Ergebnisse für das Überlandfahrscenario „Heißland“ sind in Tabelle 4-7 dargestellt. Ähnlich wie im Szenario „Kaltland 2“ führen unerwartete Motorstarts, hier ausgelöst durch thermisches Abregeln von EM oder HVB, zu hohen Emissionsdurchbrüchen im TWC. Deswegen ist wie bei der Momentenbegrenzung wieder eine geeignete Betriebsstrategieanpassung zur Reduzierung der Schafstoff- und Partikelemissionen erforderlich. Die erste Variante der

LPV zeigt ebenfalls den gleichen Trend wie die vorherigen Szenarien. Dabei sind die sehr geringen Fahrbarkeitseinschränkungen von  $\Delta t_{F,DB} = 3$  s und  $\Delta t_{F,LPV1} = 4$  s positiv hervorzuheben.

Tabelle 4-7: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Heißland“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).

Fahrtszenario	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1×10 <sup>11</sup>	
    	54,8	34,8	2789	0,630	8494	1328	287	7,42	
Leistungsbegrenzung	56,4	35,5	2792	0,531	1602	163	100	5,44	
LPV-Variante 1	47,4	33,2	2793	0	7217	917	246	5,94	
HVB-Direktkühlung	47,4	28,6	2784	0,303	7749	1309	280	4,61	
EM-Direktkühlung	54,8	35,5	2788	0,614	8618	1329	286	7,38	
DK <sup>2</sup> -Kombination	44,6	28,5	2784	0,363	7749	1309	280	4,61	
 40 °C  SOC = 95 %  m <sub>SP</sub> = 349 kg  Viel Verkehr  Sportlicher Fahrer									

<sup>1</sup> Auswertung nach  $d_{Emi,Clove} = 16$  km, <sup>2</sup> Direktkühlung

In diesem Fahrtszenario wird die HVB thermisch abgeregelt, sodass die Direktkühlung der Zellen gleichermaßen die CO<sub>2</sub>- und Geräuschemissionen reduziert. Die Reduktion der Schadstoffe ist nur geringfügig, sodass eine Anpassung der TWC-Heizstrategie notwendig ist (nähere Betrachtung in Kapitel 4.4). Neben der HVB erreicht auch die EM-Temperaturen im Grenzbereich, wobei das Optimierungspotenzial der Ölspritzkühlung als Einzelmaßnahme jedoch gering ausfällt. Bei einer Kombination der beiden Direktkühlverfahren, ist eine weitere Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen möglich.

### 4.3.3 Definition und Auswertung von Technologiepaketen

Aus der bisherigen Analyse der Einzeltechnologien geht hervor, dass für eine optimale Gesamtfahrzeugauslegung eine Kombination verschiedener Technologien notwendig ist. Tabelle 4-8 gibt einen Überblick über die ausgewählten Technologiepakete mit den zugehörigen Gesamtkosten.

Tabelle 4-8: Übersicht der Technologiepakete für unterschiedliche Kundenpräferenzen.



Kostenneutral	Kaltland	Heißland	Premium
1. OPF 2. Generation	1. OPF 2. Generation	1. OPF 2. Generation	1. OPF 2. Generation
2. LPV	2. LPV	2. LPV	2. LPV
3. VKM-LL/VKM-ML	3. VKM-LL/VKM-ML	3. VKM-LL/VKM-ML	3. VKM-LL/VKM-ML
	4. WWS	4. EM-Direktkühlung	4. MK
	5. SLP mit EHC (4 kW)	5. HVB-Direktkühlung	5. SLP mit EHC (4 kW)
	6. HVB-PTC 1		6. HVB-PTC 2
			7. Direktkühlung
0 €	273 €	108 €	437 €


Bei der Bewertung können neben den gesetzlichen Anforderungen (vgl. Kapitel 3.2.2)

auch weitere Randbedingungen wie das Herstellerimage, verschiedene Kundensegmente oder das Verkaufsland berücksichtigt werden. Das kostenneutrale Paket zielt auf die Erfüllung der gesetzlichen Mindestanforderungen ab. Es eignet sich daher für Low-End-Anwender (vgl. Zielkundenklassifizierung [80]), da nur geringe Zusatzkosten zu erwarten sind. Nach Brokate [241] besitzt der hier definierte Zielkunde aufgrund seines sozialen Status und seiner Werteorientierung eine höhere Zahlungsbereitschaft, sodass er neuen Antriebstechnologien gegenüber besonders aufgeschlossen ist. Aus diesem Grund werden im Kaltland-Paket zusätzlich der Warmwasserspeicher, die elektrische Heizscheibe mit Sekundärluftpumpe und das Batterieheizelement (HVB-PTC 1) verwendet. Zur Vermeidung von thermischem Abregeln der elektrischen Komponenten wird für das Heißland-Paket eine Direktkühlung von Batterie und Elektromotor berücksichtigt. Im Vergleich zum Zielkunden steigt die Zahlungsbereitschaft im Premiumkundensegment nochmals an. Dies ermöglicht die Verwendung der teureren Batterieheizung (HVB-PTC 2) und der Motorkapselung. Die SiB-Zelltechnologie findet in den Technologiepaketen aufgrund der höheren Kosten keine Berücksichtigung. In Zukunft ist jedoch mit einer Kostenreduktion durch Skaleneffekte in der Produktion zu rechnen. Die elektrische Brennraumheizung wird aufgrund des aktuellen Reifegrades ebenfalls nicht für die Pakete berücksichtigt.

Die entsprechenden Simulationsergebnisse der einzelnen Technologiepakete für das Fahrscenario „Kaltland 1“ sind in Tabelle 4-9 dargestellt. Zusammen mit einer Erhöhung der Fahrzeit um  $\Delta t_{F,KNP} = 200 \text{ s}$  ergeben sich für das kostenneutrale Paket Optimierungen bei den  $\text{CO}_2$ -, Geräusch- und Schadstoffemissionen. Mit Ausnahme der HC-Emissionen werden die Grenzwertanforderungen aus regulatorischer Sicht übererfüllt. Dabei ist zu beachten, dass in dieser Arbeit keine Konformitätsfaktoren für erweiterte Fahrbedingungen, z. B. extreme Umgebungstemperaturen, berücksichtigt wurden. Die elektrische Heizscheibe ermöglicht in Kombination mit dem Warmwasserspeicher bzw. der Motorkapselung eine weitere Reduzierung der Abgasemissionen. Für das Premium-Paket ist hervorzuheben, dass die Drehmomentbegrenzung beim Kaltstart durch die Vorkonditionierung des TWC reduziert werden kann. Außerdem ergibt sich durch die zusätzliche Anwendung der LPV eine Optimierung des VKM-Betriebsbereichs, wobei die Fahrbarkeitseinschränkungen (vgl. kostenneutrales Paket) durch die Batterieheizung vermieden werden können.

Tabelle 4-9: Simulationsergebnisse der Technologiepakete für das Überlandfahrscenario „Kaltland 1“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).


Fahrscenario	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1 × 10 <sup>12</sup>
 293,6 15,5 2833 3,791 3463 1608 1037 14,33								
Kostenneutral	243,4	12,8	3053	0	1163	960	187	0,96
Kaltland mit VK <sup>2</sup>	229,4	13,8	2833	0	1082	448	169	0,91
Premium mit VK <sup>2</sup>	210,1	15,3	2833	0	957	134	158	0,81
 136,8 24,5 4160 0,529 7318 1775 829 2,07								
Kostenneutral	125,2	20,6	4168	0	1130	897	109	0,40
Kaltland mit VK <sup>2</sup>	100,8	13,7	4161	0	754	270	33	0,34
Premium mit VK <sup>2</sup>	93,3	13,9	4161	0	745	52	22	0,22

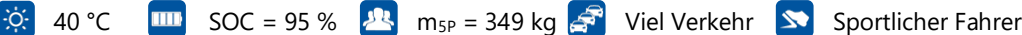
 -10 °C SOC = 17 % Viel Verkehr Sportlicher Fahrer  
SOC = 50 % Defensiver Fahrer

<sup>1</sup> Auswertung nach  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16 \text{ km}$ , <sup>2</sup> Ohne Vorkonditionierung, <sup>3</sup> Mit Vorkonditionierung  $t_{\text{VK}} = 30 \text{ s}$

Analog zu den Ergebnissen der Einzeltechnologien ist für das Szenario „Kaltland 2“ ein höheres Optimierungspotenzial aufgrund des höheren Ladezustandes und der defensiven Fahrweise zu beobachten. Die deutliche Fahrbarkeitseinschränkung aus dem ersten Szenario liegt hier beim kostenneutralen Paket bei lediglich  $\Delta t_{\text{F,KNP}} = 6 \text{ s}$ . Ansonsten zeigen die Pakete den gleichen Trend wie bereits für das Szenario „Kaltland 2“ erläutert.

Tabelle 4-10: Simulationsergebnisse der Technologiepakete für das Überlandfahrscenario „Heißland“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).

Fahrscenario	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1 × 10 <sup>11</sup>
 54,8 34,8 2789 0,630 8494 1328 287 7,42								
Kostenneutral	48,7	33,5	2793	0	1825	146	97	1,07
Heißland mit VK <sup>2</sup>	38,1	26,5	2785	0	1070	135	91	0,41
Premium ohne VK <sup>2</sup>	37,0	26,1	2785	0	604	44	3	0,27

 40 °C SOC = 95 %  $m_{\text{SP}} = 349 \text{ kg}$  Viel Verkehr Sportlicher Fahrer

<sup>1</sup> Auswertung nach  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16 \text{ km}$

Die Ergebnisse des Heißland-Fahrscenarios sind in Tabelle 4-10 dargestellt. Das kostenneutrale Paket zeigt ein ähnliches Verhalten wie das Szenario „Kaltland 2“, da die Fahrleistungseinschränkung der VKM bei ausreichend hohem Ladezustand durch die HVB kompensiert werden kann. Aufgrund der bereits hohen Starttemperaturen von  $T_{\text{Um}} = 40 \text{ °C}$  liegen alle Emissionen unterhalb der verfügbaren Budgets. Eine weitere Verbesserung der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist durch die Kombination von verbesserter Kühlung

und LPV im Vergleich zur Betrachtung der Einzeltechnologien möglich. Die elektrische Heizscheibe im Premium-Paket wird erst beim ersten Motorstart aktiviert. Ein Vorheizen des TWC mit Sekundärluftpumpe ist in diesem Szenario nur bei einer Prädiktion des Motorstarts möglich. Im Vergleich zu den anderen Paketen können die Schadstoffemissionen zwar weiter reduziert werden, allerdings war das allgemeine Niveau bereits vorher sehr niedrig. Daraus lässt sich ableiten, dass der Nutzen der elektrischen Heizscheibe in heißen Regionen nicht sehr hoch ist.

Die Methodik zum Testen realer Fahrszenarien wurde in mehreren Szenarien für den kombinierten Hybrid erfolgreich demonstriert. Die identifizierten Einschränkungen können durch gezielte technische Maßnahmen und deterministische Verbesserungen der Regelung überwunden werden. Generell zeigen die Ergebnisse, dass zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte zukünftig immer ein GPF der zweiten Generation eingesetzt werden sollte, da die Filtrationseffizienz bei gleichen Kosten deutlich steigt. In Hinblick auf andere Kundenanforderungen, wie z. B. akustischer Komfort, CO<sub>2</sub>- und Schadstoffemissionen oder Fahrbarkeit, kann je nach Zielkunde und Absatzmarkt zwischen einer kostenneutralen Anpassung der Betriebsstrategie und dem Einsatz zusätzlicher, kostenintensiver Technologien gewählt werden.

Die Flexibilität des Hybridantriebsstrangs wurde optimiert und an die Bedürfnisse des Zielkunden angepasst. Das Optimierungspotenzial von Technologien wie dem Warmwasserspeicher oder dem elektrisch beheizten Katalysator hängt jedoch auch von der Vorwärmzeit ab. Ohne Vorwärmung ergibt sich z. B. aufgrund der höheren thermischen Trägheit in einigen Szenarien ein Emissionsnachteil gegenüber dem Basisabgassystem. Intelligente Steuerungsstrategien, die z. B. den Aufheizvorgang bereits beim Entriegeln des Fahrzeugs einleiten, sind daher für diese Technologien besonders wichtig [118]. Darüber hinaus ist der Einsatz vorausschauender Strategien zur thermischen Konditionierung des Katalysators bzw. des Verbrennungsmotors sinnvoll, wenn nach längerer elektrischer Fahrt die VKM zugeschaltet wird.

#### **4.4 Prädiktive Thermomanagement-Regelstrategien für hochflexible Hybridantriebe**

Um der Notwendigkeit zur Reduzierung des Energieverbrauchs und der Umweltauswirkungen gerecht zu werden, ist für moderne Fahrzeuge eine fortschrittliche Betriebsstrategie erforderlich. Deshalb wird in diesem Kapitel eine modellprädiktive Regelung (MPC) mit dem Fokus auf das Thermomanagement entwickelt, um die bereits betrachteten Zielgrößen, wie CO<sub>2</sub>-, Geräusch- oder

Schadstoffemissionen ganzheitlich zu optimieren. Während die generellen Vorteile des MPC verglichen mit einem regelbasierten Ansatz bereits in Kapitel 2.3.5 erläutert wurden, ist der konkrete Aufbau des hier verwendeten Simulationsansatzes in Abbildung 4-16 dargestellt.

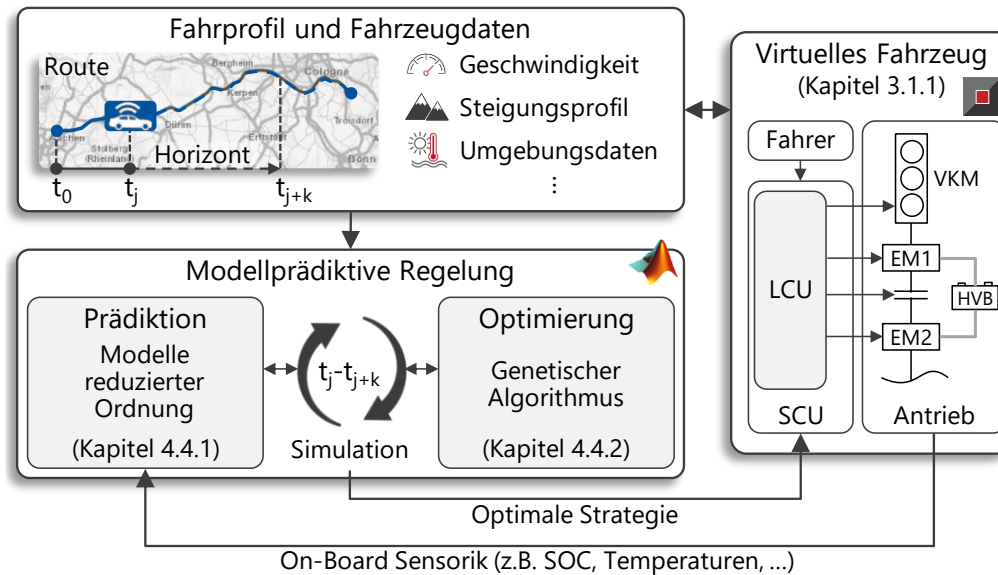


Abbildung 4-16: Schematischer Aufbau der Simulationsumgebung für die modellprädiktive Regelung des Hybridfahrzeugs.

Als Eingangsgröße für die Prädiktion des Fahrzeugverhaltens wird das Fahrprofil benötigt. Entsprechende datenbasierte Verfahren zur Vorhersage des Fahrprofils wurden z. B. in den Arbeiten von Lohrer [242], Schäfers [243] und Thorgeirsson [244] entwickelt. In dieser Arbeit liegt der Fokus auf prädiktiven Betriebsstrategiefunktionen, weshalb das gesamte Geschwindigkeitsprofil mit den zugehörigen Randbedingungen wie z. B. der Umgebungstemperatur und dem Steigungsprofil durch Navigationsdaten und Fahrzeugvernetzung als gegeben angenommen wird. Darauf aufbauend werden zunächst im Block „Prädiktion“ die Zielgrößen für verschiedene Betriebsstrategiekombinationen in einem endlichen Zeithorizont  $k$  berechnet.

Um den hohen Rechenaufwand für das Gesamtfahrzeugmodell zu bewältigen, werden insbesondere für die thermischen Teilsysteme Modelle reduzierter Ordnung verwendet. Eine detaillierte Beschreibung zu diesem Modellierungsansatz wird in Kapitel 4.4.1 vorgenommen. Um die optimale Parameterkombination der Regelungsparameter über den Prädiktionshorizont  $k$  zu ermitteln, wird ein genetischer Algorithmus verwendet (vgl. Block „Optimierung“).

In Kapitel 4.4.2 folgt eine detaillierte Beschreibung des Optimierungsalgorithmus mit der Kostenfunktion. In jedem Zeitschritt  $t_j$  wird dann die optimale

Betriebsstrategiekombination an das „virtuelle Fahrzeug“ übertragen. Im Gegenzug werden Daten der On-Board-Sensorik und der ECU, wie z. B. der aktuelle Ladezustand der HVB oder Temperaturen von Antriebsstrangkomponenten, zur Korrektur der Modelle reduzierter Ordnung verwendet.

#### **4.4.1 Modell reduzierter Ordnung**

Die Komplexität des Gesamtfahrzeugmodells wird reduziert, um die Echtzeitfähigkeit des MPC-Simulationsansatzes zu gewährleisten. Für die Prädiktion der Fahrzeuglängsdynamik wird ein rückwärtsgerichteter Simulationsansatz verwendet, der auf der gleichen parameterbasierten Betriebsstrategie wie im virtuellen Fahrzeug basiert (vgl. Kapitel 0). Die thermische Modellierung der Antriebsstrangkomponenten erfolgt in Form von thermischen Netzwerken. Die unterschiedlichen Simulationsansätze wurden bereits in Abbildung 3-5 dargestellt. Durch die Vereinfachung müssen die Modelle durch Parameter, wie z. B. den Abstand zum thermischen Massenschwerpunkt, kalibriert werden. Dadurch können weiterhin alle für die Betriebsstrategie notwendigen Bauteiltemperaturen berechnet werden. Der kennfeldbasierte Ansatz zur Berechnung der Rohemissionen und der Abgastemperatur bleibt aufgrund der geringeren Komplexität unverändert. Aufgrund der geringen thermischen Trägheit des Katalysators (TWC) und der hohen Abgastemperatur sind besonders kleine Zeitschritte erforderlich, um die Konvergenzkriterien zu erfüllen. Dies erfordert eine Reduzierung des Rechenaufwands der Abgasnachbehandlungs-Teilmodelle. Daher wird auf die radiale Diskretisierung des Katalysators verzichtet und die Anzahl der Scheiben in axialer Richtung von zehn auf drei reduziert. Für die Konvertierung der Schadstoffe wird der bisherige semi-physikalische Rechenansatz beibehalten.

#### **4.4.2 Optimierungsalgorithmus**

Der genetische Algorithmus (GA) ist eine heuristische Optimierungstechnik, die auf den Prinzipien der natürlichen Selektion und der genetischen Vererbung basiert. Im Vergleich zu anderen Optimierungsverfahren zeichnen sich GA durch ihre Fähigkeit aus, große und nichtlineare Lösungsräume effizient zu durchsuchen. Dies ist insbesondere bei der Vielzahl von Betriebsstrategieparametern (vgl. Kapitel 0) von großer Bedeutung [245]. Außerdem ermöglicht die evolutionäre Natur der GA eine hohe Robustheit und gute Anpassungsfähigkeit an sich ändernde Umgebungsrandbedingungen, wie z. B. Temperaturen oder Verkehrs- und Fahrereinflüsse. Die Parallelität von GA erleichtert die simultane Untersuchung mehrerer Lösungsbereiche und trägt zur Überwindung lokaler Minima bei [246]. In der vorliegenden Arbeit wird der GA zur ganzheitlichen

Online-Optimierung der Zielgrößen eingesetzt. Der Algorithmus wird in der Simulationsumgebung mit dem Fahrzeugmodell gekoppelt und berechnet in definierten Zeitabständen die optimale Parameterkombination unter Berücksichtigung der Zielgrößen. Diese wird dann zur Simulation des aktuellen Zeitschritts an das Fahrzeugmodell gesendet.

Zu Beginn wird eine Gruppe von zufällig ausgewählten Parameterkombinationen der Betriebsstrategie definiert, welche die erste Generation bilden. Auf dieser Grundlage wird für jedes Individuum die Kostenfunktion, bestehend aus Zielfunktion und Nebenbedingungen, berechnet. Die Zielfunktion in Gl. 4-1 minimiert in Abhängigkeit der Betriebsstrategieparameter die Zielgrößen, wie z. B. CO<sub>2</sub>-, Geräuschemissionen und Abweichung der Fahrzeugleistungsanforderung. Dabei müssen die Nebenbedingungen, wie Ladezustands-, Schadstoff- oder Temperaturgrenzwerte eingehalten werden (vgl. Gl. 4-2, Gl. 4-3 und Gl. 4-3). Die Gesamtfunktion ergibt sich nach Gl. 4-5 als Summe der Zielfunktion und einem gewichteten Bestrafungsterm für die Nichteinhaltung der Nebenbedingungen. Hierbei ist  $\lambda$  ein Gewichtungsfaktor, der die relative Bedeutung von Zielfunktion und Nebenbedingungen definiert.

$$\text{Zielfunktion} \quad f(k_5, \dots, k_n) = CO_2 + N_{VKM-Fzg} + \Delta P_{Fzg} \quad \text{Gl. 4-1}$$

$$\text{Nebenbedingung 1} \quad g_1(k_5, \dots, k_n) = SOC - SOC_{min} \geq 0 \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$\text{Nebenbedingung 2} \quad g_2(k_5, \dots, k_n) = T_{HVB,max} - T_{HVB} \geq 0 \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$\text{Nebenbedingung 3} \quad g_3(k_5, \dots, k_n) = HC_{EU7,max} - HC \geq 0 \quad \text{Gl. 4-4}$$

$$\text{Kostenfunktion} \quad J(k_5, \dots, k_n) = f(k_5, \dots, k_n) + \lambda_1 \cdot g_1(k_5, \dots, k_n) + \lambda_2 \cdot g_1(k_5, \dots, k_n) + \dots + \lambda_n \cdot g_n(k_5, \dots, k_n) \quad \text{Gl. 4-5}$$

Im nächsten Schritt werden die Individuen mit den niedrigsten Kosten bzw. der höchsten Fitness für die Reproduktion ausgewählt. Aus den Parameterkombinationen der ausgewählten Individuen entsteht die nächste Generation, die durch Rekombination, Mutation und Reproduktion bestimmt wird. In der Rekombinationsphase werden Paare ausgewählter Individuen durch genetische Kreuzung zu neuen Individuen kombiniert. In der Mutationsphase werden zufällige Veränderungen an Teilen der Population vorgenommen, um die genetische Vielfalt zu fördern. Dadurch wird eine zu große Ähnlichkeit der Populationsmitglieder und die Gefahr lokaler Minima vermieden. In der Population werden dann die alten Individuen durch die neuen ersetzt. Dieser Prozess der Selektion, Rekombination und Mutation wiederholt sich über mehrere Generationen, bis die Abbruchkriterien erfüllt sind.

### 4.4.3 Elektromotor

Im ersten Anwendungsbeispiel wird das Potenzial der zur Vermeidung der thermischen Abregelung von elektrischen Antriebsstrangkomponenten untersucht. Die minimale Generatorgröße wird im auslegungsrelevanten Fahrscenario „Bergauffahrt bei niedrigem Ladezustand“ (vgl. Kapitel 4.1) durch die Mindestgeschwindigkeitsanforderung von  $v_{Fzg} = 60$  km/h bestimmt. Daraus ergibt sich die notwendige kontinuierliche Leistungsabgabe des Generators, dessen Größe somit auch von den thermischen Eigenschaften wie dem Kühlverfahren oder der Thermomanagement-Regelstrategie abhängt. In der Grundauslegung wurde eine zeitabhängige Funktion zur thermischen Regelung verwendet. Diese wurde in den Realfahrscenarien durch eine temperaturabhängige regelbasierte Regelung (vgl. Abbildung 2-14) auf Basis der detaillierten thermischen Teilmodelle ersetzt. In Abbildung 4-17 sind die Simulationsergebnisse der beiden Regelungsansätze dargestellt.

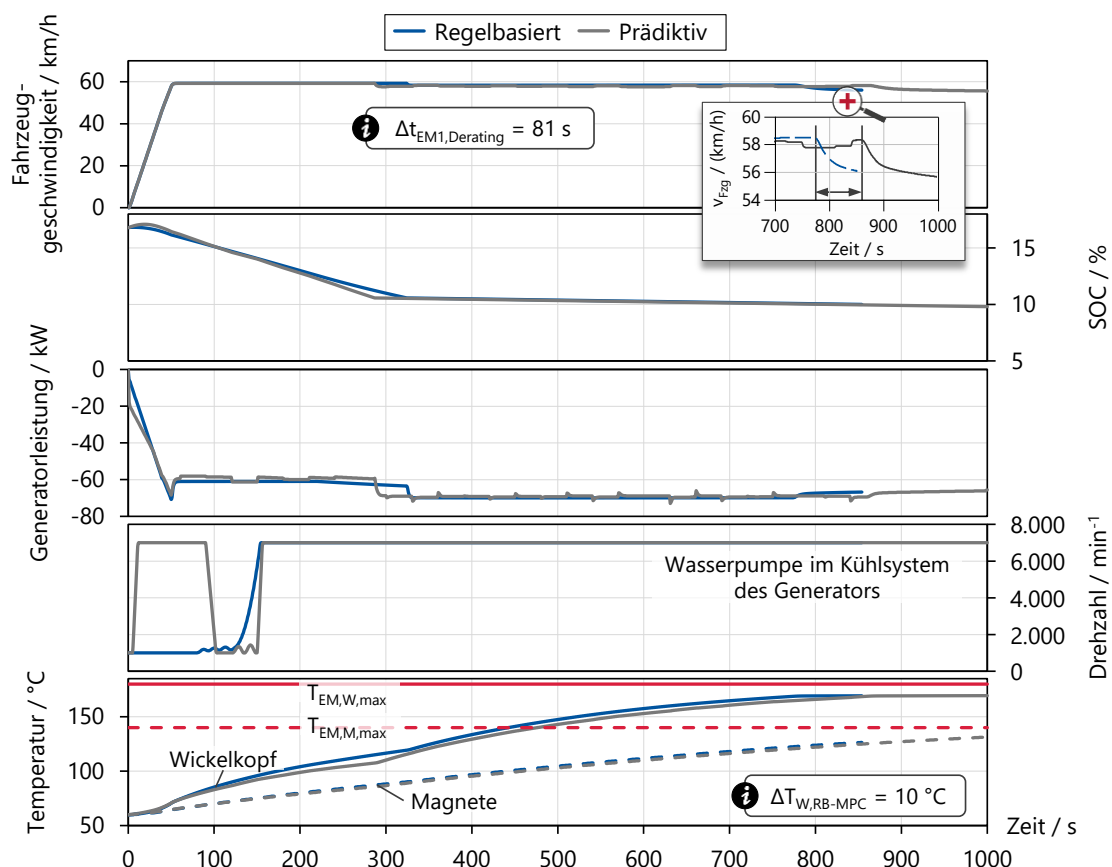


Abbildung 4-17: Simulationsergebnisse der Generatorauslegung im Fahrscenario „Bergauffahrt bei niedrigem Ladezustand“ bei  $T_{Umg} = 25$  °C,  $p = 12$  % und  $T_{EM1,Start} = 60$  °C.

Die modellprädiktive Regelung (MPC) wird mit einer Zeitschrittweite von  $t = 0,1$  s in einem Horizont von  $t_{MPC} = 250$  s ausgeführt. Durch die Vorhersage der

Bauteiltemperaturen beginnt die prädiktive Regelung frühzeitig mit der Kühlung, sodass die Drehzahl der Wasserpumpe ansteigt. Im regelbasierten Ansatz ist dies erst nach Überschreiten des Grenzwertes  $T_{EM1,W,Kühlung} = 100 \text{ °C}$  zu beobachten. Durch den konstanten Wärmeeintrag und den hohen thermischen Widerstand vom Wassermantel bis zu den Wicklungen ist jedoch nur eine geringfügige Reduktion der Spitztemperatur möglich. Aus diesem Grund reduziert der MPC die Leistungsabgabe von  $EM_1$ , um den Wärmeeintrag bzw. die Verlustleistung zu minimieren. Die fehlende Leistung wird bis zum Unterschreiten einer Ladezustandsgrenze durch die HVB zur Verfügung gestellt. Dies ermöglicht eine Temperaturdifferenz von  $\Delta T_{W, RB-MPC} = 10 \text{ °C}$  bei  $t_{Zyklus} = 290 \text{ s}$  und schließlich eine Verzögerung des thermischen Abregelns um  $\Delta t_{EM1, Derating} = 81 \text{ s}$ .

Ein dynamischeres Verhalten wird durch die Ölspritzkühlung aufgrund des geringeren thermischen Widerstandes erreicht (vgl. Kapitel 4.3.1.9). Das Bergfahrscenario „Großglockner Hochalpenstraße“, welches bereits in Kapitel 4.2 untersucht wurde, ist in Europa das einzig vergleichbare Szenario. Dabei startet die Route bei eher mäßigen Steigungsanforderungen (siehe Abbildung 9-8 im Anhang). In diesem Zusammenhang besteht die Möglichkeit die Generatorleistung zu reduzieren, da durch den MPC zum einen die Dauer bis zum thermischen Abregeln verlängert werden konnte bzw. direkte Kühlverfahren eine Abregelung gänzlich vermeiden können. Somit entsteht für die  $EM1$  nach eine Kostenreduktion in Höhe von  $\Delta K_{EM1} = 84,97 \text{ €}$ . Das Potenzial des MPC vergrößert sich bei Berücksichtigung des realen Fahrzyklus, da das Nachladen der Batterie bereits zu Beginn des Fahrzyklus bei niedrigen Fahrleistungsanforderungen erfolgen kann und somit die thermische Belastung des Generators in nachfolgenden Verlauf der Fahrt verringert wird.

#### 4.4.4 Abgasnachbehandlung

Aus den Ergebnissen der Realfahrscenarien ergeben sich zwei Ansatzpunkte für den Einsatz einer vorausschauenden Betriebsstrategie. Zum einen führten unerwartete Motorstarts aufgrund niedriger Katalysatortemperaturen zu hohen Schadstoffemissionen. Zum anderen wird bei regelbasierten Ansätzen der Katalysator auf eine Zieltemperatur von  $T_{TWC,Ziel} = 500 \text{ °C}$  aufgeheizt. Je nach Fahrscenario sind jedoch auch niedrigere Temperaturen ausreichend, um die EU7-Grenzwerte einzuhalten. Deshalb wird im Folgenden das Potenzial der Vorkonditionierung und des bedarfsgerechten Aufheizens analysiert. Abbildung 4-18 zeigt einen Ausschnitt der Simulationsergebnisse des Autobahnfahrzyklus bei  $T_{Umgebung} = 0 \text{ °C}$ , geringem Verkehrsaufkommen, defensiver Fahrweise und hohem Batterieladezustand. Das

zugehörige Geschwindigkeitsprofil ist in Abbildung 9-7 im Anhang dargestellt.

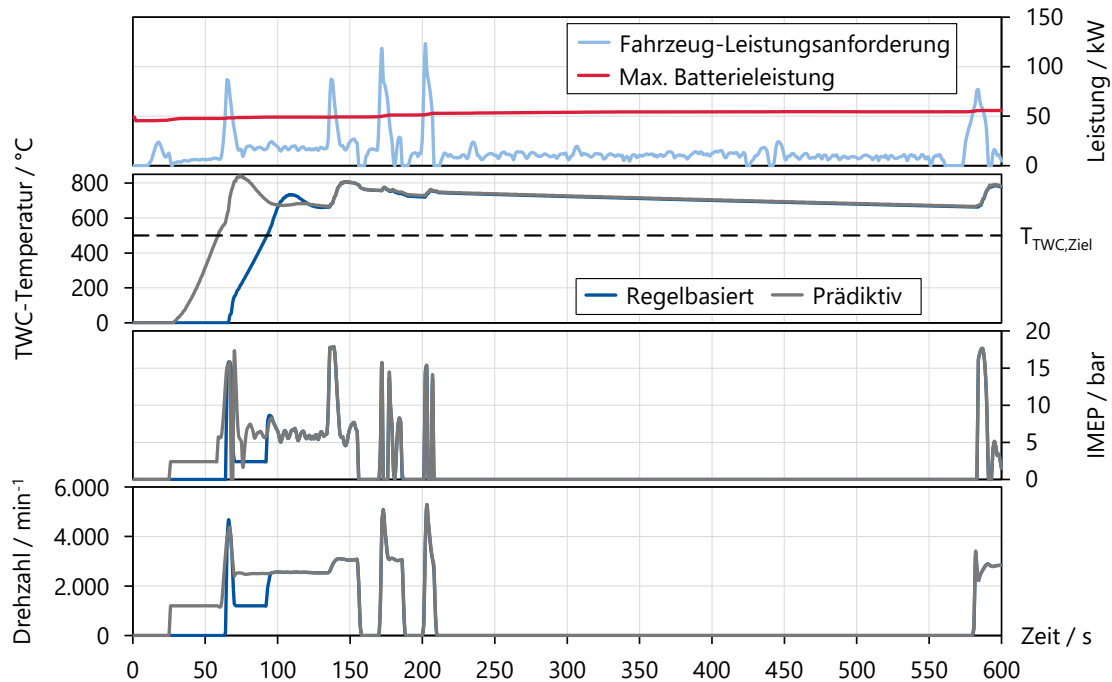










Abbildung 4-18: Ausschnitt der Simulationsergebnisse des Autobahnfahrzyklus bei  $T_{Umgebung} = 0\text{ °C}$ ,  $SOC_{Start} = 95\%$ , geringem Verkehrsaufkommen und defensiver Fahrweise.

Während der Fahrt führen hohe Leistungsanforderungen durch Beschleunigungsvorgänge, wie etwa bei  $t_{Zyklus} = 60\text{ s}$  zu unerwarteten Starts des Verbrennungsmotors, da die Batterieleistung nicht ausreicht. Ein klassisches Aufheizen des TWC durch Spätverstellung des Zündwinkels ist aufgrund des hohen Fahrzeugleistungsbedarfs nicht möglich (vgl. Abbildung 2-15). Durch die ungünstigen Betriebsbedingungen der VKM entstehen viele Rohemissionen, die bei kaltem TWC nicht konvertiert werden können. Die modellprädiktive Regelung ermöglicht eine bedarfsgerechte thermische Vorkonditionierung des TWC, sodass die Schadstoffemissionen zum Zeitpunkt der Leistungsanforderung deutlich reduziert werden können.

Die zugehörigen Ergebnisse sind in Tabelle 4-11 dargestellt. Durch die höhere Brennraumtemperatur ist auch eine Reduktion der Partikelemissionen möglich. Nachteilig ist der höhere Kraftstoffverbrauch durch die Vorkonditionierung. Nach Abzug der Umwandlungsverluste kann diese Energie jedoch in der Batterie zwischengespeichert werden. Dies wird auch durch den höheren Ladezustand am Zyklusende bestätigt. Um weiterhin die regulatorischen Auflagen hinsichtlich Abschaltvorrichtungen einzuhalten, muss jede prädiktive Fahrfunktion im Bereich der Abgasnachbehandlung durch eine Rückfallebene abgesichert sein. In diesem Fall kann

bei einer Abweichung vom angenommenen Fahrprofil eine Begrenzung des Motormoments (vgl. Kapitel 4.3.1.1) eingesetzt werden, um die Schadstoffgrenzwerte einzuhalten.

Tabelle 4-11: Simulationsergebnisse im Autobahnfahrscenario.

Fahrscenario	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1×10 <sup>12</sup>
   	68,9	29,5	3155	0,141	9246	2297	579	1,72
Prädiktives TWC-Heizen	70,2	30,3	3155	0,137	1449	699	81	1,29
 0 °C  SOC = 95 %  Kein Verkehr  Defensiver Fahrer								

<sup>1</sup> Auswertung nach  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16 \text{ km}$

Bei sehr kalten Temperaturen ist der Einsatz prädiktiver Strategien zur thermischen Vorkonditionierung von Verbrennungsmotoren (VKM) oder Drei-Wege-Katalysatoren (TWC) nur eingeschränkt effektiv. Dies liegt daran, dass die Batterieleistung unter diesen Bedingungen stark limitiert ist und ein zügiger Motorstart nach Fahrtbeginn erforderlich ist. In solchen Fällen können hohe Emissionen lediglich durch den Einsatz zusätzlicher Technologien wirksam reduziert werden (siehe Kapitel 4.3.2).

Im Vergleich dazu ist die Anwendung prädiktiver Regelungsstrategien bei höheren Umgebungstemperaturen deutlich vorteilhafter. Ein Beispiel hierfür stellt das Heißland-Szenario dar, das in Abbildung 4-19 dargestellt ist.

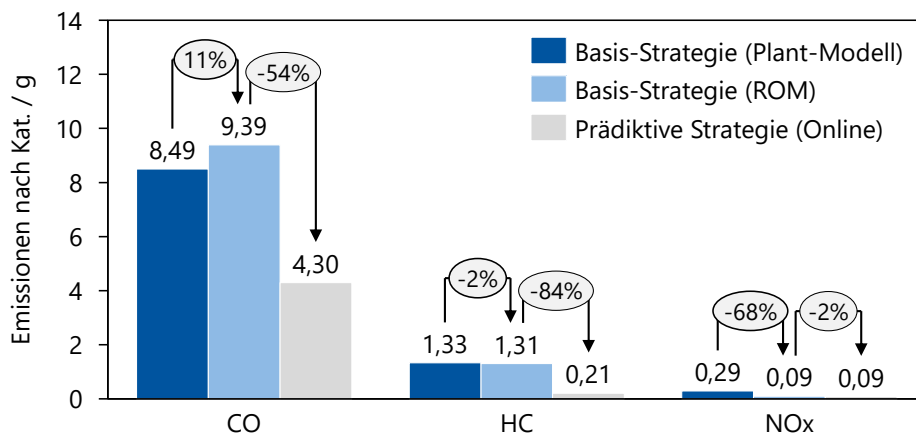


Abbildung 4-19: Vergleich der Emissionen für die Basis- und prädiktive Regelstrategie nach Katalysator im Heißland-Fahrscenario bei  $T_{\text{Umg}} = 40 \text{ °C}$ ,  $\text{SOC}_{\text{Start}} = 95 \%$ , hohem Verkehrsaufkommen und dynamischer Fahrweise.

Die Güte der Prädiktion durch das Modell reduzierter Ordnung erreicht im Vergleich zum detaillierteren Plant-Modell für HC- und CO-Emissionen über 90 %. Bei NO<sub>x</sub>-Emissionen beträgt die Abweichung 68 %, was jedoch aufgrund des ohnehin sehr niedrigen Ausgangsniveaus als unkritisch einzustufen ist.

Die prädiktive Regelung erkennt, wie bereits im Autobahnfahrscenario, den Motorstart und berechnet die optimalen Bedingungen für die Vorkonditionierung des TWC. Durch bedarfsgerechtes Vorheizen wird das Emissionsbudget optimal ausgeschöpft, um gleichzeitig einen verbrauchsoptimierten Betrieb sicherzustellen. Hierbei werden als Stellgrößen der Regelung neben den Parametern der Betriebsstrategie auch die Dauer des Vorheizens, die Zieltemperatur sowie das Kraftstoff-Luftverhältnis berücksichtigt.

Aus der Analyse ergibt sich, dass die modellprädiktive Regelung in Kombination mit unterstützenden Technologien ein hohes Optimierungspotenzial bietet. In kalten Klimazonen ist ihr alleiniger Einsatz jedoch nur unter Inkaufnahme von Einschränkungen in der Fahrbarkeit praktikabel. In warmen Klimazonen hingegen lassen sich bei längeren Fahrten im rein elektrischen Modus Motorstarts zuverlässig vorhersagen, wodurch ein effektiver Betrieb ohne zusätzliche Hardware-Technologien möglich wird.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

### 5.1 Zusammenfassung

Zur Bewältigung der Anforderungsvielfalt in der automobilen Entwicklungslandschaft wurde in dieser Arbeit ein allgemeingültiger und ganzheitlicher methodischer Systems-Engineering-Ansatz entwickelt, der zur Ableitung eines umfassenden Anforderungskatalogs für Fahrzeuge eingesetzt werden kann. Die Methodik wurde exemplarisch am Beispiel eines kombinierten Plug-In-Hybridantriebs demonstriert. Dabei wurden alle relevanten Stakeholder sowie deren Interessen systematisch identifiziert und lösungsneutral in abstrakter Form mittels Anforderungsdiagrammen beschrieben. Auf dieser Grundlage konnten detaillierte Testfälle und Bewertungskriterien hinsichtlich Performance, Effizienz, Schadstoffemissionen, NVH, Kosten, thermischem Komfort und Fahrverhalten abgeleitet und quantifizierbar gemacht werden. Damit wird **Forschungshypothese a)** bestätigt, dass mithilfe eines modellbasierten Systems-Engineering-Ansatzes eine vollständige und konsistente Ableitung der Stakeholderanforderungen von Hybridfahrzeugen möglich ist.

Unter Verwendung dieser Testfälle und Bewertungskriterien erfolgte mit dem entwickelten Gesamtfahrzeugmodell die Grundauslegung des Antriebsstrangs sowie der Betriebsstrategie unter Anwendung statistischer Versuchsplanung hinsichtlich Leistung, Effizienz, Kosten und NVH. Für den exemplarischen Zielkunden „Hochfrequenz-Pendler“ wurde eine Gewichtung von  $x_{\text{Kosten}} = 28\%$ ,  $x_{\text{CO}_2} = 28\%$  und  $x_{\text{NVH}} = 44\%$  berücksichtigt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Dimensionierung der Antriebsstrangkomponenten maßgeblich durch performancekritische Testfälle, wie beispielsweise das Anfahren am Berg, bestimmt wird. Der Vergleich unterschiedlicher Auslegungen verdeutlicht den signifikanten Einfluss der Stakeholderanforderungen und Gewichtungsfaktoren auf das resultierende Antriebsstranglayout. Die kundenspezifische Auslegung mit maßgeschneiderter Betriebsstrategie erreicht eine hohe Zielerfüllung im WLTC, ist jedoch mit geringfügig höheren  $\text{CO}_2$ -Emissionen  $\Delta\text{CO}_2 = 2 \text{ g/km}$ , Systemkosten  $\Delta K = 265 \text{ €}$  und Geräuschemissionen  $\Delta N_{\text{VKM-Fzg}} = 0,028 \text{ mJ/m}^2$  gegenüber einer Einzeloptimierung der jeweiligen Zielgrößen verbunden. Damit wird **Forschungshypothese b)** für standardisierte Auslegungsszenarien bestätigt, da die Wechselwirkungen und Zielkonflikte der Anforderungen systematisch identifiziert und bewertet werden können.

Zur Identifikation der Grenzbereiche der Grundauslegung wurden im nächsten Schritt reale Fahrscenarien simulativ untersucht. Dabei wurden vier Szenarien mit variierenden

Fahrprofilen, Umgebungsbedingungen und Parametern wie Beladung, Klimatisierung, Verkehr, Ladezustand und Fahrverhalten betrachtet. Die Erweiterung des Gesamtfahrzeugmodells um detaillierte Thermomanagement- und Emissionsmodelle macht deutlich, dass insbesondere sportliche Fahrweisen, hohes Verkehrsaufkommen sowie extreme Umgebungstemperaturen erhebliche thermische Herausforderungen darstellen. In kalten Klimazonen führen eingeschränkte Batterieleistungen sowie niedrige Starttemperaturen von Verbrennungsmotor und Abgasnachbehandlung zu Überschreitungen der EU7-Emissionsbudgets sowie zu erhöhten CO<sub>2</sub>- und Geräuschemissionen. Bei hohen Umgebungstemperaturen verursachen thermische Abregelungen elektrischer Komponenten unerwartete Motorstarts mit ebenfalls negativen Auswirkungen auf die Zielgrößen. Damit wird **Forschungshypothese b)** auch für reale Fahrbedingungen bestätigt und die zentrale Bedeutung thermischer Effekte im realen Fahrbetrieb nachgewiesen.

Zur Reduktion dieser Effekte wurden Anpassungen der regelbasierten Betriebsstrategie sowie verschiedene Thermomanagement-Technologien zunächst separat untersucht. Dabei konnten signifikante Verbesserungen einzelner Zielgrößen erzielt werden, während eine gleichzeitige Optimierung aller Zielgrößen systemisch begrenzt blieb. Auf dieser Basis wurden vier Technologiepakete für unterschiedliche Zielkunden und Absatzmärkte definiert. Das kostenneutrale Paket ermöglicht die Einhaltung gesetzlicher Anforderungen durch Anpassungen der Betriebsstrategie und den Einsatz eines Ottopartikelfilters neuester Generation. Das Kaltland-Paket beschleunigt den Warmlauf zentraler Antriebsstrangkomponenten wie HV-Batterie, Verbrennungsmotor und Katalysator. Das Heißland-Paket adressiert thermische Restriktionen durch Direktkühlverfahren für Elektromotor und HV-Batterie. Im Premium-Paket werden die Technologien aus Kalt- und Heißland kombiniert, wobei sich anstelle eines Warmwasserspeichers die kostenintensivere Motorkapselung als vorteilhaft erweist, da sie eine gleichzeitige Reduktion von CO<sub>2</sub>-, Schadstoff- und Geräuschemissionen ermöglicht.

Ergänzend wurde eine Simulationsumgebung für prädiktive Regelungsansätze entwickelt, bestehend aus Modellen reduzierter Ordnung und einem genetischen Optimierungsalgorithmus. Das Potenzial dieser Regelung konnte im Fahrscenario „Bergauffahrt mit niedrigem Ladezustand“ bei 0 °C Umgebungstemperatur und 12 % Steigung mit Anhänger demonstriert werden, in dem die Zeit bis zur thermischen Abregelung des Generators um  $t_{EM1,Derating} = 81$  s verlängert wurde. Gleichzeitig verdeutlichen die Ergebnisse die Grenzen indirekter Kühlverfahren, sodass

Direktkühlkonzepte für weitergehende Optimierungen erforderlich sind. Darüber hinaus zeigen die Untersuchungen in realen Fahrszenarien das Potenzial eines gezielten Downsizings elektrischer Komponenten sowie einer prädiktiven thermischen Vorkonditionierung emissionsrelevanter Systeme zur weiteren Reduktion von Kosten und Schadstoffemissionen. Damit wird **Forschungshypothese c)** bestätigt, dass durch den gezielten Einsatz von Thermomanagement-Technologien und prädiktiven Fahrfunktionen ein hochflexibler Betrieb von Hybridfahrzeugen bei minimierten Umweltauswirkungen möglich ist.

## 5.2 Ausblick und weiterer Forschungsbedarf

Die in dieser Arbeit entwickelte Methodik bietet eine belastbare Grundlage für die ganzheitliche Auslegung komplexer Antriebssysteme und kann auf weitere Fahrzeugkonzepte, insbesondere batterieelektrische Fahrzeuge und alternative Hybridarchitekturen, übertragen werden. Zukünftige Arbeiten könnten zudem Unsicherheiten im Kundenverhalten, in den Umgebungsbedingungen und in den Modellparametern explizit berücksichtigen, um die Robustheit der Auslegung weiter zu erhöhen.

Ein weiteres Forschungspotenzial liegt in der vertieften Integration datenbasierter und lernender Verfahren zur adaptiven Gewichtung von Zielgrößen sowie zur Weiterentwicklung prädiktiver Regelstrategien. Insbesondere die Kopplung mit Echtzeit-Fahrzeugdaten, Navigationsinformationen und Verkehrsdaten eröffnet zusätzliche Möglichkeiten zur frühzeitigen Antizipation thermischer Restriktionen.

Aus ökologischer Perspektive zeigen die Ergebnisse, dass eine signifikante Reduktion der Umweltwirkungen von Hybridfahrzeugen im realen Fahrbetrieb möglich ist. Eine vollständig kohlenstofffreie Mobilität erfordert jedoch über die Fahrzeugauslegung hinaus den Einsatz synthetischer Kraftstoffe sowie einen vollständig regenerativen Strommix. Darüber hinaus sind Fortschritte in der Fahrzeugproduktion, der Materialwahl und im Recycling notwendig, um den ökologischen Fußabdruck über den gesamten Lebenszyklus nachhaltig zu minimieren.

## 6 Abkürzungen und Symbole

### 6.1 Abkürzungen

0D	Nulldimensional
1D	Eindimensional
2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
ACEA	Europäischer Automobilherstellerverband
AES	Zusätzliche Emissionsstrategie (engl.: Auxiliary Emission Strategy)
AGR	Abgasrückführung
Al-Seeberlit	Aluminium-Seeberlit
ASHRAE	Amerikanische Gesellschaft der Ingenieure für Heizung, Kühlung und Klimatisierung (engl.: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers)
ATL	Abgasturbolader
BAB	Autobahnfahrzyklus
BEV	Elektrofahrzeug
BFZ	Bergfahrzyklus
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CLOVE	Wissenschaftliches Beratungsgremium (engl.: Consortium for ultra Low Vehicle Emissions)
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
DCDC	Gleichspannungswandler
DI	Direkteinspritzung (engl.: Direct Injection)

DIN EN ISO	Deutsches Institut für Normung (DIN) Europäische Norm (EN) International Organization for Standardization (ISO)
DK	Direkte Kühlverfahren
DoE	Design of Experiments
EBH	Elektrische Brennraumheizung
ECU	Steuergerät (engl.: Electric Control Unit)
EDU	Elektrische Antriebseinheit (engl.: Electric Drive Unit)
EHC	Electric heated catalyst
EHC	Elektrische Heizscheibe (engl.: Electric Heated Catalyst)
EK	Europäische Kommission
EM	Elektromotor
Engl.	Englisch
EU	Europäische Union
Euro NCAP	Europäisches Neuwagen-Bewertungs-Programm (engl.: European New Car Assessment Programme)
EXV	Expansionsventil
FCEV	Brennstoffzellenfahrzeug
FEM	Finite-Elemente-Methode
ff.	Folgend
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V.
GA	Genetischer Algorithmus
GEN	Generator
Golf GTE	Plug-In-Hybridfahrzeug von Volkswagen
Green NCAP	Europäisches Neuwagen-Bewertungs-Programm für Umweltfreundlichkeit (engl.: Green New Car Assessment Programme)
HC	Kohlenwasserstoff

---

HEV	Hybridfahrzeug
HTK	Hochtemperaturkreislauf
HV	Hochvolt
HVB	Hochvolt-Batterie
ICEV	Fahrzeug mit Verbrennungsmotor
IGBT	Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode (engl.: Insulated-Gate Bipolar Transistor)
IPOSIM	Simulationsplattform für Leistungselektronik (engl.: Infineon Online Power Simulation Platform)
KE	Kollektor-Emitter
KK	Kältekreislauf
KKD	Kolbenkühlöfen
LCA	Lebenszyklusanalyse (engl.: Lifecycle Analysis)
LCC	Lebenszykluskostenrechnung (engl.: Lifecycle Costing Analysis)
LCSA	Lebenszyklusnachhaltigkeitsanalyse (engl.: Lifecycle Sustainability Analysis)
LCU	Lokales Steuergerät (engl.: Local Control Unit)
LE	Leistungselektronik
LPV	Lastpunktverschiebung
LWS	Latentwärmespeicher
M/P-Verhältnis	Drehmoment-Leistungs-Verhältnis
MK	Motorkapselung
MPC	Modellprädiktive Regelung (engl.: Model Predictive Control)
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NH <sub>3</sub>	Ammoniak
NO <sub>x</sub>	Stickoxid
NP	Nutzerprofil

---

NTC	Temperatursensor (engl.: Negative Temperature Coefficient)
NTK	Niedertemperaturkreislauf
NVH	Noise, Vibration and Harshness
NW-Steller	Nockenwellensteller
OEM	Original Equipment Manufacturer
OPF	Ottopartikelfilter
PHEV	Plug-In-Hybridfahrzeug (engl.: Plug-In Hybrid Electric Vehicle)
Pkw	Personenkraftwagen
PM	Partikelmasse
PMSM	Permanentmagnet-Synchronmotor
PMV	Bewertungskennzahl für thermischen Komfort (engl.: Predicted Mean Vote)
PN	Partikelanzahl
PTC	Positive Temperature Coefficient
PTC	Heizelement (engl.: Positive Temperature Coefficient)
PU	Polyurethan
RB	Randbedingungen
RDE	Realfahremissionen (engl.: Real Driving Emissions)
ROM	Modell reduzierter Ordnung (engl.: Reduced Order Model)
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule
SCU	Hauptsteuergerät (engl.: Supervisory Control Unit)
SE	Systems-Engineering
SFZ	Stadtfahrzyklus
S-LCA	Soziale-Lebenszyklusanalyse (engl.: Social Lifecycle Analysis)
SLP	Sekundärluftpumpe
SOC	Batterieladezustand (engl.: State-of-Charge)

SOP	Produktionsbeginn (engl.: Start of Production)
SUV	Sportnutzfahrzeug (engl.: Sport Utility Vehicle)
Therm.	Thermisch
TME	Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme
TMM	Thermomanagementmodul
TWC	Drei-Wege-Katalysator (engl.: Three-Way Catalyst)
ÜLFZ	Überlandfahrzyklus
USA	United States of America
Vgl.	Vergleiche
VK	Vorkonditionierung
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VTS	Vehicle Target Setting
WLTC	Testzyklus (engl.: Worldwide Harmonized Light-Duty Test Cycle)
WLTP	Testprozedur (engl.: Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure)
WP	Wasserpumpe
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient
WWS	Warmwasserspeicher
Z. B.	Zum Beispiel

## 6.2 Symbole

### 6.2.1 Lateinische Symbole

A	$m^2$	Fläche
$C_m$	m/s	Mittlere Kolbengeschwindigkeit
$C_{m,min}$	m/s	Begrenzung der minimalen Kolbengeschwindigkeit

$c_p$	J/(kg·K)	Spezifische Wärmekapazität
$d_{AER}$	km	Minimale elektrische Reichweite
$d_{EU7,CLOVE,Ref}$	km	Referenzstreckenlänge des CLOVE-Vorschlages zur EU7 Abgasnorm
$D_{hyd}$	m	Hydraulischer Durchmesser
$d_{KKD}$	m	Durchmesser der Kolbenkühlöfen
$d_{Luft}$	m	Breite des Luftspalts
$d_{PU}$	m	Wandstärke der Polyurethanschicht
$d_{SFZ}$	km	Streckenlänge des Stadtfahrzyklus
$d_{Stahl}$	m	Wandstärke der Stahlschicht
$E_{HVB}$	kWh	Batterieenergie
$E_{HVB,AER,min}$	kWh	Minimale Batterieenergie zur Erreichung der minimalen elektrischen Reichweite
$E_{LE,an}$	kWh	Verlustenergie der Leistungselektronik beim Einschalten
$E_{LE,aus}$	kWh	Verlustenergie der Leistungselektronik beim Ausschalten
$f_{LE,SF}$	s <sup>-1</sup>	Schaltfrequenz der Leistungselektronik
$h_{EM,LS}$	m	Charakteristische Länge des Elektromotorluftspaltes
$I_0$	W/m <sup>2</sup>	Bezugsschallintensität
$I_{Fzg}$	W/m <sup>2</sup>	Schallintensität des Maskierungsgeräusches
$I_{HVB,DC}$	A	Gleichstrom der Hochvoltbatterie
$\hat{I}_{LE}$	A	Spitzenstrom der Leistungselektronik
$I_{VKM}$	W/m <sup>2</sup>	Schallintensität des Verbrennungsmotorgeräusches im Innenraum
$k$	s	Prädiktionshorizont
$K_{CO_2,Strafe}$	€	CO <sub>2</sub> -Strafzahlung bei Überschreitung des Grenzwertes

$K_{EBH}$	€	Kosten der elektrischen Brennraumheizung
$K_{EHC}$	€	Kosten der elektrischen Heizelemente mit Sekundärluftpumpe und 48V-Bordnetz
$K_{EM,ÖK}$	€	Kosten der Elektromotor-Ölspritzkühlung
$k_{EM,S}$		Skalierungsfaktor des Elektromotors
$K_{HVB,Gehäuse}$	€	Gehäusekosten der Batterie in Abhängigkeit der Batterieenergie
$K_{HVB,IK}$	€	Kosten der Batterie-Immersionenkühlung
$K_{HVB,PTC1}$	€	Kosten des Batterieheizelements (Variante 1)
$K_{HVB,PTC2}$	€	Kosten des Batterieheizelements (Variante 2)
$K_{HVB,Zelle}$	€/kWh	Zellkosten in Abhängigkeit der Batterieenergie
$k_{M,LE}$	1	Modulationsfaktor
$K_{MK}$	€	Kosten der Motorkapselung
$K_{Reibung}$	1	Reibungskoeffizient zur Berechnung der Luftspaltverlustleistung des Elektromotors
$K_{VKM,H}$	€/L	Kosten des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit des Hubraums
$K_{WWS}$	€	Kosten des Warmwasserspeichers
$l$	m	Länge
$L_{Fzg}$	dB(A)	Abroll- und Windinnenraumgeräusch
$L_{Rotor}$	m	Rotorlänge
$L_{VKM}$	dB(A)	Innenraumgeräusch des Verbrennungsmotors
$m$	kg	Masse
$m_{2P}$	kg	Zusätzliche Masse bei einem weiteren Insassen
$m_{5P}$	kg	Zusätzliche Masse bei vier weiteren Insassen
$m_A$	kg	Anhängermasse
$M_{EM}$	Nm	Elektromotordrehmoment

$M_{EM,max}$	Nm	Maximales Drehmoment des Elektromotors
$M_{EM,max,ref}$	Nm	Maximales Drehmoment des Referenz-Elektromotors
$m_{Insasse}$	kg	Durchschnittsgewicht eines Fahrzeuginsassen
$\dot{m}_{KM}$	kg/s	Kühlmittelmassenstrom
$M_{VKM,nominal}$	Nm	Nominales Drehmoment des Verbrennungsmotors
$M_{VKM,TWC,min}$	Nm	Minimales Motormoment während des Katalysator-Aufheizvorgangs
$M_{VKM,TWC-Limit}$	Nm	Maximales Motormoment während des Katalysator-Aufheizvorgangs
$n_{EM}$	$\text{min}^{-1}$	Elektromotordrehzahl
$n_{EM,max}$	$\text{min}^{-1}$	Maximale Elektromotordrehzahl
$n_{EM,min}$	$\text{min}^{-1}$	Minimale Elektromotordrehzahl
$N_{Fzg-VKM}$	$\text{J/m}^2$	Integral der Differenz von Maskierungs- und Verbrennungsmotorgeräusch
$n_{HVB,Zelle}$	1	Gesamtanzahl der Batteriezellen
$n_{ÖP}$	$\text{min}^{-1}$	Ölpumpendrehzahl
$Nu_{Öl-L}$	1	Nusselt-Zahl für den Wärmeübergang vom Kurbelgehäusespritzöl auf die Laufbuchse
$Nu_{ZB}$	1	Nusselt-Zahl für den Zylinderblockwassermantel
$Nu_{ZK}$	1	Nusselt-Zahl für den Zylinderkopfwassermantel
$n_{VKM}$	$\text{min}^{-1}$	Motordrehzahl
$n_{VKM,max}$	$\text{min}^{-1}$	Maximale Motordrehzahl
$n_{VKM,min}$	$\text{min}^{-1}$	Minimale Motordrehzahl
$n_{WP}$	$\text{min}^{-1}$	Drehzahl der Wasserpumpe im Niedertemperaturkreislauf
$p$	%	Steigung
$P_{EBH}$	kW	Heizleistung der elektrischen Brennraumheizung

$P_{EBH1,max}$	kW	Maximale Heizleistung der elektrischen Brennraumheizung
$P_{EHC,max}$	kW	Maximale Heizleistung der elektrischen Heizscheibe
$P_{EM,V,Eisen}$	kW	Eisenverluste des Elektromotors
$P_{EM,V,Kupfer}$	kW	Kupferverluste des Elektromotors
$P_{EM,V,Wind}$	kW	Luftspaltreibungsverluste des Elektromotors
$P_{GEN,kont.}$	kW	Kontinuierliche Generatorleistung
$P_{GEN,max}$	kW	Maximale Generatorleistung
$P_{HVB,PTC1}$	kW	Batterieheizleistung (Batterieheizung Variante 1)
$P_{HVB,PTC1}$	kW	Heizleistung des Batterieheizelements (Variante 1)
$P_{HVB,PTC2}$	kW	Batterieheizleistung (Batterieheizung Variante 2)
$P_{HVB,PTC2,max}$	kW	Maximale Heizleistung des Batterieheizelements (Variante 2)
$P_{HVB,PTC2,Zelle}$	kW/Zelle	Spezifische Heizleistung pro Zelle (Variante 2)
$P_{LE,V,L}$	kW	Leistungsverluste der Leistungselektronik
$P_{LE,V,S}$	kW	Schaltungsverluste der Leistungselektronik
$p_{mi}$	bar	Indizierter Mitteldruck
$p_{mr,K}$	bar	Reibmitteldruck des Kolbens
$p_{mr,KWL}$	bar	Reibmitteldruck der Kurbelwelle
$p_{mr,ÖP}$	bar	Reibmitteldruck der Ölpumpe
$PMV_{Ziel}$	1	Zielwert für die Bewertungskennzahl des thermischen Komforts im Innenraum
$p_{ÖP}$	bar	Ölpumpendruckanstieg
$Pr$	1	Prandtlzahl
$P_{V,HVB}$	kW	Batterieverlustleistung
$P_{V,Mag}$	kW	Magnetverlustleistung

$P_{VKM,nominal}$	kW	Nominale Leistung des Verbrennungsmotors
$P_{VKM,TWC,min}$	kW	Minimale Motorleistung während des Katalysator-Aufheizvorgangs
$\dot{Q}$	kW	Wärmestrom
$q_{HVB,PTC2,max}$	kW/m <sup>2</sup>	Maximale Wärmestromdichte des Batterieheizelements (Variante 2)
$\dot{Q}_{KM,Mess}$	kW	Kühlmittelwärmestrom aus der Messung
$\dot{Q}_{KM,Sim}$	kW	Kühlmittelwärmestrom aus der Simulation
$\dot{Q}_{Öl,Mess}$	kW	Ölwärmestrom aus der Messung
$\dot{Q}_{Öl,Sim}$	kW	Ölwärmestrom aus der Simulation
$\dot{Q}_{V,HVB}$	kW	Verlustwärmestrom des Batteriesystems
Re	1	Reynoldszahl
$r_{EM,M-P}$	Nm/kW	Drehmoment-Leistungsverhältnis des Elektromotors
$r_{EM,R-W}$	(m <sup>2</sup> ·K)/W	Kontaktwiderstand zwischen Rotor und Welle
$r_{EM,S-G}$	(m <sup>2</sup> ·K)/W	Kontaktwiderstand zwischen Stator und Gehäuse
$r_{EM,W-IP}$	(m <sup>2</sup> ·K)/W	Kontaktwiderstand zwischen Wicklung und Isolationspapier
$R_{Fe}$	K/W	Thermischer Widerstand eines Blechpakets
$R_{HVB,0}$	Ohm	Zellinnenwiderstand
$r_{KE0}$	Ohm	Kollektor-Emitter-Widerstand
$r_{Rotor}$	M	Rotorradius
$R_{th}$	K/W	Thermischer Widerstand
$R_w$	K/W	Wicklungswiderstand
$R_{W,20°C}$	K/W	Wicklungswiderstand bei 20 °C
$T_{Aktuell}$	°C	Aktuelle Temperatur
$T_{Chip,max}$	°C	Maximale Chiptemperatur

$T_D$	$^{\circ}\text{C}$	Diodentemperatur
$t_{\text{EHC,VH}}$	s	Vorheizdauer der elektrischen Heizelektrode
$T_{\text{EM}}$	$^{\circ}\text{C}$	Elektromotortemperatur
$T_{\text{EM,E}}$	$^{\circ}\text{C}$	Blechpakettemperatur des Elektromotors
$T_{\text{EM,M,max}}$	$^{\circ}\text{C}$	Maximale Magnettemperatur
$t_{\text{EM,M,max}}$	s	Maximale Dauer der Spitzenleistung des Elektromotors
$T_{\text{EM,W}}$	$^{\circ}\text{C}$	Wicklungstemperatur des Elektromotors
$T_{\text{EM,W,max}}$	$^{\circ}\text{C}$	Maximale Wicklungstemperatur
$T_{\text{EM1,Start}}$	$^{\circ}\text{C}$	Starttemperatur des Elektromotors
$T_{\text{EM1,W,Kühlung}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperaturgrenzwert zur Aktivierung der Kühlung des Elektromotors
$T_{\text{Fe,1}}$	$^{\circ}\text{C}$	Vorherige Blechpakettemperatur des Elektromotors
$T_{\text{Fe,2}}$	$^{\circ}\text{C}$	Aktuelle Blechpakettemperatur des Elektromotors
$T_{\text{Fluid}}$	$^{\circ}\text{C}$	Fluidtemperatur
$T_{\text{Gas}}$	$^{\circ}\text{C}$	Gastemperatur
$T_{\text{HVB,Austritt,Mess}}$	$^{\circ}\text{C}$	Gemessene Kühlmitteltemperatur am Ausgang der Kühlplatte
$T_{\text{HVB,Austritt,Sim}}$	$^{\circ}\text{C}$	Simulierte Kühlmitteltemperatur am Ausgang der Kühlplatte
$T_{\text{HVB,Eintritt,Mess}}$	$^{\circ}\text{C}$	Gemessene Kühlmitteltemperatur am Eingang der Kühlplatte
$T_{\text{HVB,PTC1}}$	$^{\circ}\text{C}$	Batteriezelltemperatur (Batterieheizung Variante 1)
$T_{\text{HVB,PTC2}}$	$^{\circ}\text{C}$	Batteriezelltemperatur (Batterieheizung Variante 2)
$T_{\text{HVB,Zelle,max}}$	$^{\circ}\text{C}$	Maximale Zelltemperatur
$T_{\text{IGBT}}$	$^{\circ}\text{C}$	IGBT-Temperatur
$t_j$	s	Zeitschritt

---

$T_{K,KK}$	°C	Kolbenkronentemperatur
$T_{KH}$	°C	Kolbenhemdtemperatur
$T_{KM}$	°C	Kühlmitteltemperatur
$T_{KM,Austritt,Mess}$	°C	Kühlmitteltemperatur am Wassermantelaustritt aus der Messung
$T_{KM,Austritt,Sim}$	°C	Kühlmitteltemperatur am Wassermantelaustritt aus der Simulation
$T_{KM,Eintritt,Mess}$	°C	Kühlmitteltemperatur am Wassermanteleintritt aus der Messung
$T_{KM,Eintritt,Sim}$	°C	Kühlmitteltemperatur am Wassermanteleintritt aus der Simulation
$T_{KM,PTC1}$	°C	Kühlmitteltemperatur im Niedertemperaturkreislauf der Batterie
$T_{LB}$	°C	Laufbuchsentemperatur
$T_{LE}$	°C	Leistungselektroniktemperatur
$T_{Limit}$	°C	Grenztemperatur
$T_{Mag,1}$	°C	Vorherige Magnettemperatur des Elektromotors
$T_{Mag,2}$	°C	Aktuelle Magnettemperatur des Elektromotors
$t_{MPC}$	s	Prädiktionshorizont
$T_{Öl}$	°C	Öltemperatur
$T_{öl,KW}$	°C	Öltemperatur in der Hauptölgalerie
$t_{Park}$	h	Parkdauer
$T_{Start}$	°C	Starttemperatur
$T_{TWC}$	°C	Katalysatortemperatur
$T_{TWC,LO}$	°C	Light-off Temperatur des Katalysators
$T_{TWC,Ziel}$	°C	Zieltemperatur des Katalysators
$T_{Umg}$	°C	Umgebungstemperatur

$T_{VKM,-10^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Motortemperaturverlauf bei $-10^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{VKM,Emi}$	$^{\circ}C$	Gemittelte Brennraumwandtemperatur für Emissionskorrektur
$T_{VKM,KM}$	$^{\circ}C$	Kühlmitteltemperatur des Verbrennungsmotors
$T_{VKM,KM,Err}$	$^{\circ}C$	Absoluter Fehler des thermischen Verbrennungsmotormodells
$T_{VKM,Öl,max}$	$^{\circ}C$	Maximale Öltemperatur vom Schmiersystem des Verbrennungsmotors
$T_{VKM,Start}$	$^{\circ}C$	Starttemperatur des Verbrennungsmotors einschließlich der Kühlmittel- und Öltemperatur
$T_{VKM,Wand}$	$^{\circ}C$	Wandtemperatur des Verbrennungsmotors
$T_{VKM,20^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Motortemperaturverlauf bei $20^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{VKM,40^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Motortemperaturverlauf bei $40^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{VKM,MK,-10^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Motortemperaturverlauf mit Kapselung bei $-10^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{VKM,MK,20^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Motortemperaturverlauf mit Kapselung bei $20^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{VKM,MK,40^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Motortemperaturverlauf mit Kapselung bei $40^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{W,1}$	$^{\circ}C$	Vorherige Wicklungstemperatur des Elektromotors
$T_{W,2}$	$^{\circ}C$	Aktuelle Wicklungstemperatur des Elektromotors
$T_{Wand}$	$^{\circ}C$	Wandtemperatur
$T_{WWS,-10^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Temperaturverlauf des Warmwasserspeichers bei $-10^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{WWS,40^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Temperaturverlauf des Warmwasserspeichers bei $40^{\circ}C$ Umgebungstemperatur
$T_{WWS,Luft,-10^{\circ}C}$	$^{\circ}C$	Temperaturverlauf des Warmwasserspeichers bei $-10^{\circ}C$ Umgebungstemperatur

$T_{\text{WWS,Luft,40}^{\circ}\text{C}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperaturverlauf des Warmwasserspeichers bei 40 °C Umgebungstemperatur
$T_{\text{WWS,PU,-10}^{\circ}\text{C}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperaturverlauf des Warmwasserspeichers bei -10 °C Umgebungstemperatur
$T_{\text{WWS,PU,40}^{\circ}\text{C}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperaturverlauf des Warmwasserspeichers bei 40 °C Umgebungstemperatur
$T_{\text{Zelle}}$	$^{\circ}\text{C}$	Zelltemperatur
$T_{\text{Zelle,max,Mess}}$	$^{\circ}\text{C}$	Gemessene Spitztemperatur der Zellen
$T_{\text{Zelle,max,Sim}}$	$^{\circ}\text{C}$	Simulierte Spitztemperatur der Zellen
$T_{\text{Zelle,min,Mess}}$	$^{\circ}\text{C}$	Gemessene Spitztemperatur der Zellen
$T_{\text{Zelle,min,Sim}}$	$^{\circ}\text{C}$	Simulierte Spitztemperatur der Zellen
$T_{\text{Ziel,Bat}}$	$^{\circ}\text{C}$	Batteriezieltemperatur
$U_{\text{HVB,nom}}$	V	Nominale Batteriespannung
$v_{\text{Fzg}}$	km/h	Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{\text{Fzg,max}}$	km/h	Maximale Fahrzeuggeschwindigkeit
$v_{\text{Fzg,min}}$	km/h	Minimale Fahrzeuggeschwindigkeit
$V_{\text{KE0}}$	V	Kollektor-Emitter-Spannung
$V_{\text{OC}}$	V	Leerlaufspannung der Hochvoltbatterie
$V_{\text{VKM,H}}$	L	Hubraum des Verbrennungsmotors
$V_{\text{WWS}}$	L	Volumen des Warmwasserspeichers
$x_{\text{HVAC}}$	%	Umluftrate der Klimaanlage
$x_{\text{VKM,L}}$	%	Relative Motorlast
$y_1$	1	Mittlerer Koeffizient der Wärmeübertragungsflächen des Kolbenrings

### 6.2.2 Griechische Symbole

$\alpha$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha_{Fe}$	$K^{-1}$	Rotor- und Statortemperaturkoeffizient
$\alpha_{Gas}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient von Gas
$\alpha_{KH,L}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kolbenhemd und Laufbuchse
$\alpha_{K-KR}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kolben und Kolbenringen
$\alpha_{KM,HVB}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Kühlplatte der Hochvoltbatterie
$\alpha_{KM,LE}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Kühlplatte der Leistungselektronik
$\alpha_{KR-L}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kolbenringen und Laufbuchse
$\alpha_{Kupfer}$	$K^{-1}$	Temperaturkoeffizient von Kupfer
$\alpha_{VKM,ZW}$	$^{\circ}KW$	Zündwinkel des Verbrennungsmotors
$\alpha_{WWS,Umg}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen dem Warmwasserspeicher und der Umgebung
$\alpha_{ZB}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Zylinderblock
$\alpha_{ZK}$	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kühlmittel und Zylinderkopf
$\Delta CO_2$	$g/km$	Differenz der $CO_2$ -Emissionen
$\Delta K_{EM}$	€	Differenzkosten des Elektromotors
$\Delta K_{EM1}$	€	Kosteneinsparung des Elektromotors
$\Delta K_{VKM}$	€	Differenzkosten des Verbrennungsmotors
$\Delta L_M$	$dB(A)$	Differenz zwischen Fahrzeugmaskierungsgeräusch und dem Innenraumgeräusch des Verbrennungsmotors

$\Delta L_{VKM,MK}$	dB(A)	Reduktionspotenzial des Verbrennungsmotorgeräusches durch die Motorkapselung
$\Delta p_{Antrieb}$	bar	Luftseitiger Druckverlust an den Antriebskomponenten im Motorraum
$\Delta p_{KG}$	bar	Luftseitiger Druckverlust am Kühlergrill
$\Delta P_{V,Fe,Wirbel}$	kW	Wirbelstromverlustleistung des Elektromotors
$\Delta t$	s	Zeitdifferenz
$\Delta T_{Abgas,ATL}$	°C	Temperaturdifferenz zwischen Abgas und Abgasturbolader
$\Delta T_{Chip}$	°C	Zulässige Überschreitung der maximalen Chiptemperatur
$\Delta t_{EM1,Derating}$	s	Dauer bis zum thermischen Abregeln des Elektromotors
$\Delta t_{F,DB}$	s	Anstieg der Fahrdauer durch die Begrenzung des Motordrehmoments
$\Delta t_{F,KNP}$	s	Anstieg der Fahrdauer beim kostenneutralen Paket
$\Delta t_{F,LPV1}$	s	Anstieg der Fahrdauer durch die Lastpunktverschiebung auf der verbrauchsoptimalen Kennlinie
$\Delta t_{F,LPV2}$	s	Anstieg der Fahrdauer durch die Lastpunktverschiebung auf der Vollastkurve
$\Delta T_{KM}$	°C	Kühlmitteltemperaturdifferenz
$\Delta T_{vertikal}$	°C	Vertikale Lufttemperaturdifferenz im Innenraum
$\Delta T_{VKM,Emi}$	°C	Differenz der gemittelten Brennraumwandtemperatur
$\Delta T_{W,RB-MPC}$	°C	Temperaturdifferenz am Wickelkopf zwischen regelbasiertem und prädiktivem Ansatz
$\epsilon_{PU}$	1	Emissivität von Polyurethan
$\epsilon_{Stahl}$	1	Emissivität von Stahl

$\eta_{\text{Öl}}$	Pa·s	Dynamische Ölviskosität
$\eta_{\text{OPF}}$	%	Partikelfilter-Filtrationswirkungsgrad
$\eta_{\text{OPF,neu}}$	%	Partikelfilter-Filtrationswirkungsgrad im Neuzustand
$\eta_{\text{Wand}}$	Pa·s	Ölviskosität an der Kolbenoberfläche
$\lambda_{\text{EM,LS}}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit im Luftspalt des Elektromotors
$\lambda_{\text{HVB,Iso}}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit der Isolation zwischen den Batteriezellen
$\lambda_{\text{HVB,TIM}}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit der Wärmeleitpaste zwischen Kühlplatte und Zellunterseite
$\lambda_{\text{KM}}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels
$\lambda_{\text{KM,ZB}}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels im Zylinderblockwassermantel
$\lambda_{\text{KM,ZK}}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels im Zylinderkopfwassermantel
$\lambda_{\text{Öl}}$	W/(m·K)	Ölwärmeleitfähigkeit
$\lambda_{\text{th}}$	W/(m·K)	Spezifische Wärmeleitfähigkeit
$\lambda_{\text{th,EM,Blech,axial}}$	W/(m·K)	Wärmeleitfähigkeit der Blechpakete in axialer Richtung
$\lambda_{\text{VKM}}$	1	Verbrennungsluftverhältnis
$\rho_{\text{Luft}}$	kg/m <sup>3</sup>	Luftdichte
$\rho_{\text{TWC,EM}}$	kg/m <sup>3</sup>	Katalysator-Edelmetallbeladung
$\varphi_{\text{LE}}$	°	Phasenwinkel zwischen Strom und Spannung

### 6.2.3 Mathematische Symbole

$\cos(\varphi_{\text{LE}})$	1	Kosinus des Phasenwinkels, verwendet zur Berechnung des Leistungsfaktors
-----------------------------	---	--

## 7 Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

### 7.1 Abbildungen

Abbildung 1-1: Vorgehensweise zur Analyse der Forschungshypothesen.....	2
Abbildung 2-1: Übersicht der unterschiedlichen Phasen des Fahrzeuglebenszyklus (oben) und die Methodik zur Durchführung einer Ökobilanz (LCA) einschließlich der Wirkungskategorien für eine Lebenszyklus-Nachhaltigkeitsanalyse nach [14], [15], [16]. .....	3
Abbildung 2-2: Flussdiagramm des ganzheitlichen Fahrzeuganforderungsmanagements nach [60]. .....	7
Abbildung 2-3: Übersicht typischer Zieltemperaturbereiche zentraler Komponenten eines Hybridantriebsstrangs. ....	11
Abbildung 2-4: Vergleich der Betriebsmodi-Fahrdauern eines seriell-parallelen PHEV SUV im WLTC bei $T_{Umg} = -10\text{ °C}$ und $T_{Umg} = 23\text{ °C}$ mit $SOC_{Start} = 17\%$ basierend auf Simulationsergebnissen des FVV HyFlex-ICE Forschungsprojektes [8]. .....	12
Abbildung 2-5: Exemplarischer Einfluss der Motordrehzahl und lokaler Temperaturen auf den Reibmitteldruck der Kolbengruppe und des Kurbeltriebs eines aufgeladenen DI-Ottomotors. ....	13
Abbildung 2-6: Einfluss von Temperatur und Ladezustand auf den Innenwiderstand einer Lithium-Ionen NMC Batteriezelle sowie die maximale Leistung eines Batteriesystems mit 96 in Reihe geschalteten Zellen. [8] .....	14
Abbildung 2-7: Übersicht des Temperatur- und Drehzahleinflusses auf die Eisen- und Kupferverluste einer PMSM. [8]. .....	15
Abbildung 2-8: Relative HC-Rohemissionen bezogen auf $T_{KM} = 90\text{ °C}$ für eine Variation der Kühlmitteltemperatur $T_{KM}$ in unterschiedlichen Motorlastbereichen nach [37]. .....	17
Abbildung 2-9: Konvertierungswirkungsgrad-Kennfeld eines Drei-Wege-Katalysators für CO als Funktion der Katalysatortemperatur und der Raumgeschwindigkeit. [118]. .....	18
Abbildung 2-10: Wärmeübertragungsmechanismen und thermischen Eigenschaften sowie deren Einflussgrößen. ....	19
Abbildung 2-11: Übersicht unterschiedlicher Kühlungsarten und Kühlmedien in Abhängigkeit der Kühlsystemperformance. ....	22
Abbildung 2-12: Schematischer Aufbau der Kühlsysteme eines Hybridfahrzeugs. ....	23
Abbildung 2-13: Schematischer Aufbau eines Euro 6 Abgasnachbehandlungssystems.	

.....	24
Abbildung 2-14: Generischer Aufbau einer regelbasierten Thermomanagement- Strategie für Kühlsysteme und Antriebsstrangkomponenten basierend auf [139]..	26
Abbildung 2-15: Vergleich der möglichen Zündwinkelspätverstellung während der Katalysatoraufheizphase für verschiedene Motorbetriebspunkte und Starttemperaturen. ....	27
Abbildung 2-16: Optimaler VKM-Betriebsbereich während der TWC-Heizphase bei Anwendung der Lastpunktverschiebung. ....	28
Abbildung 3-1: Schematischer Aufbau des Fahrzeugmodells für einen kombinierten Hybridantrieb.....	29
Abbildung 3-2: Parameterbasierter Ansatz zur Korrektur stationär vermessener Rohemissionskennfelder im transienten Betrieb nach [37].....	31
Abbildung 3-3: Kennfelder zur Korrektur der HC- und Partikel-Rohemissionen in Abhängigkeit von der Brennraumwandtemperatur und vom indizierten Mitteldruck. ....	32
Abbildung 3-4: Schematischer Aufbau des TWC-Konvertierungsmodells nach [46]....	33
Abbildung 3-5: Übersicht der unterschiedlichen thermischen Simulationsansätze hinsichtlich Genauigkeit, Komplexität und Rechenzeit.....	34
Abbildung 3-6: Schematischer Aufbau des thermischen Verbrennungsmotor-Modells. .....	35
Abbildung 3-7: Validierungsergebnisse des thermischen VKM-Modells bei stationären Motorbetriebspunkten basierend auf stationären Prüfstandsmessungen (3- Zylinder, 1,5 Liter-DI-TC-Ottomotor, $P_{\max, \text{VKM}} = 105 \text{ kW}$ ).....	38
Abbildung 3-8: Schematischer Aufbau des thermischen Hochvoltbatterie-Modells....	39
Abbildung 3-9: Validierungsergebnisse des thermischen HVB-Modells in einem Fahrzenario mit Kickdowns bei $T_{\text{Umg}} = 40 \text{ °C}$ und $\text{SOC} = 100 \%$ im elektrischen Betrieb basierend auf Golf GTE Fahrzeugmessungen.....	40
Abbildung 3-10: Schematischer Aufbau des thermischen Elektromotor-Modells.....	41
Abbildung 3-11: Validierungsergebnisse des thermischen EM-Modells in einem Fahrzenario mit Kickdowns und anschließendem NEDC bei $T_{\text{Umg}} = 25 \text{ °C}$ und $\text{SOC} = 100 \%$ im elektrischen Betrieb basierend auf Golf GTE Fahrzeugmessungen. .....	42
Abbildung 3-12: Schematischer Aufbau des thermischen Leistungselektronik-Modells. .....	43
Abbildung 3-13: Schematischer Aufbau des thermischen Modells des Abgasstrangs nach [37], [143], [144], [146] mit der Erweiterung um den Turbolader-Warmlauf...	45

Abbildung 3-14: Schematischer Aufbau des thermischen TWC-Modells nach [37], [143], [144], [146] mit der Erweiterung um die radiale Diskretisierung des TWC. ....	46
Abbildung 3-15: Schematischer Aufbau des thermischen Luftpfad- und Kühlerpaketmodells im Motorraum. ....	47
Abbildung 3-16: Schematischer Aufbau des thermischen Innenraummodells einschließlich Luftpfad. ....	48
Abbildung 3-17: Schematischer Aufbau des kombinierten PHEV-Antriebsstrangs und thermische Randbedingungen der simulativen Untersuchungen. ....	49
Abbildung 3-18: Übersicht des Roll- und Windgeräusches in Abhängigkeit von der Fahrzeuggeschwindigkeit (links) und das VKM-Innenraumgeräusches in Abhängigkeit des Motorbetriebspunktes (rechts). ....	53
Abbildung 4-1: Einfluss von Generatorleistung und Hubraums auf die Fahrzeuggeschwindigkeit bei einer Steigung von $p = 12\%$ . ....	59
Abbildung 4-2: Einfluss unterschiedlicher Auslegungen auf das VKM-Innenraumgeräusch im WLTC bei einer Umgebungstemperatur von $T_{Umg} = 14\text{ °C}$ . ....	61
Abbildung 4-3: Statistische Auswertung der maximalen Komponententemperaturen des Zielkundenantriebsstrangs in Realfahrscenarien. ....	63
Abbildung 4-4: Statistische Auswertung der zeitlichen Betriebsstrategie-Fahranteile des Zielkundenantriebsstrangs in Realfahrscenarien. ....	64
Abbildung 4-5: Statistische Auswertung der $\text{CO}_2$ - und Geräuschemissionen des Zielkundenantriebsstrangs in Realfahrscenarien. Die WLTC-Referenzen basieren auf der Zielkunden-Grundauslegung (vgl. Tabelle 4-1): $\text{CO}_2$ -Emissionen $109\text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{km}$ und Geräuschemissionen: $0,028\text{ mJ}/\text{m}^2$ . Der Flottengrenzwert von $95\text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{km}$ entspricht den aktuellen Vorgaben der EU-Gesetzgebung. ....	65
Abbildung 4-6: Statistische Auswertung der Schadstoff- und Partikel-Endrohremissionen des Zielkundenantriebsstrangs in den Realfahrscenarien nach $d_{\text{EU7,CloVe}} = 16\text{ km}$ . ....	67
Abbildung 4-7: Einfluss verschiedener Varianten der Lastpunktverschiebung auf das Innenraumgeräusch der VKM. ....	71
Abbildung 4-8: Einfluss unterschiedlicher WWS-Isolationen auf das Abkühlverhalten des Kühlmittels im WWS bei $T_{Umg} = -10\text{ °C}$ und $T_{Umg} = 40\text{ °C}$ (links) und schematischer Aufbau des thermischen Simulationsmodells (rechts). ....	72
Abbildung 4-9: Einfluss der Motorkapselung auf das Abkühlverhalten der VKM bei $T_{Umg} = -10\text{ °C}$ , $T_{Umg} = 20\text{ °C}$ und $T_{Umg} = 40\text{ °C}$ (links) sowie auf das Innenraumgeräusch der VKM (rechts) basierend auf den Messergebnissen aus	

[225].	73
Abbildung 4-10: Aufheizverhalten (links) und Aufbau (rechts) der beiden Batterieheizkonzepte.	74
Abbildung 4-11: Maximale Entladerate (C-Rate) von Nickel-Mangan-Cobalt- (links) und Natrium-Ionen-Batteriesystemen (rechts) in Abhängigkeit von Zelltemperatur und Ladezustand.	75
Abbildung 4-12: Abgasnachbehandlungskonzept mit optionaler Sekundärluftpumpe, elektrischen Heizscheiben und beschichtetem Ottopartikelfilter.	76
Abbildung 4-13: Aufbau der elektrischen Brennraumheizung und deren Aufheizverhalten bei unterschiedlichen Vorheizdauern und Heizleistungen.	77
Abbildung 4-14: Wärmeübergangskoeffizienten der Ölspritzkühlung nach [239] (links) und schematische Übersicht der Ölspritzkühlung des Wickelkopfes im Schnitt (rechts).	78
Abbildung 4-15: CFD-Simulationsergebnisse zur Bestimmung des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten (links) und Aufbau der HVB-Immersionenkühlung (rechts).	79
Abbildung 4-16: Schematischer Aufbau der Simulationsumgebung für die modellprädiktive Regelung des Hybridfahrzeugs.	88
Abbildung 4-17: Simulationsergebnisse der Generatorauslegung im Fahrscenario „Bergauffahrt bei niedrigem Ladezustand“ bei $T_{Umg} = 25 \text{ °C}$ , $p = 12 \text{ %}$ und $T_{EM1,Start} = 60 \text{ °C}$ .	91
Abbildung 4-18: Ausschnitt der Simulationsergebnisse des Autobahnfahrzyklus bei $T_{Umg} = 0 \text{ °C}$ , $SOC_{Start} = 95 \text{ %}$ , geringem Verkehrsaufkommen und defensiver Fahrweise.	93
Abbildung 4-19: Vergleich der Emissionen für die Basis- und prädiktive Regelstrategie nach Katalysator im Heißland-Fahrscenario bei $T_{Umg} = 40 \text{ °C}$ , $SOC_{Start} = 95 \text{ %}$ , hohem Verkehrsaufkommen und dynamischer Fahrweise.	94
Abbildung 9-1: Partikel- und HC-Rohemissionskonzentrationen basierend auf transienten Kaltstartmessungen eines aufgeladenen 1,2-Liter-Dreizylinder-DI-Ottomotors ( $n_{VKM} = 1250 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ , $\lambda_{VKM} = 1$ ) bei unterschiedlichen Starttemperaturen $T_{Start} = -7 \text{ °C}$ , $T_{Start} = 30 \text{ °C}$ , $T_{Start} = 60 \text{ °C}$ , $T_{Start} = 90 \text{ °C}$ .	151
Abbildung 9-2: Partikel- und HC-Rohemissionskonzentrationen basierend auf transienten Kaltstartmessungen eines aufgeladenen 1,2-Liter-Dreizylinder-DI-Ottomotors ( $n_{VKM} = 1800 \text{ min}^{-1}$ und $n_{VKM} = 2500 \text{ min}^{-1}$ , $p_{mi} = 14 \text{ bar}$ , $\lambda_{VKM} = 1$ ) bei unterschiedlichen Starttemperaturen $T_{Start} = -7 \text{ °C}$ , $T_{Start} = 23 \text{ °C}$ .	152
Abbildung 9-3: Übersicht der parametrisierten Hybridbetriebsstrategie zum Wechsel	

zwischen elektrischem und seriellen Fahrmodus sowie zur Definition der Lastpunktverschiebung im seriellen Betrieb in einem exemplarischen Kraftstoffverbrauchskennfeld eines Ottomotors. ....	153
Abbildung 9-4: Thermische Abregelung der maximalen relativen Leistung vom Elektromotor in Abhängigkeit der Komponententemperaturen. ....	156
Abbildung 9-5: Übersicht der Stadtfahrscenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209] .....	160
Abbildung 9-6: Übersicht der Überlandfahrscenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209] .....	161
Abbildung 9-7: Übersicht der Autobahnfahrscenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209] .....	162
Abbildung 9-8: Übersicht der Bergfahrscenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209] .....	163
Abbildung 9-9: Einfluss der EM-Leistung und der Übersetzung des Achsgetriebes auf die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit bei einem Anfahrscenario mit $p = 40\%$ Steigung. ....	164
Abbildung 9-10: Einfluss der Generatorleistung und des Hubraums auf die Fahrzeuggeschwindigkeit bei einer Steigung von $p = 12\%$ . ....	165
Abbildung 9-11: Einfluss von Batteriekapazität, Achsübersetzung und Hubraum auf die $\text{CO}_2$ -Emissionen im WLTC bei $T_{\text{Umgebung}} = 14\text{ °C}$ . ....	166
Abbildung 9-12: Statistische Auswertung der maximalen Leistungselektroniktemperaturen des Zielkundenantriebsstrangs in den Realfahrscenarien. ....	178

## 7.2 Tabellen

Tabelle 2-1: Abgeleitete Gewichtungsfaktoren für den Zielkunden basierend auf vordefinierten Zielkundenprofilen nach [79].	9
Tabelle 3-1: Eingangsgrößen und Ergebnisse der Validierung des thermischen LE-Modells für unterschiedliche stationäre Betriebspunkte.	45
Tabelle 3-2: Vergleich der Normen Euro 6e und Euro 7 für Pkw [174], [175], [176], [177].	51
Tabelle 3-3: CO <sub>2</sub> -Flottengrenzwerte für Pkw in der Europäischen Union nach [180].	52
Tabelle 3-4: Referenzantriebsstrang und Fallbeispiel zur Berechnung der Differenzkosten.	55
Tabelle 4-1: Auslegungsergebnisse des kombinierten Hybridantriebs für unterschiedliche Zielkundenpräferenzen.	58
Tabelle 4-2: Definition eines Nutzerprofils anhand der Aufteilung des Pkw-Verkehrsaufkommens nach Fahrtzwecken [213], [214] und des Batterieladeverhaltens.	68
Tabelle 4-3: Gewichtete Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus im Vergleich zur WLTC-Referenz bzw. zu den Emissionsbudgets nach $d_{\text{Emi,Clove}} = 16 \text{ km}$ .	68
Tabelle 4-4: Übersicht ausgewählter anspruchsvoller Realfahrtszenarien für die weiteren Untersuchungen in Kapitel 4.3 und 4.4.	69
Tabelle 4-5: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Kaltland 1“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).	80
Tabelle 4-6: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Kaltland 2“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).	82
Tabelle 4-7: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Heißland“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).	84
Tabelle 4-8: Übersicht der Technologiepakete für unterschiedliche Kundenpräferenzen.	84
Tabelle 4-9: Simulationsergebnisse der Technologiepakete für das Überlandfahrtszenario „Kaltland 1“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).	86
Tabelle 4-10: Simulationsergebnisse der Technologiepakete für das Überlandfahrtszenario „Heißland“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün:	

Bester Wert der Zielgröße).....	86
Tabelle 4-11: Simulationsergebnisse im Autobahnfahrscenario. ....	94
Tabelle 9-1: Auszug aus dem Lastenheft mit Zielwerten für Fahrzeug und Antriebsstrang.....	150
Tabelle 9-2: Übersicht der Auslegungs- und Betriebsstrategieparameter.....	154
Tabelle 9-3: Messdaten zur Validierung des thermischen Verbrennungsmotor-Modells basierend auf stationären Prüfstandsmessungen (3-Zylinder, 1,5 Liter-DI-TC- Ottomotor, $P_{\max, VKM} = 105$ kW). ....	155
Tabelle 9-4: Materialeigenschaften der unterschiedlichen Batteriesystemkomponenten .....	155
Tabelle 9-5: Materialeigenschaften der unterschiedlichen PMSM- Elektromotorkomponenten .....	156
Tabelle 9-6: Materialeigenschaften der unterschiedlichen Inverterkomponenten.....	157
Tabelle 9-7: Materialeigenschaften des Drei-Wege-Katalysators.....	157
Tabelle 9-8: Ergebnisse der technischen Bewertung von PHEV- Antriebsstrangkzepten. ....	158
Tabelle 9-9: Auszug der Fahrleistungstestszenarien und Zielwerte für den parallelen und elektrischen Betriebsmodus. ....	158
Tabelle 9-10: Übersicht der Koeffizienten zur Berechnung der EM-Differenzkosten. ....	159
Tabelle 9-11: Simulationsergebnisse des Stadtfahrzyklus bei $T_{Umg} = -10$ °C.....	166
Tabelle 9-12: Simulationsergebnisse des Stadtfahrzyklus bei $T_{Umg} = 40$ °C.....	168
Tabelle 9-13: Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus bei $T_{Umg} = -10$ °C.....	170
Tabelle 9-14: Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus bei $T_{Umg} = 40$ °C.....	172
Tabelle 9-15: Simulationsergebnisse des Autobahnfahrzyklus bei $T_{Umg} = 0$ °C.....	174
Tabelle 9-16: Simulationsergebnisse des Bergfahrzyklus bei $T_{Umg} = 0$ °C.....	176
Tabelle 9-17: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrscenario „Kaltland 2“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).....	179

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] K. Reif, Hg. *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*, 1. Aufl. (Bosch Fachinformation Automobil). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden; Imprint: Springer Vieweg, 2017.
- [2] S. Pischinger und U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021.
- [3] *Mitteilung der Kommission an das europäische Parlament, den europäischen Rat, den Rat, den europäischen Wirtschafts- und Sozialausschuss und den Ausschuss der Regionen - Der europäische Grüne Deal*, Europäische Kommission, Dez. 2019. [Online]. Verfügbar unter: [https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:b828d165-1c22-11ea-8c1f-01aa75ed71a1.0021.02/DOC\\_1&format=PDF](https://eur-lex.europa.eu/resource.html?uri=cellar:b828d165-1c22-11ea-8c1f-01aa75ed71a1.0021.02/DOC_1&format=PDF)
- [4] Rat der Europäischen Union. "Vorschlag für eine RICHTLINIE DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über die Sorgfaltspflichten von Unternehmen im Hinblick auf Nachhaltigkeit und zur Änderung der Richtlinie (EU) 2019/1937." Zugriff am: 16. November 2023. [Online.] Verfügbar: <https://data.consilium.europa.eu/doc/document/ST-15024-2022-REV-1/de/pdf>
- [5] European Commission, *Kommission schlägt neue Euro-7-Normen vor*, 2022. [Online]. Verfügbar unter: [https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/de/ip\\_22\\_6495](https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/de/ip_22_6495)
- [6] J. Müller, R. Maurer, J. Achenbach, A. Balazs und J. Knauf, "Antriebsstrangoptimierung von Hybridsystemen unter Berücksichtigung thermischer Einzelkomponentenwirkungsgrade," in *Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2020*, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2021, S. 179–201.
- [7] J. Shutty, A. Bongards, N. Kondipati und S. Ristevski, "Thermomanagement bei elektrifizierten Antriebssystemen," *ATZ Automobiltech Z*, Jg. 124, Nr. 9, S. 38–43, 2022, doi: 10.1007/s35148-022-0896-2.
- [8] J. Kexel, J. Müller, S. Pischinger, M. Günther, "Final report: Highly-flexible internal combustion engines for hybrid vehicles (HyFlex-ICE): FVV1433," FVV, Frankfurt, Mrz. 2023.
- [9] Umweltbundesamt, *Nationales Treibhausgasinventar 2021*, 2021. Zugriff am: 28. August 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.umweltbundesamt.de/>

themen/klima-energie/treibhausgas-emissionen/emissionsquellen#energie-stationar

- [10] Umweltbundesamt, *Spezifische Emissionen Pkw*, 2022. Zugriff am: 28. August 2023. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/384/bilder/dateien/5\\_abb\\_spezifische-emissionen-pkw\\_2023-04-28.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/384/bilder/dateien/5_abb_spezifische-emissionen-pkw_2023-04-28.pdf)
- [11] K. Reif, *Ottomotor-Management: Steuerung, Regelung und Überwachung*, 4. Aufl. (Bosch Fachinformation Automobil). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [12] Stefan Hausberger, "Anforderungen an Zero Impact Fahrzeuge," in *31st Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2022*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2022.
- [13] Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Stefan Hausberger und Dipl.-Met. Dr. rer. nat. Ulrich Uhrner (ITNA), "Zero-Impact Fahrzeug-Emissionen (Konzeptionelle Studie): FVV Nr. 1407, Abschlussbericht," *FVV Frühjahrstagung*, Jg. 2022, 2022. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.fvv-net.de/fileadmin/Storys/020.90\\_ZIV\\_Zero-Impact\\_Vehicles/03\\_TB\\_R602\\_FT22\\_AB\\_1407\\_Zero\\_Impact\\_Vehicle\\_Emissions\\_Conceptual\\_Study\\_\\_2022-03-31.pdf](https://www.fvv-net.de/fileadmin/Storys/020.90_ZIV_Zero-Impact_Vehicles/03_TB_R602_FT22_AB_1407_Zero_Impact_Vehicle_Emissions_Conceptual_Study__2022-03-31.pdf)
- [14] *DIN EN ISO 14040:2021-02, Umweltmanagement - Ökobilanz - Grundsätze und Rahmenbedingungen*, Berlin, 2021.
- [15] *DIN EN ISO 14044:2018-05, Umweltmanagement - Ökobilanz - Anforderungen und Anleitungen*, Berlin, 2018.
- [16] M. Finkbeiner, E. M. Schau, A. Lehmann und M. Traverso, "Towards Life Cycle Sustainability Assessment," *Sustainability*, Jg. 2, Nr. 10, S. 3309–3322, 2010, doi: 10.3390/su2103309.
- [17] T. S. David Bothe. "Cradle-to-Grave-Lebenszyklusanalyse im Mobilitätssektor: Metastudie zur CO<sub>2</sub>-Bilanz alternativer Fahrzeugantriebe." Zugriff am: 29. August 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.fvv-net.de/fileadmin/Storys/020.30\\_Bilanz\\_gezogen/FVV\\_LCA\\_Lebenszyklusanalyse\\_Frontier\\_Economics\\_R595\\_final\\_2020-06\\_DE.pdf](https://www.fvv-net.de/fileadmin/Storys/020.30_Bilanz_gezogen/FVV_LCA_Lebenszyklusanalyse_Frontier_Economics_R595_final_2020-06_DE.pdf)
- [18] AUDI. "Ganzheitlich durchdacht | audi.com." Zugriff am: 28. August 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.audi.com/de/company/sustainability/life-cycle-assessment.html>
- [19] Rei Palm, "The Carbon Footprint of Volvo XC40 BEV and ICE - Presented with

- Transparency," in *30th Aachen Colloquium Sustainable Mobility*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2021.
- [20] J. Warsen und S. Krinke, "Das Lebenszyklus-Konzept von Volkswagen," in *Energieeffiziente Antriebstechnologien*, W. Siebenpfeiffer, Hg., Dordrecht: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, S. 8–15.
- [21] H.-H. Braess, "Das Automobil von der Produkt- zur Systemoptimierung," *ATZ Automobiltech Z*, Jg. 101, Nr. 12, S. 984–990, 1999, doi: 10.1007/BF03221533.
- [22] M. A. J. Huijbregts *et al.*, "ReCiPe2016: a harmonised life cycle impact assessment method at midpoint and endpoint level," *Int J Life Cycle Assess*, Jg. 22, Nr. 2, S. 138–147, 2017, doi: 10.1007/s11367-016-1246-y.
- [23] R. Frischknecht, *Lehrbuch der Ökobilanzierung*, 1. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Spektrum, 2020.
- [24] A. Ciroth, M. Finkbeiner und J. Hildenbrand. "Towards a Life Cycle Sustainability Assessment: Making informed choices on products." Zugriff am: 29. August 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.lifecycleinitiative.org/wp-content/uploads/2012/12/2011%20-%20Towards%20LCSA.pdf>
- [25] H.-J. Althaus, P. de Haan und R. W. Scholz, "Traffic noise in LCA," *Int J Life Cycle Assess*, Jg. 14, Nr. 6, S. 560–570, 2009, doi: 10.1007/s11367-009-0116-2.
- [26] R. Meyer, E. Benetto, F. Mauny und C. Lavandier, "Characterization of damages from road traffic noise in life cycle impact assessment: A method based on emission and propagation models," *Journal of Cleaner Production*, Jg. 231, S. 121–131, 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2019.05.185.
- [27] A. K. Cerutti, R. Pant und S. Sala, *Development of a weighting approach for the environmental footprint* (EUR, Scientific and technical research series 28562). Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2018.
- [28] M. van Ratingen *et al.*, "The European New Car Assessment Programme: A historical review," *Chinese journal of traumatology = Zhonghua chuang shang za zhi*, Jg. 19, Nr. 2, S. 63–69, 2016, doi: 10.1016/j.cjtee.2015.11.016.
- [29] Aleksandar Damyanov, "Green NCAP, Evaluation of the Exhaust Gas Behaviour and the Energy Efficiency of Modern Cars under Demanding Conditions," in *30th Aachen Colloquium Sustainable Mobility*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2021.

- [30] S. Gottorf, J. Fryjan, L. Leyens, M. Picerno, K. Habermann und S. Pischinger, "Lean Approach for Virtual Calibration Using Hardware-in-the-Loop and Electronic Control Unit (ECU)-Capable Engine Simulation," *SAE Int. J. Engines*, Jg. 14, Nr. 4, 2021, doi: 10.4271/03-14-04-0032.
- [31] J. Andert *et al.*, "Road-to-Rig-to-Desktop - Virtual Development Using Real-Time Engine Modeling and Powertrain-Co-Simulation," *COMODIA*, Jg. 2017.9, Nr. 0, A108, 2017, doi: 10.1299/jmsesdm.2017.9.A108.
- [32] R. van Basshuysen und F. Schäfer, Hg. *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, 8. Aufl. (SpringerLink Bücher). Wiesbaden: Springer Science and Business Media; Springer Vieweg, 2017.
- [33] Dipl.-Ing. Sascha Schäfer, "Modellbasierte Steuerung des Kühlkreislaufes einer Brennstoffzelle mit automatisiertem Test der Software," [Online]. Verfügbar unter: [https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3364/1/2012\\_10\\_19\\_Diss\\_Schaefer\\_oLL.pdf](https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3364/1/2012_10_19_Diss_Schaefer_oLL.pdf)
- [34] S. Platner, M. Kordon, E. Fakiolas und H. Atzler, "Modellbasierte Serienkalibrierung — der effiziente Weg für Variantenentwicklung," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 74, Nr. 10, S. 754–761, 2013, doi: 10.1007/s35146-013-0226-z.
- [35] S. P. Jörg Seibel, *Abschlussbericht zum Vorhaben Untersuchung zur optimierten Auslegung von Ottomotoren in Hybrid-Antriebssträngen*.
- [36] A. Balazs, "Optimierte Auslegung von ottomotorischen Hybridantriebssträngen unter realen Fahrbedingungen: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Institut für Thermodynamik," Dissertation, RWTH Aachen, 2015. [Online]. Verfügbar unter: <http://publications.rwth-aachen.de/record/569562>
- [37] M. Böhmer, "Simulation der Abgasemissionen von Hybridfahrzeugen für reale Fahrbedingungen: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Institut für Thermodynamik," Dissertation, RWTH Aachen, 2017. [Online]. Verfügbar unter: <https://publications.rwth-aachen.de/record/711882>
- [38] G.-Q. Ao, J.-X. Qiang, H. Zhong, X.-J. Mao, L. Yang und B. Zhuo, "Fuel economy and NO x emission potential investigation and trade-off of a hybrid electric vehicle based on dynamic programming," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 222, Nr. 10,

- S. 1851–1864, 2008, doi: 10.1243/09544070JAUTO644.
- [39] Z. Chen und C. C. Mi, "An adaptive online energy management controller for power-split HEV based on Dynamic Programming and fuzzy logic," in *VPPC '09*, Dearborn, MI, Sep. 2009 - Sep. 2009, S. 335–339, doi: 10.1109/VPPC.2009.5289831.
- [40] C. Dextreit, F. Assadian, I. V. Kolmanovsky, J. Mahtani und K. Burnham, "Hybrid Electric Vehicle Energy Management Using Game Theory," in *SAE Technical Paper Series*, 2008, doi: 10.4271/2008-01-1317.
- [41] S. Jeon, S. Jo, Y. Park und J. Lee, "Multi-Mode Driving Control of a Parallel Hybrid Electric Vehicle Using Driving Pattern Recognition," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Jg. 124, Nr. 1, S. 141–149, 2002, doi: 10.1115/1.1434264.
- [42] C. Danzer *et al.*, "System simulation and visualization of powertrain and mobility concepts," in *Experten-Forum Powertrain: Simulation und Test 2020*, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2021, S. 1–15. [Online]. Verfügbar unter: [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-662-63606-0\\_1](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-662-63606-0_1)
- [43] G. Teuschl, P. Ebner, A. Huss und N. de Kerpel, "Simulationsgestützte systemische Entwicklung hybrider Antriebssysteme," *MTZ Motortech Z*, Jg. 82, 5–6, S. 78–83, 2021. doi: 10.1007/s35146-021-0670-0. [Online]. Verfügbar unter: <https://link.springer.com/article/10.1007/s35146-021-0670-0>
- [44] L. Häußler, "Generic Vehicle Energy Management," Dissertation. [Online]. Verfügbar unter: <https://publications.rwth-aachen.de/record/816339/files/816339.pdf>
- [45] F. Weiß, *Optimale Konzeptauslegung elektrifizierter Fahrzeugantriebsstränge: Eine computergestützte Methodik zur Beschleunigung des Auslegungsprozesses*. Wiesbaden: Springer, 2018.
- [46] Robert Maurer und Theodoros Kossioris, "Zero-Impact Tailpipe Emissionen: FVV Nr. 1412, Abschlussbericht," *FVV Frühjahrstagung*, Jg. 2023, 2023.
- [47] S. Pischinger, P. Genender, S. Klopstein und D. Hemkemeyer, "Aufgaben beim Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen," *ATZ Automobiltech Z*, Jg. 116, Nr. 4, S. 54–59, 2014, doi: 10.1007/s35148-014-0382-6.
- [48] T. Uhlmann *et al.*, "High Efficient Gasoline HEV Meeting 2030 CO2 Targets – The Road towards 59 g/km Fleet CO2," in *29th Aachen Colloquium Sustainable*

- Mobility*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2020.
- [49] W. Eichseder, J. Hager, M. Raup und S. Dietz, "Auslegung von Kühlsystemen mittels Simulationsrechnung," in *Automobiltechnische Zeitschrift*, 1997. [Online]. Verfügbar unter: <https://trid.trb.org/view/989077>
- [50] B. Knauf und E. Pantow, "Auslegung eines Kühlsystems mit elektrischer Kühlmittelpumpe," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 66, Nr. 11, S. 878–884, 2005. doi: 10.1007/BF03226723. [Online]. Verfügbar unter: <https://link.springer.com/article/10.1007/BF03226723>
- [51] A. Eilemann, "Thermomanagement — eine Systemaufgabe," *ATZ Automobiltech Z*, Jg. 117, Nr. 4, S. 86, 2015. doi: 10.1007/s35148-015-0031-8. [Online]. Verfügbar unter: <https://link.springer.com/article/10.1007/s35148-015-0031-8>
- [52] T. Banjac, J. C. Wurzenberger und T. Katrašnik, "Assessment of engine thermal management through advanced system engineering modeling," *Advances in Engineering Software*, Jg. 71, S. 19–33, 2014, doi: 10.1016/j.advengsoft.2014.01.016.
- [53] P. Setlur, J. R. Wagner, D. M. Dawson und E. Marotta, "An Advanced Engine Thermal Management System: Nonlinear Control and Test," *IEEE/ASME Trans. Mechatron.*, Jg. 10, Nr. 2, S. 210–220, 2005, doi: 10.1109/TMECH.2005.844707.
- [54] L. Lu, H. Chen, Y. Hu, X. Gong und Z. Zhao, "Modeling and Optimization Control for an Engine Electrified Cooling System to Minimize Fuel Consumption," *IEEE Access*, Jg. 7, S. 72914–72927, 2019, doi: 10.1109/ACCESS.2019.2917333.
- [55] M. Weiss, V. Tuncay, S. Richter und J. Broz, "Umfassende Simulation und vernetzte Intelligenz im Thermomanagement," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 78, Nr. 9, S. 42–49, 2017. doi: 10.1007/s35146-017-0089-9. [Online]. Verfügbar unter: <https://link.springer.com/article/10.1007/s35146-017-0089-9>
- [56] H. Kang, H. Ahn und K. Min, "Smart cooling system of the double loop coolant structure with engine thermal management modeling," *Applied Thermal Engineering*, Jg. 79, S. 124–131, 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.12.042.
- [57] N. Appel, M. Brinker, H. Soetje und T. Müller, "Aktives Antriebsstrang-Thermomanagement beim Opel Insignia," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 81, Nr. 6, S. 60–65, 2020, doi: 10.1007/s35146-020-0246-4.
- [58] F. Beste, *Thermisch-elektrische Analyse und Ableitung von*

- Verbesserungsmaßnahmen für den elektrischen Antrieb eines Plug-In-Hybridfahrzeugs*, 1. Aufl. Göttingen: Cuvillier Verlag, 2016. [Online]. Verfügbar unter: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/kxp/detail.action?docID=5019019>
- [59] U. Ernstberger, J. Weissinger und J. Frank, Hg. *Mercedes-Benz SL: Entwicklung und Technik* (ATZ / MTZ-Typenbuch). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [60] J. Kexel, J. Müller, S. Pischinger, M. Günther, "Interim report: Highly-flexible internal combustion engines for hybrid vehicles (HyFlex-ICE): FVV1433," FVV, Frankfurt, Mrz. 2022.
- [61] C. Granrath *et al.*, "Feature - driven systems engineering procedure for standardized product - line development," *Systems Engineering*, Jg. 24, Nr. 6, S. 456–479, 2021, doi: 10.1002/sys.21596.
- [62] C. Granrath, "Feature-driven systems engineering of product lines by means of reference architecture for simulation models of electric automotive powertrains," Dissertation, RWTH Aachen University, Aachen, 2022.
- [63] T. Zerwas *et al.*, "Mechanical concept development using principle solution models," *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, Jg. 1097, Nr. 1, S. 12001, 2021, doi: 10.1088/1757-899X/1097/1/012001.
- [64] C. Rupp, *Requirements-Engineering und -Management: Das Handbuch für Anforderungen in jeder Situation*, 7. Aufl. (Hanser eLibrary). München: Hanser, 2021. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.hanser-elibrary.com/doi/book/10.3139/9783446464308>
- [65] J. Hahn, *Eigenschaftsbasierte Fahrzeugkonzeption: Eine Methodik in der frühen Konzeptphase*, 1. Aufl. (AutoUni - Schriftenreihe 108). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden; Imprint: Springer, 2017.
- [66] Europäisches Parlament, *Verordnung (EU) Nr. 168/2013 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 15. Januar 2013 über die Genehmigung und Marktüberwachung von zwei- oder dreirädrigen und vierrädrigen Fahrzeugen* Text von Bedeutung für den EWR, 2013. Zugriff am: 4. September 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0168>
- [67] Europäisches Parlament, *Verordnung (EU) Nr. 167/2013 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 5. Februar 2013 über die Genehmigung und*

- Marktüberwachung von land- und forstwirtschaftlichen Fahrzeugen* Text von Bedeutung für den EWR, 2013. Zugriff am: 4. September 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0167>
- [68] Europäisches Parlament, *VERORDNUNG (EU) 2018/ 858 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES - vom 30. Mai 2018 - über die Genehmigung und die Marktüberwachung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge, zur Änderung der Verordnungen (EG) Nr. 715/ 2007 und (EG) Nr. 595/ 2009 und zur Aufhebung der Richtlinie 2007/ 46/ EG*, 2018. Zugriff am: 4. September 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018R0858>
- [69] I. Gräßler und C. Oleff, *Systems Engineering: Verstehen und industriell umsetzen*, 1. Aufl. Berlin: Springer Berlin; Springer Vieweg, 2022.
- [70] R. Haberfellner, *Systems engineering: Fundamentals and applications*. Cham: Birkhäuser, 2019.
- [71] K. Küpper, H. Sorger und H. Hick, *Systems Engineering for Automotive Powertrain Development*. Cham: Springer International Publishing, 2020.
- [72] VDI. "VDI 2221 Blatt 2 - 2019-11 - Entwicklung technischer Produkte und Systeme - Gestaltung individueller Produktentwicklungsprozesse." Zugriff am: 5. September 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.beuth.de/de/technische-regel/vdi-2221-blatt-2/311603776>
- [73] J. A. Crowder und C. W. Hoff, *Requirements Engineering: Laying a Firm Foundation*. Cham: Springer International Publishing AG, 2022.
- [74] J. M. Fernandes und R. J. Machado, *Requirements in engineering projects* (Lecture notes in management and industrial engineering). Cham: Springer, 2016.
- [75] M. Grande, *100 Minuten für Anforderungsmanagement: Kompaktes Wissen nicht nur für Projektleiter und Entwickler*, 2. Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden; Imprint: Springer Vieweg, 2014.
- [76] A. Maier, J. Oehmen und P. E. Vermaas, *Handbook of Engineering Systems Design*. Cham: Springer International Publishing; Imprint: Springer, 2020.
- [77] H. Partsch, *Requirements-engineering systematisch: Modellbildung für softwaregestützte systeme*. [Place of publication not identified]: Springer, 2010.

- [78] M. Rau, U. Stollmayer und G. F. Kamiske, *Handbuch QM-Methoden: Die richtige Methode auswählen und erfolgreich umsetzen*, 1. Aufl. München: Hanser, 2012. [Online]. Verfügbar unter: [http://ebooks.ciando.com/book/?bok\\_id=286530](http://ebooks.ciando.com/book/?bok_id=286530)
- [79] Marc Winterhoff, Carsten Kahner, Christopher Ulrich, Philipp Sayler und Eike Wenzel, "Arthur D. Little: Future of Mobility in 2020," 2009. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.adlittle.com/sites/default/files/viewpoints/ADL\\_Future\\_of\\_Mobility\\_2020.pdf](https://www.adlittle.com/sites/default/files/viewpoints/ADL_Future_of_Mobility_2020.pdf)
- [80] Carsten Ascheberg, "Die SIGMA Milieus® das globale Zielgruppen und Trend System," 2005. [Online]. Verfügbar unter: [http://www.milieus.de/de/Articles\\_and\\_Reports/zielgruppenforschung.pdf](http://www.milieus.de/de/Articles_and_Reports/zielgruppenforschung.pdf)
- [81] C. Jung, "Anforderungskklärung in interdisziplinärer Entwicklungsumgebung," Dissertation, München. [Online]. Verfügbar unter: <https://d-nb.info/980399521/34>
- [82] Kraftfahrt-Bundesamt. "Neuzulassungen von Personenkraftwagen im Jahr 2022 nach Segmenten." Zugriff am: 4. September 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/Jahresbilanz\\_Neuzulassungen/2022/2022\\_n\\_jahresbilanz\\_generische.html?nn=3547466&fromStatistic=3547466&yearFilter=2022&fromStatistic=3547466&yearFilter=2022](https://www.kba.de/DE/Statistik/Fahrzeuge/Neuzulassungen/Jahresbilanz_Neuzulassungen/2022/2022_n_jahresbilanz_generische.html?nn=3547466&fromStatistic=3547466&yearFilter=2022&fromStatistic=3547466&yearFilter=2022)
- [83] Europäische Kommission, "Verordnung (EU) 2019/1242 des europäischen parlaments und des rates vom 20. Juni 2019 zur Festlegung von CO2-Emissionsnormen für neue schwere Nutzfahrzeuge und zur Änderung der Verordnungen (EG) Nr. 595/2009 und (EU) 2018/956 des Europäischen Parlaments und des Rates sowie der Richtlinie 96/53/EG des Rates," [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32019R1242>
- [84] G. Goppelt, "Neue Potenziale für den Plug-in-Hybrid," *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Jg. 123, Nr. 10, S. 8–13, 2021, doi: 10.1007/s35148-021-0754-7.
- [85] A. Kampker und D. Vallée, *Elektromobilität*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [86] Roland Mayer-Bachmann, "Integratives Anforderungsmanagement: Konzept und Anforderungsmodell am Beispiel der Fahrzeugentwicklung," Dissertation, Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2007.

- [87] P. Hofmann, *Hybridfahrzeuge: Grundlagen, Komponenten, Fahrzeugbeispiele*, 3. Aufl. Berlin, Germany: Springer Vieweg, 2023.
- [88] V. Zinth *et al.*, "Lithium plating in lithium-ion batteries at sub-ambient temperatures investigated by in situ neutron diffraction," *Journal of Power Sources*, Jg. 271, S. 152–159, 2014, doi: 10.1016/j.jpowsour.2014.07.168.
- [89] R. Dash, P. Kommu und A. S. Bhattacharyya, "Electrode Materials in Lithium-Ion Batteries," in *Energy Materials : Structure, Properties and Applications* (Materials Horizons: From Nature to Nanomaterials), B. P. Swain, Hg., Singapore: Springer, 2023, S. 77–89.
- [90] Beuth. "DIN EN 60085 - 2008-08: Elektrische Isolierung - Thermische Bewertung und Bezeichnung." Zugriff am: 11. September 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.beuth.de/de/norm/din-en-60085/109010728>
- [91] M. Schröder, C. Monissen, A. Wahl und K. Herold, "Aktive thermische Feldschwächung bei elektrischen Maschinen," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 83, 7-8, S. 28–35, 2022, doi: 10.1007/s35146-022-0830-x.
- [92] Infineon Technologies AG. "HybridPACK™ Drive Module FS950R08A6P2B: Final Data Sheet."
- [93] R. Korthauer, *Handbuch Lithium-Ionen-Batterien*, 2013. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [94] J. Cyrus, H.-E. Wichmann, R. Rückerl und A. Peters, "Umweltzonen in Deutschland : Probates Mittel zur Einhaltung geltender Luftqualitätsstandards?," *Bundesgesundheitsblatt, Gesundheitsforschung, Gesundheitsschutz*, Jg. 61, Nr. 6, S. 645–655, 2018, doi: 10.1007/s00103-018-2741-z.
- [95] C. Reiter, "Thermische Vorauslegung hochbelasteter Batteriesysteme für Elektrofahrzeuge in der Konzeptphase," Dissertation, TU München, München, 2020. [Online]. Verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1548444/1548444.pdf>
- [96] Elmar Karrar, "Untersuchungen zum Reibungsverhalten und Ölverbrauch der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Institut für Thermodynamik," Dissertation, RWTH Aachen, 2009.
- [97] J. Achenbach, S. Pischinger, M. Günther, "Final report: Beeinflussung Wandwärmeverluste Ottomotor: FVV1349," FVV, Frankfurt, 2023.

- [98] M. Weise, T. Arnold, V. Ambrosius und H. Neukirchner, "Innovatives Thermomanagement," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 78, Nr. 10, S. 50–55, 2017. doi: 10.1007/s35146-017-0108-x. [Online]. Verfügbar unter: <https://link.springer.com/article/10.1007/s35146-017-0108-x>
- [99] K. Küpfmüller und G. Kohn, *Theoretische Elektrotechnik und Elektronik: Eine Einführung*, 15. Aufl. (Springer-Lehrbuch). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Imprint; Springer, 2000.
- [100] Hopp, *Thermomanagement von Hochleistungsfahrzeug-Traktionsbatterien anhand gekoppelter Simulationsmodelle*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.
- [101] E. Hering, R. Martin, J. Gutekunst, J. Kempkes, K. Bressler und A. Vogt, "Elektrische Maschinen," in *Elektrotechnik für Maschinenbauer* (VDI), E. Hering, Hg., 2. Aufl. Berlin: Springer, 2012, S. 293–371.
- [102] A. Binder, *Elektrische Maschinen und Antriebe*. Dordrecht: Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [103] C. Kral, A. Haumer und S. B. Lee, "A Practical Thermal Model for the Estimation of Permanent Magnet and Stator Winding Temperatures," *IEEE Trans. Power Electron.*, Jg. 29, Nr. 1, S. 455–464, 2014, doi: 10.1109/TPEL.2013.2253128.
- [104] Christoph Rollbühler, "Analyse der Verlustbestimmung permanentmagneterregter Synchronmaschinen für die Elektromobilität," Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2023.
- [105] P. Lorrain, D. R. Corson und F. Lorrain, *Electromagnetic fields and waves: Including electric circuits*, 3. Aufl. New York: Freeman, 1996.
- [106] A. E. Fitzgerald, C. Kingsley und S. D. Umans, *Electric machinery*, 6. Aufl. (McGraw-Hill series in electrical engineering. Power and energy). Boston, Mass.: McGraw-Hill, 2003.
- [107] D. Bauer, *Verlustanalyse bei elektrischen Maschinen für Elektro- und Hybridfahrzeuge zur Weiterverarbeitung in thermischen Netzwerkmodellen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019.
- [108] D. Ionel, M. Popescu, C. Cossar, M. I. McGilp, A. Boglietti und A. Cavagnino, "A General Model of the Laminated Steel Losses in Electric Motors with PWM Voltage Supply," in *2008 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*, 2008, S. 1–7, doi: 10.1109/08IAS.2008.46.

- [109] J. Luomi, C. Zwysig, A. Looser und J. W. Kolar, "Efficiency Optimization of a 100-W 500 000-r/min Permanent-Magnet Machine Including Air-Friction Losses," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 45, Nr. 4, S. 1368–1377, 2009, doi: 10.1109/TIA.2009.2023492.
- [110] Dr. Dušan Graovac, Marco Pürschel. "IGBT Power Losses Calculation Using the Data-Sheet Parameters."
- [111] S. Etikyala und P. Dahlander, "Soot Sources in Warm-Up Conditions in a GDI Engine," Rep. 2021-01-0622, Apr. 2021, doi: 10.4271/2021-01-0622. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2021-01-0622/>
- [112] A. H. Alexander Stalp., *Partikelbildung bei DI-Ottomotoren: Systemische Analyse der Partikelbildung an Ottomotoren* (FF 1223), 2020.
- [113] F. Köpple, *Untersuchung der Potentiale der numerischen Strömungsberechnung zur Prognose der Partikelemissionen in Ottomotoren mit Direkteinspritzung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [114] Philipp Günter Fischer, "Betriebspunktorientierte Analyse und Optimierung der Partikelrohmissionen an einem turboaufgeladenen Ottomotor," Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2020.
- [115] M. Cudeiro Torruella, *Partikelemissionsuntersuchungen an einem Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung und aufgeladenem Magerbetrieb*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [116] Reif, *Abgastechnik für Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015.
- [117] R. Fischer, R. Gscheidle, T. Gscheidle, U. Heider, B. Hohmann und A. van Huet, *Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik: Tabellen, Formeln, Übersichten, Normen : Mathematik, Betriebsführung, Grundkenntnisse, Werkstoffkunde, Zeichnen, Fachkenntnisse Kraftfahrzeugtechnik, Elektrische Anlage, Vorschriften*, 17. Aufl. (Europa-Fachbuchreihe für Kraftfahrzeugtechnik). Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2019.
- [118] R. Maurer, S. K. Yadla, A. Balazs, M. Thewes, V. Walter und T. Uhlmann, "Designing Zero Impact Emission Vehicle Concepts," in *Experten-Forum Powertrain: Ladungswechsel und Emissionierung 2020*, J. Liebl, Hg., Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2021, S. 75–116.

- [119] T. V. Johnson, "Review of Vehicular Emissions Trends," *SAE Int. J. Engines*, Jg. 8, Nr. 3, S. 1152–1167, 2015, doi: 10.4271/2015-01-0993.
- [120] C. Saito *et al.*, "New Particulate Filter Concept to Reduce Particle Number Emissions," in *SAE Technical Paper Series*, 2011, doi: 10.4271/2011-01-0814.
- [121] D. Nowak, "Grundlagen zum Partikelfilter," in *Ruß- und Aschedeposition in Ottopartikelfiltern*, Nowak, Hg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 3–16.
- [122] R. C. Flagan und J. H. Seinfeld, *Fundamentals of air pollution engineering*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall, 1988.
- [123] Baehr, *Thermodynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016.
- [124] P. Kosack, R. F. Konikkara, R. Teutsch und S. Hoffmann, "Entwicklung und Implementierung von Infrarotheizungen für Fahrzeugkabinen und deren messtechnische Beurteilung bezüglich thermischer Behaglichkeit," in *COMMERCIAL VEHICLE TECHNOLOGY 2020: Proceedings of the 6th commercial vehicle (Proceedings)*, K. Berns, K. Dressler, R. Kalmar, N. Stephan, R. Teutsch und M. Thul, Hg., [Place of publication not identified]: MORGAN KAUFMANN, 2020, S. 291–307.
- [125] Röchling. "Active Grille Shutter | Röchling DE." Zugriff am: 5. September 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.roechling.com/de/automotive/produkte-loesungen/aerodynamics/active-grille-shutter>
- [126] Rheinmetall. "CWA 400+ - Große elektrische Kühlmittelpumpe | Rheinmetall." Zugriff am: 6. September 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.rheinmetall.com/de/produkte/thermal-management/water/cwa\\_400-plus](https://www.rheinmetall.com/de/produkte/thermal-management/water/cwa_400-plus)
- [127] Brose. "Elektrische Ölpumpe und Kältemittelverdichter: Systemlösungen von Brose." Zugriff am: 6. September 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.brose.com/de-de/presse/2015/elektrische-oelpumpe-und-kaeltemittelverdichter-systemloesungen-von-brose.html>
- [128] J. Beulshausen, "Thermomanagement als Maßnahme zur Reibungsreduktion von Verbrennungsmotoren," Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 2014, Hochschulbibliothek der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, Aachen, 2013. [Online.] Verfügbar unter: <http://darwin.bth.rwth-aachen.de/opus3/volltexte/2014/5097>
- [129] A. C. Griesinger, *Wärmemanagement in der Elektronik: Theorie und Praxis*, 1. Aufl.

- Berlin: Springer Vieweg, 2019.
- [130] H. Tschöke, P. Gutzmer und T. Pfund, Hg. *Elektrifizierung des Antriebsstrangs: Grundlagen - vom Mikro-Hybrid zum vollelektrischen Antrieb*, 1. Aufl. (ATZ/MTZ-Fachbuch). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Springer Vieweg, 2019. [Online]. Verfügbar unter: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/kxp/detail.action?docID=5977065>
- [131] C. Rouaud, "Innovatives Batteriekühlsystem mittels Immersionskühlung für Mainstream-BEV," in *30th Aachen Colloquium Sustainable Mobility*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2021.
- [132] J. Hüther, F. Jucker, R. Pelz und T. Rempel, "Charakterisierung von Fluiden für direktgekühlte Batterien," *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 83, Nr. 4, S. 42–45, 2022, doi: 10.1007/s35146-022-0792-z.
- [133] N. Champagne, "Wie durch den Einsatz einer innovativen Flüssigkeit für das Thermomanagement die Batteriesicherung erhöht werden," in *30th Aachen Colloquium Sustainable Mobility*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2021.
- [134] K. Borgeest, *Manipulation von Abgaswerten: Technische, gesundheitliche, rechtliche und politische Hintergründe des Abgasskandals*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [135] S. Kutter, "Eine prädiktive und optimierungsbasierte Betriebsstrategie für autarke und extern nachladbare Hybridfahrzeuge," Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 2012.
- [136] A. Suchaneck, "Energiemanagement-Strategien für batterieelektrische Fahrzeuge," Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2018.
- [137] R. Dittmar, Hg. *Model Predictive Control mit MATLAB und Simulink - Model Predictive Control with MATLAB and Simulink*. IntechOpen, 2019.
- [138] T. Sun, R. Yang, H. Li, X. Zhang und T. Xu, "Active Motor Rotor Temperature Management Based on One-Node Thermal Network Model Predictive Control," *IEEE Trans. Power Electron.*, Jg. 35, Nr. 10, S. 11213–11221, 2020, doi: 10.1109/TPEL.2020.2979824.
- [139] J. Müller *et al.*, "Virtual Development of Advanced Thermal Management Functions Using Model-in-the-Loop Applications," *Energies*, Jg. 16, Nr. 7, S. 3238, 2023, doi: 10.3390/en16073238.

- [140] Europäische Kommission, "Guidance on the identification of the presence of Defeat Devices with regards to emissions of light-duty vehicles approved with Real Driving Emissions (RDE), heavy-duty vehicles and on anti-tampering protection," in *Official Journal of the European Union*, 2023. Zugriff am: 20. September 2023. [Online]. Verfügbar unter: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52023XC0224\(01\)](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52023XC0224(01))
- [141] A. Balazs, J. Kexel und J. Müller, "Life Cycle Based Powertrain Concept Development in a Sustainable World," in *32nd Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2023*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2023.
- [142] W.-R. Canders, A.B. Asaf Ali, K. Han, "Vergleich von Triebstrangkzepten für Hybridfahrzeuge," in *e-motive, Expertenforum: Elektrische Fahrzeugantriebe*, Aachen, 2011.
- [143] A. Balazs *et al.*, "Simulation-based development methodology for future emission legislation," Rep. RWTH-2016-05335. [Online]. Verfügbar unter: <https://publications.rwth-aachen.de/record/660382/export/hx?ln=de>
- [144] Yadla, S., Balazs, A., Maurer, R., Walter, V., *Zero Impact Emission Vehicle*. 32. Internationale AVL Konferenz Motor & Umwelt, Graz, 2020.
- [145] R. Maurer, T. Kossioris, S. Sterlepper, M. Günther und S. Pischinger, "Achieving Zero-Impact Emissions with a Gasoline Passenger Car," *Atmosphere*, Jg. 14, Nr. 2, S. 313, 2023. doi: 10.3390/atmos14020313. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.mdpi.com/2073-4433/14/2/313>
- [146] M. Thewes *et al.*, "Zero-Impact combustion engine," in *28th Aachen Colloquium Sustainable Mobility*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2019. [Online]. Verfügbar unter: <https://publications.rwth-aachen.de/record/781004>
- [147] F. Dorscheidt *et al.*, "Gasoline Particulate Filter Characterization Focusing on the Filtration Efficiency of Nano-Particulates Down to 10 nm," in *SAE Technical Paper Series*, 2020, doi: 10.4271/2020-01-2212.
- [148] B. Klaus, "Untersuchung des Wärmetransports vom Kolben über die Ringe und die Zylinderbuchse zum Kühlmittel," Dissertationsschrift, TU München, München, 1996.
- [149] W. Pflaum und K. Mollenhauer, *Wärmeübergang in der*

- Verbrennungskraftmaschine* (Die Verbrennungskraftmaschine 3). Wien, New York: Springer, 1977.
- [150] M. P. Sarah Vieler, "Bedarfsgerechte Kolbenkühlung F973," in *Abschlussbericht Low Friction Powertrain*, FVV, Hg., 2013. [Online]. Verfügbar unter: [https://fva-net.de/fileadmin/content/Forschungsberichte/Artikel\\_Homepage\\_FVV-FVA\\_2013-06-27.pdf](https://fva-net.de/fileadmin/content/Forschungsberichte/Artikel_Homepage_FVV-FVA_2013-06-27.pdf)
- [151] G. P. Merker, *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation*, 9. Aufl. (ATZ/MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019. [Online]. Verfügbar unter: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/kxp/detail.action?docID=5724728>
- [152] G. Woschni, *Beitrag zum Problem des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor*, 26. Aufl. MTZ, 1965.
- [153] C. Kehren, D. Henaux, F.-G. Hermsen und P. Ortlieb, "How to Hybrid – Anwendung des digitalen Reibungsabschätzungstools FRET im Entwicklungs-Frontloading," in *Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2020*, J. Liebl, Hg., Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2021, S. 61–77.
- [154] Volkswagen AG After Sales Qualification, *Service Training - Self-study Programme 537: The Golf GTE*. Wolfsburg, 2014.
- [155] H. Lundgren *et al.*, "Thermal Management of Large-Format Prismatic Lithium-Ion Battery in PHEV Application," *J. Electrochem. Soc.*, Jg. 163, Nr. 2, A309-A317, 2016, doi: 10.1149/2.09411602jes.
- [156] P. Bohn, G. Liebig, L. Komsiyiska und G. Wittstock, "Temperature propagation in prismatic lithium-ion-cells after short term thermal stress," *Journal of Power Sources*, Jg. 313, S. 30–36, 2016, doi: 10.1016/j.jpowsour.2016.02.055.
- [157] J. Kleiner, L. Komsiyiska, G. Elger und C. Endisch, "Thermal Modelling of a Prismatic Lithium-Ion Cell in a Battery Electric Vehicle Environment: Influences of the Experimental Validation Setup," *Energies*, Jg. 13, Nr. 1, S. 62, 2020, doi: 10.3390/en13010062.
- [158] Andreas Huber, Thinh Nguyen-Xuan, Nicolas Brossardt, Frank Eckstein. "Thermische Simulation eines hochdetaillierten Wickelkopfmodells einer elektrischen Antriebsmaschine." Zugriff am: 24. September 2023. [Online.] Verfügbar: <http://www.cae-wiki.info/wikiplus/images/9/99/UM2014-1.09.04.pdf>

- [159] S. Sequeira *et al.*, "Validation and Parametric Investigations of an Internal Permanent Magnet Motor Using a Lumped Parameter Thermal Model," *J. Electron. Packag.*, Jg. 144, Nr. 2, 2022, Art. Nr. 021114. doi: 10.1115/1.4053121. [Online]. Verfügbar unter: <https://asmedigitalcollection.asme.org/electronicpackaging/article/144/2/021114/1128909/Validation-and-Parametric-Investigations-of-an>
- [160] J. E. Cousineau, K. Bennion, D. DeVoto, M. Mihalic und S. Narumanchi, "Characterization of Contact and Bulk Thermal Resistance of Laminations for Electric Machines," Rep. NREL/TP-5400-63887, 2015, doi: 10.2172/1215166. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.osti.gov/biblio/1215166>
- [161] J. Emily Cousineau, K. Bennion, V. Chieduko, R. Lall und A. Gilbert, "Experimental Characterization and Modeling of Thermal Contact Resistance of Electric Machine Stator-to-Cooling Jacket Interface Under Interference Fit Loading," *National Renewable Energy Lab. (NREL), Golden, CO (United States)*, Jg. 10, Nr. 4, 2018, Art. Nr. 041016. doi: 10.1115/1.4039459. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.osti.gov/pages/biblio/1437928>
- [162] Amal Zeaiter, "Thermal Modeling and Cooling of Electric Motors : Application to the Propulsion of Hybrid Aircraft," ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2021. [Online]. Verfügbar unter: <https://theses.hal.science/tel-03158868>
- [163] A. Boglietti, A. Cavagnino, M. Parvis und A. Vallan, "Evaluation of radiation thermal resistances in industrial motors," *IEEE Transactions on Industry Applications*, Jg. 42, Nr. 3, S. 688–693, 2006, doi: 10.1109/TIA.2006.873655.
- [164] Ferit Küçükay und Marjam Eghtessad, "Alternativ-, Elektro- und Hybridantriebe: Manuskript zur Vorlesung," Institut für Fahrzeugtechnik, Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Wintersemester 2016/2017.
- [165] J. Teigelkötter, *Energieeffiziente elektrische Antriebe*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2013.
- [166] M. Dirnberger, "Energetisch optimal bemessene elektrische Maschinen für Mildhybridfahrzeuge," Dissertation, Technische Universität München, München, 2019. [Online]. Verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1437652/1437652.pdf>
- [167] M. O'Keefe und A. Vlahinos, "Impacts of cooling technology on solder fatigue

- for power modules in electric traction drive vehicles," in *VPPC '09*, Dearborn, MI, Sep. 2009 - Sep. 2009, S. 1182–1188, doi: 10.1109/VPPC.2009.5289717.
- [168] A. Uhlemann und E. Hyman, "Directly Cooled HybridPACK Power Modules with Ribbon Bonded Cooling Structures," in *PCIM Europe 2018; International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management*, 2018, S. 1–6.
- [169] H. Lim, J. Hwang, S. Kwon, H. Baek, J. Uhm und G. Lee, "A Study on Real Time IGBT Junction Temperature Estimation Using the NTC and Calculation of Power Losses in the Automotive Inverter System," *Sensors (Basel, Switzerland)*, Early Access. doi: 10.3390/s21072454.
- [170] Infineon Technologies AG. "IPOSIM - Infineon Power Simulation." Zugriff am: 12. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: <https://iposim.infineon.com/application/en/topology>
- [171] M. Schulz und N. Kerstin. "The Challenge of Accurately Analysing Thermal Resistances." Zugriff am: 30. September 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.researchgate.net/publication/262877681\\_The\\_Challenge\\_of\\_Accurately\\_Analysing\\_Thermal\\_Resistances](https://www.researchgate.net/publication/262877681_The_Challenge_of_Accurately_Analysing_Thermal_Resistances)
- [172] Anja Peters, Claus Doll, Fabian Kley, Patrick Plötz, Andreas Sauer, Wolfgang Schade, Axel Thielmann, Martin Wietschel, Christoph Zanker. "Konzepte der Elektromobilität und deren Bedeutung für Wirtschaft, Gesellschaft und Umwelt." Zugriff am: 28. August 2023. [Online.] Verfügbar: <https://public-rest.fraunhofer.de/server/api/core/bitstreams/0d513334-bc67-470a-932e-03f75f0a49de/content>
- [173] Umweltbundesamt, "Hintergrund Februar 2023: Luftqualität 2022 (vorläufige Auswertung)," [Online]. Verfügbar unter: [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/479/publikationen/2023\\_uba\\_hgp\\_luftqualitaet\\_dt\\_neu\\_bf.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/479/publikationen/2023_uba_hgp_luftqualitaet_dt_neu_bf.pdf)
- [174] *Vorschlag für eine Verordnung des europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer Emissionen und der Dauerhaltbarkeit von Batterien (Euro 7) und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 715/2007 und (EG) Nr. 595/2009, 2022/0365 (COD)*, Europäische Kommission, Nov. 2022. [Online]. Verfügbar unter: <https://ec.europa.eu/info/law/better-regulation/have-your-say/initiatives/>

12313-Europäische-Normen-für-Fahrzeugemissionen-Euro-7-für-Pkw-leichte-Nutzfahrzeuge-Lastkraftwagen-und-Busse\_de

[175] *Anhänge zum Vorschlag für eine Verordnung des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer Emissionen und der Dauerhaltbarkeit von Batterien (Euro 7) und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 715/2007 und (EG) Nr. 595/2009*, COM(2022) 586 final, Europäische Kommission, Nov. 2022. [Online]. Verfügbar unter: [https://ec.europa.eu/info/law/better-regulation/have-your-say/initiatives/12313-Europäische-Normen-für-Fahrzeugemissionen-Euro-7-für-Pkw-leichte-Nutzfahrzeuge-Lastkraftwagen-und-Busse\\_de](https://ec.europa.eu/info/law/better-regulation/have-your-say/initiatives/12313-Europäische-Normen-für-Fahrzeugemissionen-Euro-7-für-Pkw-leichte-Nutzfahrzeuge-Lastkraftwagen-und-Busse_de)

[176] *VERORDNUNG (EG) Nr. 715/2007 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge*, Europäische Kommission, Jun. 2007. [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32007R0715&qid=1693343613986>

[177] Anna Krajinska. "Euro 7: Europe's chance to have clean air: Recommendations for the upcoming Euro car and van emission standard." Zugriff am: 26. September 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.transportenvironment.org/wp-content/uploads/2021/09/2021\\_09\\_Euro\\_7\\_cars\\_vans\\_policy\\_paper.pdf](https://www.transportenvironment.org/wp-content/uploads/2021/09/2021_09_Euro_7_cars_vans_policy_paper.pdf)

[178] Verkehrsclub Deutschland e.V. (VCD), "CO<sub>2</sub>-Grenzwerte für Pkw - VCD Hintergrundpapier," 2008. [Online]. Verfügbar unter: [http://www.duh.de/uploads/media/VCDHintergrundpapier\\_CO2Grenzwert.pdf](http://www.duh.de/uploads/media/VCDHintergrundpapier_CO2Grenzwert.pdf)

[179] *Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen*, Europäisches Parlament, 2009. [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0001:0015:de:PDF>

[180] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und nukleare Sicherheit (BMU), [www.bmu.de](http://www.bmu.de), "Das System der CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte für Pkw und leichte Nutzfahrzeuge," [Online]. Verfügbar unter: <https://www.bmuv.de/fileadmin/>

- Daten\_BMU/Download\_PDF/Luft/zusammenfassung\_co2\_flottengrenzwerte.pdf
- [181] Christian-Simon Ernst, Christian Harter, Ingo Olschewski, Lutz Eckstein, "CO<sub>2</sub>-Emissionsreduktion bei Pkw und LNF nach 2020," [Online]. Verfügbar unter: [https://www.bmwk.de/Redaktion/Migration/DE/Downloads/Publikationen/co2-emissionsreduktion-bei-pkw-und-leichten-nutzfahrzeugen-nach-2020-abschlussbericht.pdf?\\_\\_blob=publicationFile&v=1](https://www.bmwk.de/Redaktion/Migration/DE/Downloads/Publikationen/co2-emissionsreduktion-bei-pkw-und-leichten-nutzfahrzeugen-nach-2020-abschlussbericht.pdf?__blob=publicationFile&v=1)
- [182] VCD. "Maßnahmen gegen Verkehrslärm: Politische Handlungsansätze für eine leise Zukunft." Zugriff am: 25. September 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.vcd.org/fileadmin/user\\_upload/Redaktion/Publikationsdatenbank/Verkehrslaerm/VCD\\_Fakten\\_Massnahmen\\_gegen\\_Verkehrslaerm\\_2003.pdf](https://www.vcd.org/fileadmin/user_upload/Redaktion/Publikationsdatenbank/Verkehrslaerm/VCD_Fakten_Massnahmen_gegen_Verkehrslaerm_2003.pdf)
- [183] Heike Williams, Dr. Angelika Gellrich. "Umweltbewusstsein in Deutschland 2020: Ergebnisse einer repräsentativen Bevölkerungsumfrage." Zugriff am: 25. September 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/479/publikationen/ubs\\_2020\\_0.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/479/publikationen/ubs_2020_0.pdf)
- [184] Prof. Dr. Andreas Seidler, Dr. Melanie Schubert, Dr. Karla Romero Starke, Dr. Janice Hegewald. "Einfluss des Lärms auf psychische Erkrankungen des Menschen." Zugriff am: 25. September 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2023-04-19\\_texte\\_04-2023\\_einfluss\\_des\\_laerms\\_auf\\_psychische\\_erkrankungen\\_des\\_menschen.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2023-04-19_texte_04-2023_einfluss_des_laerms_auf_psychische_erkrankungen_des_menschen.pdf)
- [185] J. Wothge und H. Niemann, "Gesundheitliche Auswirkungen von Umgebungslärm im urbanen Raum," *Bundesgesundheitsblatt, Gesundheitsforschung, Gesundheitsschutz*, Jg. 63, Nr. 8, S. 987–996, 2020, doi: 10.1007/s00103-020-03178-9.
- [186] Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz, *Bundes-Immissionsschutzgesetz - Gesetz zum Schutz vor schädlichen Umwelteinwirkungen durch Luftverunreinigungen, Geräusche, Erschütterungen und ähnliche Vorgänge: BImSchG*, 1974. Zugriff am: 7. November 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.gesetze-im-internet.de/bimschg/index.html>
- [187] RICHTLINIE 2002/49/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 25. Juni 2002 über die Bewertung und Bekämpfung von Umgebungslärm, Europäisches Parlament, Jun. 2002. [Online]. Verfügbar unter: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:02002L0049-20210729&qid=1693489318582>

- [188] *Uniform provisions concerning the approval of motor vehicles having at least four wheels with regard to their sound emissions*, United Nations, Sep. 2020. [Online]. Verfügbar unter: <https://unece.org/sites/default/files/2021-04/R051r3am6e.pdf>
- [189] *Uniform provisions concerning the approval of motor cycles with regard to noise*, 41, United Nations, Jan. 2022. [Online]. Verfügbar unter: <https://unece.org/sites/default/files/2022-09/R041r3am1e.pdf>
- [190] *DIN ISO 362-1:2017-10, Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch - Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 - Teil 1: Fahrzeuge der Klassen M und N (ISO 362-1:2015)*, Berlin.
- [191] A. Cvetanović, G. Bošković und N. Jovicic, "SIMULATION OF ROAD TRAFFIC NOISE POLLUTION IN KRAGUJEVAC USING QGIS SOFTWARE," *Mobility and Vehicle Mechanics*, Jg. 47, 2021, doi: 10.24874/mvm.2021.47.01.03.
- [192] I. ŞOREA, C. C. STOLERIU und A. URSU, "Road Traffic Noise Modeling. Case Study: Vaslui Town, North-Eastern Romania," in 2019, S. 375–384, doi: 10.24193/AWC2019\_37.
- [193] K. Fröhlingendorf, S. Pischinger, M. Günther, "Abschlussbericht: Störgeräusche im Fahrzeuginnenraum mit elektrifizierten Antrieben: FVV1369," FVV, Frankfurt, 2023.
- [194] B. S. Glenn Haverkort, "HOLISTIC CALIBRATION: FEV OFFERS COST BENEFITS BY SOLUTIONS FROM A SINGLE SOURCE," in *Spectrum: das FEV-Kundenmagazin*, Bd. 64. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.fev.com/fileadmin/user\\_upload/Media/Spectrum/en/Spectrum\\_64\\_EN\\_WEB.pdf](https://www.fev.com/fileadmin/user_upload/Media/Spectrum/en/Spectrum_64_EN_WEB.pdf)
- [195] J. Scharf, M. Nijs, S. Tegelkamp, D. Guse und K. J. C. Heusch, "Objektivierte Beurteilung am Engine-in-the-Loop-Prüfstand = Objectified Evaluation at Engine-in-the-Loop Test Bench," in *Spectrum: das FEV-Kundenmagazin*, Bd. 67. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.fev.com/de/aktuelles/kunden-newsletter/fev-spectrum-archiv.html>
- [196] Dr. Christoph Danzer, Dr. Stephan Guenther, Volker Ambrosius und Philipp Moritz, "Towards a Sustainable Vehicle Concept: Part 2: Extreme Cost Reduced EDU with High Efficiency and Sustainability," in *32nd Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2023*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2023.
- [197] J. Hensen, N. Nowak und L. Eckstein, "Production cost modeling for permanent

- magnet synchronous machines for electric vehicles," *Automot. Engine Technol.*, Jg. 8, Nr. 2, S. 109–126, 2023. doi: 10.1007/s41104-023-00128-w. [Online]. Verfügbar unter: <https://link.springer.com/article/10.1007/s41104-023-00128-w#Tab4>
- [198] Dr. Axel Thielmann, Dr. Christoph Neef, Dr. Tim Hettesheimer, Dr. Henning Döscher, Prof. Dr. Martin Wietschel und Prof. Dr. Jens Tübke (Fraunhofer ICT). "Energiespeicher-Roadmap (Update 2017): Hochenergie-Batterien 2030+ und Perspektiven zukünftiger Batterietechnologien." Zugriff am: 11. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.isi.fraunhofer.de/content/dam/isi/dokumente/cct/lib/Energiespeicher-Roadmap-Dezember-2017.pdf>
- [199] G. Berckmans, M. Messagie, J. Smekens, N. Omar, L. Vanhaverbeke und J. van Mierlo, "Cost Projection of State of the Art Lithium-Ion Batteries for Electric Vehicles Up to 2030," *Energies*, Jg. 10, Nr. 9, S. 1314, 2017. doi: 10.3390/en10091314. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.mdpi.com/1996-1073/10/9/1314>
- [200] P. O. Fanger, *Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering: Analysis and applications in environmental engineering* (Zugl.: Lyngby, Danmarks tekniske Højskole, Diss, 1970). New York: McGraw-Hill, 1973, 1970.
- [201] *DIN EN ISO 7730:2006-05, Ergonomie der thermischen Umgebung\_ - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO\_7730:2005); Deutsche Fassung EN\_ISO\_7730:2005*, DIN, Berlin, Mai. 2006.
- [202] ASHRAE, "ANSI/ASHRAE Addendum d to ANSI/ASHRAE Standard 55-2017," 2020. [Online]. Verfügbar unter: [https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/55\\_2017\\_d\\_20200731.pdf](https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/55_2017_d_20200731.pdf)
- [203] W. Richter, *Handbuch der thermischen Behaglichkeit - sommerlicher Kühlbetrieb: [Abschlussbericht zum Projekt "Entwicklung eines Handbuches zur optimalen Beeinflussung der klimatischen Bedingungen in Arbeitsräumen unter sommerlicher Bedingungen" - Projekt F 2071]*. Dortmund, Berlin, Dresden: Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2007. Zugriff am: 10. Oktober 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://d-nb.info/992546109/34>

- [204] M. H. Christian Bach. "Bestimmung des Norm-Verbrauchs und der Norm-CO<sub>2</sub>-Emissionen von Plugin-Hybridfahrzeugen." Zugriff am: 31. August 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.ssm-studies.ch/fileadmin/pdf/SSM/SSM-Forum\\_Technik/SSM\\_Forum\\_Technik\\_20200922\\_Referat\\_Christian\\_Bach\\_Empa\\_Bestimmung\\_Norm-Verbrauch\\_CO2-Emission\\_PHF.pdf](https://www.ssm-studies.ch/fileadmin/pdf/SSM/SSM-Forum_Technik/SSM_Forum_Technik_20200922_Referat_Christian_Bach_Empa_Bestimmung_Norm-Verbrauch_CO2-Emission_PHF.pdf)
- [205] Michael Schröder, "Thermische Integration von elektrischen Hochdrehzahlmaschinen in EDUs der nächsten Generation," in *31st Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2022*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2022.
- [206] Johannes Moritz Maiterth, "Gesamtkosten- und emissionsoptimierte Systemauslegung von Nutzfahrzeug-Hybridantriebssträngen: Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Institut für Thermodynamik," Dissertation, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2022, Aachen, 2022.
- [207] National Renewable Energy Laboratory. "Transportation Secure Data Center." Zugriff am: 27. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.nrel.gov/transportation/secure-transportation-data/?utm\\_medium=print&utm\\_source=transportation&utm\\_campaign=tsdc](https://www.nrel.gov/transportation/secure-transportation-data/?utm_medium=print&utm_source=transportation&utm_campaign=tsdc)
- [208] V. Garikapati. "Transportation Secure Data Center: Real-World Data for Planning, Modeling, and Analysis." Zugriff am: 27. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.nrel.gov/docs/fy19osti/73086.pdf>
- [209] J. Kexel, "Real-World Driving Scenarios for Optimal System Design," 2024, doi: 10.17632/VT5RHNBSPG.1.
- [210] C. Schyr und H. Spreitzer, "Digitaler Streckenatlas für die alpine Antriebsstrangerprobung," *Automotive Engineering Partners*, Nr. 1, S. 44–47, 2004.
- [211] Gesundheitsberichterstattung des Bundes. "Körpermaße der Bevölkerung." Zugriff am: 18. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.gbe-bund.de/gbe/pkg\\_isgbe5.prc\\_menu\\_olap?p\\_uid=gast&p\\_aid=47463195&p\\_sprache=D&p\\_help=0&p\\_indnr=223&p\\_indsp=&p\\_ityp=H&p\\_fid=](https://www.gbe-bund.de/gbe/pkg_isgbe5.prc_menu_olap?p_uid=gast&p_aid=47463195&p_sprache=D&p_help=0&p_indnr=223&p_indsp=&p_ityp=H&p_fid=)
- [212] Yadolah Dodge, *The Concise Encyclopedia of Statistics*. New York, NY: Springer New York, 2008.
- [213] Nobis, Claudia Kuhnimhof und Tobias. "Mobilität in Deutschland – MiD.

- Ergebnisbericht.: Studie von infas, DLR, IVT und infas 360 im Auftrag des Bundesministers für Verkehr und digitale Infrastruktur (FE-Nr. 70.904/15)." Zugriff am: 19. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.mobilitaet-in-deutschland.de/archive/pdf/MiD2017\\_Ergebnisbericht.pdf](https://www.mobilitaet-in-deutschland.de/archive/pdf/MiD2017_Ergebnisbericht.pdf)
- [214] infas Institut für angewandte Sozialwissenschaft GmbH. "MiD2017 Tabellenband Deutschland." Zugriff am: 19. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: [https://bmdv.bund.de/SharedDocs/DE/Anlage/G/mid-2017-tabellenband.pdf?\\_\\_blob=publicationFile](https://bmdv.bund.de/SharedDocs/DE/Anlage/G/mid-2017-tabellenband.pdf?__blob=publicationFile)
- [215] infas Institut für angewandte Sozialwissenschaft GmbH und Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. "MiD2008 Tabellenband." Zugriff am: 6. November 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.mobilitaet-in-deutschland.de/archive/pdf/MiD2008\\_Tabellenband.pdf](https://www.mobilitaet-in-deutschland.de/archive/pdf/MiD2008_Tabellenband.pdf)
- [216] Patrick Plötz *et al.*, "Real-world usage of plug-in hybrid vehicles in Europe: A 2022 update on fuel consumption, electric driving, and CO<sub>2</sub> emissions," 2022. [Online.] Verfügbar unter: <https://theicct.org/wp-content/uploads/2022/06/real-world-phev-use-jun22-1.pdf>
- [217] P. Plötz und J. Jöhrens. "Realistic Test Cycle Utility Factors for Plug-in Hybrid Electric Vehicles in Europe." Zugriff am: 31. August 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.isi.fraunhofer.de/content/dam/isi/dokumente/cce/2021/BMU\\_Kurzpapier\\_UF\\_final.pdf](https://www.isi.fraunhofer.de/content/dam/isi/dokumente/cce/2021/BMU_Kurzpapier_UF_final.pdf)
- [218] P. Plötz, C. Moll, G. Bieker, P. Mock und Y. Li, "Real-world usage of plug-in hybrid electric vehicles: Fuel consumption, electric driving, and CO<sub>2</sub> emissions," 2020. [Online.] Verfügbar unter: <https://theicct.org/wp-content/uploads/2021/06/PHEV-white-paper-sept2020-0.pdf>
- [219] Umweltbundesamt, "Klimaschutzinstrumente im Verkehr: Plug-In-Hybrid Pkw," Jg. 2021. [Online.] Verfügbar unter: [https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/366/dokumente/uba-kurzpapier\\_plug-in-hybride\\_kliv.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/366/dokumente/uba-kurzpapier_plug-in-hybride_kliv.pdf)
- [220] J. Kexel, J. Müller, F. Herkenrath, P. Hermsen, M. Günther und S. Pischinger, "Virtual Plug-In Hybrid Concept Development and Optimization under Real-World Boundary Conditions," *Vehicles*, Jg. 6, Nr. 3, S. 1216–1248, 2024, doi: 10.3390/vehicles6030058.
- [221] P. Stephan, S. Kabelac, M. Kind, D. Mewes, K. Schaber und T. Wetzel, *VDI-Wärmeatlas: 483 Tabellen*, 12. Aufl. (Springer Reference Technik). Berlin: Springer

Vieweg, 2019.

- [222] W. Kraft und M. K. Altstedde, "Use of metallic Phase Change Materials (mPCM) for heat storage in Electric- and Hybrid Vehicles," in *6th Hybrid and Electric Vehicles Conference (HEVC 2016)*, London, UK, 2016, 14 (6.)-14 (6.), doi: 10.1049/cp.2016.0974.
- [223] Thomas Lichius, "Latentwärmespeicher in PlugIn-Hybridfahrzeugen," Dissertation, Institut für Fahrzeugtechnik, RWTH Aachen University, Aachen, 2017.
- [224] R. Spengler und U. Essers, "Einsatzmöglichkeiten von Kunststoff-Teilkapseln an Verbrennungsmotoren," *MTZ Motortech Z*, Jg. 60, Nr. 3, S. 164–170, 1999, doi: 10.1007/BF03226499.
- [225] Röchling Automotive, "Leichte Kapselung hält Motor länger auf Betriebstemperatur," *Lightweight Des*, Jg. 6, Nr. 6, S. 8, 2013, doi: 10.1365/s35725-013-0292-7.
- [226] Egon Moos, "Kostenabschätzung für eine Motorkapselung der Firma Röchling", E-Mail, Nov. 2022.
- [227] BorgWarner, "High Voltage Coolant Heater," [Online]. Verfügbar unter: [https://www.borgwarner.com/docs/default-source/default-document-library/product-sheet-hv-coolant-heater.pdf?sfvrsn=80d4b13c\\_14](https://www.borgwarner.com/docs/default-source/default-document-library/product-sheet-hv-coolant-heater.pdf?sfvrsn=80d4b13c_14)
- [228] ATT advanced thermal technologies. "Battery Heating Solutions." Zugriff am: 25. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.thermaltech.at/battery-heating/>
- [229] Frenzelit GmbH. "Revolutionäre Heizfolien und Heizsysteme aus innovativem Verbundmaterial." Zugriff am: 25. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.frenzelit.com/produkte/hicotec/hicotec-tp-thermal-power>
- [230] Flextem GmbH. "PTC - Heiztechnologie." Zugriff am: 25. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.flextem.de/de/fohlenheizungen/ptc-heizfolien.html>
- [231] Franck Dhaussy, Julien Truong Canh, Yannick Raynaud, Asmae El Mejdoubi, "High Power Battery Systems for Mild-Hybrid with Sodium-ion cobalt free technology," in *31st Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2022*, Bd. 31, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik GbR, Hg., Aachen, 2022.
- [232] J. F. Peters, A. Peña Cruz und M. Weil, "Exploring the Economic Potential of Sodium-Ion Batteries," *Batteries*, Jg. 5, Nr. 1, S. 10, 2019. doi:

- 10.3390/batteries5010010. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.mdpi.com/2313-0105/5/1/10>
- [233] D. Rose, T. Boger, H. Wu und R. Ingram-Ogunwumi, "Neue Generation Otto-Partikelfilter," *MTZ Motortech Z*, Jg. 82, Nr. 10, S. 60–64, 2021, doi: 10.1007/s35146-021-0709-2.
- [234] Rolf Brück, "Niedrigstemissionen im Realbetrieb: Lösungen für elektrifizierte Ottomotoren," in *28th Aachen Colloquium Sustainable Mobility*, Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik GbR, Hg., Aachen, 2019.
- [235] Continental AG. "Elektrisch beheizbarer Katalysator von Continental unterstützt CO<sub>2</sub>-sparende 48 V-Hybridstrategien." Zugriff am: 19. September 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.continental.com/de/presse/pressemitteilungen/2015-08-20-volt-e-kat/>
- [236] EMITEC. "EMICAT® Electrically Heated Catalyst." Zugriff am: 8. Oktober 2024. [Online.] Verfügbar: <https://emitec.com/portfolio-item/emicat-electrically-heated-catalyst/>
- [237] Forvia. "Electrically Heated Catalyst." Zugriff am: 8. Oktober 2024. [Online.] Verfügbar: <https://www.forvia.com/en/electrically-heated-catalyst-ehc>
- [238] ZVEI-Task Force Spannungsklassen. "Spannungsklassen in der Elektromobilität." Zugriff am: 19. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.zvei.org/fileadmin/user\\_upload/Presse\\_und\\_Medien/Publikationen/2014/januar/Spannungsklassen\\_in\\_der\\_Elektromobilitaet/Spannungsklassen-Elektromobilitaet.pdf](https://www.zvei.org/fileadmin/user_upload/Presse_und_Medien/Publikationen/2014/januar/Spannungsklassen_in_der_Elektromobilitaet/Spannungsklassen-Elektromobilitaet.pdf)
- [239] Kevin Bennion and Gilberto Moreno: NREL. "Convective Heat Transfer Coefficients of Automatic Transmission Fluid Jets with Implications for Electric Machine Thermal Management: Preprint." Zugriff am: 26. Oktober 2023. [Online.] Verfügbar: <https://www.nrel.gov/docs/fy15osti/63969.pdf>
- [240] P. Shams Ghahfarokhi, A. Podgornovs, A. Kallaste, A. J. Marques Cardoso, A. Belahcen und T. Vaimann, "The Oil Spray Cooling System of Automotive Traction Motors: The State of the Art," *IEEE Trans. Transp. Electrific.*, Jg. 9, Nr. 1, S. 428–451, 2023, doi: 10.1109/TTE.2022.3189596.
- [241] Dipl.-Wi.-Ing. Jens Brokate, Dr.-Ing. Enver Doruk Özdemir und Dr.-Ing. Ulrike Kugler. "Der Pkw-Markt bis 2040: Was das Auto von morgen antreibt: Szenario-Analyse im Auftrag des Mineralölwirtschaftsverbandes." Zugriff am: 12. Oktober

2023. [Online.] Verfügbar: [https://www.dlr.de/dlr/Portaldata/1/Resources/documents/2013/DLR-Studie\\_Pkw-Markt\\_2040\\_MQPBDJRL7FdcF45\\_\(1\).pdf](https://www.dlr.de/dlr/Portaldata/1/Resources/documents/2013/DLR-Studie_Pkw-Markt_2040_MQPBDJRL7FdcF45_(1).pdf)
- [242] J. Lohrer, "Datenbasierte Methoden zur Prädiktion des Trips und des Fahrprofils," Dissertation, TU München, München, 2018. [Online]. Verfügbar unter: <https://mediatum.ub.tum.de/doc/1428703/1428703.pdf>
- [243] L. Schäfers, D. Silber, R. Savelsberg und S. Pischinger, "Efficient determination of driving resistance through system identification based on driving route information and weather data," *Expert Systems with Applications*, Jg. 232, S. 120755, 2023. doi: 10.1016/j.eswa.2023.120755. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957417423012575>
- [244] A. T. Thorgeirsson, S. Scheubner, S. Funfgeld und F. Gauterin, "An Investigation Into Key Influence Factors for the Everyday Usability of Electric Vehicles," *IEEE Open J. Veh. Technol.*, Jg. 1, S. 348–361, 2020, doi: 10.1109/OJVT.2020.3031699.
- [245] I. Gerdes, F. Klawonn und R. Kruse, *Evolutionäre Algorithmen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2004.
- [246] K. Mainzer, "Grundlagen genetischer und evolutionärer Algorithmen," in *Philosophisches Handbuch Künstliche Intelligenz* (Springer Reference Geisteswissenschaften), K. Mainzer, Hg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 1–26.
- [247] R. van Basshuysen, *Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*, 3. Aufl. (ATZ-MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.

## 9 Anhang

### 9.1 Fahrzeuglastenheft

Ein Auszug des Fahrzeuglastenheftes, das für die Grundauslegung des Fahrzeugs und des Antriebsstrangs herangezogen wurde, ist in Tabelle 9-1 zusammengefasst. Die Kategorien umfassen die Fahrzeugrandbedingungen, die Emissions- und Fahrleistungszielwerte.

Tabelle 9-1: Auszug aus dem Lastenheft mit Zielwerten für Fahrzeug und Antriebsstrang.

Kategorie	Zielgröße	Einheit	Zielwert
Fahrzeug	Zulässiges Gesamtgewicht	kg	2250
	Fahrzeugleergewicht	kg	1700
	Zulässiges Gesamtgewicht inkl. Anhänger	kg	3000
	Rollwiderstandskoeffizient	kg/t	8.1
	Luftwiderstandsbeiwert	-	0.29
	Fahrzeugfrontfläche	m <sup>2</sup>	2.6
CO <sub>2</sub> und Schadstoffe	Schadstoffnorm	-	Euro 7
	Gewichtete CO <sub>2</sub> -Emissionen (WLTC)	g <sub>CO2</sub> /km	40
	Kraftstoffverbrauch (CS-Modus, WLTC)	l/100km	5.1
	Elektrische Reichweite (WLTC)	km	80
Fahrleistung <sup>1</sup>	Höchstgeschwindigkeit (HB, Sys/El)	km/h	185 / 135
	1 km Höchstgeschwindigkeit (HB, Sys/El)	km/h	185 / 135
	30 min Höchstgeschwindigkeit (HB, Sys/El)	km/h	185 / 110
	Geschwindigkeit @4 % Steigung (VB, Sys/El)	km/h	160 / 125
	Geschwindigkeit @12 % Steigung (VB, Sys/El)	km/h	130 / 90
	Max. Steigfähigkeit (Vorwärts, VB, Sys/El)	%	40 / 16
	Steigfähigkeit, Anfahren am Berg (VB, Sys/El)	%	33 / 12
	Beschleunigung von 0-50 km/h (HB, Sys/El)	s	3.3 / 6.1
	Beschleunigung von 0-100 km/h (HB, Sys/El)	s	7.4 / 10.5
	Beschleunigung von 40-80 km/h (HB, Sys/El)	s	3.1 / 5.9
	Beschleunigung von 60-100 km/h (HB, Sys/El)	s	4.2 / 6.9
Beschleunigung von 80-120 km/h (HB, Sys/El)	s	4.7 / 7.5	

<sup>1</sup> Sys: Systemfahrleistung, El: Elektrische Fahrleistung, HB: Halbe Beladung, VB: Volle Beladung

## 9.2 Antriebsstrangauslegung

### 9.2.1 Temperaturkorrektur von Partikel- und HC-Rohemissionen

Abbildung 9-1 zeigt die transienten Partikel- und HC-Rohemissionskonzentrationen bei unterschiedlichen Starttemperaturen im niedrigen Last- und Drehzahlbereich.

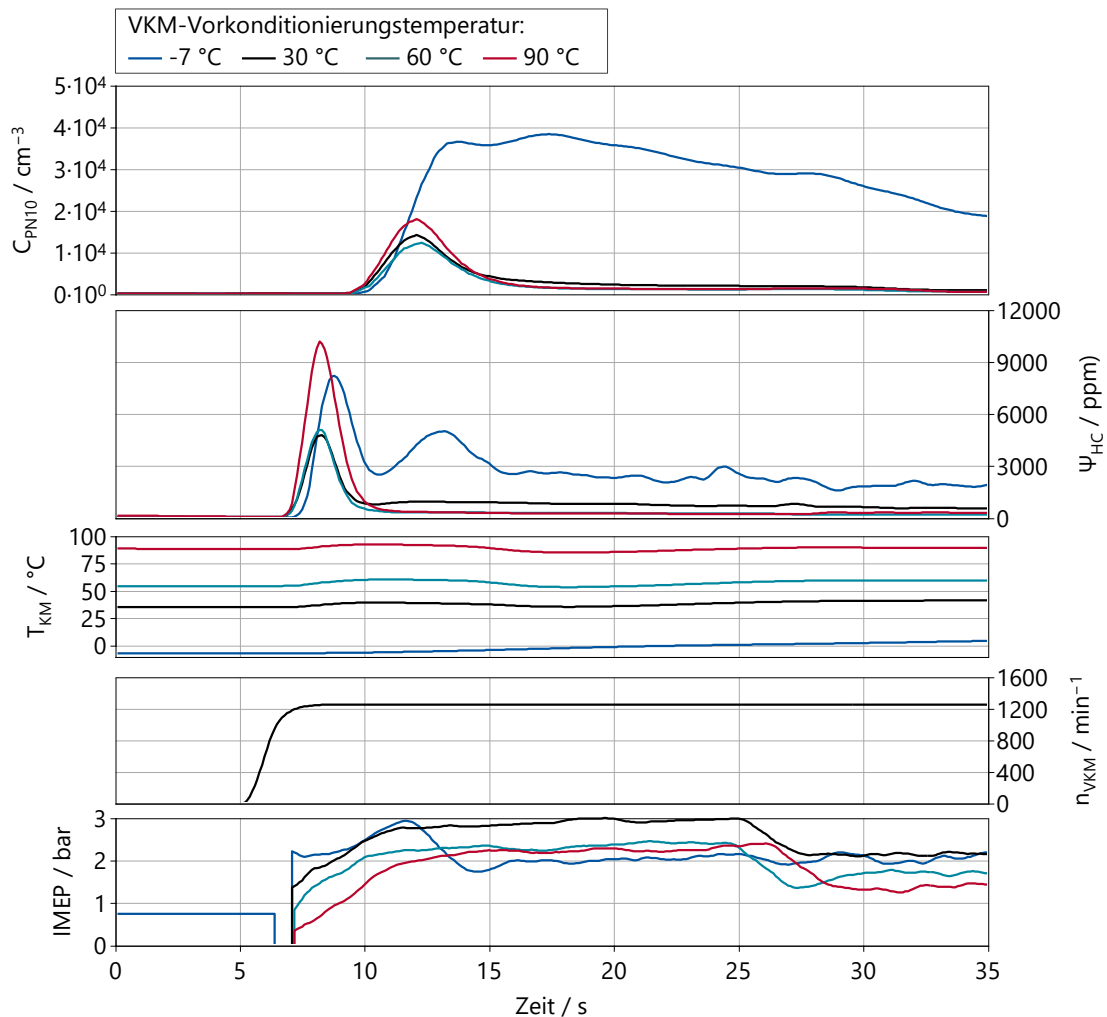


Abbildung 9-1: Partikel- und HC-Rohemissionskonzentrationen basierend auf transienten Kaltstartmessungen eines aufgeladenen 1,2-Liter-Dreizylinder-DI-Ottomotors ( $n_{VKM} = 1250 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ ,  $\lambda_{VKM} = 1$ ) bei unterschiedlichen Starttemperaturen  $T_{Start} = -7 \text{ °C}$ ,  $T_{Start} = 30 \text{ °C}$ ,  $T_{Start} = 60 \text{ °C}$ ,  $T_{Start} = 90 \text{ °C}$ .

Bei der Messung wurden Partikel bis zu  $10 \text{ }\mu\text{m}$  im Durchmesser berücksichtigt. Vor den Messungen wurde der Motor auf die Starttemperaturen vorkonditioniert, sodass die Brennraumtemperatur ähnlich zur dargestellten Kühlmitteltemperatur ist. Die Ergebnisse zeigen einen signifikanten Einfluss der Starttemperatur auf die Emissionskonzentrationen. Besonders auffällig ist der überproportionale Rückgang der Partikelanzahl- und HC-Konzentration zwischen der Starttemperatur  $T_{Start} = -7 \text{ °C}$  und

$T_{\text{Start}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

In Abbildung 9-2 werden die transienten Partikel- und HC-Rohemissionen bei unterschiedlichen Starttemperaturen im höheren Last- und Drehzahlbereich dargestellt. Wie zuvor ist ein ähnlicher Trend von sinkender Rohemissionskonzentration bei höherer Starttemperatur zu erkennen. Im Vergleich zu der niedrigen Motorlast in Abbildung 9-1 steigt die Partikelanzahl- und HC-Konzentration bei höheren Motorlasten an.

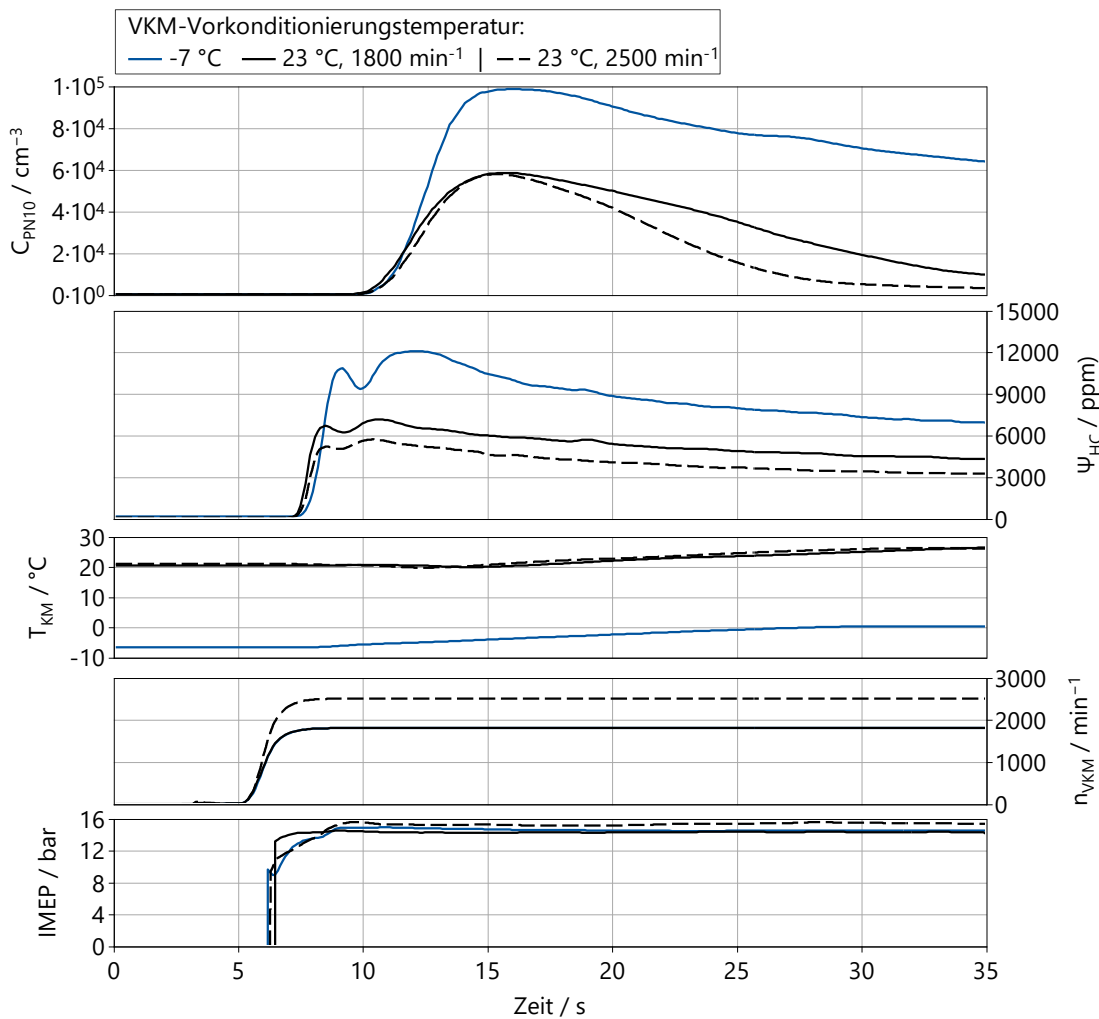


Abbildung 9-2: Partikel- und HC-Rohemissionskonzentrationen basierend auf transienten Kaltstartmessungen eines aufgeladenen 1,2-Liter-Dreizylinder-DI-Ottomotors ( $n_{\text{VKM}} = 1800 \text{ min}^{-1}$  und  $n_{\text{VKM}} = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{\text{mi}} = 14 \text{ bar}$ ,  $\lambda_{\text{VKM}} = 1$ ) bei unterschiedlichen Starttemperaturen  $T_{\text{Start}} = -7 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{Start}} = 23 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Auf Basis der gemessenen Motorbetriebspunkte und Randbedingungen wurde mit Hilfe eines thermischen Modells eines Verbrennungsmotors mit ähnlichen Spezifikationen eine gemittelte Brennraumtemperatur (vgl. Gl. 3-1) simuliert. Anschließend dienten die Messdaten (Rohemissionen und Last) sowie die simulierte

Brennraumtemperatur als Eingangsdaten für die Entwicklung eines mathematischen Modells, welches auf dem Gauß-Prozess basiert. Dieses Modell wurde schließlich zur Ableitung der in Abbildung 3-3 dargestellten Kennfelder verwendet.

## 9.2.2 Skalierung der Antriebsstrangkomponenten und Parametrisierung der Betriebsstrategie

Die Zusammenhänge der parametrisierten Betriebsstrategie sind in Abbildung 9-3 in einem exemplarischen Motorkennfeld dargestellt.

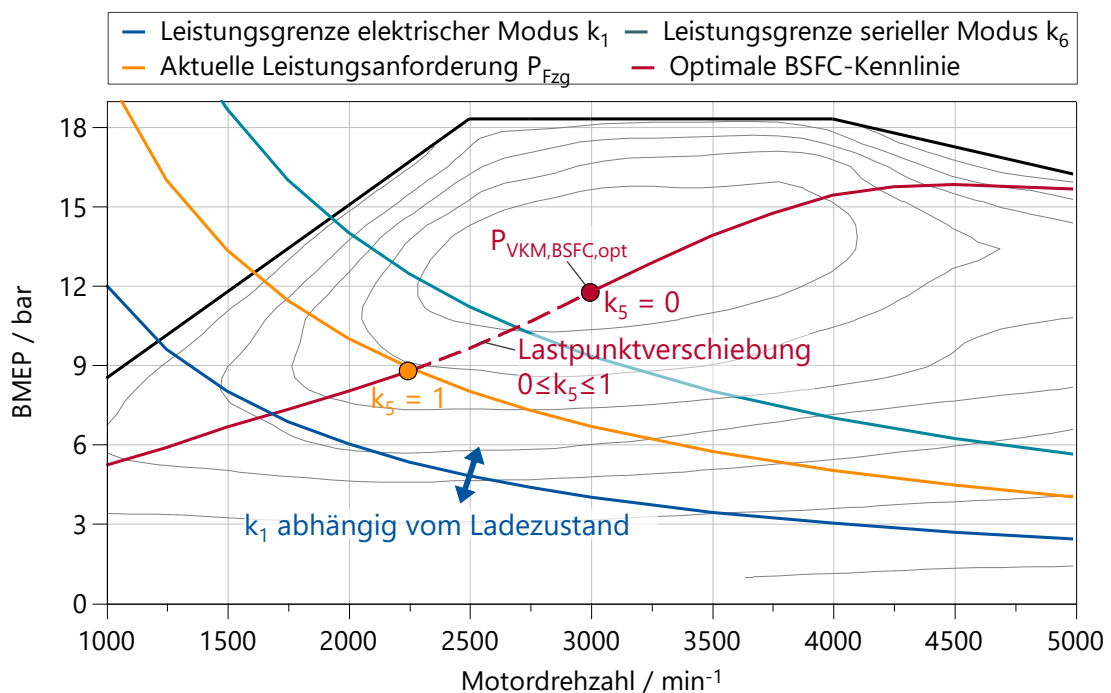


Abbildung 9-3: Übersicht der parametrisierten Hybridbetriebsstrategie zum Wechsel zwischen elektrischem und seriellen Fahrmodus sowie zur Definition der Lastpunktverschiebung im seriellen Betrieb in einem exemplarischen Kraftstoffverbrauchskennfeld eines Ottomotors.

Der Leistungsgrenze des elektrischen Betriebsmodus (vgl. blaue Linie in Abbildung 9-3) wird in Abhängigkeit des aktuellen Ladezustandes  $SOC_{Ist}$  sowie den Betriebsstrategieparametern  $SOC_{Reserve}$  und  $k_{25}$  berechnet (vgl. Gl. 9-1).

$$VKM \text{ an: } P_{Fzg} + P_{Laden} > (SOC_{Ist} - SOC_{Reserve}) \cdot k_{25} = k_1 \quad \text{Gl. 9-1}$$

Sobald die Summe aus der aktuellen Leistungsanforderung an den Rädern (vgl. orange Linie in Abbildung 9-3) und der Ladeleistung oberhalb der Leistungsgrenze  $k_1$  liegt, wird die VKM aktiviert. Die Ladeleistung  $P_{Laden}$  wird anhand von Gl. 9-2 in Abhängigkeit des Batterieladezustandes sowie der Betriebsstrategieparameter  $SOC_{Reserve}$ ,  $k_{23}$  und  $k_{24}$  berechnet.

$$P_{Laden} = k_{23} - (SOC_{Ist} - SOC_{Reserve}) \cdot k_{24} \quad \text{Gl. 9-2}$$

Der Motorbetriebspunkt bzw. die Leistung im seriellen Modus wird vom Parameter  $k_5$  definiert (vgl. Gl. 9-3).

$$P_{Seruell} = (P_{Fzg} - P_{VKM,BSFC,opt}) \cdot k_5 + P_{VKM,BSFC,opt} \quad \text{Gl. 9-3}$$

Der Wechsel vom seriellen in den parallelen Betriebsmodus erfolgt nach Gl. 9-4 in Abhängigkeit der aktuellen Fahrzeugleistungsanforderung (vgl. orange Linie in Abbildung 9-3) und der Leistungsgrenze  $k_6$ . Zudem ist nach Überschreitung einer definierten Fahrzeuggeschwindigkeit  $k_7$  ein Wechsel in den parallelen Modus möglich.

$$P_{Fzg} \geq k_6 \ \& \ v_{Fzg} \geq k_7 \quad \text{Gl. 9-4}$$

Die unterschiedlichen Parameter der Antriebsstrang- und Betriebsstrategieauslegung und deren Einflüsse sind in Tabelle 9-2 zusammengefasst.

Tabelle 9-2: Übersicht der Auslegungs- und Betriebsstrategieparameter.

Komponente	Parameter	Variationsraum	Einfluss
Verbrennungsmotor	Hubraum	1,0 – 1,8 L	$P_{VKM,max}$
			$\rho_{mr}$ $M_{VKM}$ $K_{VKM}$
Elektromotor	Maximale Leistung	130 – 250 kW	$P_{EM,max}$ $\eta_{EM}$
	Drehmoment/Leistung-Verhältnis	2 – 5 Nm/kW	$m_{EM}$ $K_{EM}$
Generator	Maximale Leistung	85 – 145 kW	$P_{GEN,max}$ $\eta_{GEN}$
	Drehmoment/Leistung-Verhältnis	2 – 5 Nm/kW	$m_{GEN}$ $K_{GEN}$
HV-Batterie	Zellkapazität	32 – 80 Ah	$P_{HVB,max}$ $\eta_{HVB}$
	Zellverschaltung <sup>1</sup>	96 seriell / 1 parallel	$m_{HVB}$ $K_{HVB}$
Differential	Übersetzungsverhältnis	2,5 – 4,5	$M_{Rad}$ $\eta_{EM,VKM}$
Betriebsstrategie	$k_5$	0 – 1	Betriebs- modus
	$k_6$	0 – 100 kW	
	$k_7$	0 – 70 km/h	
	$k_{23}$	0 – 15 kW	
	$k_{24}$	0 – 20 kW/%SOC	
	$k_{25}$	0 – 20 kW/%SOC	
	$SOC_{Reserve}$	10,5 – 16,5 %	

<sup>1</sup> Zellverschaltung wurde während der Optimierung aufgrund von  $U_{HVB,nom} = 400$  V konstant gehalten.

### 9.2.3 Messergebnisse zur Validierung des thermischen Verbrennungsmotor-Modells

In Tabelle 9-3 sind die Messdaten zur Validierung des thermischen Verbrennungsmotor-Modells basierend auf stationären Prüfstandsmessungen eines 1,5-Liter-DI-TC-Ottomotors dargestellt. Zum Abgleich werden neben den Motorbetriebsparametern, wie Drehzahl und indizierter Mitteldruck, auch die Kühlmittel- und Öltemperaturen sowie die jeweiligen Massenströme in den entsprechenden Kreisläufen herangezogen.

Tabelle 9-3: Messdaten zur Validierung des thermischen Verbrennungsmotor-Modells basierend auf stationären Prüfstandsmessungen (3-Zylinder, 1,5 Liter-DI-TC-Ottomotor,  $P_{\max, \text{VKM}} = 105 \text{ kW}$ ).

$n_{\text{VKM}}$	$p_{\text{mi}}$	$T_{\text{KM, Eintritt, Mess}}$	$\dot{m}_{\text{KM, Mess}}$	$T_{\text{Öl, Eintritt, Mess}}$	$\dot{m}_{\text{Öl, Mess}}$
1000	9,3	91,6	23,9	90,0	8,6
2000	16,0	90,0	48,4	98,3	13,1
3000	19,1	89,0	77,8	105,6	20,2
4000	19,2	88,7	99,0	109,5	21,2
5000	17,3	89,1	122,0	111,9	22,1
5500	16,8	88,3	121,1	114,1	22,6

### 9.2.4 Materialeigenschaften der Hochvoltbatterie

In Tabelle 9-4 sind die Materialeigenschaften (Dichte, Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität) der unterschiedlichen Batteriesystemkomponenten sowie die einzelnen Massen der Zielkundenauslegung dargestellt.

Tabelle 9-4: Materialeigenschaften der unterschiedlichen Batteriesystemkomponenten

Material	Komponente	$\rho$ $\text{kg/m}^3$	$\lambda_{\text{th}}$ $\text{W/(mK)}$	$c_p$ $\text{J/(kgK)}$	$m$ $\text{g}$
Gewickelt Zellmaterial	NMC-Batteriezelle	1817	30,8 (Axial)	1100	685
			0,95 (Radial)		
Kupfer	Sammelschienen	8933	401	385	6,5
	Kühlplatte	2823	92	963	2198
	Modulgehäuse (seitlich)	2823	92	963	215
	Modulgehäuse (oben/unten)	2823	92	963	503
Aluminium	Batteriesystemgehäuse	2823	92	963	18250
	Isolation (Zelle - Zelle)	1145	0,33	1480	2,3
Polyamid 66	Isolation (Zelle - Modul)	1145	0,33	1480	4,5
	Isolation (Gehäuse)	30	0,025	1040	61

## 9.2.5 Materialeigenschaften des Elektromotors

In Tabelle 9-5 sind die Materialeigenschaften (Dichte, Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität) der unterschiedlichen PMSM-Elektromotorkomponenten der Zielkundenauslegung dargestellt.

Tabelle 9-5: Materialeigenschaften der unterschiedlichen PMSM-Elektromotorkomponenten

Material	Komponente	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda_{th}$ W/(mK)	$c_p$ J/(kgK)
Eisen	Rotorblechpaket	7870	80,2 (radial) 1,6 (axial)	447
	Statorblechpaket	7870	80,2 (radial) 1,6 (axial)	447
NdFeB	Magnete	10746	10	450
Stahl	Welle	7854	60,5	434
Kupfer	Wicklungsdraht	8933	20,5 (radial)	385
			401,0 (axial)	
TFT	Slot-Isolationspapier	960	0.14	1200

## 9.2.6 Thermische Abregelung des Inverters und Elektromotors

Hohe Temperaturen der Leistungselektronik oder der Elektromotoren können zu einer thermischen Begrenzung der verfügbaren elektrischen Leistung führen. Die spezifischen Kennlinien beider Komponenten in Abhängigkeit von den lokalen Temperaturen sind in Abbildung 9-4 dargestellt.

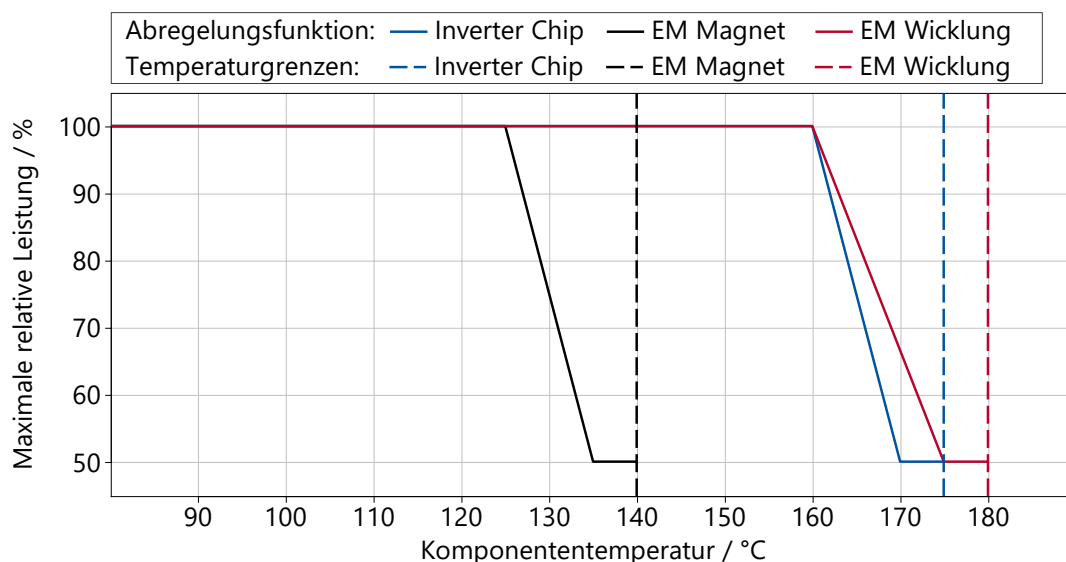


Abbildung 9-4: Thermische Abregelung der maximalen relativen Leistung vom Elektromotor in Abhängigkeit der Komponententemperaturen.

Vor Erreichen der jeweiligen Temperaturgrenzen wird die maximal verfügbare Leistung mit steigender Temperatur linear reduziert, bis ein relatives Leistungsniveau von

$P_{\max,rel} = 50\%$  erreicht ist.

### 9.2.7 Materialeigenschaften des Inverters

In Tabelle 9-6 sind die Materialeigenschaften (Dichte, Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität) der unterschiedlichen Leistungselektronikkomponenten dargestellt.

Tabelle 9-6: Materialeigenschaften der unterschiedlichen Inverterkomponenten

Material	Komponente	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda_{th}$ W/(mK)	$c_p$ J/(kgK)
Aluminium	Kühlgehäuse	2702	237	903
Kupfer	Kühlplatte	8933	401	385
	Chip-Verbindung	8933	401	385
SN60-PB40	Lötzinn (Kühlplatte)	9000	50	200
	Lötzinn (Chip)	9000	50	200
Aluminium-Nitrid	Chip-Verbindung	3200	200	711
Silikon	Chips (Diode, IGBT)	2400	140	700

### 9.2.8 Materialeigenschaften des Drei-Wege-Katalysators

In Tabelle 9-7 sind die Materialeigenschaften (Dichte, Wärmeleitfähigkeit und spezifische Wärmekapazität) der unterschiedlichen Drei-Wege-Katalysator-Bestandteile dargestellt.

Tabelle 9-7: Materialeigenschaften des Drei-Wege-Katalysators.

Material	Komponente	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda_{th}$ W/(mK)	$c_p$ J/(kgK)
Aluminiumoxid	Washcoat	1600	6	2000
Cordierit	Substrat	1723	1,5	1290
Stahl	Gehäuse	7900	31,7	682

### 9.2.9 Technische Bewertung unterschiedlicher PHEV-Antriebskonzepte

Die technische Bewertung von Plug-In-Hybridarchitekturen in Tabelle 9-8 zeigt, dass jede Architektur spezifische Stärken und Schwächen in den Kategorien Performance, Fahrbarkeit, Komfort/NVH, Kosten, Wirkungsgrad, Emissionen, Qualität und Komplexität aufweist. Basierend auf den Ergebnissen des FVV Forschungsprojektes [8], [60] wurde in dieser Arbeit der Seriell-Parallele Hybrid für die Untersuchungen ausgewählt. Die Methodik ist jedoch auch auf andere Hybridkonzepte übertragbar.

Tabelle 9-8: Ergebnisse der technischen Bewertung von PHEV-Antriebsstrangkonzepten.

Zielkunde		PHEV Hybridtopologie					
Anforderung	Gewichtung	P2	P0-P3	P1-P4	Powersplit	Seriell-Parallel	Seriell
Performance	0,14	8	7	10	4	6	8
Fahrbarkeit	0,20	7	7	9	8	9	10
Komfort/NVH	0,20	7	7	8	7	10	10
Kosten	0,13	10	9	7	2	8	4
Wirkungsgrad & Emissionen	0,13	7	5	4	8	7	6
Qualität & Komplexität	0,20	7	7	6	6	5	7
Summe	1,00	7,5	7,0	7,4	6,1	<b>7,6</b>	7,6
Rang		3	5	4	6	<b>1</b>	1

Untersuchte  
Topologie

## 9.3 Testsznarien und Bewertungskriterien

### 9.3.1 Fahrleistungstestszenarien

Ein Auszug des Fahrleistungstestszenarien, die für die Grundausslegung des Fahrzeugs und des Antriebsstrangs herangezogen wurden, ist in Tabelle 9-9 zusammengefasst.

Tabelle 9-9: Auszug der Fahrleistungstestszenarien und Zielwerte für den parallelen und elektrischen Betriebsmodus.

Testfall	Umgebungsrand- bedingungen	SOC	Fahrzeugmasse	Betriebsmodus	Zielwert
$v_{\max,H}$		Maximum	1888	Parallel	185 km/h
$v_{\max,H,1km}$		Maximum	1888	Parallel	185 km/h
$v_{\max,H,30min}$		Maximum	1888	Parallel	185 km/h
$v_{\max,H,4\%}$		Maximum	2250	Parallel	160 km/h
$v_{\max,H,12\%}$		Minimum	3000	Parallel	60 km/h
$p_{\max,H}$	$T_{Umg} = 25\text{ °C}$ ,	Minimum	2250	Parallel	40 %
$t_{a,H,0-100}$	$T_{Bat} = 25\text{ °C}$ ,	Maximum	1888	Parallel	7,4 s
$t_{a,H,0-50}$	$T_{VKM} = 90\text{ °C}$ ,	Maximum	1888	Parallel	3,3 s
$t_{a,H,40-80}$	$p_{St} = 0\%$ ,	Maximum	1888	Parallel	3,1 s
$t_{a,H,60-100}$	$v_{Wind} = 0\text{ km/h}$	Maximum	1888	Parallel	4,2 s
$t_{a,H,80-120}$		Maximum	1888	Parallel	4,7 s
$v_{\max,E}$		Maximum	1888	Elektrisch	135 km/h
$v_{\max,E,1km}$		Maximum	1888	Elektrisch	135 km/h
$v_{\max,E,30min}$		Maximum	1888	Elektrisch	110 km/h

Testfall	Umgebungsrand- bedingungen	SOC	Fahrzeugmasse	Betriebsmodus	Zielwert
$v_{\max,E,4\%}$		Maximum	2250	Elektrisch	125 km/h
$v_{\max,E,12\%}$		Maximum	2250	Elektrisch	90 km/h
$p_{\max,E}$		Maximum	2250	Elektrisch	16 %
$t_{a,E,0-100}$		Maximum	1888	Elektrisch	10,5 s
$t_{a,E,0-50}$		Maximum	1888	Elektrisch	6,1 s
$t_{a,E,40-80}$		Maximum	1888	Elektrisch	5,9 s
$t_{a,E,60-100}$		Maximum	1888	Elektrisch	6,9 s
$t_{a,E,80-120}$		Maximum	1888	Elektrisch	7,5 s

### 9.3.2 Koeffizienten zur Elektromotor-Differenzkostenberechnung

Tabelle 9-10 umfasst eine Übersicht der Koeffizienten zur Berechnung der EM-Differenzkosten.

Tabelle 9-10: Übersicht der Koeffizienten zur Berechnung der EM-Differenzkosten.

Koeffizient	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$	$a_7$
Wert	-246,8	660,5	2,314	185,4	0,5895	16,87	0,2473

### 9.3.3 Stadtfahrzyklus

In Abbildung 9-5 ist eine Übersicht der Stadtfahrzyklen dargestellt, die sowohl Geschwindigkeitsverläufe für unterschiedliche Fahrereigenschaften und Verkehrssituationen als auch das zugehörige Steigungsprofil umfasst. Die charakteristischen Kennzahlen beschreiben dabei die mittlere Geschwindigkeit  $v_{\text{avg}}$ , die maximale Geschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  und die maximale Beschleunigung  $a_{\text{max}}$ .

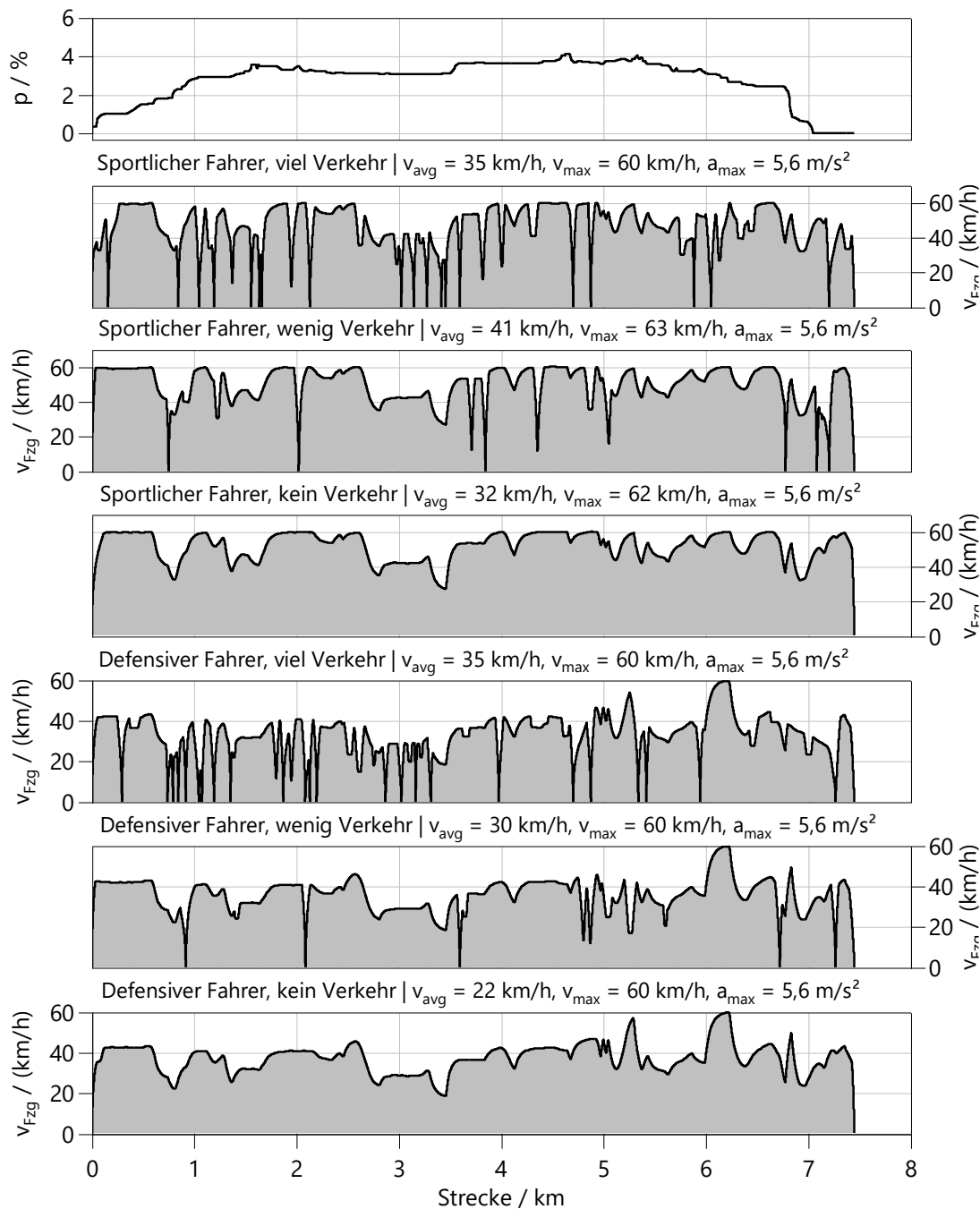


Abbildung 9-5: Übersicht der Stadtfahrtszenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209]

### 9.3.4 Überlandfahrzyklus

In Abbildung 9-6 ist eine Übersicht der Überlandfahrtszenarien dargestellt, die sowohl Geschwindigkeitsverläufe für unterschiedliche Fahrereigenschaften und Verkehrssituationen als auch das zugehörige Steigungsprofil umfasst. Die charakteristischen Kennzahlen beschreiben dabei die mittlere Geschwindigkeit  $v_{\text{avg}}$ , die maximale Geschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  und die maximale Beschleunigung  $a_{\text{max}}$ .

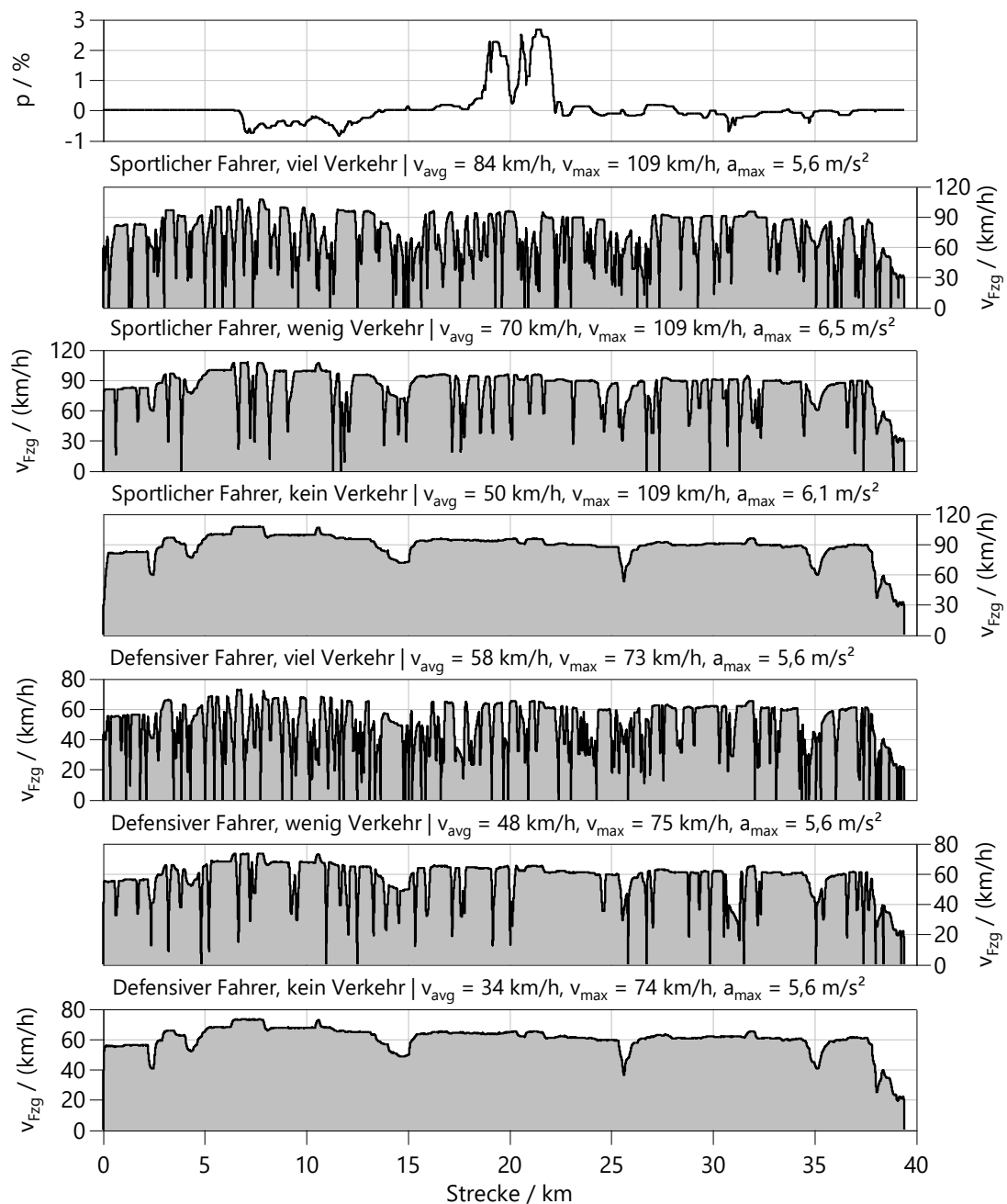


Abbildung 9-6: Übersicht der Überlandfahrtszenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209]

### 9.3.5 Bundesautobahnfahrzyklus

In Abbildung 9-7 ist eine Übersicht der Autobahnfahrtszenarien dargestellt, die sowohl Geschwindigkeitsverläufe für unterschiedliche Fahreigenschaften und Verkehrssituationen als auch das zugehörige Steigungsprofil umfasst. Die charakteristischen Kennzahlen beschreiben dabei die mittlere Geschwindigkeit  $v_{\text{avg}}$ , die maximale Geschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  und die maximale Beschleunigung  $a_{\text{max}}$ .

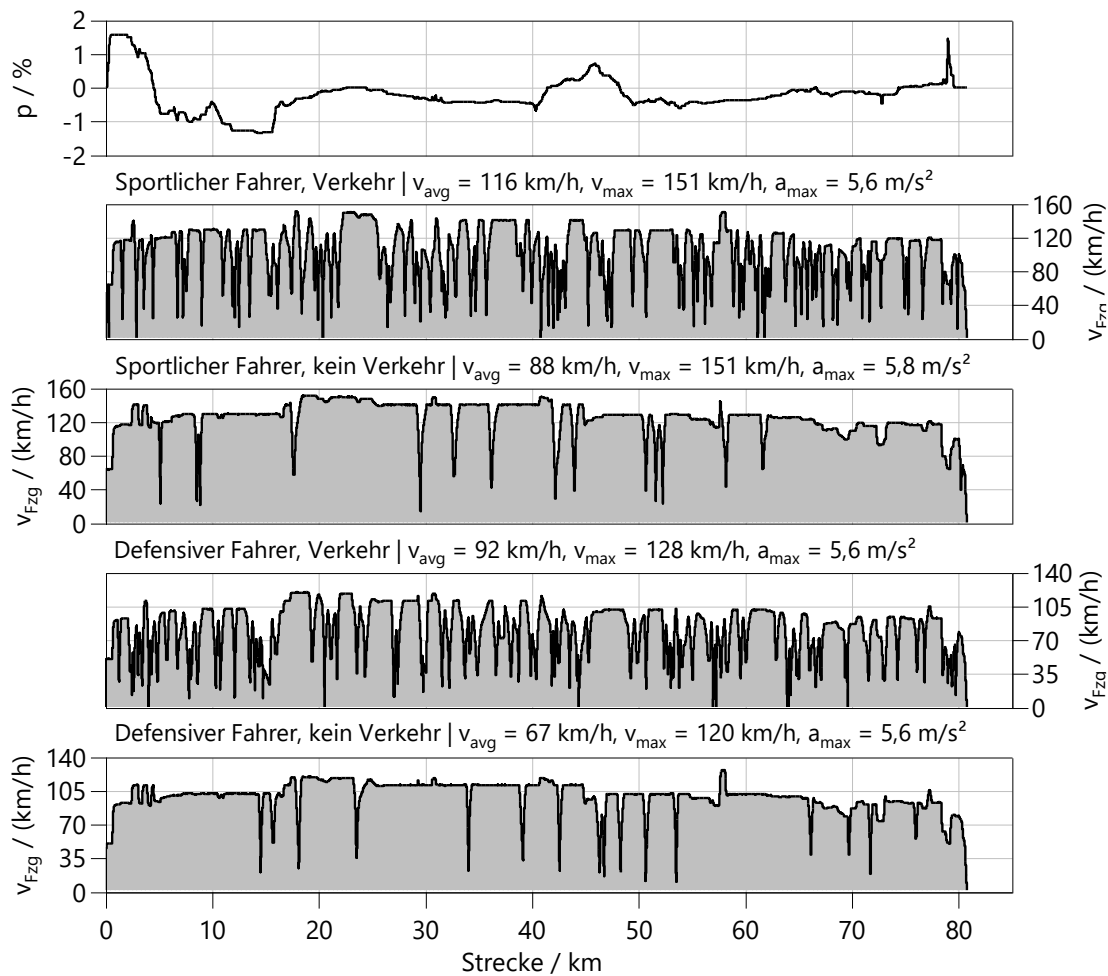


Abbildung 9-7: Übersicht der Autobahnfahrtszenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209]

### 9.3.6 Bergfahrzyklus

In Abbildung 9-8 ist eine Übersicht der Bergfahrtszenarien dargestellt, die sowohl Geschwindigkeitsverläufe für unterschiedliche Fahrereigenschaften und Verkehrssituationen als auch das zugehörige Steigungsprofil umfasst. Die charakteristischen Kennzahlen beschreiben dabei die mittlere Geschwindigkeit  $v_{\text{avg}}$ , die maximale Geschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  und die maximale Beschleunigung  $a_{\text{max}}$ .

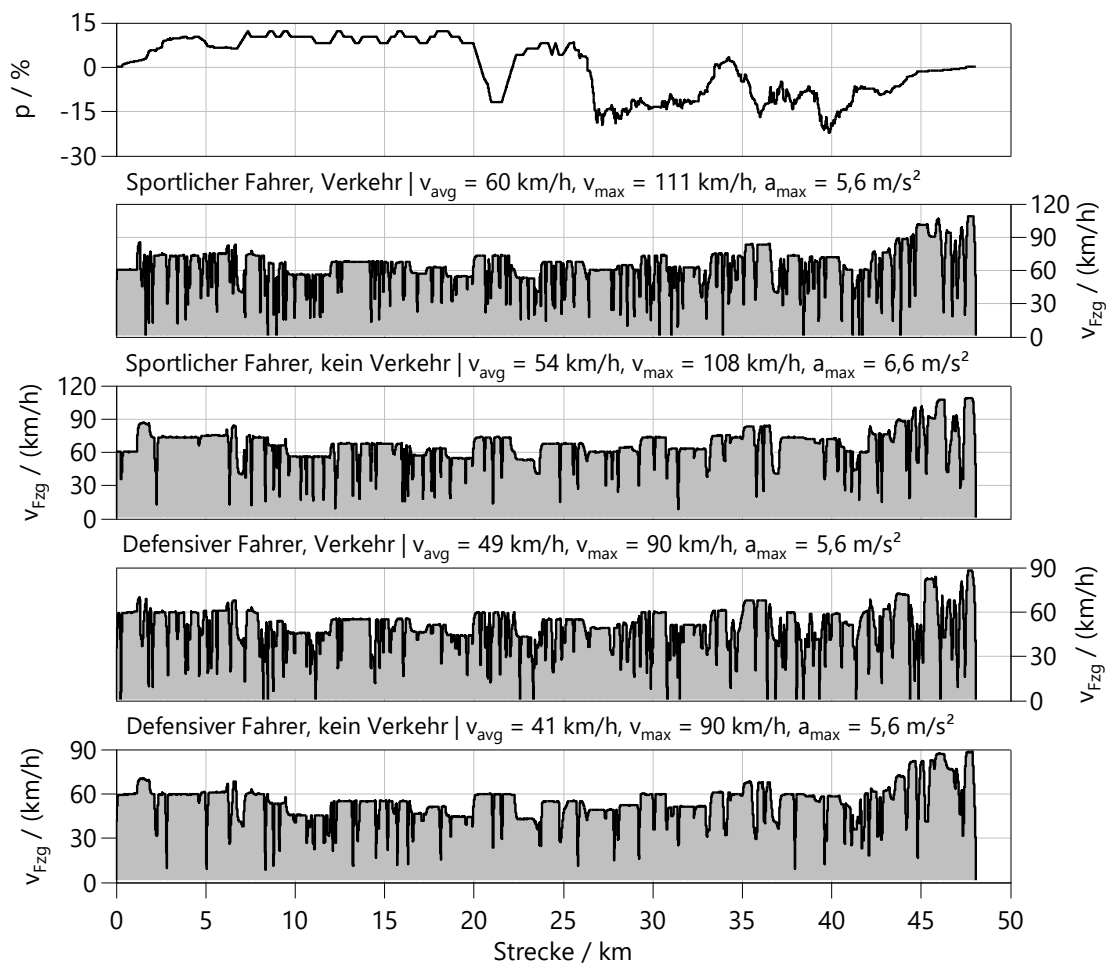


Abbildung 9-8: Übersicht der Bergfahrtszenarien und deren charakteristischer Kennzahlen. [209]

## 9.4 Auslegungsergebnisse

### 9.4.1 Grundauslegung

Basierend auf den aktuellen Fahrzeugzielparametern wird die erforderliche Größe der elektrischen Maschine durch das Szenario  $p = 40\%$  Steigung mit leerer Batterie und einer Mindestgeschwindigkeit von  $v_{Fzg,min} = 25$  km/h bestimmt. Abbildung 9-9 zeigt die Ergebnisse der mathematischen Modellierung und Optimierung.

Die Modellpunkte stellen die Kombinationen der variablen Parameter dar, die in der Längsdynamiksimulation verwendet wurden. Der gesamte mehrdimensionale Modellraum wird durch ein Polynommodell repräsentiert. Der blau markierte Teilbereich ist der gültige Modellbereich, in dem alle Anforderungen wie Steigfähigkeit, Höchstgeschwindigkeit und Elastizität erfüllt sind. Die Validierungspunkte stellen Parameterkombinationen innerhalb des Modellraumes dar, die zwar simuliert, aber nicht für den Aufbau des Polynommodells verwendet wurden. Durch den Vergleich der Simulationsergebnisse der Validierungspunkte mit den Vorhersagewerten des

mathematischen Modells kann die Vorhersagegenauigkeit beurteilt werden.

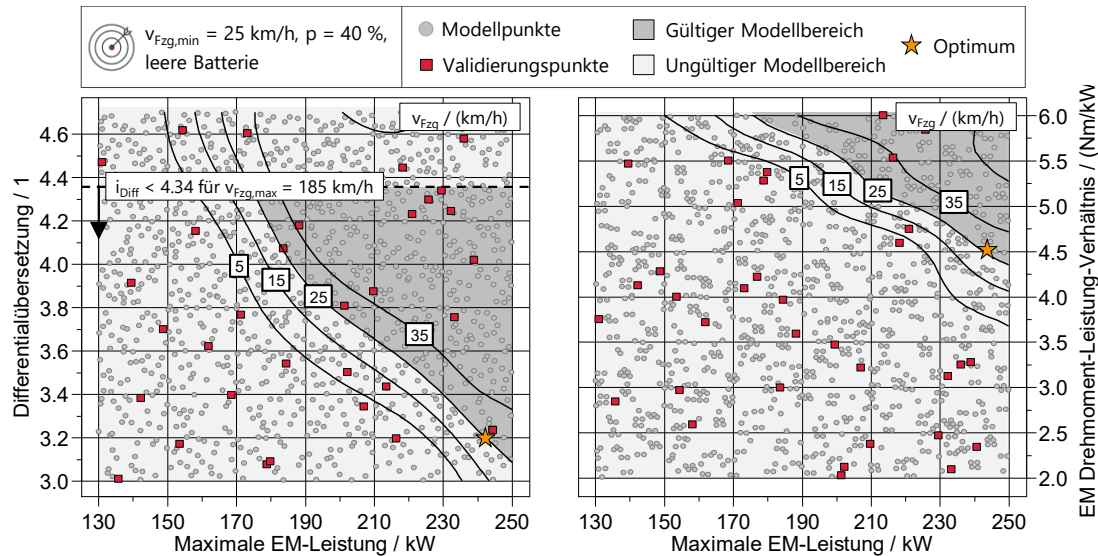


Abbildung 9-9: Einfluss der EM-Leistung und der Übersetzung des Achsgetriebes auf die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit bei einem Anfahrscenario mit  $p = 40\%$  Steigung.

In den folgenden Diagrammen sind alle nicht dargestellten variablen Parameter gleich dem Optimum und konstant gehalten. Die beiden Diagramme in Abbildung 9-9 stellen das mehrdimensionale Modell dar und zeigen die Begrenzung des gültigen Modellbereichs durch die Geschwindigkeitsanforderung  $v_{Fzg,min} = 25\text{ km/h}$  bei  $p = 40\%$  Steigung. In der linken Ansicht wird die Achsübersetzung durch die maximale Geschwindigkeitsanforderung von  $v_{Fzg,max} = 185\text{ km/h}$  und die entsprechende maximale Motordrehzahl von  $n_{VKM,max} = 6000\text{ min}^{-1}$  auf  $i_{Diff} = 4,34$  begrenzt. Die  $\text{CO}_2$ -optimale Auslegung ist durch den gelben Stern gekennzeichnet. Die niedrige Endübersetzung ermöglicht eine Reduktion des VKM-Drehzahlniveaus, sodass ein Betrieb in der Nähe des Wirkungsgradoptimums möglich ist [247]. Gleichzeitig ist ein hohes Drehmoment-Leistungs-Verhältnis erforderlich, um die eher geringe Achsübersetzung zu kompensieren, da beide Parameter zusammen das resultierende Radmoment bestimmen. Basierend auf dem Stand der Technik bei elektrischen Maschinen wird bei der Optimierung eine Begrenzung des Drehmoment-Leistungs-Verhältnisses bei  $r_{EM,M-P} = 4,5\text{ Nm/kW}$  berücksichtigt.

Die Größe des Generators und des Verbrennungsmotors wird durch das Szenario  $p = 12\%$  Steigung mit  $m_{Anhänger} = 750\text{ kg}$  und leerer Batterie bei einer konstanten Geschwindigkeit von  $v_{Fzg} = 60\text{ km/h}$  bestimmt. Beide Komponenten werden für die elektrische Energieversorgung der E-Maschine im seriellen Betriebsmodus benötigt. Auf der linken Seite von Abbildung 9-10 ist der Einfluss der Generatorleistung und des VKM-Hubraums auf die Fahrzeuggeschwindigkeit dargestellt. Für den Generator ist

eine Mindestleistung von  $P_{\text{GEN,max}} = 115 \text{ kW}$  erforderlich, da auch bei thermischem Abregeln des Generators eine Dauerleistung von  $P_{\text{GEN,kont.}} = 75 \text{ kW}$  bereitgestellt werden muss. Unter Berücksichtigung der zusätzlichen Generatorverluste ist ein minimaler Hubraum von  $V_{\text{VKM,H}} = 1,15 \text{ L}$  erforderlich. Ein Einfluss des Generator-Drehmoment-Leistungs-Verhältnisses ist in diesem Szenario nicht erkennbar, sodass  $r_{\text{GEN,M-P}} = 2 \text{ Nm/kW}$  gilt (vgl. rechte Seite von Abbildung 9-10). Als Nebeneffekt wirkt sich die minimal mögliche Generatorleistung aufgrund der geringeren Masse und der Verlagerung des Betriebs zu höheren Lasten auch vorteilhaft auf die  $\text{CO}_2$ -Emissionen aus.

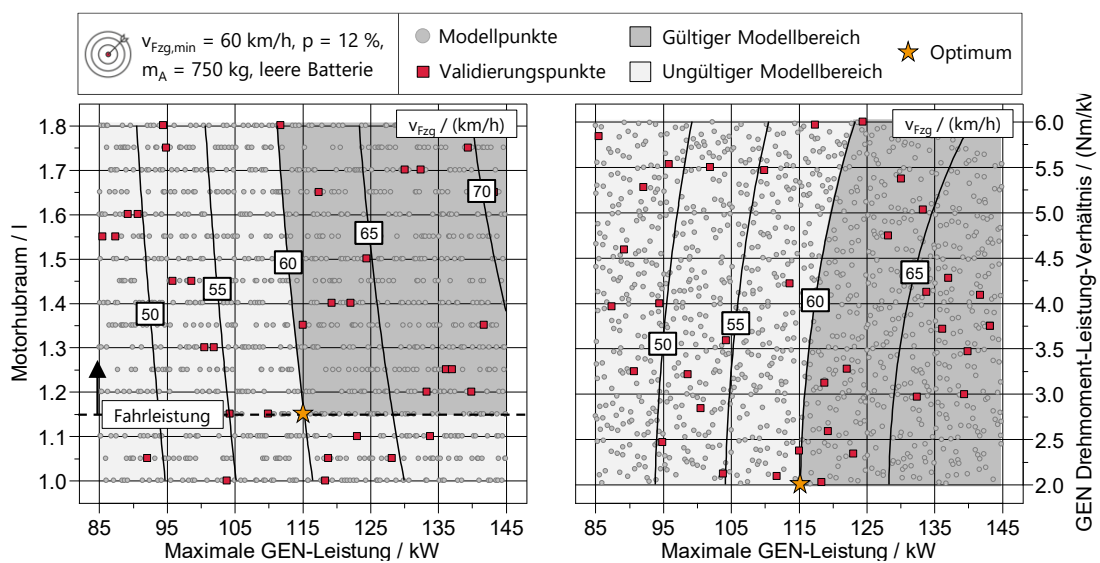


Abbildung 9-10: Einfluss der Generatorleistung und des Hubraums auf die Fahrzeuggeschwindigkeit bei einer Steigung von  $p = 12 \%$ .

Abbildung 9-11 zeigt die hauptsächlichen Einflussgrößen auf die  $\text{CO}_2$ -Emissionen im WLTC bei einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{Um}} = 14 \text{ °C}$ . Eine Erhöhung der Batteriekapazität führt zu niedrigeren Innenwiderständen und somit zu einem besseren Wirkungsgrad [206]. Der Einfluss nimmt mit steigender Kapazität ab, sodass für den Wertebereich aus Tabelle 4-1 nur geringfügige Änderungen zu erwarten sind. Die signifikante Verringerung der  $\text{CO}_2$ -Emissionen hin zu höheren Kapazitäten geht aus der steigenden elektrischen Reichweite für die fixierten Betriebsstrategieparameter hervor (vgl. linkes Diagramm in Abbildung 9-11). Für die elektrische Reichweite von  $d_{\text{AER}} = 80 \text{ km}$  ist eine Mindestkapazität von  $Q_{\text{HVB}} = 41 \text{ Ah}$  erforderlich. Auf der anderen Seite begrenzt das zusätzliche Gewicht durch die Kapazitätserhöhung die maximal zulässige Kapazität, um die Erfüllung der Leistungsanforderungen, wie z. B. die Beschleunigung von 0-100 km/h, zu gewährleisten. Der Einfluss der Achsübersetzung ist rechts in Abbildung 9-11 dargestellt. Die Reduktion der VKM-Drehzahl ermöglicht

eine Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Die Grenze liegt bei  $i_{Diff,min} = 3,2$ , um weiterhin das Steigfähigkeitsszenario bei  $p = 40\%$  zu erfüllen. Das Downsizing der VKM [247] wird durch das Steigungsszenario bei  $p = 12\%$  und die  $v_{Fzg,max}$ -Anforderung bei leerer Batterie auf  $V_{VKM,H} = 1,15\text{ l}$  begrenzt.

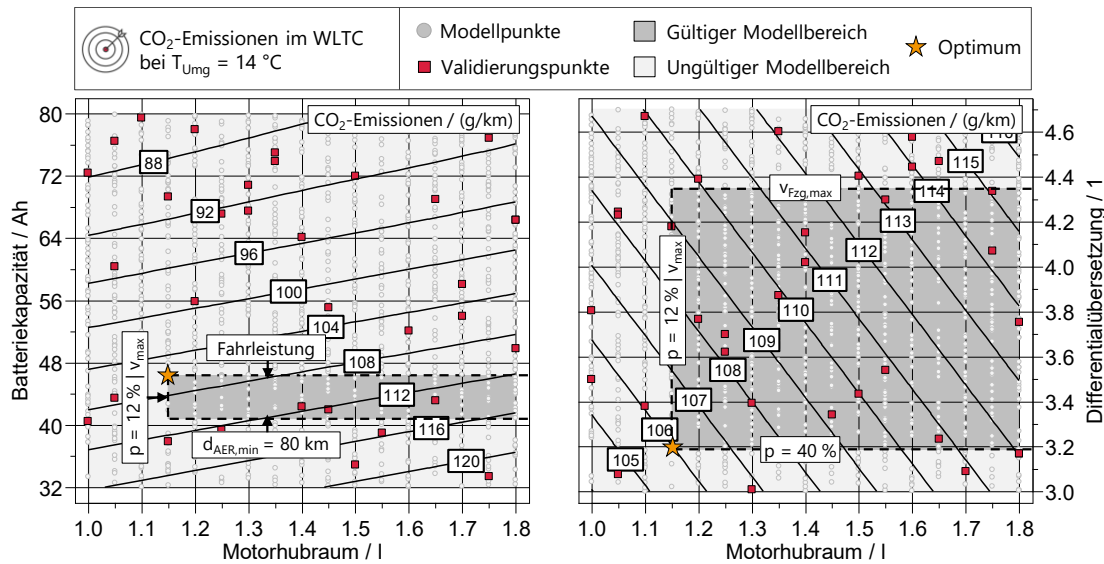


Abbildung 9-11: Einfluss von Batteriekapazität, Achsübersetzung und Hubraum auf die CO<sub>2</sub>-Emissionen im WLTC bei  $T_{Umgebung} = 14\text{ °C}$ .

### 9.4.2 Simulationsergebnisse des Stadtfahrzyklus

Die spezifischen Simulationsergebnisse der Stadtfahrzenarien, die für die statistische Auswertung der Realfahrzenarien genutzt wurden, sind in Tabelle 9-11 für eine Umgebungstemperatur von  $T_{Umgebung} = -10\text{ °C}$  und in Tabelle 9-12 für eine Umgebungstemperatur von  $T_{Umgebung} = 40\text{ °C}$  dargestellt. Die verwendeten Symbole zur Beschreibung der einzelnen Szenarien können der zugehörigen Legende entnommen werden.

Tabelle 9-11: Simulationsergebnisse des Stadtfahrzyklus bei  $T_{Umgebung} = -10\text{ °C}$ .

SFZ, $T_{Umgebung} = -10\text{ °C}$	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	167,5	80,3	1228	0,015	1222	1218	77	$6,78 \times 10^{11}$
	187,8	78,8	828	0,176	6113	1596	309	$1,81 \times 10^{12}$
	157,7	84,0	893	0,002	2586	1332	67	$6,20 \times 10^{11}$
	169,3	82,9	654	0,104	19764	2236	335	$1,58 \times 10^{12}$
	0	78,5	776	0	0	0	0	0
	0	77,9	555	0	0	0	0	0
	166,2	79,5	1228	0,019	1215	1170	84	$6,81 \times 10^{11}$
	191,7	78,2	819	0,195	2254	1355	490	$2,08 \times 10^{12}$
	168,7	83,9	893	0,003	2038	1517	108	$6,88 \times 10^{11}$
	154,9	81,6	655	0,113	9296	2261	348	$1,69 \times 10^{12}$
	0	77,9	776	0	0	0	0	0
	0	77,2	555	0	0	0	0	0
	193,3	78,7	1228	0,037	3621	1596	187	$8,40 \times 10^{11}$
	216,9	77,1	793	0,281	3799	1476	874	$2,68 \times 10^{12}$

SFZ, T <sub>Umg</sub> = -10 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	167,6	82,2	892	0,013	3988	1511	188	7,37×10 <sup>11</sup>
	160,9	79,8	643	0,156	9350	2228	336	2,16×10 <sup>12</sup>
	91,3	80,4	776	0,008	1202	1087	73	4,98×10 <sup>11</sup>
	117,9	81,5	548	0,003	1232	1174	80	5,88×10 <sup>11</sup>
	215,8	76,9	1225	0,080	1626	1128	135	9,82×10 <sup>11</sup>
	285,2	76,7	766	0,468	2841	1431	928	3,79×10 <sup>12</sup>
	185,3	80,9	892	0,044	7063	1668	284	9,21×10 <sup>11</sup>
	199,9	78,6	636	0,258	9774	2460	417	3,30×10 <sup>12</sup>
	67,1	77,0	776	0,018	2183	1265	477	4,48×10 <sup>11</sup>
	162,2	81,6	548	0,025	7205	2072	1047	8,14×10 <sup>11</sup>
	235,3	74,6	1225	0,140	4170	1555	234	1,21×10 <sup>12</sup>
	334,5	75,7	737	0,640	4438	1786	1050	4,59×10 <sup>12</sup>
	190,0	78,3	892	0,077	8966	1885	379	1,03×10 <sup>12</sup>
	237,2	77,6	627	0,391	9868	2546	542	4,36×10 <sup>12</sup>
	79,4	75,0	776	0,035	3986	1314	494	5,11×10 <sup>11</sup>
	204,5	81,6	548	0,058	8133	2222	1942	9,12×10 <sup>11</sup>
	383,5	17,9	1228	0,075	1594	1304	605	1,45×10 <sup>12</sup>
	396,9	16,8	830	0,366	1984	1591	763	2,58×10 <sup>12</sup>
	325,7	17,7	893	0,035	2043	1543	836	1,21×10 <sup>12</sup>
	324,9	16,8	655	0,193	2439	1799	735	2,01×10 <sup>12</sup>
	310,1	18,0	776	0,010	1542	1221	533	1,22×10 <sup>12</sup>
	279,2	16,8	555	0,009	1995	1553	927	9,73×10 <sup>11</sup>
	384,1	17,4	1228	0,087	1620	1317	626	1,46×10 <sup>12</sup>
	409,9	16,7	821	0,410	1993	1582	782	2,86×10 <sup>12</sup>
	334,4	17,7	893	0,041	2065	1550	872	1,21×10 <sup>12</sup>
	334,9	16,7	656	0,216	2455	1802	722	2,16×10 <sup>12</sup>
	315,8	17,8	776	0,012	1555	1228	546	1,23×10 <sup>12</sup>
	285,9	16,7	555	0,011	2014	1565	971	9,64×10 <sup>12</sup>
	409,3	17,1	1228	0,131	1666	1331	671	1,47×10 <sup>12</sup>
	451,0	16,6	800	0,566	2102	1609	876	3,61×10 <sup>12</sup>
	360,0	17,6	892	0,063	2108	1547	954	1,26×10 <sup>12</sup>
	368,1	16,7	646	0,306	2481	1808	695	2,74×10 <sup>12</sup>
	338,0	17,7	776	0,022	1611	1262	580	1,24×10 <sup>12</sup>
	306,2	16,5	555	0,023	2019	1518	1066	9,73×10 <sup>11</sup>
	446,9	16,6	1226	0,221	1776	1358	807	1,56×10 <sup>12</sup>
	517,8	16,7	766	0,824	2279	1559	995	4,91×10 <sup>12</sup>
	394,5	17,3	892	0,111	2205	1568	1041	1,31×10 <sup>12</sup>
	419,8	16,7	640	0,465	2505	1769	669	3,71×10 <sup>12</sup>
	369,7	17,5	776	0,045	1678	1286	626	1,27×10 <sup>12</sup>
	339,1	16,3	548	0,063	2177	1569	1308	9,88×10 <sup>11</sup>
	490,2	16,3	1226	0,326	1833	1373	944	1,73×10 <sup>12</sup>
	571,1	16,7	746	1,090	2451	1594	1208	6,38×10 <sup>12</sup>
	427,9	16,9	892	0,169	2248	1587	1066	1,41×10 <sup>12</sup>
	461,2	16,4	629	0,621	2648	1800	648	4,64×10 <sup>12</sup>
	396,4	16,9	776	0,075	1724	1327	690	1,31×10 <sup>12</sup>
	368,3	16,0	548	0,115	2271	1573	1259	1,10×10 <sup>12</sup>
	250,5	41,8	1228	0,058	4968	1615	307	1,14×10 <sup>12</sup>
	293,5	42,2	824	0,262	4380	1634	717	1,90×10 <sup>12</sup>
	207,0	42,9	893	0,026	6647	1843	424	9,81×10 <sup>11</sup>
	235,3	43,6	655	0,136	9238	2010	621	1,64×10 <sup>12</sup>
	165,6	41,9	776	0,006	1224	1175	88	8,08×10 <sup>11</sup>
	207,4	45,0	555	0,007	5943	2333	1468	9,24×10 <sup>11</sup>

SFZ, T <sub>Umg</sub> = -10 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mj/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	227,5	39,8	1227	0,066	5378	1692	344	1,12×10 <sup>12</sup>
	305,5	42,0	821	0,291	4802	1619	725	2,07×10 <sup>12</sup>
	212,3	42,7	893	0,032	6791	1815	445	9,94×10 <sup>11</sup>
	241,6	43,3	656	0,152	9226	2041	606	1,80×10 <sup>12</sup>
	168,8	41,5	776	0,008	1218	1140	90	8,13×10 <sup>11</sup>
	213,0	44,7	555	0,009	6119	2387	1547	9,31×10 <sup>11</sup>
	253,0	39,2	1228	0,102	5936	1798	549	1,20×10 <sup>12</sup>
	356,9	42,4	800	0,400	6264	1838	1029	2,70×10 <sup>12</sup>
	240,1	42,6	892	0,050	7217	1771	559	1,07×10 <sup>12</sup>
	266,4	42,7	645	0,210	9200	2152	519	2,33×10 <sup>12</sup>
	178,7	40,6	776	0,016	1714	1133	114	8,92×10 <sup>11</sup>
	238,3	44,7	555	0,019	6676	2232	1707	9,47×10 <sup>11</sup>
	305,7	39,4	1225	0,172	6537	1963	825	1,37×10 <sup>12</sup>
	426,4	42,5	762	0,633	7929	1754	1105	3,64×10 <sup>12</sup>
	284,2	42,8	892	0,090	7817	1802	697	1,18×10 <sup>12</sup>
	343,5	44,0	638	0,357	9327	2374	549	3,24×10 <sup>12</sup>
	244,7	42,4	776	0,036	5492	1801	426	1,07×10 <sup>12</sup>
	299,4	46,0	548	0,051	7559	2266	2062	9,92×10 <sup>11</sup>
	359,9	39,4	1225	0,252	6884	2012	1026	1,57×10 <sup>12</sup>
	477,1	41,9	739	0,838	8560	1741	1220	4,73×10 <sup>12</sup>
	317,3	42,1	892	0,135	8133	1798	848	1,31×10 <sup>12</sup>
	383,2	43,2	628	0,493	9333	2531	739	4,08×10 <sup>12</sup>
	280,6	42,1	776	0,060	6172	2120	713	1,19×10 <sup>12</sup>
	318,7	44,8	548	0,092	8033	2186	2449	1,02×10 <sup>12</sup>

SOC = 17 %   
 m<sub>2P</sub> = 76 kg   
 Kein Verkehr   
 Defensiver Fahrer  
 SOC = 50 %   
 m<sub>5P</sub> = 349 kg   
 Wenig Verkehr   
 Sportlicher Fahrer  
 SOC = 95 %   
 m<sub>A</sub> = 750 kg   
 Viel Verkehr

<sup>1</sup> Auswertung nach d<sub>Emi,Clove</sub> = 16 km

Tabelle 9-12: Simulationsergebnisse des Stadtfahrzyklus bei T<sub>Umg</sub> = 40 °C.

SFZ, T <sub>Umg</sub> = 40 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mj/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	0	78,8	1228	0	0	0	0	0
	0	76,8	836	0	0	0	0	0
	0	81,1	893	0	0	0	0	0
	0	80,1	655	0	0	0	0	0
	0	82,0	776	0	0	0	0	0
	0	82,2	555	0	0	0	0	0
	0	78,1	1228	0	0	0	0	0
	0	76,1	834	0	0	0	0	0
	0	80,6	893	0	0	0	0	0
	0	79,5	655	0	0	0	0	0
	0	81,6	776	0	0	0	0	0
	0	81,7	555	0	0	0	0	0
	0	76,2	1228	0	0	0	0	0
	0	73,7	809	0	0	0	0	0
	0	79,1	892	0	0	0	0	0
	0	77,7	652	0	0	0	0	0

SFZ, T <sub>Umg</sub> = 40 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	0	80,2	776	0	0	0	0	0
	0	80,2	555	0	0	0	0	0
	0	70,2	1225	0	0	0	0	0
	27,4	66,9	753	0,027	890	107	91	2,69×10 <sup>11</sup>
	0	74,1	892	0	0	0	0	0
	0	71,5	627	0	0	0	0	0
	0	75,7	776	0	0	0	0	0
	0	75,5	548	0	0	0	0	0
	0	73,4	1225	0	0	0	0	0
	0	69,7	775	0	0	0	0	0
	0	76,5	892	0	0	0	0	0
	0	74,5	636	0	0	0	0	0
	0	77,9	776	0	0	0	0	0
	0	77,8	548	0	0	0	0	0
	253,2	15,4	1227	0,055	890	133	247	7,38×10 <sup>11</sup>
	272,4	16,5	831	0,222	925	137	136	9,39×10 <sup>11</sup>
	216,3	15,4	893	0,025	878	134	157	6,25×10 <sup>11</sup>
	231,4	16,6	655	0,117	950	137	520	7,72×10 <sup>11</sup>
	195,8	14,9	776	0,005	878	136	120	5,80×10 <sup>11</sup>
	206,4	16,4	555	0,003	878	131	94	6,03×10 <sup>11</sup>
	257,1	15,1	1226	0,085	891	112	282	8,14×10 <sup>11</sup>
	277,9	16,2	827	0,339	939	117	176	1,44×10 <sup>12</sup>
	212,2	14,7	893	0,040	882	118	221	7,00×10 <sup>11</sup>
	235,1	16,4	655	0,182	951	113	428	1,11×10 <sup>12</sup>
	195,8	14,6	776	0,011	874	115	119	6,37×10 <sup>11</sup>
	207,4	16,2	555	0,008	874	110	103	6,64×10 <sup>11</sup>
	278,8	14,8	1226	0,128	886	111	311	8,64×10 <sup>11</sup>
	312,0	16,3	804	0,467	968	113	284	2,00×10 <sup>12</sup>
	236,5	15,0	892	0,064	885	115	365	7,47×10 <sup>11</sup>
	262,9	16,6	651	0,259	951	106	419	1,45×10 <sup>12</sup>
	219,4	14,9	776	0,021	881	115	123	6,89×10 <sup>11</sup>
	225,6	16,0	555	0,019	877	109	103	7,04×10 <sup>11</sup>
	360,5	14,8	1224	0,308	904	112	494	1,21×10 <sup>12</sup>
	418,8	16,3	748	0,966	1400	110	474	4,49×10 <sup>12</sup>
	313,7	15,6	892	0,163	924	129	609	1,01×10 <sup>12</sup>
	342,9	16,3	628	0,561	1227	105	397	3,06×10 <sup>12</sup>
	292,7	15,6	776	0,071	881	115	133	9,37×10 <sup>11</sup>
	285,1	15,7	548	0,114	1125	106	716	8,57×10 <sup>11</sup>
	330,1	15,7	1224	0,169	893	131	282	8,98×10 <sup>11</sup>
	372,5	16,7	770	0,515	1017	130	359	2,09×10 <sup>12</sup>
	282,0	15,6	892	0,086	889	129	511	7,66×10 <sup>11</sup>
	310,6	16,9	638	0,278	951	124	447	1,49×10 <sup>12</sup>
	262,0	15,5	776	0,031	886	135	120	7,21×10 <sup>11</sup>
	262,3	16,2	548	0,038	951	126	440	7,16×10 <sup>11</sup>
	0	32,6	1228	0	0	0	0	0
	37,9	33,2	837	0,020	1088	132	110	2,71×10 <sup>11</sup>
	0	35,0	893	0	0	0	0	0
	0	34,2	655	0	0	0	0	0
	0	36,1	776	0	0	0	0	0
	0	36,3	555	0	0	0	0	0
	0	31,8	1228	0	0	0	0	0
	34,2	32,3	834	0,041	1287	115	126	3,75×10 <sup>11</sup>

SFZ, T <sub>Umg</sub> = 40 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	0	34,5	893	0	0	0	0	0
	8,3	33,7	655	0	862	102	91	1,23×10 <sup>11</sup>
	0	35,5	776	0	0	0	0	0
	0	35,8	555	0	0	0	0	0
	0	29,7	1228	0	0	0	0	0
	43,6	30,4	810	0,083	1441	132	126	7,17×10 <sup>11</sup>
	0	32,7	892	0	0	0	0	0
	28,5	33,1	652	0,036	1108	123	122	3,20×10 <sup>11</sup>
	0	34,0	776	0	0	0	0	0
	0	34,1	555	0	0	0	0	0
	49,3	26,1	1225	0,046	5048	763	239	4,43×10 <sup>11</sup>
	128,8	28,2	754	0,336	1789	108	179	2,30×10 <sup>12</sup>
	27,4	28,6	892	0,013	830	97	89	2,07×10 <sup>11</sup>
	69,9	29,5	628	0,153	1492	110	131	1,48×10 <sup>12</sup>
	24,0	30,0	776	0	864	108	91	1,87×10 <sup>11</sup>
	0,0	28,9	548	0	0	0	0	0
	26,3	27,8	1225	0,008	881	112	97	1,80×10 <sup>11</sup>
	81,5	28,7	776	0,131	1529	139	115	1,13×10 <sup>12</sup>
	0	30,0	892	0	0	0	0	0
	55,5	31,6	638	0,044	1189	133	116	4,97×10 <sup>11</sup>
	0	31,5	776	0	0	0	0	0
	0	31,4	548	0	0	0	0	0

	SOC = 17 %		m <sub>2P</sub> = 76 kg		Kein Verkehr		Defensiver Fahrer
	SOC = 50 %		m <sub>5P</sub> = 349 kg		Wenig Verkehr		Sportlicher Fahrer
	SOC = 95 %		m <sub>A</sub> = 750 kg		Viel Verkehr		

<sup>1</sup> Auswertung nach d<sub>Emi,Clove</sub> = 16 km

### 9.4.3 Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus

Die spezifischen Simulationsergebnisse der Überlandfahrtszenarien, die für die statistische Auswertung der Realfahrtszenarien genutzt wurden, sind in Tabelle 9-13 für eine Umgebungstemperatur von T<sub>Umg</sub> = -10 °C und in Tabelle 9-14 für eine Umgebungstemperatur von T<sub>Umg</sub> = 40 °C dargestellt. Die verwendeten Symbole zur Beschreibung der einzelnen Szenarien können der zugehörigen Legende entnommen werden.

Tabelle 9-13: Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus bei T<sub>Umg</sub> = -10 °C.

ÜLFZ, T <sub>Umg</sub> = -10 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	70,1	41,9	4162	0,206	2449	1232	174	1,62×10 <sup>12</sup>
	135,0	34,3	2830	1,732	11881	2335	676	1,08×10 <sup>13</sup>
	58,4	54,6	2982	0,141	5690	1924	248	1,27×10 <sup>12</sup>
	107,3	45,0	2045	1,102	10708	2724	643	7,86×10 <sup>12</sup>
	37,9	64,0	2460	0,000	1146	1203	69	8,95×10 <sup>11</sup>
	44,5	56,1	1689	0,003	6332	1801	1065	9,28×10 <sup>11</sup>
	75,6	40,9	4160	0,271	3664	1464	227	1,80×10 <sup>12</sup>
	141,6	33,3	2814	1,911	12017	2386	831	1,08×10 <sup>13</sup>

ÜLFZ, T <sub>Umgebung</sub> = -10 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	60,7	53,4	2982	0,170	6986	1866	321	1,43×10 <sup>12</sup>
	111,5	44,0	2044	1,212	10986	2793	689	8,63×10 <sup>12</sup>
	37,4	63,0	2460	0,000	1123	1174	64	8,56×10 <sup>11</sup>
	45,6	55,5	1689	0,004	8299	2191	1457	9,25×10 <sup>11</sup>
	78,2	35,4	4155	0,443	6334	1583	306	2,47×10 <sup>12</sup>
	166,8	32,2	2780	2,532	12977	2463	1180	1,26×10 <sup>13</sup>
	60,6	49,1	2981	0,292	9014	2000	615	2,27×10 <sup>12</sup>
	128,2	42,9	2020	1,531	11542	2880	754	9,42×10 <sup>12</sup>
	39,3	61,6	2460	0,003	7833	1774	378	9,30×10 <sup>11</sup>
	81,3	65,3	1689	0,008	9441	2286	2012	9,85×10 <sup>11</sup>
	131,6	31,5	4140	1,544	11088	1964	618	7,33×10 <sup>12</sup>
	223,1	26,8	2655	4,159	13557	2560	1430	1,80×10 <sup>13</sup>
	90,2	44,0	2978	0,886	9809	2193	1120	5,86×10 <sup>12</sup>
	172,1	38,2	1952	2,502	12206	3101	787	1,21×10 <sup>13</sup>
	26,6	51,1	2461	0,016	8861	2202	1065	7,85×10 <sup>11</sup>
	107,0	65,0	1689	0,049	10539	2414	1805	1,78×10 <sup>12</sup>
	100,4	32,6	4147	0,933	10046	1706	421	4,44×10 <sup>12</sup>
	198,8	28,9	2728	3,447	13182	2527	1302	1,53×10 <sup>13</sup>
	77,1	46,8	2981	0,574	9531	2142	926	3,84×10 <sup>12</sup>
	153,0	39,9	1985	2,104	12074	3007	892	1,10×10 <sup>13</sup>
	25,2	54,2	2461	0,009	8681	2035	828	7,41×10 <sup>11</sup>
	92,8	63,3	1689	0,026	10244	2389	1964	1,38×10 <sup>12</sup>
	196,9	17,7	4161	0,622	1939	1245	966	2,39×10 <sup>12</sup>
	293,6	15,5	2833	3,791	3463	1608	1037	1,43×10 <sup>13</sup>
	163,9	18,2	2982	0,312	1716	1159	1055	1,85×10 <sup>12</sup>
	218,3	13,2	2052	2,011	3306	1618	690	9,36×10 <sup>12</sup>
	132,8	17,4	2460	0,006	1586	1193	954	1,02×10 <sup>12</sup>
	131,8	12,4	1689	0,010	1723	1161	579	1,22×10 <sup>12</sup>
	204,4	17,7	4160	0,725	1980	1252	1000	2,55×10 <sup>12</sup>
	303,0	15,2	2830	4,093	3524	1613	1035	1,54×10 <sup>13</sup>
	168,7	18,0	2982	0,368	1757	1161	1063	2,00×10 <sup>12</sup>
	224,5	13,2	2042	2,178	3367	1614	705	9,98×10 <sup>12</sup>
	135,0	17,0	2460	0,008	1597	1184	1002	1,01×10 <sup>12</sup>
	133,1	12,3	1689	0,013	1747	1160	590	1,29×10 <sup>12</sup>
	222,1	17,5	4154	1,130	2070	1268	1021	3,37×10 <sup>12</sup>
	332,2	15,3	2810	5,098	3932	1638	1098	1,84×10 <sup>13</sup>
	178,7	17,6	2982	0,574	1875	1161	1021	2,60×10 <sup>12</sup>
	244,3	13,6	2022	2,733	3351	1634	692	1,23×10 <sup>13</sup>
	139,8	17,1	2461	0,012	1611	1143	995	1,04×10 <sup>12</sup>
	137,6	12,3	1689	0,030	1856	1181	631	1,49×10 <sup>12</sup>
	289,9	17,6	4146	2,856	2299	1331	1228	8,07×10 <sup>12</sup>
	421,5	16,0	2702	8,061	4260	1612	1148	2,91×10 <sup>13</sup>
	218,9	17,9	2981	1,446	2291	1268	940	5,42×10 <sup>12</sup>
	300,4	14,2	1970	4,272	3871	1590	674	1,79×10 <sup>13</sup>
	156,9	16,6	2461	0,034	1915	1232	899	1,35×10 <sup>12</sup>
	158,9	11,8	1690	0,103	2183	1267	753	2,44×10 <sup>12</sup>
	257,8	18,2	4150	1,952	2201	1320	1157	5,41×10 <sup>12</sup>
	382,2	15,6	2760	6,689	4083	1540	1101	2,41×10 <sup>12</sup>
	199,1	17,9	2982	0,989	2190	1242	996	3,94×10 <sup>12</sup>
	276,3	13,8	2006	3,533	3442	1557	721	1,53×10 <sup>13</sup>
	149,9	17,3	2461	0,021	1781	1196	937	1,16×10 <sup>12</sup>
	151,4	11,8	1689	0,066	2071	1195	687	1,93×10 <sup>12</sup>

ÜLFZ, T <sub>Umg</sub> = -10 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	136,8	24,5	4160	0,529	7318	1775	829	2,07×10 <sup>12</sup>
	252,6	28,8	2824	2,965	10831	2213	1412	1,15×10 <sup>13</sup>
	96,0	24,9	2983	0,255	7177	2107	1245	1,57×10 <sup>12</sup>
	186,1	29,9	2046	1,551	10098	2681	822	8,01×10 <sup>12</sup>
	47,5	21,0	2460	0,005	6605	1958	1105	7,64×10 <sup>11</sup>
	103,7	29,4	1689	0,005	7612	2229	2386	8,56×10 <sup>11</sup>
	143,9	24,0	4160	0,612	7469	1793	910	2,22×10 <sup>12</sup>
	262,4	28,5	2820	3,222	10959	2277	1584	1,23×10 <sup>13</sup>
	102,2	24,9	2982	0,296	7121	2094	1340	1,72×10 <sup>12</sup>
	192,6	29,7	2038	1,698	10133	2750	818	8,47×10 <sup>12</sup>
	51,2	21,1	2460	0,006	6705	1993	1207	8,84×10 <sup>11</sup>
	105,3	29,1	1689	0,007	7692	2248	2514	9,05×10 <sup>11</sup>
	164,1	23,7	4154	0,919	8178	1816	977	2,81×10 <sup>12</sup>
	288,8	27,5	2794	4,128	11539	2366	1566	1,55×10 <sup>13</sup>
	110,6	23,5	2982	0,456	7436	2154	1493	2,35×10 <sup>12</sup>
	209,4	29,3	2016	2,150	10393	2879	959	9,91×10 <sup>12</sup>
	61,5	21,9	2460	0,009	6989	2497	1446	8,59×10 <sup>11</sup>
	109,4	29,0	1689	0,017	8459	2310	2271	1,10×10 <sup>12</sup>
	222,2	21,6	4141	2,245	9426	1829	1396	6,22×10 <sup>12</sup>
	376,7	26,7	2681	6,831	12049	2624	1419	2,39×10 <sup>13</sup>
	153,4	23,0	2979	1,153	8611	2183	1660	4,84×10 <sup>12</sup>
	267,7	30,0	1960	3,511	11497	3187	744	1,54×10 <sup>13</sup>
	88,4	24,0	2461	0,023	7645	2381	1710	1,03×10 <sup>12</sup>
	138,5	31,0	1689	0,076	4446	1793	1207	2,00×10 <sup>12</sup>
	192,1	22,5	4146	1,550	8889	1828	1164	4,30×10 <sup>12</sup>
	337,2	27,2	2743	5,523	12016	2534	1462	1,99×10 <sup>13</sup>
	135,8	24,8	2980	0,792	8086	2186	1610	3,66×10 <sup>12</sup>
	243,2	29,8	1992	2,851	11004	3103	801	1,25×10 <sup>13</sup>
	72,4	21,6	2461	0,015	7326	2409	1583	9,40×10 <sup>11</sup>
	129,9	31,2	1689	0,041	3169	1484	1322	1,47×10 <sup>12</sup>

SOC = 17 %   
 m<sub>2P</sub> = 76 kg   
 Kein Verkehr   
 Defensiver Fahrer  
 SOC = 50 %   
 m<sub>5P</sub> = 349 kg   
 Wenig Verkehr   
 Sportlicher Fahrer  
 SOC = 95 %   
 m<sub>A</sub> = 750 kg   
 Viel Verkehr

<sup>1</sup> Auswertung nach d<sub>Emi,Clove</sub> = 16 km

Tabelle 9-14: Simulationsergebnisse des Überlandfahrzyklus bei T<sub>Umg</sub> = 40 °C.

ÜLFZ, T <sub>Umg</sub> = 40 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	0	50,6	4161	0	0	0	0	0
	19,0	33,6	2825	0,022	1759	291	105	3,49×10 <sup>11</sup>
	0	60,3	2982	0	0	0	0	0
	13,4	45,4	2042	0,010	1024	170	93	2,37×10 <sup>11</sup>
	0	66,9	2460	0	0	0	0	0
	0	57,0	1689	0	0	0	0	0
	0	48,4	4160	0	0	0	0	0
	32,3	35,4	2807	0,095	3220	534	154	4,01×10 <sup>11</sup>
	0	58,9	2982	0	0	0	0	0
	8,9	42,1	2031	0,010	1036	192	94	2,57×10 <sup>11</sup>

ÜLFZ, T <sub>Um</sub> g = 40 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	0	66,0	2460	0	0	0	0	0
	0	56,1	1689	0	0	0	0	0
	0	43,1	4154	0	0	0	0	0
	54,8	34,8	2789	0,630	8494	1328	287	7,42×10 <sup>11</sup>
	0	55,3	2981	0	0	0	0	0
	23,6	41,5	2020	0,061	6678	1053	249	3,53×10 <sup>11</sup>
	0	64,2	2460	0	0	0	0	0
	0	54,1	1689	0	0	0	0	0
	5,9	34,9	4146	0,015	0	0	0	0
	113,5	40,1	2730	1,044	6582	871	289	1,92×10 <sup>12</sup>
	0	48,7	2980	0	0	0	0	0
	53,3	41,6	1977	0,226	1392	133	90	4,83×10 <sup>11</sup>
	0	60,6	2461	0	0	0	0	0
	0	48,6	1689	0	0	0	0	0
	10,7	27,0	4139	0,074	0	0	0	0
	168,1	46,7	2694	3,010	11516	1477	449	3,98×10 <sup>12</sup>
	0	42,7	2977	0	0	0	0	0
	73,4	40,8	1946	0,827	1421	125	112	8,87×10 <sup>11</sup>
	0	57,3	2461	0	0	0	0	0
	0	45,2	1689	0	0	0	0	0
	125,1	16,1	4160	0,325	962	128	512	8,91×10 <sup>11</sup>
	189,5	21,9	2823	1,355	2045	142	742	5,05×10 <sup>12</sup>
	101,2	16,0	2982	0,148	924	140	321	7,01×10 <sup>11</sup>
	151,0	19,1	2042	0,740	1653	124	538	3,00×10 <sup>12</sup>
	89,3	15,4	2460	0	878	137	98	5,47×10 <sup>11</sup>
	112,7	13,1	1689	0,001	952	156	131	4,82×10 <sup>11</sup>
	130,1	16,2	4159	0,380	977	128	522	9,32×10 <sup>11</sup>
	196,8	22,0	2807	1,542	2087	141	731	5,45×10 <sup>12</sup>
	104,1	16,0	2982	0,176	935	139	462	7,22×10 <sup>11</sup>
	158,2	19,9	2032	0,841	1833	129	537	3,28×10 <sup>12</sup>
	91,6	15,6	2460	0	878	138	100	5,65×10 <sup>11</sup>
	114,2	13,0	1689	0,001	951	157	156	4,96×10 <sup>11</sup>
	143,6	16,6	4152	0,584	971	141	741	1,04×10 <sup>12</sup>
	216,7	22,4	2788	1,995	2300	138	728	6,89×10 <sup>12</sup>
	112,7	16,1	2981	0,278	998	135	684	7,99×10 <sup>11</sup>
	173,6	21,0	2020	1,096	1893	126	519	4,17×10 <sup>12</sup>
	95,4	15,0	2460	0,002	885	137	348	5,80×10 <sup>11</sup>
	118,5	13,1	1689	0,004	984	158	239	5,33×10 <sup>11</sup>
	165,0	16,7	4145	0,973	1077	134	966	1,38×10 <sup>12</sup>
	268,7	26,3	2746	3,154	2395	130	651	9,34×10 <sup>12</sup>
	127,7	16,5	2980	0,472	1205	124	820	1,08×10 <sup>12</sup>
	195,9	21,4	1980	1,530	1974	127	503	5,21×10 <sup>12</sup>
	103,7	14,6	2461	0,009	1033	127	610	6,04×10 <sup>11</sup>
	130,1	13,3	1689	0,014	1044	141	258	6,80×10 <sup>11</sup>
	188,6	16,9	4137	1,372	1158	147	1040	1,91×10 <sup>12</sup>
	318,9	31,8	2706	4,417	3058	125	753	1,30×10 <sup>13</sup>
	142,3	16,4	2978	0,683	1363	127	857	1,46×10 <sup>12</sup>
	215,9	22,9	1948	1,797	2091	132	460	6,80×10 <sup>12</sup>
	115,2	15,8	2461	0,014	1093	125	578	6,52×10 <sup>11</sup>
	137,4	13,5	1689	0,023	1130	139	276	8,19×10 <sup>11</sup>
	40,3	16,5	4161	0,120	0	0	0	0
	110,9	23,3	2825	0,643	2536	221	167	1,52×10 <sup>12</sup>

ÜLFZ, T <sub>Umg</sub> = 40 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	18,4	18,4	2982	0,038	0	0	0	0
	69,6	21,2	2042	0,345	1520	167	115	7,06×10 <sup>11</sup>
	0	19,3	2460	0	0	0	0	0
	26,2	16,3	1689	0	0	0	0	0
	45,6	16,7	4160	0,144	0	0	0	0
	117,0	23,3	2808	0,742	2600	181	168	1,79×10 <sup>12</sup>
	21,9	18,4	2981	0,048	0	0	0	0
	73,6	21,1	2032	0,363	1871	158	114	7,90×10 <sup>11</sup>
	0	18,4	2460	0	0	0	0	0
	28,9	16,3	1689	0	0	0	0	0
	59,3	16,8	4154	0,264	841	124	85	1,83×10 <sup>11</sup>
	140,1	24,6	2788	1,036	2612	140	239	2,69×10 <sup>12</sup>
	28,7	17,5	2981	0,100	869	136	88	1,72×10 <sup>11</sup>
	90,6	22,5	2021	0,497	3637	500	187	1,10×10 <sup>12</sup>
	0	16,2	2460	0	0	0	0	0
	38,1	17,5	1689	0	0	0	0	0
	82,8	17,2	4146	0,525	1351	152	173	3,44×10 <sup>11</sup>
	188,0	27,2	2739	1,862	2189	141	216	5,50×10 <sup>12</sup>
	42,8	16,5	2980	0,206	1042	121	106	3,33×10 <sup>11</sup>
	125,2	26,0	1979	0,862	2464	174	183	1,76×10 <sup>12</sup>
	10,3	15,2	2461	0	0	0	0	0
	50,3	17,1	1689	0,001	863	126	87	1,53×10 <sup>11</sup>
	106,4	17,1	4138	0,838	1993	148	207	9,84×10 <sup>11</sup>
	250,7	36,0	2702	3,659	2776	132	342	9,08×10 <sup>12</sup>
	58,6	16,4	2978	0,364	1233	206	134	6,26×10 <sup>11</sup>
	147,9	28,2	1947	1,115	10610	1569	412	3,11×10 <sup>12</sup>
	18,7	14,7	2461	0	0	0	0	0
	66,5	20,2	1689	0,002	6332	835	240	2,14×10 <sup>11</sup>

SOC = 17 %   
 m<sub>2P</sub> = 76 kg   
 Kein Verkehr   
 Defensiver Fahrer  
 SOC = 50 %   
 m<sub>5P</sub> = 349 kg   
 Wenig Verkehr   
 Sportlicher Fahrer  
 SOC = 95 %   
 m<sub>A</sub> = 750 kg   
 Viel Verkehr

<sup>1</sup> Auswertung nach d<sub>Emi,Clove</sub> = 16 km

#### 9.4.4 Simulationsergebnisse des Autobahnfahrzyklus

Die spezifischen Simulationsergebnisse der Autobahnfahrscenarien, die für die statistische Auswertung der Realfahrscenarien genutzt wurden, sind in Tabelle 9-15 für eine Umgebungstemperatur von T<sub>Umg</sub> = 0 °C dargestellt. Die verwendeten Symbole zur Beschreibung der einzelnen Szenarien können der zugehörigen Legende entnommen werden.

Tabelle 9-15: Simulationsergebnisse des Autobahnfahrzyklus bei T<sub>Umg</sub> = 0 °C.

BAB, T <sub>Umg</sub> = 0 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	69,6	18,6	4368	0,203	9438	2163	731	1,88×10 <sup>12</sup>
	164,8	38,2	3311	1,194	7789	1260	292	4,96×10 <sup>12</sup>
	75,1	32,8	3154	0,060	9534	2080	707	1,29×10 <sup>12</sup>
	122,5	29,4	2502	0,229	9669	1764	394	3,11×10 <sup>12</sup>

BAB, T <sub>Um</sub> g = 0 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	72,7	18,3	4369	0,238	1549	923	100	1,86×10 <sup>12</sup>
	173,4	39,3	3306	1,402	8735	1389	352	5,27×10 <sup>12</sup>
	76,2	31,7	3155	0,081	9515	2164	752	1,40×10 <sup>12</sup>
	125,4	29,4	2501	0,260	9585	1829	396	3,28×10 <sup>12</sup>
	83,3	19,4	4364	0,738	3391	1041	169	3,60×10 <sup>12</sup>
	197,8	43,6	3284	3,115	10703	1666	428	7,52×10 <sup>12</sup>
	69,2	22,6	3155	0,381	9975	2642	714	2,52×10 <sup>12</sup>
	143,4	40,3	1844	0,535	9914	2186	411	4,86×10 <sup>12</sup>
	110,7	21,6	4362	0,912	7527	1374	282	3,94×10 <sup>12</sup>
	247,5	46,7	3241	3,019	11239	1688	1002	8,09×10 <sup>12</sup>
	92,3	24,3	3156	0,353	9730	2533	1028	2,45×10 <sup>12</sup>
	159,9	28,8	2493	0,519	9787	2135	410	4,68×10 <sup>12</sup>
	140,1	25,5	4348	1,394	11007	1727	473	5,75×10 <sup>12</sup>
	276,3	49,2	3183	3,785	11430	1843	1093	8,26×10 <sup>12</sup>
	100,2	22,0	3154	0,604	10060	2660	1067	3,16×10 <sup>12</sup>
	174,8	31,8	2483	0,523	10339	2370	483	5,29×10 <sup>12</sup>
	165,7	19,0	4368	0,662	1449	711	809	2,82×10 <sup>12</sup>
	269,3	21,6	3324	3,028	2541	870	1062	1,10×10 <sup>13</sup>
	148,7	12,1	3154	0,202	1443	694	473	1,31×10 <sup>12</sup>
	199,3	11,5	2505	0,597	1734	698	628	4,80×10 <sup>12</sup>
	170,8	19,3	4369	0,759	1474	709	838	3,08×10 <sup>12</sup>
	277,7	21,4	3322	3,312	2612	872	1071	1,18×10 <sup>13</sup>
	150,9	12,1	3153	0,234	1467	689	487	1,38×10 <sup>12</sup>
	202,4	11,5	2505	0,672	1748	692	606	5,05×10 <sup>12</sup>
	186,0	19,9	4367	1,160	1460	706	883	4,16×10 <sup>12</sup>
	301,7	22,0	3306	4,153	2868	884	1130	1,42×10 <sup>13</sup>
	157,9	12,3	3154	0,381	1558	691	545	1,64×10 <sup>12</sup>
	213,7	12,1	2507	0,909	1769	694	540	5,66×10 <sup>12</sup>
	217,6	20,5	4366	2,036	1494	715	984	6,58×10 <sup>12</sup>
	342,2	22,8	3275	5,387	3197	912	999	1,79×10 <sup>13</sup>
	177,9	12,4	3156	0,802	1882	690	664	2,24×10 <sup>12</sup>
	236,6	11,8	2504	1,157	2035	710	506	6,79×10 <sup>12</sup>
	242,5	21,6	4356	2,831	1633	705	957	8,94×10 <sup>12</sup>
	364,6	23,0	3238	5,964	3207	942	899	2,00×10 <sup>13</sup>
	189,3	12,6	3156	1,114	2010	692	742	2,83×10 <sup>12</sup>
	249,5	12,1	2503	1,338	1980	719	512	8,41×10 <sup>12</sup>
	134,9	25,0	4369	0,475	7627	1521	560	2,40×10 <sup>12</sup>
	232,5	28,9	3314	2,098	9808	1587	1327	8,39×10 <sup>12</sup>
	115,3	17,8	3154	0,165	1385	712	84	1,34×10 <sup>12</sup>
	175,9	24,1	2501	0,390	9539	1856	773	4,10×10 <sup>12</sup>
	138,5	24,5	4368	0,560	7736	1542	627	2,58×10 <sup>12</sup>
	238,3	28,8	3310	2,335	10067	1611	1393	8,99×10 <sup>12</sup>
	119,0	18,1	3153	0,191	1414	710	87	1,45×10 <sup>12</sup>
	178,4	23,8	2500	0,438	9547	1904	778	4,34×10 <sup>12</sup>
	153,6	25,3	4366	0,837	8174	1624	825	3,41×10 <sup>12</sup>
	259,5	30,7	3283	3,020	10446	1704	1620	1,09×10 <sup>13</sup>
	127,1	18,7	3153	0,277	4192	1097	198	1,75×10 <sup>12</sup>
	186,0	23,0	2499	0,576	9395	2032	768	4,91×10 <sup>12</sup>
	182,7	25,4	4365	1,543	8352	1785	1089	5,43×10 <sup>12</sup>
	291,3	29,9	3247	3,891	10986	1784	1678	1,40×10 <sup>13</sup>
	151,0	22,0	3153	0,485	7134	1636	547	2,30×10 <sup>12</sup>

BAB, T <sub>Umg</sub> = 0 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	213,0	23,7	2496	0,892	9528	2194	520	5,91×10 <sup>12</sup>
	205,0	25,8	4352	2,219	8796	1849	1262	7,21×10 <sup>12</sup>
	312,7	33,7	3193	4,462	10902	1909	1559	1,58×10 <sup>13</sup>
	162,6	22,2	3151	0,839	7626	1700	853	2,52×10 <sup>12</sup>
	224,0	23,3	2492	1,038	9962	2460	611	6,69×10 <sup>12</sup>

SOC = 17 %   
 m<sub>2P</sub> = 76 kg   
 Kein Verkehr   
 Defensiver Fahrer  
 SOC = 50 %   
 m<sub>5P</sub> = 349 kg   
 Wenig Verkehr   
 Sportlicher Fahrer  
 SOC = 95 %   
 m<sub>A</sub> = 750 kg

<sup>1</sup> Auswertung nach d<sub>Emi,Clove</sub> = 16 km

### 9.4.5 Simulationsergebnisse des Bergfahrzyklus

Die spezifischen Simulationsergebnisse der Bergfahrscenarien, die für die statistische Auswertung der Realfahrscenarien genutzt wurden, sind in Tabelle 9-16 für eine Umgebungstemperatur von T<sub>Umg</sub> = 0 °C dargestellt. Die verwendeten Symbole zur Beschreibung der einzelnen Szenarien können der zugehörigen Legende entnommen werden.

Tabelle 9-16: Simulationsergebnisse des Bergfahrzyklus bei T<sub>Umg</sub> = 0 °C.

BFZ, T <sub>Umg</sub> = 0 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	54,7	45,9	4190	0,173	7829	1355	314	1,32×10 <sup>12</sup>
	95,6	46,8	3218	0,621	6909	1264	301	4,60×10 <sup>12</sup>
	48,2	49,9	3516	0,099	1487	684	107	1,03×10 <sup>12</sup>
	90,6	55,9	2876	0,429	9792	1819	351	3,73×10 <sup>12</sup>
	62,9	46,4	4187	0,221	9432	1608	483	1,53×10 <sup>12</sup>
	102,8	46,6	3216	0,712	8215	1458	331	5,05×10 <sup>12</sup>
	56,3	50,8	3516	0,122	3019	944	180	1,24×10 <sup>12</sup>
	99,4	56,9	2876	0,496	10025	1861	356	4,15×10 <sup>12</sup>
	88,3	50,4	4184	0,396	2437	709	156	2,21×10 <sup>12</sup>
	131,4	50,4	3198	1,108	11024	1644	545	6,21×10 <sup>12</sup>
	77,6	54,0	3514	0,207	6841	1248	311	1,75×10 <sup>12</sup>
	124,9	61,7	2873	0,753	10034	1966	363	5,43×10 <sup>12</sup>
	135,2	59,9	4176	0,884	10920	1710	581	3,82×10 <sup>12</sup>
	186,5	57,8	3149	1,960	11445	1868	948	9,67×10 <sup>12</sup>
	122,7	64,7	3510	0,720	10565	1807	757	2,57×10 <sup>12</sup>
	173,6	69,6	2866	1,340	10736	2149	461	8,18×10 <sup>12</sup>
	178,4	66,3	4169	1,630	11190	1820	1012	5,56×10 <sup>12</sup>
	234,9	62,1	3131	2,935	11512	2025	1005	1,42×10 <sup>13</sup>
	164,1	72,7	3506	1,275	10121	2103	1344	4,00×10 <sup>12</sup>
	219,5	76,6	2861	2,063	10970	2277	503	1,10×10 <sup>13</sup>
	219,7	41,7	4190	0,653	1192	720	526	2,84×10 <sup>12</sup>
	270,4	40,0	3225	2,209	1706	813	1256	9,72×10 <sup>12</sup>
	206,8	42,1	3516	0,370	1361	694	598	2,42×10 <sup>12</sup>
	240,2	40,7	2882	1,472	1854	940	668	7,16×10 <sup>12</sup>
	227,3	41,8	4188	0,749	1205	718	569	3,05×10 <sup>12</sup>
	280,9	40,3	3224	2,437	1849	803	1266	1,08×10 <sup>13</sup>

BFZ, T <sub>Umg</sub> = 0 °C	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1
	213,3	42,5	3516	0,435	1344	691	623	2,55×10 <sup>12</sup>
	247,8	40,6	2883	1,623	1900	953	693	7,92×10 <sup>12</sup>
	251,5	44,2	4185	1,139	1231	709	630	4,01×10 <sup>12</sup>
	313,3	41,6	3212	3,202	2002	796	1337	1,39×10 <sup>13</sup>
	234,9	44,7	3515	0,734	1327	698	720	3,11×10 <sup>12</sup>
	274,9	42,3	2895	2,191	1964	948	650	1,02×10 <sup>13</sup>
	292,9	47,5	4181	2,170	1414	698	942	6,60×10 <sup>12</sup>
	368,9	42,4	3168	4,779	2439	808	1337	2,10×10 <sup>13</sup>
	272,7	47,7	3511	1,610	1359	698	944	4,79×10 <sup>12</sup>
	321,7	44,0	2879	3,200	2113	990	736	1,42×10 <sup>13</sup>
	337,2	49,5	4176	3,459	1611	695	1045	1,02×10 <sup>13</sup>
	419,7	42,9	3152	6,481	2744	822	1257	2,86×10 <sup>13</sup>
	313,0	50,2	3511	2,725	1396	702	1223	7,66×10 <sup>12</sup>
	368,9	44,8	2880	4,535	2569	1004	698	1,97×10 <sup>13</sup>
	173,3	52,1	4189	0,498	1452	680	120	2,24×10 <sup>12</sup>
	209,4	46,9	3220	1,409	8829	1760	1140	6,55×10 <sup>12</sup>
	165,3	54,5	3516	0,287	1213	670	123	2,02×10 <sup>12</sup>
	193,9	50,8	2878	1,000	9640	1856	551	5,25×10 <sup>12</sup>
	181,1	52,4	4186	0,569	2835	1035	268	2,38×10 <sup>12</sup>
	217,0	47,1	3219	1,572	8902	1782	1208	7,24×10 <sup>12</sup>
	172,9	55,0	3516	0,337	1931	851	158	2,18×10 <sup>12</sup>
	200,9	51,3	2878	1,113	9535	1914	563	5,81×10 <sup>12</sup>
	203,7	54,3	4184	0,855	4393	1540	1009	2,84×10 <sup>12</sup>
	245,1	49,5	3203	2,171	9761	1830	1406	1,00×10 <sup>13</sup>
	196,8	57,2	3514	0,549	6181	1627	630	2,51×10 <sup>12</sup>
	224,0	52,2	2875	1,465	9535	2037	425	7,76×10 <sup>12</sup>
	240,3	56,6	4176	1,581	6075	1987	1783	4,25×10 <sup>12</sup>
	296,3	52,3	3156	3,432	10675	1958	1694	1,59×10 <sup>13</sup>
	232,7	59,7	3510	1,218	7310	2148	1690	3,48×10 <sup>12</sup>
	261,2	54,3	2873	2,414	10105	2364	574	1,22×10 <sup>13</sup>
	280,1	59,1	4168	2,454	6930	2139	2258	6,57×10 <sup>12</sup>
	339,8	55,9	3149	4,748	11106	2044	1804	2,21×10 <sup>13</sup>
	272,3	61,2	3506	1,987	7884	2124	2288	5,07×10 <sup>12</sup>
	306,7	57,1	2875	3,520	10242	2480	735	1,66×10 <sup>13</sup>

- SOC = 17 %    m<sub>2P</sub> = 76 kg    Kein Verkehr    Defensiver Fahrer
- SOC = 50 %    m<sub>5P</sub> = 349 kg    Wenig Verkehr    Sportlicher Fahrer
- SOC = 95 %    m<sub>A</sub> = 750 kg

<sup>1</sup> Auswertung nach d<sub>Emi,Clove</sub> = 16 km

### 9.4.6 Auswertung der Leistungselektronik-Temperaturen

Die maximalen Temperaturen der Leistungselektronik beider Elektromotoren sind für alle untersuchten Szenarien in Abbildung 9-12 dargestellt. Der Temperaturtrend verhält sich ähnlich zu den Temperaturen der Elektromotoren, da diese beide gleichermaßen von der Last bzw. vom Strom abhängen. Aus diesem Grund sind die höchsten Temperaturen beim IGBT von EM2 im Überlandfahrtszenario bei  $T_{Umg} = 40\text{ °C}$  zu erkennen.

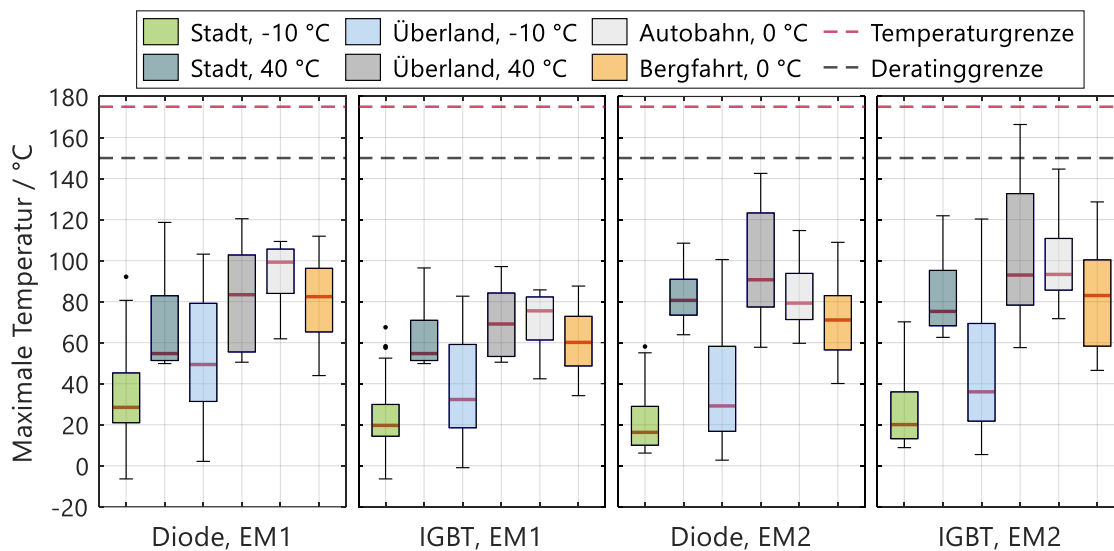







Abbildung 9-12: Statistische Auswertung der maximalen Leistungselektroniktemperaturen des Zielkundenantriebsstrangs in den Realfahrtszenarien.

Die Dioden von EM1 weisen höhere Temperaturen auf als der IGBT, da dieser häufiger generatorisch betrieben wird und somit die Verluste der Dioden höher sind. Im Vergleich dazu ist aufgrund des höheren motorischen Betriebs die IGBT-Temperatur von EM2 höher als die Dioden-Temperatur.

### 9.4.7 Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario

In Tabelle 9-17 werden die Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrtszenario „Kaltland 2“ zusammengefasst, die nicht vom Fahrereinfluss berücksichtigt werden. Die Technologien, die einen verbesserten Warmlauf des Motors bzw. des Katalysators ermöglichen, bestätigen die Trends zur Emissionsreduktion aus dem Szenario „Kaltland 1“. Der OPF 2. Generation zeigt ebenfalls deutlich geringere PN-Emissionen durch den verbesserten Filtrationswirkungsgrad im Neuzustand.

Tabelle 9-17: Simulationsergebnisse der Einzeltechnologien im Überlandfahrscenario „Kaltland 2“ (Rot: Schlechtester Wert der Zielgröße, Grün: Bester Wert der Zielgröße).

Fahrscenario	CO <sub>2</sub> g/km	SOC %	Dauer s	NVH mJ/m <sup>2</sup>	CO <sup>1</sup> mg	HC <sup>1</sup> mg	NO <sub>x</sub> <sup>1</sup> mg	PN <sup>1</sup> 1×10 <sup>12</sup>
    	136,8	24,5	4160	0,529	7318	1775	829	2,07
WWS								
Kein Vorheizen	138,7	24,4	4161	0,529	1794	826	796	1,78
Vorheizen	138,1	24,2	4181	0,530	1623	954	841	1,81
Motorkapselung	130,3	24,4	4161	0,000	7421	1255	883	1,54
OPF 2. Generation	136,8	24,5	4160	0,529	7318	1775	829	0,58
EHC & SLP								
1 x EHC <sup>2</sup>	137,7	24,3	4181	0,531	938	636	997	2,09
2 x EHC <sup>2</sup>	138,1	24,2	4181	0,531	908	366	766	2,11
Brennraumheizung	137,0	24,5	4161	0,369	6381	1087	658	1,87

 -10 °C  SOC = 50 %  Viel Verkehr  Defensiver Fahrer

<sup>1</sup> Auswertung nach  $d_{\text{Emi,Clove}} = 16 \text{ km}$ , <sup>2</sup> Ohne Vorkonditionierung, <sup>3</sup> Mit Vorkonditionierung  $t_{\text{VK}} = 30 \text{ s}$

## 9.5 Veröffentlichungen

- J. Kexel, **J. Müller**, F. Herkenrath, P. Hermsen, M. Günther und S. Pischinger, *Virtual Plug-In Hybrid Concept Development and Optimization under Real-World Boundary Conditions*, *Vehicles*, Jg. 6, Nr. 3, S. 1216–1248, 2024, doi: 10.3390/vehicles6030058.
- Kexel, J., **Müller, J.**, Günther, M., Pischinger, S. (2023). HyFlex-ICE: *Highly Flexible Internal Combustion Engines for Hybrid Vehicles*. In: Kulzer, A.C., Reuss, H.C., Wagner, A. (eds) 23. Internationales Stuttgarter Symposium. IS-SYM 2023. Proceedings. Springer Vieweg, Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-42048-2\\_18](https://doi.org/10.1007/978-3-658-42048-2_18)
- **J. Müller**, J. Knauf, A. Balazs, S. Pischinger, *Virtual Development of Advanced Thermal Management Functions Using Model-in-the-Loop Applications*, *Energies*, Jg. 16, Nr. 7, S. 3238, 2023, doi: 10.3390/en16073238.
- J. Kexel, **J. Müller**, S. Pischinger, M. Günther, Final report: *Highly-Flexible Internal Combustion Engines for Hybrid Vehicles (HyFlex-ICE): FVV1433"*, FVV, Frankfurt, März 2023.
- J. Kexel, **J. Müller**, S. Pischinger, M. Günther, *Optimal Powertrain Design Process Tailored for Specific Target Customer Requirements*, E-MOTIVE Expert Forum Electric Vehicle Drives, Wolfsburg, September 2022.
- J. Kexel, **J. Müller**, S. Pischinger, M. Günther, Interim report: *Highly-Flexible Internal Combustion Engines for Hybrid Vehicles (HyFlex-ICE): FVV1433"*, FVV, Frankfurt, März 2022.
- **J. Müller**, R. Maurer, J. Achenbach, A. Balazs und J. Knauf, *Antriebsstrangoptimierung von Hybridsystemen unter Berücksichtigung thermischer Einzelkomponentenwirkungsgrade* in Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2020, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2021, S. 179–201, doi: 10.1007/978-3-662-63608-4\_11.

## 9.6 Studentische Arbeiten

Die Untersuchungen für diese Arbeit wurden zum Teil im Rahmen von Studien-, Bachelor- und Masterarbeiten unter der Leitung des Autors und mit Unterstützung von studentischen Hilfskräften durchgeführt. In diesem Zusammenhang möchte ich mich bei den folgenden Studenten für ihre Mitarbeit herzlich bedanken:

- **Nikos Gerckens**, Bachelorarbeit (2023):  
*Entwicklung von Thermomanagementstrategien für Verbrennungsmotoren in elektrifizierten Antrieben*
- **Maximilian Lipej**, studentischer Mitarbeiter und Masterarbeit (2023):  
*Identifikation von Einschränkungen eines Hybrids unter realen Fahrbedingungen und Ableitung von Maßnahmen für einen hochflexiblen Hybridantrieb*
- **Pooya Bagherzade**, studentischer Mitarbeiter und Masterarbeit (2020-2022):  
*Optimierung von Thermomanagement-Strategien für Plug-In-Hybride mit Fokus auf elektrischen Antriebsstrangkomponenten*
- **Shubham Barhate**, studentischer Mitarbeiter und Studienarbeit (2020-2022):  
*Thermische Modellierung der Golf GTE Hochvolt-Batterie zur Untersuchung verschiedener Kühlungskonzepte*
- **Artem Wendler**, studentischer Mitarbeiter und Abschlussarbeiten (2019-2023):  
*Analyse modellprädiktiver Regelungen für das Thermomanagement von Katalysatoren in Hybridfahrzeugen unter Berücksichtigung zukünftiger Abgasnormen (Masterarbeit, 2023)*  
*Entwicklung eines echtzeitfähigen thermischen Verbrennungsmotor-Submodells für Anwendungen in der virtuellen Kalibrierung (Bachelorarbeit, 2020)*
- **Philipp Hermsen**, studentischer Mitarbeiter und Abschlussarbeiten (2018-2022):  
*Simulative Potentialuntersuchung einer elektrischen Brennraumheizung zur Reibungs- und Rohemissionsreduktion von Verbrennungsmotoren in Hybridfahrzeugen (Masterarbeit, 2022)*  
*Entwicklung eines echtzeitfähigen Antriebsstrangmodells zur Berechnung optimaler thermischer Regelstrategien unter RDE-Bedingungen (Bachelorarbeit, 2019)*

## Lebenslauf

### Persönliche Daten

Name	Jonas Müller
Geburtsdatum	12.12.1992
Geburtsort	Peine

### Ausbildung

04/2016 – 09/2018	Master of Science (M. Sc.) in Kraftfahrzeugtechnik, TU Braunschweig
10/2011 – 03/2016	Bachelor of Science (B. Sc.) in Wi.-Ing. Maschinenbau, TU Braunschweig
07/2004 – 06/2011	Allgemeine Hochschulreife (Abitur), Humboldt-Gymnasium Gifhorn

### Beruflicher Werdegang

11/2023 – heute	Project Manager, FEV Europe GmbH, Aachen
10/2018 – 09/2023	Wissenschaftlicher Mitarbeiter, TME, RWTH Aachen University
02/2018 – 08/2018	Masterarbeit, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig
11/2015 – 08/2018	Studentischer Mitarbeiter, IAV GmbH, Gifhorn
04/2015 – 07/2015	Bachelorarbeit im Bereich Entwicklung, Volkswagen AG, Wolfsburg
12/2014 – 03/2015	Praktikum im Bereich Entwicklung, Volkswagen AG, Wolfsburg
09/2013 – 04/2014	Praktikum im Bereich Beschaffung, Volkswagen AG, Braunschweig