

122

Karlsruher Schriftenreihe
 Fahrzeugsystemtechnik

Daniel Förster

**Systemauslegung autarker
Hybridantriebe unter
Berücksichtigung
kundenspezifischer
Randbedingungen**



Scientific
Publishing

Daniel Förster

**Systemauslegung autarker Hybridantriebe unter
Berücksichtigung kundenspezifischer Randbedingungen**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 122**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr.-Ing. Martin Cichon

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Prof. Dr.-Ing. Luise Kärger

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbau und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Systemauslegung autarker Hybridantriebe unter Berücksichtigung kundenspezifischer Randbedingungen

von
Daniel Förster

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Systemauslegung autarker Hybridantriebe unter Berücksichtigung
kundenspezifischer Randbedingungen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
Ingenieurwissenschaften von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) genehmigte Dissertation
von Daniel Förster, M.Sc.

Tag der mündlichen Prüfung: 26. Februar 2024
Hauptreferent: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding parts marked otherwise, the cover, pictures and graphs –
is licensed under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2024 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1384-1
DOI 10.5445/KSP/1000174217

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und –betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten sowie die Möglichkeiten der Digitalisierung und Vernetzung finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes, digitalisiertes, mechatronisches System, die Mensch-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Der Energiebedarf verbrennungsmotorisch angetriebener Fahrzeuge lässt sich durch Elektrifizierung senken. Lastpunkterhöhung und -verringern, Rekuperation und rein elektrisches Fahren können dabei bereits mit vergleichsweise geringem Aufwand umgesetzt werden und liefern deutliche Energieeinsparungen. Herausfordernd ist dabei, aus der Vielfalt der Topologien, den unterschiedlichen möglichen Dimensionierungen der Komponenten und der Ausgestaltung

der Fahr- und Betriebsstrategie des Hybridsystems diejenigen zusammenzustellen, die den Erwartungen der Fahrzeugnutzer entsprechen.

Hier setzt Herr Förster mit seiner Arbeit an, indem er eine Vorgehensweise zur optimalen Auslegung eines Hybridsystems hinsichtlich CO₂-Emission, Fahrleistung, Komfort und Aufwand vorschlägt und exemplarisch anwendet. Er geht dabei ganzheitlich vor und berücksichtigt die unterschiedlichen Anforderungen, die sich aus dem Zusammenwirken mit anderen Teilsystemen des Fahrzeugs für unterschiedliche Fahrstrecken, Fahrstile, Fahrzeugsegmente und gesamte Fahrzeugflotten ergeben. Den Fokus legt er auf autarke Hybridsysteme, die elektrische Energie ausschließlich generatorisch über die Verbrennungskraftmaschine bereitstellen. Seine Vorgehensweise zeigt differenziert quantitative Optimierungspotenziale auf und unterstützt damit wirkungsvoll Designentscheidungen in der Entwicklung dieser Klasse von Hybridsystemen.

Karlsruhe, im Februar 2024

Frank Gauterin

Kurzfassung

Zur Erfüllung gesetzlicher Anforderungen müssen Fahrzeughersteller konventionelle Antriebe hinsichtlich ihrer Effizienz weiterentwickeln und die CO₂-Emissionen ihrer Fahrzeugflotten sukzessive reduzieren. Eine wesentliche Maßnahme ist die Elektrifizierung von Antrieben durch Hybridsysteme. Diese ermöglichen unter anderem durch Bremskraftrückgewinnung und Betriebspunktoptimierung eine signifikante Verbrauchsreduktion konventioneller Antriebe. Eine Herausforderung besteht darin, Hybridsysteme zielgenau für ihren Einsatzzweck auszulegen und damit den Zielkonflikt aus Nutzen und Aufwand optimal zu lösen. Autark-Hybridsysteme ohne externe Lademöglichkeit können durch ein hohes Nutzen/Aufwand-Verhältnis überzeugen.

In dieser Arbeit wird eine Methode vorgestellt, um Autark-Hybridsysteme optimal auszulegen. Dabei werden verschiedene Hybrid-Topologien untersucht, die wesentlichen Komponenten des Hybridsystems dimensioniert und die Nutzung der verfügbaren Ressourcen durch eine Fahrstrategie optimiert. Ein wesentlicher Fokus der Arbeit liegt auf einer umfassenden Betrachtung der Randbedingungen des Hybridsystems im Kundenbetrieb. Diese werden durch charakteristische Fahrzyklen für Fahrumgebungen und Fahrstile sowie durch segmentspezifische Fahrzeugparameter modelliert. Weiterhin werden statistische Häufigkeitsverteilungen dieser Randbedingungen identifiziert. Nach einer Analyse der Einflüsse von Auslegungsparametern und Randbedingungen werden die entwickelten Modelle in einen ganzheitlichen Optimierungsansatz für das Hybridsystem integriert und dessen Ergebnisse diskutiert.

Abstract

To meet legal requirements, vehicle manufacturers must further develop conventional drives in terms of their efficiency and successively reduce the CO₂ emissions of their vehicle fleets. One key measure is the electrification of powertrains through hybrid drive systems. Among other things, these enable a significant reduction of fuel consumption in conventional drives through brake power recovery and operating point optimization. One challenge is to design hybrid drive systems precisely for their intended use and thus optimally resolve the trade-off between benefits and costs. Autarkic hybrid drive systems without external charging ability can convince with a high benefit/effort ratio.

In this work, a method is presented to optimally design autarkic hybrid drive systems. Different hybrid topologies are investigated, the essential components of the hybrid drive system are dimensioned and the usage of available resources is optimized by an operating strategy. A major focus of the work is a comprehensive consideration of the hybrid system's boundary conditions during customer operation. These are modeled by characteristic driving cycles representing different driving environments and driving styles as well as by segment-specific vehicle parameters. Furthermore, statistical frequency distributions of these boundary conditions are identified. After analyzing influences of design parameters and boundary conditions, the developed models are integrated into a holistic optimization approach for the hybrid system and its results are discussed.

Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Forschungsarbeit als Doktorand in einem kooperativen Promotionsprojekt zwischen dem Institut für Fahrzeugsystemtechnik am Karlsruher Institut für Technologie und der Mercedes-Benz AG.

Mein herzlicher Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin für die vertrauensvolle Betreuung der Arbeit sowie für die hilfreichen Diskussionen und konstruktiven Anregungen bei deren Gestaltung. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Doppelbauer für die Übernahme des Korreferats und Herrn Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ich bedanke mich bei meinem Forschungsgruppenleiter Herrn Dr.-Ing. Martin Gießler für die Unterstützung während meiner Tätigkeit am Institut und das Korrekturlesen meiner Veröffentlichungen und Dissertation. Meinem Institutskollegen Herrn Felix Deufel danke ich für das Interesse an dieser Arbeit, die wertvolle Überprüfung meiner Arbeitsergebnisse und die Weiterführung von Teilen der Forschungsthemen.

Ein großer Dank gilt meinen Kollegen und Vorgesetzten bei der Mercedes-Benz AG für das inspirierende Arbeitsumfeld, in dem ich große Teile dieser Arbeit gestalten durfte. Herrn Dr.-Ing. Robert Inderka und Herrn Michael Timmann danke ich für das entgegengebrachte Vertrauen und den Freiraum während meiner Forschungsarbeit sowie für die Möglichkeit, die daraus entstandenen Ergebnisse in die Produktentwicklung einbringen zu können. Herrn Dr.-Ing. Randy Doolittle, Herrn Lukas Decker, Herrn Dr.-Ing. Timo Schoenen

und Frau Jing Xie danke ich für die tolle Zusammenarbeit, die mich motiviert hat und ebenfalls wichtige Impulse für diese Arbeit geliefert hat. Herrn Dr.-Ing. Randy Doolittle gilt zusätzlich mein besonderer Dank für die engagierte Betreuung der Arbeit im Unternehmen und die wertvollen Ratschläge während der gesamten Promotionszeit.

Schließlich danke ich meiner Familie für den fortwährenden und bedingungslosen Rückhalt sowie für die Möglichkeiten, die sie mir dadurch eröffnet hat. Insbesondere bin ich meiner Ehefrau Anja dankbar für die großartige Unterstützung, die stetige Ermutigung und ihr Verständnis während der Erstellung dieser Arbeit.

Düsseldorf, im März 2024

Daniel Förster

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Aufbau der Arbeit	2
2	Stand des Wissens	5
2.1	Grundlagen der Hybridantriebe	5
2.1.1	Topologie	7
2.1.2	Komponenten	14
2.1.3	Fahrstrategie	19
2.2	Grundlagen der Systemauslegung	23
2.2.1	Systems Engineering	23
2.2.2	Auslegungsprozesse für Hybridantriebe	26
2.3	Mathematische Methoden	28
2.3.1	Mathematische Optimierung	29
2.3.2	Mathematische Modellbildung	32
2.4	Zusammenfassung	39
3	Modellbasierte Systemauslegung	41
3.1	Systemstruktur und -schnittstellen	41
3.2	Auslegungsprozess	44
3.3	Systemanforderungen	46
3.4	Zusammenfassung	54
4	Modellierung von Hybridsystem und Systemumgebung	55
4.1	Systemumgebung	55
4.1.1	Fahrer und Fahrumgebung	56

4.1.2 Fahrzeug	70
4.1.3 Antriebsstrang	78
4.2 Hybridsystem	82
4.2.1 Topologie	82
4.2.2 Komponenten	88
4.2.3 Fahrstrategie	95
4.3 Systemschnittstellen	103
4.4 Modellvalidierung	105
4.4.1 Systemumgebung	106
4.4.2 Hybridsystem	108
4.4.3 Systemschnittstellen	109
4.5 Zusammenfassung	111
5 Variation und Analyse des Hybridsystems	113
5.1 Fahrstrategievariation	114
5.2 Komponentenvariation	128
5.3 Topologievariation	137
5.4 Einfluss Fahrzeug	141
5.5 Einfluss Fahrer und Fahrumgebung	143
5.6 Zusammenfassung	145
6 Optimierung des Hybridsystems	147
6.1 Optimierungsprozess	148
6.1.1 Auslegungsparameter	150
6.1.2 Modellbildung	151
6.1.3 Normierung und Gewichtung	154
6.1.4 Zielfunktion	157
6.1.5 Algorithmus	158
6.2 Segmentspezifische Optimierungsergebnisse	159
6.3 Flottenspezifische Optimierungsergebnisse	164
6.4 Zusammenfassung	171

7 Fazit	173
7.1 Zusammenfassung	173
7.2 Ausblick	176
Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	177
Literaturverzeichnis	183
Abbildungsverzeichnis	199
Tabellenverzeichnis	205
A Klassifizierungsmerkmale für Fahrprofile	207
B Abbildungen	213
C Tabellen	219

1 Einleitung

1.1 Motivation

Ein wesentliches Kriterium für Entwicklung, Produktion und Vertrieb von Kraftfahrzeugen ist deren Verbrauch fossiler Energieträger, welcher durch marktspezifische Gesetzgebungen für Einzelfahrzeuge oder ganze Herstellerflotten immer weiter limitiert wird. Die Entwicklung kosteneffizienter Technologien zur Verbrauchsreduktion des Fahrzeugantriebes trägt damit zum Geschäftserfolg eines Automobilherstellers bei. Aus diesem Grund haben sich in den vergangenen Jahren unter anderem Technologien zur Elektrifizierung des Antriebes durchgesetzt, welche bspw. durch Bremskraftrückgewinnung und neue Fahrfunktionen die Effizienz konventioneller Antriebe verbessern.

Es existieren unterschiedliche Ausprägungen der Elektrifizierung von Antrieben. So genannte Hybridantriebe verfügen über einen elektrischen Antrieb, bestehend aus E-Maschine und Batterie, sowie einen verbrennungsmotorischen Antrieb mit jeweils unterschiedlicher Ausprägung. Weiterhin lassen sich Hybridantriebe mit und ohne externer elektrischer Lademöglichkeit unterscheiden. Je nach Auslegung senken Hybridantriebe den Kraftstoffverbrauch in unterschiedlichem Ausmaß, wobei für den wirtschaftlichen Erfolg und damit die Marktdurchdringung solcher Produkte stets auch der Aufwand in Form von Kosten eine wichtige Rolle spielt. Aus diesem Grund existieren neben komplexen und kostenaufwendigen Hybridantrieben mit umfangreicher Funktionalität ebenfalls Konzepte mit reduzierter Funktionalität und geringem Anpassungsaufwand bei der Integration in konventionelle Antriebe. Durch die reduzierten Kosten ist eine Integration auch in kostensensiblen Fahrzeugsegmenten

möglich, sodass trotz der reduzierten Leistungsfähigkeit solcher Systeme ein signifikanter Beitrag zu Reduktion des Flottenverbrauches durch eine hohe Marktdurchdringung entsteht.

Eine Herausforderung besteht darin, den Zielkonflikt zwischen Potentialerschließung und Kostenaufwand durch ein so genanntes *right-sizing* des Hybridantriebes optimal zu lösen. Es müssen Einflüsse aus der Zertifizierung und vor allem auch aus vielfältigen Szenarien im Kundenbetrieb berücksichtigt werden, um eine maximale Verfügbarkeit der verbrauchsreduzierenden Funktionen unter allen relevanten Betriebsbedingungen zu gewährleisten. Je genauer diese Randbedingungen im Rahmen der Auslegung von Hybridantrieben berücksichtigt werden, desto kosteneffizienter lassen sich dessen wesentliche Verbrauchersparpotentiale erschließen.

Das Ziel dieser Arbeit ist vor diesem Hintergrund eine optimale Systemauslegung von kosteneffizienten Hybridantrieben unter möglichst ganzheitlicher Berücksichtigung relevanter Einflüsse aus dem Kundenbetrieb.

1.2 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 werden die theoretischen Grundlagen für die in dieser Arbeit verwendeten Technologien und Methoden diskutiert. Der Fokus liegt dabei auf einem knappen Überblick, für ein umfassendes Studium wird auf die einschlägige Grundlagenliteratur verwiesen.

In Kapitel 3 werden die Ziele der Arbeit und die dazu verwendete Vorgehensweise vorgestellt. Weiterhin findet eine Einordnung der Arbeit in den Entwicklungsprozess und die Definition von Begrifflichkeiten statt.

Kapitel 4 liefert anschließend die notwendigen Modelle für Hybridsystem und Systemumgebung, welche für die Systemauslegung notwendig sind. Weiterhin werden die entwickelten Modelle validiert.

In Kapitel 5 werden diese Modelle verwendet, um durch Variation des Hybridsystems sowie der Systemumgebung den Einfluss einzelner Parameter zu untersuchen und damit die wesentlichen Aspekte zu identifizieren.

In Kapitel 6 werden die bisherigen Erkenntnisse aus Kapitel 5, die Modelle aus Kapitel 4 sowie die methodische Herangehensweise aus Kapitel 3 verwendet, um einen ganzheitlichen Optimierungsprozess für die Systemauslegung des Hybridsystems zu entwickeln. Anschließend werden Ergebnisse für exemplarische Szenarien vorgestellt und diskutiert.

Kapitel 7 liefert abschließend eine Zusammenfassung sowie einen Ausblick zum Inhalt der vorliegenden Arbeit.

2 Stand des Wissens

In diesem Kapitel werden die für diese Arbeit relevanten Grundlagen auf Basis ausgewählter Literatur zusammengefasst. Zunächst werden die Grundlagen von Hybridantrieben sowie deren spezifische Merkmale beschrieben. Anschließend wird die etablierte methodische Vorgehensweise zu Auslegung technischer Systeme diskutiert. Den Abschluss des Kapitels bilden verschiedene allgemeingültige mathematische Methoden zur Optimierung und Modellierung von Systemen.

2.1 Grundlagen der Hybridantriebe

Allgemein zeichnet sich ein Hybridantrieb durch zwei unabhängige Energiequellen zur Versorgung des Fahrzeugantriebes aus. Im Falle elektrischer Hybridantriebe – welche im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich betrachtet werden – existiert ein verbrennungsmotorischer Teilantrieb zur Wandlung petrochemischer Energie und ein elektrischer Teilantrieb zur Wandlung elektrochemischer Energie. Ziel der Wandlung ist jeweils die Bereitstellung mechanischer Leistung für den Antrieb des Fahrzeuges sowie ggf. elektrischer Leistung zur Versorgung verschiedener Nebenverbraucher im Fahrzeug. Allgemein verfolgt die Entwicklung von Hybridantrieben dabei drei wesentliche Ziele [Rei17]:

- Reduktion des Kraftstoffverbrauches
- Reduktion von Schadstoffemissionen
- Verbesserung der Fahrzeuglängsdynamik

Hybridantriebe (engl.: *Hybrid Electric Vehicles*) (HEV) lassen sich nach diversen Merkmalen klassifizieren. Je nach dominierender Antriebsart, elektrischer Leistung, Batteriekapazität oder Spannungslage werden in der Literatur verschiedene Bezeichnungen verwendet. Allgemein kann zwischen autarken und plug-in Hybridantrieben unterschieden werden [Hof14]. Autarke Hybridantriebe besitzen keine externe Ladeeinrichtung und beziehen ihre elektrische Energie damit ausschließlich aus Fahrzeugverzögerungen, Bergabfahrten sowie im generatorischen Betrieb aus der VKM. Diese Betriebsweise wird auch als *charge-sustaining* bezeichnet, da im Fahrzeugbetrieb nur die elektrische Energie eingesetzt werden kann, welche durch die zuvor genannten Möglichkeiten (zurück-)gewonnen wird. Autark-HEV werden je nach Leistung und Batteriekapazität in Mild- (MHEV) oder Full-Hybridantrieben (FHEV) unterteilt. Plug-in Hybride (PHEV) dagegen sind hinsichtlich ihrer elektrischen Systemeigenschaften so ausgelegt, dass sie auch über weitere Strecken und Zeitdauern ohne Energieversorgung oder Leistungsunterstützung durch die Verbrennungskraftmaschine (VKM) auskommen und damit einen so genannten *charge-depleting* Betrieb ermöglichen. Dieser zusätzliche Anwendungsbereich erfordert eine angepasste Auslegungsmethodik. In dieser Arbeit wird der Fokus auf die Systemauslegung von Autark-HEV gelegt. Diese werden im weiteren Verlauf anhand der genannten Merkmale diskutiert.

Das Hybridsystem kann in drei verschiedene Ebenen strukturiert werden. Diese definieren die resultierende Grundfunktionalität und deren Verfügbarkeit in einem Hybridsystem und können daher verwendet werden, um zwischen verschiedenen Systemen zu unterscheiden. Nach [Sil+16] sind diese Ebenen Topologie, Komponenten und Fahrstrategie, wobei diese Hierarchie für die Identifikation des optimalen Systems wichtig ist. Die wesentlichen Eigenschaften dieser drei Ebenen werden ebenfalls in [För+21] diskutiert und werden im Folgenden näher beschrieben.

2.1.1 Topologie

Die Topologie des Hybridantriebs bestimmt die logische und funktionale Systemarchitektur und beeinflusst damit die verfügbaren mechanischen und elektrischen Leistungspfade im System. Allgemein lassen sich serielle, parallele sowie leistungsverzweigte Topologien unterscheiden.

In *seriellen* Hybridantrieben kann die VKM in einem beliebigen Betriebspunkt betrieben werden. Sie treibt einen elektrischen Generator an, welcher elektrische Leistung zum Laden der Batterie oder zum Betrieb eines elektrischen Motors für den Fahrzeugantrieb bereitstellt. Aufgrund der notwendigen doppelten Wandlung der verwendeten Antriebsenergie sowie der erforderlichen zweiten E-Maschine (EM) für eine simultane elektrische Energieerzeugung und -nutzung ist dieses Konzept in PKW nur bedingt geeignet.

Parallele Hybridantriebe bieten durch eine zusätzliche mechanische Verbindung der VKM zum Abtrieb die Möglichkeit einer Drehmomentaddition von VKM und EM. So kann die mechanische Leistung der VKM entweder direkt dem Abtrieb zur Verfügung gestellt oder durch Lastpunktverschiebung zum Laden der Batterie verwendet werden. Der Großteil heute im Markt befindlicher Hybridantriebe basiert aufgrund der vergleichsweise einfachen Integration in eine konventionelle Antriebsarchitektur auf diesem Prinzip.

Eine aufwändigere Lösung stellt der *leistungsverzweigte* Hybrid dar. Hier werden mindestens zwei EM und die VKM über eine Planetenradgetriebe mit dem Abtrieb verbunden [Fis+17]. So lässt sich die Drehzahl der VKM variabel anpassen. Diese Variante bietet damit zusätzliche Freiheitsgrade für einen effizienten Betrieb des Antriebs. Das bekannteste Beispiel ist der *Toyota Hybrid Synergy Drive* [Kle17]. Aufgrund des hohen Anpassungsaufwandes in der Getriebeeinheit und der ungewöhnlichen NVH-Eigenschaften einer lastunabhängigen Drehzahlregelung ist dieses Konzept ansonsten nur selten vertreten.

Zuletzt existieren durch *multi-mode* Getriebe ebenfalls Konzepte, welche die Eigenschaften der zuvor genannten Topologien verbinden [Kle17]. Im Rahmen

dieser Arbeit werden aufgrund deren weiter Verbreitung und kostengünstigen Integration in konventionelle Fahrzeugplattformen *parallele* Topologien betrachtet. Die wesentlichen Unterschiede der Topologie ergeben sich dabei durch die gewählte Getriebestruktur sowie die Verwendung von Kupplungen zur (Ent-)Kopplung von verschiedenen Systemkomponenten.

In Abb. 2.1 sind die gängigen EM-Positionen paralleler Hybridantriebe in front- sowie heckgetriebenen Fahrzeugen dargestellt. Die Positionen werden als P0, P1, P2, P3 und P4 bezeichnet [TGP19; RNB12], wobei die P4-Position aufgrund konstruktiver Herausforderungen meist nur in frontgetriebenen Fahrzeugplattformen eine Möglichkeit zur Elektrifizierung der zweiten Fahrzeugachse bietet. Die Position der EM definiert die verfügbaren Leistungspfade und auftretenden Verluste und beeinflusst damit die Hybridfunktionalität. P0-Konzepte werden durch Riemen-Starter-Generatoren (RSG) umgesetzt, welche mit geringem Aufwand in den Riementrieb eines konventionellen Fahrzeuges integriert werden können. Das maximale Drehmoment sowie die Effizienz ist allerdings durch den Leistungsfluss über den Riemen begrenzt. Die P1-Topologie verwendet einen integrierten Starter-Generator (ISG), welcher zwischen VKM und Getriebe fest mit der Kurbelwelle verbunden ist. Durch Integration einer zusätzlichen K0-Kupplung zwischen VKM und EM kann aus einer P1- eine P2-Topologie entwickelt werden. Durch die K0-Kupplung kann die VKM vom Antriebsstrang abgekoppelt werden, sodass ein elektrisches Fahren mittels EM unter Vermeidung von Schleppverlusten der VKM ermöglicht wird. In P3- und P4-Konzepten wird die VKM über die konventionelle Anfahrkupplung K1 bzw. durch eine neutrale Getriebeposition während der E-Fahrt vom Antriebsstrang getrennt. In P3-Position wird die EM am Getriebeausgang oder dem Differential integriert. In P4-Position findet die Integration dagegen auf der Achse statt, welche nicht durch die VKM angetrieben wird. Daher wird diese Topologie insbesondere für frontgetriebene Fahrzeugplattformen verwendet.

Aktuelle Marktanwendungen von Mild-Hybriden werden mit P0- und P1-Topologie in einer Leistungsklasse von 10 kW bis 15 kW des elektrischen

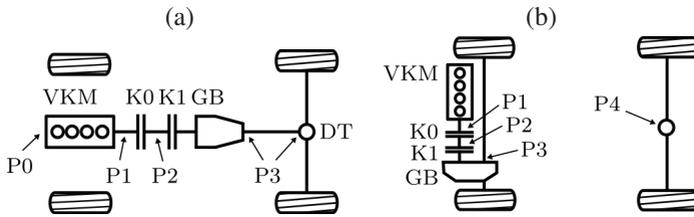


Abb. 2.1: Parallele Topologieoptionen (a) Heckantrieb (b) Frontantrieb

Systeme auf Basis der 48 V-Technologie ausgeführt. Durch Einsatz von RSG und ISG bietet sich eine günstige Einstiegselektrifizierung, die von vielen Herstellern weltweit heute verwendet wird [TIE18; Blu+19; Köll16; Win+15; SL19]. Europäische Hersteller bieten darüber hinaus häufig Plug-In-Hybride auf Hochvolt-Basis mit einer elektrischen Leistung >60 kW, einer elektrischen Reichweite >60 km und P2-Topologie an [SSR18; Göd+19; Jur+19], während in Asien wie bspw. bei Herstellern wie Hyundai oder Geely der Einsatz von Full-Hybriden in einer Leistungsklasse 30 kW bis 50 kW, wenigen Kilometern elektrischer Reichweite und P2 Topologie weit verbreitet ist [Hyu15; SEZ20; SL19]. Toyota bietet darüber hinaus mit seinem erfolgreichen Synergy Drive einen leistungsverzweigten Full-Hybridantrieb mit 60 kW elektrischer Leistung an [Ham+20]. Darüber hinaus werden insbesondere in der europäischen Automobilindustrie Ansätze untersucht, um zukünftig P2-, P3- oder P4-Systeme mit 48 V-Spannungslage im Leistungsbereich 20 kW bis 30 kW auf den Markt zu bringen [Ard18; Boe19; FSW17; Wol20; Bün19; Alt+19; SvK19]. Autark-Hybridantriebe in der Leistungsklasse bis 60 kW erzielen in vorhandenen Untersuchungen Kraftstoffeinsparungen von maximal 15 % bis 20 % gegenüber einem konventionellen Antrieb [GD19; TGP19; WK19].

Funktionen In Abb. 2.2 ist die Klassifizierung von Hybridantrieben den Merkmalen der Topologie und der elektrischen Leistung des Hybridsystems gegenübergestellt. Darauf aufbauend können die unterschiedlichen Hybridfunktionen des Systems eingeordnet werden. Die Grundfunktionen eines Hybridantriebes sind die Bremskraftrückgewinnung durch Rekuperation (REKU)

und die Lastpunktverschiebung (LPV) der VKM. Durch Lastpunktanhebung (LPV \uparrow) der VKM wird elektrische Energie zum Laden der Batterie erzeugt und zusätzlich bei niedriger Leistungsanforderung der Wirkungsgrad der VKM gesteigert. Lastpunktabsenkung (LPV \downarrow) wird dagegen verwendet, um elektrische Energie aus der Batterie einzusetzen und den Verbrauch der VKM zu reduzieren. Um den Wirkungsgrad der VKM durch eine Lastpunktabsenkung in den ineffizienten Niedriglastbereich nicht negativ zu beeinflussen, sollte diese insbesondere bei hoher Leistungsanforderung stattfinden. Durch einen Boost (BST) wird die VKM bei Vollastbeschleunigungen durch die EM unterstützt, sodass die maximale Systemleistung in Abhängigkeit der Fahrstrategie als Kombination aus VKM und EM Leistung resultiert. Eine weitere Funktion insbesondere für P0- und P1-Konzepte mit fester Anbindung von VKM und EM ist das so genannte Coasting (CST). Hier wird in Betriebsphasen mit vollständig gelöstem Fahrpedal die VKM durch Öffnen der Anfahrkupplung K1 vom Triebstrang getrennt. Die so vermiedene VKM-Schleppleistung ermöglicht ein verbessertes Ausrollen des Fahrzeuges und kann bei vorausschauender Fahrweise den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeuges reduzieren.

Ein weiteres Potential zur Effizienzsteigerung ist die E-Fahrt (EF). Hier wird die VKM bei niedriger Last vom Triebstrang getrennt, während die EM weiter den erforderlichen Vortrieb des Fahrzeuges erfüllen kann. Auf diese Weise kann der VKM-Betrieb bei niedrigen Lasten und ein resultierender reduzierter Wirkungsgrad vermieden werden [Sel+17; Aln+20]. Gleichzeitig wird das Rekuperationspotential durch Vermeidung von Schleppverlusten im VKM-Schubbetrieb während Bremsphasen gesteigert [BAB17]. Dies ist gerade in städtischer Fahrumgebung mit häufigen Bremsphasen ein Vorteil, da hier in P0- und P1-Systemen ein signifikanter Anteil des Rekuperationspotentials durch Schleppverluste verloren geht. Dies wird bspw. anhand der in [Sko17] angegebenen Schleppverluste eines 2,0L 140 kW Verbrennungsmotors von 28 Nm deutlich. Bei einer Drehzahl von 1500 1/min führt dies zu einer Verzögerungsleistung von 4 kW, welche mit abgekoppelter VKM in P2-, P3- oder P4-Systemen alternativ in das Hybridsystem eingespeist werden kann. Die

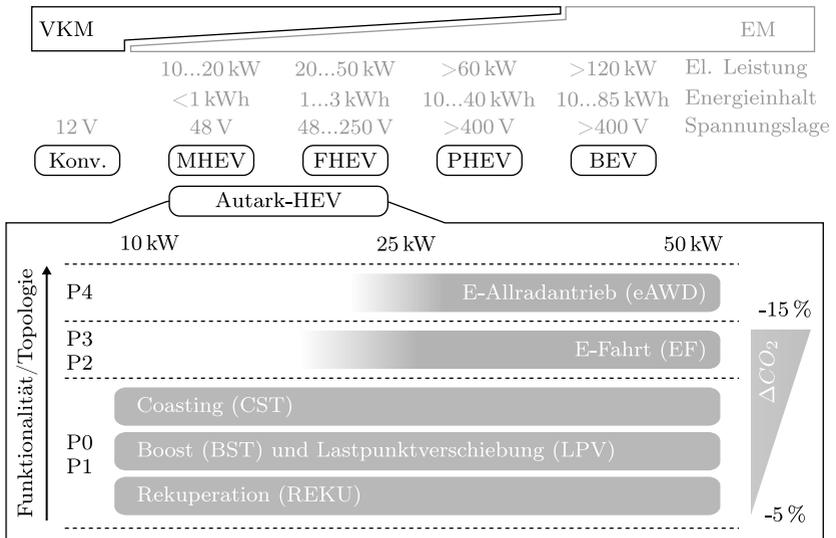


Abb. 2.2: Klassifizierung von Hybridantrieben und Definition des Begriffes Autark-HEV vgl. [Hof14; TGP19; RNB12; FHP17; Fuc14; EKP17; För+21]

Funktionalität einer E-Fahrt ist durch die elektrische Leistung des Hybrid-systems begrenzt, wobei eine Leistung von 25 kW bereits hohe elektrische Fahranteile ermöglichen kann [För+19].

Die Verfügbarkeit elektrischer Leistung insbesondere für die E-Fahrt ist ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal zwischen Mild- und Full-Hybriden, während deren Funktionsweise prinzipiell identisch ist. Aktuelle Mild-Hybride werden wie zuvor beschrieben auf 48 V-Basis mit Leistungen <15 kW realisiert und sind damit nur eingeschränkt für Topologievarianten mit E-Fahrt geeignet. Full-Hybride werden in der Regel auf Hochvolt-Basis mit Leistungen >30 kW umgesetzt und verfügen über eine Möglichkeit zur E-Fahrt. Somit lässt sich eine Unterscheidung zwischen Mild- und Full-Hybriden in Abhängigkeit von Spannungslage, Leistungsklasse oder Funktionalität finden.

Mit der Untersuchung von Erweiterungsmöglichkeiten der Leistungsfähigkeit von 48 V-Systemen bis 30 kW geht die beschriebene Differenzierung

zunehmend verloren, da nun auch Topologievarianten mit E-Fahrt für die Anwendung in solchen Mild-Hybriden zielführend sein können. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit der Klammerbegriff des Autark-Hybrid als Untersuchungsraum verwendet und keine weitere Differenzierung zwischen Mild- und Full-Hybriden durchgeführt. Dies wird als zielführend angesehen, da der funktionale Aufbau methodisch für die Systemauslegung gleichermaßen betrachtet werden kann.

P0- und P1-Systeme bieten einen im Vergleich zu konventionellen Ritzelstartern deutlich verbesserten Startkomfort, da durch eine höhere Leistungs- und Drehmomentfähigkeit die Zeit des Startvorganges und damit des Durchlaufens - hinsichtlich NVH kritischer - Resonanzdrehzahlen deutlich reduziert werden kann [Sch19]. Dies ist eine entscheidende Voraussetzung für die Coasting-Funktion in lastfreien Betriebsphasen, da die VKM bei einer spontanen Lastanforderung entsprechend komfortabel und schnell wieder gestartet werden kann. In P2-Systemen besteht ein Zielkonflikt zwischen Startkomfort und Verfügbarkeit von E-Fahrt-Anteilen, da im Falle einer spontanen Startanforderung die Fahraufgabe aus der E-Fahrt weiter durch die EM erfüllt werden muss und damit nicht die gesamte Leistung für den Start zur Verfügung steht wie es bei P0- oder P1-Systemen bei einem Wiederstart aus dem Coasting der Fall ist. Der P2-Startvorgang wird durch einen Schlupfaufbau in der K1-Kupplung initiiert und die VKM anschließend durch das Schließen der K0-Kupplung gestartet [Jon17; Lau+17; Eck+16]. Dabei wird das Drehmoment an der K1-Kupplung durch Drehzahlregelung der EM kompensiert und erfordert damit einen entsprechenden Drehmomentvorhalt während der E-Fahrt. Eine maximale Verfügbarkeit der E-Fahrt durch einen minimalen Drehmomentvorhalt ist in einem P2-Konzept damit nur durch Verwendung eines separaten Startsystems gegeben, wie es auch in aktuellen PHEV-Anwendungen zu finden ist [SSR18].

P4-Systeme bieten zusätzlich die Möglichkeit, einen elektrischen Allradantrieb (eAWD) zu realisieren und die Leistung der EM über die zweite Fahrzeugachse übertragen zu können [KKS15]. So können die längsdynamischen Fahreigenschaften des Antriebes bspw. beim Anfahren insbesondere bei Steigung oder

ungünstiger Fahrbahnoberfläche auch mit geringer elektrischer Leistung deutlich verbessert werden.

Zur Reduktion der Varianz für die Systemauslegung zu untersuchender Topologien können einige Vereinfachungen getroffen werden. Die Funktionalität der P0- und P1-Topologie ist unter den hier betrachteten Gesichtspunkten identisch. Lediglich der Leistungspfad eines RSG ist etwas ineffizienter als der eines ISG aufgrund der zusätzlichen Riemenverluste. Damit kann ein P1-Hybrid das Grenzpotential eines idealen P0-Hybrid darstellen. In der Realität wird dieses Potential je nach Höhe der Riemenverluste leicht darunter liegen. Darüber hinaus ist das wesentliche Unterscheidungsmerkmal im Vergleich zu P3- und P4-Topologie, dass diese im Leistungspfad hinter dem Getriebe angeordnet sind und damit einerseits nicht von dessen Verlusten betroffen sind und andererseits nicht von dessen Drehzahlreduktion durch geschwindigkeitsabhängige Übersetzungsstufen profitieren können. Damit muss die EM in P3- und P4-Systemen entweder durch zusätzliche Gangstufen auf einen entsprechend hohen Drehzahlbereich angepasst oder durch eine Kupplungseinrichtung vom Triebstrang trennbar ausgeführt werden. Darüber hinaus unterscheiden sich P3- und P4-Topologie im Wesentlichen durch die angetriebene Achse, welche auf die Fahrdynamik einen hohen, auf die Effizienz dagegen einen vernachlässigbaren Einfluss besitzt. Je nach Systemintegration resultieren Effizienzunterschiede bspw. aus Getriebeschleppverlusten in Neutralposition während E-Fahrt mit P3-Topologie oder Gewichtsnachteilen der P4-Topologie durch ein zusätzliches Differential. Da auch hier die grundsätzliche Funktionalität ansonsten identisch ist, besteht ebenfalls die Möglichkeit einer gemeinsamen Potentialbetrachtung hinsichtlich Systemeffizienz [Voe+18].

Zusammenfassend lassen sich vereinfacht folgende Topologievarianten festhalten, welche es im Rahmen der Systemauslegung zu untersuchen gilt:

- P1-Konzepte mit EM vor Getriebe (motornah) und fester Anbindung an die VKM

- P2-Konzepte mit EM vor Getriebe (motornah) und möglicher Abkoppelung der VKM durch K0-Kupplung
- P3/P4-Konzepte mit EM nach Getriebe (radnah) und möglicher Abkoppelung der VKM durch Neutralposition des Getriebes

P3- und P4-Konzepte haben aufgrund der festen Anbindung zum Rad keine Möglichkeit die VKM im Stand zu starten. Auch während der Fahrt ist es schwierig ohne schlupfendes Kupplungselement zwischen EM und Radantrieb das Start-Drehmoment der VKM zu kompensieren und einen komfortablen Motorstart zu ermöglichen (vgl. P2-Startverfahren). Aus diesem Grund werden in der Regel Px4-Konzepte in Kombination mit einer EM in P0-, P1-, oder P2-Position verwendet, welche einen Motorstart in allen Betriebssituationen gewährleisten kann.

2.1.2 Komponenten

Die elektrischen Systemkomponenten mit relevantem Einfluss auf die Eigenschaften des Hybridantriebs sind die E-Maschine, deren Leistungselektronik sowie die Batterie. E-Maschine und Leistungselektronik werden dabei in der Regel als Verbund betrachtet und in dieser Arbeit als EM bezeichnet. Die Komponenten beeinflussen die Systemeigenschaften vor allem durch ihre Leistungs- und Drehmomentgrenzen. Zusätzlich ist die Kapazität der Batterie wichtig für die Verfügbarkeit der einzelnen Hybridfunktionen. Die DC-Spannungslage des Systems ist wesentlich für die Auslegung der Komponenten und definiert die maximal in Komponenten und Leitungen auftretenden Ströme.

Die genannten Dimensionierungsgrößen beeinflussen letztlich die resultierenden, komponentenspezifischen Verlustcharakteristiken, welche häufig in Form von Verlustkennfeldern ermittelt werden. Im Folgenden werden diese Aspekte kurz diskutiert.

E-Maschine inkl. Leistungselektronik Die EM ist für die bidirektionale Wandlung elektrischer und mechanischer Leistung verantwortlich. Aus der durch die Batterie bereitgestellten Gleichspannung wird durch die Leistungselektronik eine in Frequenz und Amplitude dem Betriebspunkt der EM angepasste mehrphasige Wechselspannung erzeugt. In der EM kann aus dieser Wechselspannung ein elektromagnetisches Drehfeld im Stator generiert werden. Dieses wirkt auf den sogenannten Rotor und erzeugt hier ein Drehmoment. Wichtige Auslegungspunkte der EM sind das maximal verfügbare Drehmoment sowie die maximale Leistung. Diese beiden Werte bestimmen die so genannte Eckdrehzahl der Maschine [TGP19]. Im Grunddrehzahlbereich unterhalb der Eckdrehzahl liefert die EM ihr maximales Drehmoment, welches durch den maximal zulässigen Strom der Maschine sowie der Leistungselektronik definiert wird. Mit steigender Drehzahl bei maximalem Strom wird die Spannung erhöht, bis diese an der Eckdrehzahl ihren maximalen Wert erreicht. Für eine weitere Drehzahlsteigerung muss der magnetische Fluss bei maximaler Spannung reduziert werden. Daher wird der Bereich oberhalb der Eckdrehzahl auch als Feldschwächbereich bezeichnet [KEL20]. In diesem Bereich folgt der Verlauf annähernd einer konstanten Leistung.

In Hybridantrieben werden in der Regel permanenterrregte Synchronmaschinen (PMSM) verwendet, da diese eine hohe Drehmoment- und Leistungsdichte sowie einen hohen Wirkungsgrad aufweisen [TGP19; RNB12]. Neben PMSM existieren weitere Konzepte, wie Asynchronmaschinen (ASM) oder Reluktanzmaschinen, welche durch den Verzicht auf permanenterrregte Magnete kostengünstiger produziert werden können [Hof14]. Allerdings geht damit auch der Vorteil einer hohen Drehmomentdichte und eines hohen Wirkungsgrades von PMSM verloren, sodass diese sich für die Anwendung in Hybridantrieben mit einer Leistung oberhalb 10 kW bisher nicht durchsetzen konnten. In Elektrofahrzeugen finden ASM dagegen vermehrt Anwendung, da die geringe Drehmomentdichte hier durch einen größeren verfügbaren Bauraum ausgeglichen und so der bestehende Kostenvorteil ausgenutzt werden kann. Gleichzeitig muss dieser Kostenvorteil allerdings einer ggf. größer dimensionierten Batterie zur Erfüllung der geforderten Reichweite aufgrund der

reduzierten Effizienz gegenübergestellt werden. Drehmoment und Leistung der EM können durch geometrische Auslegungsparameter beeinflusst werden. Wesentliche Größen sind dabei die axiale Länge, der Durchmesser oder die Windungsanzahl im Stator [SG16].

Batterie Die Batterie stellt im Hybridantrieb eine Gleichspannungsquelle dar. Sie ist mit der EM sowie dem Fahrzeugbordnetz verbunden, wobei verschiedene Spannungsniveaus zwischen Hybridsystem und Bordnetzverbrauchern durch DC/DC-Wandler verbunden werden. Nach den Kirchhoff'schen Gesetzen fließt in Abhängigkeit der Batterie-Lastspannung, der DC-Spannung der Leistungselektronik der E-Maschine sowie des Gesamtwiderstandes der Bordnetzverbraucher ein Batteriestrom I_{bat} . Die Lastspannung der Batterie resultiert aus Batterieinnenwiderstand R_i , -ruhespannung U_0 und -strom I_{bat} . R_i kann je nach Ladezustand und Zelltemperatur variieren. Ebenfalls besitzt das Vorzeichen des Batteriestroms einen Einfluss, sodass sich für eine Batterie charakteristische Lade- und Entladekennlinien ergeben, welche den Spannungsverlauf über einen gesamten Lade- oder Entladevorgang repräsentieren.

Die Charakteristika der Batterie hinsichtlich Ruhespannung, Innenwiderstand und Lade-/Entladekennlinien werden durch die Eigenschaften von Batteriezellen und deren Verschaltung bestimmt. Eine Batteriezelle besteht aus zwei Elektroden, einem Separator sowie einem Elektrolyt. In Batterien aktueller Fahrzeuganwendungen werden aufgrund hoher Energiedichte verbunden mit einer hohen Crash-Sicherheit in der Regel Lithium-Ionen-Zellen verwendet [Bab14]. Beim Laden der Batterie werden Lithium-Ionen aus dem Kathodenmaterial gelöst, durch den Elektrolyt zur Anode transportiert und dort eingelagert. Je nach Material der Kathode und Anode ergeben sich unterschiedliche Randbedingungen für diesen Prozess, welche im wesentlichen die Energiedichte sowie die maximale Entladerate der Batteriezelle definieren [WF11]. Für 48 V-Anwendungen werden in der Regel Kombinationen aus Nickel-Mangan-Cobalt (NMC) oder Lithium-Eisen-Phosphat (LFP) auf der Kathode und Graphit auf der Anode verwendet [Lee+18]. NMC-Graphit bietet

eine gute Kombination aus einer hohen Energiedichte bei gleichzeitig hoher Leistungsfähigkeit, wobei eine mittlere Zellspannung von etwa 3,6 V erreicht wird [Bat24]. Die Kombination LFP-Graphit verfügt im Vergleich dazu über eine reduzierte Zellspannung von etwa 3,2 V und damit über eine geringere Energiedichte als NMC-Graphit. Dafür wird eine höhere Lebensdauer erzielt und die Zellchemie besitzt aufgrund einer höheren thermischen und chemischen Stabilität ein geringeres Brandrisiko [Bat24]. Durch Parallel- und Serienschaltung der Batteriezellen ergeben sich die Eigenschaften des Batteriesystems. Für 48 V-Anwendungen werden 1 bis 2 parallele und 12 bis 14 serielle Verschaltungen verwendet, um den in VDA-320 definierten Spannungsbereich zwischen 36 V bis 52 V einzuhalten [ZVE15]. Daraus ergeben sich für die Batterie Energieinhalte von 200 Wh bis 1000 Wh im Leistungsbereich von 10 kW bis 25 kW [Ard18; Blu+19; TIE18; Lee+18].

Wichtige Auslegungspunkte für die Batterie sind aus Sicht des Hybridsystems die maximale elektrische Leistung sowie der für Hybridfunktionen nutzbare Energieinhalt. Der Energieinhalt ergibt sich aus der Energiedichte der einzelnen Zellen sowie der Anzahl parallel-verschalteter Stränge. Die Leistungsfähigkeit wird durch die Spannungsgrenzen je Zelle sowie die Anzahl seriell-verschalteter Zellen je Strang bestimmt. Aus dieser Kombination ergibt sich ein Parameterraum, welcher die möglichen Paarungen von Leistung und Energieinhalt für einen bestimmten Zelltyp beschränkt. Beide Auslegungsgrößen können zusätzlich durch Veränderung der Zellchemie, -form und -größe beeinflusst werden. Das Verhältnis von Energiedichte und Leistungsfähigkeit wird häufig auch durch die so genannte C-Rate beschrieben, wobei ein Wert von 1 einem maximalen Strom entspricht, welcher die Nennkapazität der Batterie innerhalb 1 h entnehmen würde. Die C-Rate ist durch die technischen Grenzen im Aufbau von Batteriezellen limitiert. In der Konsequenz können Leistung und Energieinhalt damit nicht vollständig unabhängig voneinander gewählt werden. Eine Erhöhung der Leistungsfähigkeit kann aufgrund der Spannungsgrenzen einzelner Zellen bei konstanter Batteriesystemspannung eine gleichzeitige Erhöhung der Batteriekapazität erfordern.

Um den Wertebereich der Lastspannung einer bestehenden 48 V-Batterie bei einem höheren maximalen Batteriestrom I_{bat} in (2.1) konstant zu halten, muss der Innenwiderstand R_i entsprechend proportional sinken. Dies bedeutet, dass eine Leistungssteigerung entweder durch Erhöhung der Zellfläche bzw. der Anzahl paralleler Zell-Stränge oder durch Wahl einer Zelle mit geringerem materialspezifischen Innenwiderstand realisiert werden muss.

$$U_{bat} = U_0 + R_i \cdot I_{bat} \quad (2.1)$$

Spannungslage Elektrische Leistung berechnet sich als Produkt aus Strom und Spannung, wobei ohmsche Verluste in (2.2) quadratisch mit dem Strom ansteigen. Eine Steigerung des maximal zulässigen Stroms muss daher durch Reduzierung der Leitungs- und Übergangswiderstände R kompensiert werden, um zusätzliche Verluste und lokale Überhitzungen zu vermeiden. Dies ist nach (2.3) bei konstanter Länge l durch Senkung des spezifischen Materialwiderstandes ζ oder Erhöhung des Leitungsdurchmessers d möglich. Aus der Forderung einer konstanten Verlustleistung $P_v = const.$ resultiert ein linearer Anstieg des Leitungsdurchmessers über dem Strom bei konstanten Materialeigenschaften. Nach (2.4) ergibt sich daraus unter Berücksichtigung der Dichte ρ ein quadratischer Anstieg der Masse m . Aus $m \propto I^2$ wird deutlich, dass der Strom allein aufgrund der Leitungsmasse nicht beliebig gesteigert werden kann. Auch der Wahl des Leitungsmaterials sind durch den Kosteneinfluss Grenzen gesetzt. Die daraus resultierende Begrenzung des maximal zulässigen Stroms im System erfordert eine Erhöhung der Systemspannung zur weiteren Leistungssteigerung.

$$P_v = R \cdot I^2 \quad (2.2)$$

$$R = l \cdot \frac{\zeta}{\pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad (2.3)$$

$$m = \rho \cdot l \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (2.4)$$

Das Spannungsniveau aktueller Hybrid- und Elektroantriebe liegt zwischen 12 V bis 1000 V [ZVE13]. Haupttreiber einer höheren Systemspannung ist aufgrund der zuvor diskutierten Effekte die erforderliche elektrische Leistung des Systems. In PHEV- und BEV-Antrieben kann die externe Ladedauer der Batterie eine zusätzliches Argument für eine gesteigerte Systemspannung darstellen. In der vorliegenden Arbeit wird der Leistungsbereich bis 40 kW untersucht. In diesem Bereich existieren sowohl Marktprodukte auf Basis von 48 V- als auch Hochvolt-Spannungslage. Die 48 V-Spannungslage bietet dabei einen deutlichen Kostenvorteil bei geringer Systemleistung, da diese durch VDA-320 [ZVE15] mit 36 V bis 52 V unterhalb der VDE-Kleinschutzspannung spezifiziert ist und somit aufwendige Maßnahmen hinsichtlich Berührungsschutz, Potentialausgleich und Isolationsüberwachung entfallen können [ZVE13]. Aus diesem Grund werden aktuell auch 48 V-Systeme im Leistungsbereich 20 kW bis 30 kW untersucht. Der Kostenvorteil von 48 V- gegenüber HV-Anwendungen sinkt dabei mit zunehmender Systemleistung. Fritsch, Schmuelling und Wieseke [FSW17] geben einen Kostenvorteil bis etwa 40 kW an. Aus diesem Grund werden die Autark-HEV Konzepte in dieser Arbeit unter den Randbedingungen der 48 V-Technologie untersucht. Die Aussagen hinsichtlich der Antriebs-effizienz lassen sich näherungsweise dennoch auch auf Hochvolt-Systeme übertragen, da durch die Wahl der Spannungslage im Wesentlichen lediglich die Kosten und das Gewicht der stromführenden Komponenten des Hybridsystems beeinflusst werden.

2.1.3 Fahrstrategie

Die Fahrstrategie des Hybridantriebes ist verantwortlich für die Regelung der elektrischen Energiebilanz des Systems sowie für die daraus folgende Betriebspunktaufteilung zwischen VKM und EM zur Bereitstellung einer geforderten Leistung. Weiterhin müssen Zustandsübergänge wie Gangwechsel,

Kupplungsbetätigungen oder Motorstarts koordiniert werden. Das Ziel in der Entwicklung ist es, eine maximale Effizienz sowohl in zertifizierungs- als auch kundenrelevanten Fahrscenarien zu gewährleisten, wobei darüber hinaus auch die soziale Akzeptanz sowie die Wettbewerbsfähigkeit hinsichtlich Performance oder Komfort eine Rolle spielen [Lie+14].

Für die wissenschaftliche Betrachtung kann die Aufgabe der Fahrstrategie in (2.5) als mathematisches Optimierungsproblem formuliert werden [RO15]. Dabei wird vereinfachend an dieser Stelle davon ausgegangen, dass die Systemeffizienz bzw. der Kraftstoffverbrauch über einen Fahrzyklus das einzige Optimierungsziel darstellt und durch die Zielfunktion $J(\cdot)$ repräsentiert wird. $L(\cdot)$ in (2.6) ist somit der Kraftstoffverbrauch, welcher aus der Betriebspunktaufteilung im aktuellen Zeitpunkt hervorgeht. Die Aufteilung der Leistung zwischen VKM und EM sowie damit verbundene Zustandsübergänge von Kupplungen im Antriebsstrang werden durch die Steuervariable $u(t)$ repräsentiert, während $x(t)$ den Systemzustand wie bspw. den Ladezustand der Hybridbatterie darstellt. C_{bat} und I_{bat} sind die Gesamt-Kapazität der Batterie sowie der Stromfluss in bzw. aus der Batterie. Der untere Heizwert H_u des eingesetzten Kraftstoffes und der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_k beschreiben den spezifischen Energieaufwand aus der VKM je Betriebspunkt.

$$\min_{u(t)} J(x(t), u(t)) = \int_{t_0}^{t_f} L(x(t), u(t), t) dt \quad (2.5)$$

$$\text{mit } \dot{x} = f(x, u, t) = -\frac{1}{C_{bat}} \cdot I_{bat}(x, u, t)$$

$$\text{sodass } x(t_0) = x(t_f)$$

$$L(u, t) = H_u \cdot \dot{m}_k(u, t) \quad (2.6)$$

Weitere Kriterien wie bspw. eine begrenzte Häufigkeit von VKM-Starts oder eine gewünschte Verfügbarkeit von E-Fahrt in bestimmten Fahr Situationen

können hinsichtlich Effizienz zu sub-optimalen Ergebnissen führen. Sie können durch zusätzliche Forderung von Gleichheits- bzw. Ungleichheitsbedingungen in (2.7) in das Optimierungsproblem integriert werden.

$$\begin{aligned}g_{1\dots n}(x(t), u(t), t) &= 0 \\ h_{1\dots m}(x(t), u(t), t) &< 0\end{aligned}\tag{2.7}$$

Es existieren verschiedene Ansätze, um das Optimierungsproblem für die Fahrstrategie zu lösen. Solche können in regelbasierte und optimierungsbasierte Verfahren unterschieden werden [Hua+18]. In regelbasierten Verfahren werden Fahrzustände definiert und jedem Fahrzustand ein bestimmter Fahrmodus zugewiesen. So kann für einen Full-Hybrid mit P2-Topologie der Übergang zwischen elektrischer und verbrennungsmotorischer Fahrt durch die geforderte Antriebsleistung und den aktuellen Batterieladezustand definiert werden [Lie+14]. Vorteile solcher regelbasierter Verfahren ist eine einfache Implementierung in Echtzeitanwendung sowie eine gute Nachvollziehbarkeit des Systemverhaltens. Für die simulationsgestützte Systemanalyse ist es dagegen nachteilig, dass ein solches Verfahren keine allgemeingültige Strategie zur Optimierung des Betriebs darstellt. Damit muss der Einfluss einzelner Regeln für jedes Hybridsystem gezielt untersucht werden, um diese anschließend auf Basis des gewonnenen Systemverständnisses auszuwählen und zu parametrieren. Hier bieten optimierungsbasierte Konzepte den Vorteil einer allgemeingültigen und damit automatisierbaren Vorgehensweise zur Identifikation des optimalen Betriebes. Dabei lassen sich instantane und globale Verfahren unterscheiden [Xu+19].

In globalen Optimierungsverfahren für Fahrstrategien lässt sich mathematisch die global-optimale Zustandstrajektorie für ein gegebenes System sowie einen definierten Fahrzyklus ermitteln. Dies wird durch dynamisches Programmieren (DP) realisiert, indem die Lösung der Optimierungsaufgabe in einzelne

Teilprobleme zerlegt und schrittweise gelöst wird [Lie+14]. Dieses Verfahren ist vergleichsweise rechenzeitaufwendig und setzt die Kenntnis des vorausliegenden Strecken- sowie Geschwindigkeitsprofils voraus. Daher kann es ohne weitere Anpassungen in einer echtzeitfähigen Fahrstrategie nicht umgesetzt werden. DP-Verfahren werden in simulationsgestützten Systemanalysen daher häufig als Benchmark für andere echtzeitfähige Fahrstrategiekonzepte verwendet [Gör16]. Darüber hinaus existieren auch prädiktive Ansätze, welche über stochastische Modelle der vorausliegenden Strecke ein angepasstes DP-Verfahren ermöglichen [Xu+19]. Die Leistungsfähigkeit solcher Verfahren ist davon abhängig, wie genau sich das vorausliegende Strecken- und Geschwindigkeitsprofil modellieren lässt.

Ein instantanes Optimierungsverfahren wird durch eine so genannte *Equivalent Consumption Minimization Strategy* (ECMS) realisiert. Die Fähigkeit zur Identifikation eines annähernd globalen Optimums dieses Verfahrens lässt sich mathematisch über das Pontryagin'sche Minimumprinzip (PMP) herleiten [KCP11]. Zuerst wurde ECMS im Jahr 2002 durch Paganelli et al. vorgestellt [Pag+02]. In dem Verfahren wird in jedem Zeitschritt für jede mögliche Betriebspunktvariante ein Äquivalenzverbrauch ermittelt, welcher als Summe aus Kraftstoffverbrauch und dem durch einen Äquivalenzfaktor λ gewichteten elektrischen Verbrauch berechnet wird. Ausgewählt wird der Betriebspunkt, welcher den geringsten Äquivalenzverbrauch erzielt. Eine neutrale Energiebilanz der Batterie (gleicher Ladezustand zu Beginn und Ende) kann für ein bekanntes Fahrprofil iterativ durch Anpassung von λ erzielt werden. Für echtzeitfähige ECMS-Fahrstrategien kann eine erste Näherung für λ auf Basis von Komponentenwirkungsgraden berechnet werden [RBZ18]. Die verbleibende Ladezustandsabweichung der Batterie kann durch einen λ -Regler mit SOC-Feedback beeinflusst werden [OS11].

Der Unterschied zwischen ECMS und einem global-optimalen Verfahren wie DP besteht in der vereinfachenden Wirkung eines über das Fahrprofil konstanten λ . Damit wird ein zeitinvariantes Komponentenverhalten unterstellt.

Durch ladezustandsspezifische Betriebspunkteinschränkungen und spannungsabhängige Verluste können allerdings zeitvariante Einflüsse auftreten, die zu einer Abweichung des ECMS-Ergebnisses vom globalen Optimum führen. Es wurde allerdings mehrfach gezeigt, dass diese Abweichungen insbesondere bei einer ausreichend großen Batteriekapazität gering sind [KCP11; SBG04]. In Autark-HEV erfordert die begrenzte elektrische Leistung und die ebenfalls limitierte Batteriekapazität eine *charge-sustaining* Fahrstrategie mit vergleichsweise häufigen Betriebsphasen der VKM. Aus diesem Grund wird der Ladezustand sich zyklisch um den neutralen Ladezustand bewegen und keine dauerhaft großen Ladezustandsabweichungen aufweisen, wie dies bspw. in einer *charge-depleting* Fahrstrategie für PHEV-Konzepte auftreten kann. Aus den genannten Gründen wird ECMS damit als geeignetes Verfahren für die Bewertung von Autark-HEV Systemen angesehen. Der Vorteil von ECMS ist eine vergleichsweise kurze Rechenzeit durch die beschriebene Vereinfachung, wobei die allgemeingültige Optimierungsvorschrift für unterschiedliche Systeme erhalten bleibt und so ein annähernd globales Optimum sichergestellt werden kann. Darüber hinaus können weitere Randbedingungen wie die Vermeidung häufiger Zustandswechsel durch Strafterme einfach in die Zielfunktion des Äquivalenzverbrauches integriert werden.

2.2 Grundlagen der Systemauslegung

In diesem Abschnitt werden die theoretischen Grundlagen zur Auslegung von Systemen zunächst allgemein-theoretisch und anschließend spezifisch für Hybridantriebe diskutiert.

2.2.1 Systems Engineering

Ein *System* ist eine Sammlung von Komponenten, welche durch ein organisiertes Vorgehen ein erwünschtes Ergebnis - eine Anforderung - erzielen [DHJ17].

Nach dem Systems Engineering Handbook des International Council on Systems Engineering (INCOSE) ist *Systems Engineering* ein interdisziplinärer Ansatz zur erfolgreichen Realisierung technischer Systeme durch geeignete Prozesse, Methoden und Tools unter Berücksichtigung technischer, wirtschaftlicher und zeitlicher Aspekte [Wal15]. Zunächst liegt der Fokus auf der Definition von Stakeholdern und deren spezifischen Anforderungen. Darauf aufbauend folgt die Systemauslegung und -validierung. Dabei werden durch eine ganzheitliche Sichtweise auf das zu entwickelnde System stets alle relevanten Aspekte aus dessen Lebenszyklus berücksichtigt.

Es werden unterschiedliche Prozesstypen unterschieden, welche die Entwicklung von Systemen unterstützen. Technische Prozesse in der Systementwicklung beschreiben Tätigkeiten von der Anforderungsanalyse über die Architektur- und Designdefinition und deren Implementierung bis zur Integration, Validierung und Verifikation des Systems [Wal15]. Darüber hinaus existieren weitere Prozesse, welche die Organisation zeitlicher und materieller Ressourcen sowie die organisatorische Zusammenarbeit fokussieren. Solche spielen für die vorliegende Arbeit eine untergeordnete Rolle.

Es existieren verschiedene Vorgehensmodelle, welche die Anwendung der technischen Prozesse in der Systementwicklung beschreiben. Der häufig verwendete Entwicklungsprozess in der Automobilindustrie ist der so genannte V-Zyklus [SEB18]. Es handelt sich dabei um eine sequentielle Vorgehensweise mit Fokus auf die Konzept- und Entwicklungsphase des Lebenszyklus. Die Besonderheit liegt in einer kontinuierlichen Validierung von Ergebnissen mit Stakeholdern und einer strukturierten Verifikationsstrategie für alle spezifizierten Anforderungen. Dabei kann der V-Zyklus auch iterativ durchlaufen oder mehrfach in einen Prozess integriert werden.

Der V-Zyklus kann in drei Phasen eingeteilt werden. Zunächst wird durch Dekomposition des Systems in mehrere Ebenen und Definition einzelner Sub-Systeme je Ebene eine Architektur des zu entwickelnden Produktes generiert. Die Anzahl der Systemebenen und die daraus resultierende Detaillierung wird

so lange fortgeführt, bis einzelne in ihrer Komplexität beherrschbare Elemente (engl.: *configuration items*) definiert werden können [Bue09]. Diesen Elementen werden in der zweiten Phase der Implementierung domänenspezifisch Hardware- oder Softwarekomponenten zugewiesen. In der dritten Phase der Integration werden die Komponenten und Sub-Systeme anschließend schrittweise auf jeder Ebene zusammengefügt, wobei in jedem Schritt eine Qualifikation durch Verifikations- und Validierungsmaßnahmen stattfinden sollte.

Auf jeder Systemebene gilt es, die Systemanforderungen durch Definition der Systemebene (in der Regel als vereinfachendes Modell) zu erfüllen und die Anforderungen der zugehörigen Sub-Systeme entsprechend der Architektur festzulegen. Diese Entwicklungstätigkeiten zur Anforderungsentwicklung (engl.: *requirements engineering*) auf den einzelnen Systemebenen können als generischer Prozess interpretiert werden [DHJ17]. Als Eingang des Prozesses bestehen die Anforderungen der nächsthöheren Systemebene. Auf der Systemebene wird ein vereinfachtes Systemmodell erstellt und anhand dessen die Anforderungen einzelner Sub-Systeme ermittelt. Für diese wird der generische Prozess zur Anforderungsentwicklung rekursiv ausgeführt.

Der in dieser Arbeit verfolgte Prozess der Systemauslegung fällt in die Definitionsphase des V-Zyklus. Diese kann weiter in die Teilschritte Architekturdefinition, Systemdesign und Systemanalyse unterteilt werden. Übertragen auf die Entwicklung von Hybridantrieben entspricht die Architekturdefinition der Topologie des Hybridsystems. Diese definiert die einzelnen Sub-Systeme wie EM oder Getriebe und deren Architektur. Das Systemdesign entspricht der Komponentendimensionierung, in der den einzelnen Sub-Systemen physikalische Eigenschaften sowie ein Verhalten zugeordnet werden. Die Fahrstrategie kann in diesem Kontext ebenfalls als Komponente interpretiert werden, welche in der nachfolgenden Phase der Implementierung domänenspezifisch Softwarekomponenten zugewiesen wird.

2.2.2 Auslegungsprozesse für Hybridantriebe

Vorhandene Arbeiten zur Auslegung von Hybrid- und Elektroantrieben lassen sich nach verschiedenen Kriterien einteilen. Diese werden anhand von Tab. 2.1 diskutiert, um den Schwerpunkt der vorliegende Arbeit anschließend entsprechend einzuordnen.

Je nach fokussierter Antriebstechnologie ergeben sich unterschiedliche Aspekte, welche in der gewählten Auslegungsmethodik berücksichtigt werden müssen. Bspw. ist für Hybridkonzepte die detaillierte Betrachtung der Fahrstrategie aufgrund des Freiheitsgrades in der Wahl der verwendeten Energieressource wichtig. In batterieelektrischen Antrieben mit lediglich einer Energieressource lässt sich diese dagegen hinsichtlich ihrer Komplexität signifikant vereinfachen. Die Auslegung von Plug-In Hybridantrieben benötigt eine detaillierte Betrachtung von Kundennutzungsprofilen hinsichtlich Betriebs- und Ladephasen zur Auslegung der erforderlichen elektrischen Reichweite [Nie14], während die Auslegung von Autark-HEV sich auf eine Betrachtung des charge-sustaining Betriebes reduzieren lassen. Mild- und Full-Hybridantriebe können dabei gleichermaßen betrachtet werden und erfordern keine weitere Differenzierung des methodischen Vorgehens zur Systemauslegung.

Weiterhin lassen sich entsprechend der Variation des Systems Unterschiede feststellen, wobei hier entsprechend der Merkmale Topologie, Komponente und Fahrstrategie unterschieden wird. So betrachten zahlreiche Arbeiten lediglich die Fahrstrategie mit dem Ziel der Identifikation eines optimalen Betriebs für ein vorab definiertes Hybridsystem. Dagegen werden in anderen Arbeiten Komponenten und Fahrstrategie oder Topologie und Komponenten im Zusammenspiel betrachtet, um deren Wechselwirkungen in der Auslegung zu berücksichtigen.

Eine weitere Kategorie für die Systemauslegung zu betrachtender Faktoren sind die Randbedingungen des auszulegenden Hybridsystems. In der Zertifizierung von Fahrzeugantrieben werden hierzu Standardfahrzyklen verwendet, welche ein zeitlich begrenztes Geschwindigkeitsprofil repräsentieren. Dieses

Tab. 2.1: Vergleich von Arbeiten zur Auslegung von elektrifizierten Antrieben in der Literatur

Quelle	Technologie			Systemvariation			Randbed. ^a		
	Autark-HEV	PHEV	BEV	Topologie	Komponente	Fahrstrategie	Zertifizierung	Kunde	Segment
[Wei17]	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓		
[Hel16]	✓	✓		✓	✓			✓	
[Egh14]			✓	✓	✓			✓	
[Mei14]	✓			✓	✓		✓		
[Vai15]			✓	✓	✓	✓	✓	(✓)	
[Fin11]	✓		✓		✓		✓	✓	
[Nie14]		✓			✓			✓	✓
[Wer17]	✓	✓			✓		✓		
[Bal15]	✓	✓			✓	✓	✓	✓	✓
[Joe09]	✓				✓	✓	✓		
[Rüg15]	✓					✓	✓	✓	
[Wah15]		✓				✓		✓	
[Gör16]	✓					✓	✓	✓	
Vorl. Arbeit	✓			✓	✓	✓		✓	✓

^a hinsichtlich Systemeinfluss untersuchte Randbedingungen

stellt repräsentativ die im Kundenbetrieb zu erwartende Belastung dar. In der Vergangenheit wurde häufig beobachtet, dass der Verbrauch im Kundenbetrieb deutlich von dem unter Zertifizierungsbedingungen ermittelten Wert abweicht [Tie+16]. Aus diesem Grund ist es sinnvoll, die Randbedingungen eines Antriebssystems im Kundenbetrieb durch mehrere verschiedene charakteristische Fahrprofile oder unterschiedliche Fahrzeugsegmente detaillierter zu betrachten.

Die Anzahl der untersuchten Kategorien steht damit nicht zwangsläufig in Zusammenhang mit dem Umfang der Arbeit, da eine weitere – in Tab. 2.1 nicht dargestellte – Unterscheidung nach Detaillierung der Betrachtung und Modellierung getroffen werden kann. So werden in [Wer17] die Komponenten des Systems auf Basis detaillierter Auslegungsparameter variiert, während in [Hel16; Vai15] lediglich Verlust- und Grenzkennlinien und -kennfelder skaliert werden. Eine geringe Detaillierung ermöglicht dabei in der Regel eine breitere Untersuchung der genannten Kategorien.

Die vorliegende Arbeit fokussiert sich auf die Systemauslegung von Autark-HEV mit charge-sustaining Betrieb. Dabei wird die ganzheitliche Betrachtung relevanter Variationsmöglichkeiten des Hybridsystems und deren Wechselwirkungen angestrebt. Für eine möglichst repräsentative Aussage bezüglich des realen Kundeneffektes wird ein weiterer Schwerpunkt auf die Identifikation relevanter Randbedingungen in der Systemauslegung gelegt.

2.3 Mathematische Methoden

Durch den modell- und simulationsbasierten Ansatz dieser Arbeit kommen verschiedene mathematische Verfahren zum Einsatz. Die wesentlichen werden in diesem Abschnitt knapp zusammengefasst.

2.3.1 Mathematische Optimierung

Die mathematische Optimierung verfolgt das Ziel eine bestmögliche Lösung für eine vorgegebene Problemstellung zu finden. Ein Optimierungsproblem besteht aus einer Optimierungsvariable, welche variiert wird, einem Optimierungsziel, welches eine Ergebnisgröße liefert, sowie einer Nebenbedingung, welche die Einschränkungen des Parameterbereiches der Optimierungsvariablen beschreibt [Göl+17]. Die allgemeine Form eines solchen Optimierungsproblems ist in (2.8) gegeben. Dabei ist $f(x)$ eine Zielfunktion, $g_j(x)$ und $h_l(x)$ sind Nebenbedingungen und Ω ist der Lösungsraum für die Optimierungsvariable x .

$$\begin{aligned}
 P: \quad & \min f(x) & (2.8) \\
 & \text{sodass } g_j(x) = 0 \quad \forall j = 1, \dots, m \\
 & h_l(x) \leq 0 \quad \forall l = 1, \dots, k \\
 & x \in \Omega
 \end{aligned}$$

Optimierungsprobleme Je nach Optimierungsproblem können für die Optimierungsvariable lokale sowie globale Optima in der Zielfunktion auftreten. Dies muss bei der Auswahl des Optimierungsverfahrens berücksichtigt werden. Allgemein kann zwischen konvexen und nichtkonvexen Problemen unterschieden werden. Konvex beschreibt dabei die Eigenschaft eines lokalen Optimums, stets auch ein globales Optimum darzustellen [BZ12]. Weiterhin werden lineare sowie nichtlineare Optimierungsprobleme unterschieden. In linearen Optimierungsproblemen wird das Optimierungsziel $f(x)$ als Linearkombination der Komponenten x_i , $i = 1, \dots, n$ der n -dimensionalen Lösungsvariable berechnet. Diese sind stets konvex. Nichtlineare Probleme können je nach Definition ebenfalls konvex sein. Ein entsprechendes Beispiel ist die Methode der kleinsten Quadrate, welche auf ein quadratisches Optimierungsproblem zurückgeführt werden kann [BZ12]. Dieses Optimierungsproblem liegt

insbesondere dann häufig vor, wenn Modellparameter für einen gegebenen Datensatz optimiert werden sollen. Für die Lösung nichtlinearer, nichtkonvexer Optimierungsprobleme besteht in der Regel die Herausforderung, durch das gewählte Optimierungsverfahren ein globales Optimum zu identifizieren und dabei einen vorzeitigen Optimierungsabbruch in einem lokalen Optimum zu vermeiden [Nel01].

Weiterhin existieren multikriterielle Optimierungsprobleme mit n Zielfunktionen $f_i(x)$, $i = 1, \dots, n$. Hier lässt sich nicht zwangsläufig eine skalare Lösung als globales Optimum finden, welche alle anderen Lösungen dominiert. Stattdessen besteht die Lösung eines multikriteriellen Optimierungsproblems in diesem Fall aus einer so genannten Pareto-Menge nichtdominierter Lösungsalternativen [Bra08].

Lösungsverfahren Nach Nelles [Nel01] werden Optimierungsverfahren in lineare und nichtlineare Verfahren unterteilt. Für lineare Probleme kann das Optimum grundsätzlich analytisch in einem Schritt berechnet werden. Falls eine analytische Berechnung zu aufwändig oder nicht möglich ist, finden hier häufig direkte Suchverfahren wie bspw. das Simplex-Verfahren Anwendung. Für nichtlineare Probleme wird zwischen lokalen und globalen Verfahren unterschieden. Lokale nichtlineare Verfahren arbeiten nach dem Prinzip des steilsten Abstieges der Zielfunktion entsprechend der Jacobi-Matrix oder nähern sich im Falle des verbreiteten Newton-Verfahrens einem lokalen Optimum schrittweise durch iterative Berechnung der Hesse-Matrix für die Zielfunktion des Optimierungsproblems. Das Newton-Verfahren ist dabei mathematisch aufwändiger aufgrund der Berechnung der Ableitung zweiter Ordnung, wird aber wegen der deutlich besseren Konvergenzeigenschaften in der Regel bevorzugt [BZ12]. Aus diesem Grund wurde das Verfahren durch das Gauß-Newton-Verfahren und das Levenberg-Marquardt-Verfahren weiterentwickelt, in welchen die Berechnung der Hesse-Matrix vereinfacht wird und somit der Rechenaufwand reduziert werden kann [Nel01].

Für nichtlineare nichtkonvexe Optimierungsprobleme besteht die Gefahr, dass ein lokales Verfahren in einem lokalen Optimum endet und damit das Optimierungsziel verfehlt. Aus diesem Grund sind globale Lösungsverfahren notwendig. Diese können entweder durch *multi-start* Strategien mit lokalen Verfahren erreicht werden. Hier werden ausgehend von verschiedenen Punkten im Lösungsraum lokale Optima ermittelt und über eine ausreichende Verteilung der Startpunkte sichergestellt, dass einer der Durchläufe das globale Optimum findet [Nel01]. Alternativ dazu existieren globale Optimierungsstrategien, welche durch stochastische Elemente dem Optimierungsverfahren die Möglichkeit geben, sich aus lokalen Optima zu befreien. Gängige Beispiele sind hier das Simulated Annealing oder die Verwendung von Evolutionsstrategien [Kru+15]. Letzteren sind genetische Algorithmen (GA) nachempfunden, welche die Lösungen des Optimierungsproblems als Individuen einer Ausgangspopulation interpretieren und diese durch Anwendung genetischer Operatoren in jeder Generation anpassen. Nach diesem Prinzip werden sich die besten Lösungen im Sinne des Optimierungsproblems durchsetzen. Der Vorteil eines genetischen Algorithmus besteht darin, dass mehrere Lösungen parallel in der Population mitgeführt werden und durch die stochastischen Entscheidungen der genetischen Operatoren ein lokales Optimum überwunden werden kann.

Reale Probleme unterliegen oft mehreren Optimierungszielen, sodass häufig multikriterielle Optimierungsprobleme gelöst werden müssen. Dabei lässt sich ein multikriterielles Optimierungsproblem durch Gewichtung und Addition der Zielfunktionen stets auf ein skalares Optimierungsproblem mit einer Zielfunktion vereinfachen. Häufig ist allerdings der gegebenenfalls vorhandene Zielkonflikt zwischen den einzelnen Zielfunktionen in Form von so genannten Pareto-Fronten von Interesse. Auf einer Pareto-Front liegen die nichtdominierten Lösungen aus der Pareto-Menge entlang der einzelnen Zielfunktionen [Kru+15]. Zur Identifikation solcher Pareto-Fronten bestehen verschiedene Möglichkeiten. Entweder wird das multikriterielle Optimierungsproblem durch verschiedene Gewichtungsvarianten auf mehrere skalare Optimierungsprobleme reduziert und gelöst. Die dabei erzielten Lösungen sind Pareto-optimal, falls alle Gewichtungsfaktoren der n Zielfunktionen

$w_i > 0, i = 1, \dots, n$ [Bra08]. Alternativ werden häufig genetische Algorithmen verwendet, welche die Individuen einer Population entsprechend der Anzahl dominierender Individuen bewertet und die nichtdominierten Individuen im Optimierungsprozess favorisiert [Deb+02]. Nachdem eine Pareto-Front identifiziert wurde, können daraus im Nachgang durch Anpassung der Gewichtungsfaktoren verschiedene Lösungen ausgewählt werden.

2.3.2 Mathematische Modellbildung

Die vorgestellten Optimierungsverfahren können zur Optimierung von Systemparametern des Hybridsystems verwendet werden. Aufgrund der vergleichsweise hohen Gesamt-Rechenzeit bei der Ausführung der Zielfunktion in Form eines Simulationsmodells kann die erforderliche Rechenzeit für eine erfolgreiche Optimierung sehr hoch sein. Eine gängige Methode zur Reduktion der Ausführungsdauer der Zielfunktion bzw. des Simulationsmodells ist die *Response Surface Methodology* (RSM) [Mey07]. Hier wird das Antwortverhalten eines Systems in Abhängigkeit der Eingangsparameter durch mathematische Funktionen (sogenannte Metamodelle) approximiert. So können während der Optimierung neue Lösungsvarianten mit minimalem Rechenaufwand geprüft werden. In den folgenden Abschnitten werden die zu diesem Zweck gängigen Methoden und Arbeitsschritte vorgestellt.

Modellfunktionen Zunächst muss eine geeignete Modellfunktion definiert werden, welche die Zielgrößen der Simulation ausreichend genau abbilden kann. Häufig wird hier ein lineares Beschreibungsmodell q in (2.9) gewählt, welches aus einer Linearkombination von Basisfunktionen $B = \{b_k, k = 1, \dots, l\}$ besteht [Mey07]. Die einzelnen Basisfunktionen werden durch entsprechende Modellparameter α_k gewichtet, welche durch ein geeignetes Trainingsverfahren ermittelt werden müssen. Die Basisfunktionen setzen sich aus den Faktoren zusammen, welche die Eingangsgrößen des Modells repräsentieren. Für ein lineares Modell erster Ordnung stellt jeder Faktor

x_i , $i = 1, \dots, n$ eine Basisfunktion dar. Zusätzlich wird die Basisfunktion 1 als so genannter *Intercept* berücksichtigt. In einem linearen Modell zweiter Ordnung werden zusätzlich die Basisfunktionen x_i^2 , $i = 1, \dots, n$ hinzugefügt. Weiterhin können Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Faktoren durch Terme wie $x_i \cdot x_{ii}$, $i < ii \leq n$ hinzugefügt werden. In der Praxis werden lineare Modelle der Ordnung $p = 2$ oder $p = 3$ verwendet, da die Anzahl an Modellparametern α_k mit $\mathcal{O}(n^p)$ exponentiell steigt [SvH17]. Damit ist die Modellflexibilität insbesondere bei einer hohen Faktoranzahl aus Sicht der Praktikabilität begrenzt.

$$q = \sum_{k=1}^l \alpha_k \cdot b_k \quad (2.9)$$

Ein Vorteil linearer Beschreibungsmodelle ist die gute Interpretierbarkeit der einzelnen Basisfunktionen und deren Einfluss auf den Modellausgang. Sie eignen sich vor allem gut für Prozesse, deren qualitativer Einfluss auf den Modellausgang bereits ungefähr bekannt ist. Hier können anhand der qualitativen Einflüsse die geeigneten Basisfunktionen b_k ausgewählt und im nächsten Schritt der quantitative, exakte Zusammenhang durch Wahl der Modellparameter α_k abgebildet werden. Für einen gegebenen Datensatz an Faktoreinstellungen X und den dazugehörig ermittelten Zielgrößen y kann die Wahl der Modellparameter des Beschreibungsmodells als quadratisches Optimierungsproblem interpretiert werden, in dem entsprechend der Methode kleinster Quadrate (engl: *Least-Squares*) die Summe der Fehlerquadrate zwischen prädictiertem Modellausgang \hat{y} und tatsächlichem Wert y minimiert wird.

Ist der Modellverlauf und insbesondere der Einfluss einzelner Faktoren nicht-linear oder unbekannt, so ist die Identifikation eines geeigneten linearen Beschreibungsmodells schwierig oder sehr aufwendig. Für diesen Fall existieren verschiedenste nichtlineare Beschreibungsmodelle wie bspw. künstliche neuronale Netze (KNN), Fuzzy-Systeme oder Support Vector Machines [Kru+15; HFT01]. Solche Modelle verfügen dank ihrer Konstruktion über eine deutliche höhere Flexibilität und können damit annähernd jeden Modellverlauf ap-

proximieren. Allerdings besteht eine Herausforderung darin, eine ausreichend großen Datenbasis für die Identifikation der Modellparameter bereitzustellen. Weiterhin besteht gerade aufgrund der hohen Flexibilität die Gefahr eines so genannten *Overfittings*, in dem zwar eine gute Approximation des Trainingsdatensatzes aber eine schlechte Generalisierung auf neue Eingangsdaten erzielt wird. Es existieren diverse Vermeidungsstrategien, allerdings führen auch diese meist zu einer erhöhten Menge erforderlicher Trainingsdaten. Nichtlineare Beschreibungsmodelle können damit komplexere Zusammenhänge approximieren, erfordern dafür aber aufwändigere Trainings- und Auswahlverfahren.

In KNN wird der Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgrößen durch eine Verschaltung von mehreren Neuronenschichten erzielt [Kru+15]. Dabei existieren mindestens zwei Schichten, die so genannte Eingangsschicht mit einem Neuron je Eingangsgröße sowie die Ausgangsschicht mit einem Neuron je Ausgangsgröße. Für die Erstellung von Metamodellen empfiehlt sich lediglich eine Ausgangsgröße je KNN zu wählen. Jedes Neuron erhält die gewichtete Summe aller Neuronen aus der vorherigen Schicht als Eingang und berechnet den Ausgang entsprechend einer Aktivierungsfunktion. Die so genannten Kantengewichte zwischen den Neuronenschichten stellen damit die Modellparameter eines KNN dar, welche entsprechend für einen Trainingsdatensatz ermittelt werden müssen. Dies geschieht in der Regel durch das so genannte Verfahren zur Fehlerrückpflanzung (engl: *Error-Backpropagation*), in dem der Trainingsfehler am Netzausgang auf die einzelnen Kantengewichte zurückgeführt wird [Nel01]. Es wird für den Anwendungsfall zur Abbildung von Einflüssen von Fahrzeugauslegungsparametern davon ausgegangen, dass ein vergleichsweise einfacher Netzaufbau bereits ausreichend flexibel ist [Egh14].

Statistische Versuchsplanung In der statistischen Versuchsplanung ist das Ziel, mit möglichst geringem Versuchsaufwand eine maximale Erkenntnis zu generieren. Dabei spielen sowohl die Versuchsdurchführung als auch -auswertung eine Rolle. Allgemein lässt sich zwischen voll- und teilfaktoriellen sowie raumfüllenden Versuchsplänen unterscheiden [SvH17].

Vollfaktorielle Versuchspläne sind auf lineare Beschreibungsmodelle zurückzuführen. Jeder Faktor des Beschreibungsmodells wird orthogonal zu den übrigen Faktoren in verschiedenen Stufen variiert. Die Anzahl der notwendigen Versuche zur Ermittlung der Modellparameter richtet sich nach dem jeweiligen Beschreibungsmodell, wobei sich darüber hinaus eine höhere Versuchszahl empfiehlt, um mit diesen zusätzlichen Versuchspunkten das gewählte Beschreibungsmodell nach Ermittlung der Modellparameter auf seine Genauigkeit zu prüfen. In teilfaktoriellen Plänen wird zwischen Haupteffekten sowie Wechselwirkungen als Faktoreinstellungen unterschieden, mit dem Ziel die Anzahl an notwendigen Versuchen durch Zusammenlegung von vermeintlich weniger wichtigen Wechselwirkungen mit den wesentlichen Haupteffekten zu reduzieren. Gerade wenn viele Faktoren existieren, ist dieses Vorgehen effizient und lässt die notwendige Versuchsanzahl deutlich sinken.

In voll- und teilfaktoriellen Versuchsplänen wird mit jedem zusätzlichen Versuchspunkt lediglich ein Faktor in seiner Stufe variiert. Damit ist ein zusätzlicher Versuchspunkt in allen Faktoren mit Ausnahme des zu variiierenden Faktors identisch zu einem bereits vorhandenen Versuchspunkt. Dieses Vorgehen führt zu so genannten *Pseudowiederholungen*, falls einer der Faktoren keinen oder keinen wesentlichen Einfluss auf die betrachtete Zielgröße besitzt [SvH17]. In diesem Fall sind alle Versuche mit Variationen dieses Faktors ohne Mehrwert. Um solche Wiederholungen zu vermeiden und den Faktorraum gerade bei hoher Versuchsanzahl effizient zu untersuchen, existieren so genannte raumfüllende Versuchspläne. In diesen wird durch stochastische Verfahren eine möglichst hohe Gleichverteilung der Versuchspunkte im Versuchsraum angestrebt, sodass jeder Versuchspunkt sich in allen Faktoren von den übrigen Versuchspunkten unterscheidet und damit einen möglichst hohen Erkenntnisgewinn erzielen kann. Dabei geht der direkte Zusammenhang zwischen dem Versuchsergebnis und einer einzelnen Faktoreinstellungen prinzipbedingt verloren, sodass die mit solchen Versuchsplänen erzielten Ergebnisse nicht mehr direkt interpretiert werden können. Vielmehr dienen die generierten Ergebnisse als Trainingsdatensätze für verschiedene nichtlineare Beschreibungsmodelle, wie beispielsweise KNN. Dieses Verfahren eignet sich insbesondere für

Computereperimente aufgrund der einfachen Versuchsanpassung sowie vergleichsweise hohen Versuchsanzahlen [SvH17].

Neben den bisher genannten Plänen existieren so genannte optimale Pläne, in welchen die Versuchspunkte im Faktorraum optimal in Bezug auf ein bestimmtes statistisches Kriterium verteilt werden [Mey07]. Zur Auswahl eines solchen Kriteriums sollte allerdings eine Vorkenntnis über die Eigenschaften des zu untersuchenden Faktorraumes vorliegen. Für diese Arbeit ist das Kriterium einer möglichst hohen Gleichverteilung im Faktorraum ausreichend, sodass weitere Optimierungskriterien nicht weiter betrachtet werden.

Raumfüllende Versuchspläne werden häufig durch (Quasi-) Monte-Carlo Verfahren erzeugt. Hinter dieser Methode steht das Gesetz großer Zahlen, wonach die Häufigkeitsverteilung von Zufallszahlen mit großer Anzahl deren Wahrscheinlichkeitsverteilung anstrebt [SvH17]. Dementsprechend kann eine Gleichverteilung der Punkte im Faktorraum durch die Generation von Zufallszahlen erzielt werden. Zur Optimierung von Rechenzeit durch Verbesserung der Konvergenz der Häufigkeitsverteilung existieren verschiedene Sequenzen zur Generierung der Zufallszahlen. Eine hohe Konvergenz wird durch das *Latin Hypercube Sampling* (LHS) erzielt, in dem die Einstellvorschrift eines jeden Faktors für n_r Versuche aus einer zufälligen Permutation der Menge $\{1, 2, \dots, n_r\}$ abzüglich einer Zufallszahl besteht [SvH17]. In Abb. 2.3 ist der Vergleich eines vollfaktoriellen und eines raumfüllenden Versuchsplanes für 5 Faktoren dargestellt. Darin wird die Ineffizienz vollfaktorieller Pläne durch Pseudowiederholungen bei hoher Faktor- und Versuchsanzahl sowie der Vorteil eines raumfüllenden Planes durch eine hohe Gleichverteilung deutlich, da trotz annähernd gleicher Anzahl an Versuchspunkten in dem vollfaktoriellen Versuchsplan große Lücken zwischen den einzelnen Faktorstufen vorliegen.

Modellbewertung und -auswahl Um die Qualität eines für einen Trainingsdatensatz erstellten Metamodells zu bewerten, werden geeignete Gütekriterien benötigt. Dabei besteht zum einen die Anforderung, den Datensatz hinsichtlich der betrachteten Zielgröße möglichst exakt abzubilden. Darüber

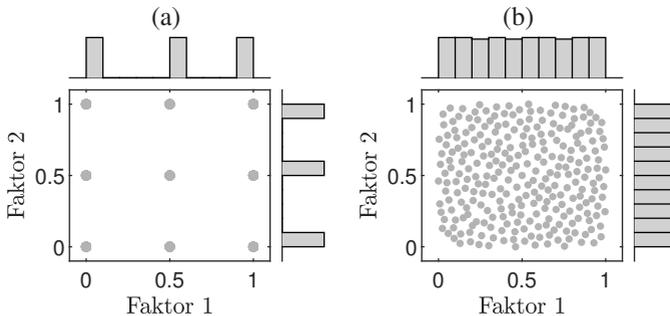


Abb. 2.3: (a) Vollfaktorieller Versuchsplan mit 5 Faktoren und $n = 243$ Punkten (b) LHS-Plan mit 5 Faktoren und $n = 257$ Punkten

hinaus soll ebenfalls sichergestellt werden, dass auch das Ergebnis neuer Eingabedaten möglichst exakt prädiziert werden kann. Diese Eigenschaft des Modells wird auch als Generalisierung bezeichnet [HFT01]. Gleichzeitig wird durch diese Eigenschaft das bereits erwähnte Overfitting vermieden, welches dazu führt, dass ein Modellverlauf durch die Datenpunkte des Trainingsdatensatzes entsteht, welcher zwischen einzelnen Trainingspunkten eine hohe Ungenauigkeit aufweist. Dieser Effekt ist insbesondere bei flexiblen, nichtlinearen Beschreibungsmodellen wie KNN zu berücksichtigen.

Zunächst werden in (2.10) – (2.12) drei verschiedene Gütekriterien definiert, welche im Rahmen dieser Arbeit zur Modellbewertung und -auswahl verwendet werden. Zunächst wird der maximale relative Fehler (engl.: *Maximum Relative Error*) (MaxRE) sowie der mittlere relative Fehler (engl.: *Mean Relative Error*) (MRE) bestimmt. Mit diesen Größen kann der Fehler der prädizierten Werte \hat{y} sowohl im Mittel als auch in der Spitze quantifiziert werden. Durch den relativen Bezug auf den Erwartungswert y ist weiterhin eine gut Interpretierbarkeit gegeben. Darüber hinaus wird ebenfalls das Bestimmtheitsmaß R^2 ermittelt. Dieses setzt die Summe der quadrierten Fehler (engl.: *Sum of Squared Errors*) ins Verhältnis zur Summe der quadrierten Abweichung zum Mittelwert (engl.: *Sum of Squared Totals*) des Datensatzes [Mey07]. R^2 ist damit ein Maß

für den Anteil der Korrekt prädierten Varianz des Datensatzes und geht für eine hohe Modellqualität gegen den Wert 1.

$$MaxRE = \max \left\{ \frac{y(x_i) - \hat{y}(x_i)}{y(x_i)} \right\} \quad (2.10)$$

$$\text{mit } x_i \in \{x_0, \dots, x_n\}$$

$$MRE = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{y(x_i) - \hat{y}(x_i)}{y(x_i)} \quad (2.11)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y(x_i) - \hat{y}(x_i))^2}{\sum_{i=1}^n (y(x_i) - \bar{y})^2} \quad (2.12)$$

Zur Prüfung der Modellqualität hinsichtlich des gewünschten Generalisierungseffektes sollte der vorliegende Datensatz in einen Trainings- sowie einen Testdatensatz aufgeteilt werden. Der Trainingsdatensatz wird für die Modellbildung verwendet. Das finale Modell wird anschließend auf den Testdatensatz angewandt und die prädierten mit den erwarteten Werten bspw. anhand der vorgestellten Gütekriterien verglichen. Auf diese Weise entsteht ein unabhängiges Bewertungsmaß für die Modellqualität unter Anwendung auf neue, unbekannte Eingangsdaten. In der so genannten *K-Fold* Kreuzvalidierung wird der Datensatz in *K* Partitionen aufgeteilt, wobei die Modellerstellung *K*-mal mit jeweils *K* – 1 Partitionen als Trainings- und einer Partition als Testdatensatz durchgeführt wird [HFT01]. Die ermittelten Gütekriterien werden über alle Durchläufe gemittelt. Auf diese Weise wird jeder Datenpunkt aus dem verwendeten Datensatz ein Mal im Testdatensatz verwendet. Die *K-Fold* Kreuzvalidierung liefert ein robusteres Ergebnis bzgl. der Modellqualität, da mehr Testdaten in die Berechnung mit einbezogen werden. Es ist insbesondere effizient, wenn die Größe des Datensatzes begrenzt oder eine zusätzliche Datenerhebung für einen größeren Testdatensatz sehr aufwendig ist.

2.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird der Stand des Wissens in der Literatur zu den technischen Grundlagen der Hybridantriebe sowie zur methodischen Vorgehensweise für die Auslegung technischer Systeme diskutiert. Weiterhin werden mathematische Methoden vorgestellt, welche zur Optimierung von technischen Systemen verwendet werden können. Unter Verwendung dieser drei Themenkomplexe wird im weiteren Verlauf das Ziel einer optimalen Systemauslegung autarker Hybridantriebe verfolgt.

3 Modellbasierte Systemauslegung

In diesem Kapitel wird ein Prozess zur modellbasierten Systemauslegung autarker Hybridantriebe vorgestellt. Der Begriff *modellbasiert* bezieht sich in diesem Zusammenhang auf eine generische Zerlegung des betrachteten Systems sowie dessen Umgebung in Teilsysteme. Jedes dieser Teilsysteme wird durch ein vereinfachtes Modell abgebildet. Weiterhin werden die Teilsysteme durch definierte Schnittstellen verknüpft. Das Ziel der Vorgehensweise ist eine allgemeingültige Beschreibung der teils komplexen Wechselwirkungen zwischen einzelnen Teilsystemen. Durch die allgemeine Systembeschreibung wird eine strukturierte Systemanalyse und eine Ableitung allgemeingültiger Handlungsempfehlungen ermöglicht. Diese Erkenntnisse werden im weiteren Verlauf dazu verwendet eine optimale Auslegung des autarken Hybridsystems unter Berücksichtigung aller relevanten Wechselwirkungen und Einflüsse zu entwickeln.

In den folgenden Abschnitten werden zunächst die verwendete Systemstruktur sowie dessen Schnittstellen vorgestellt. Die innerhalb der vorgestellten Methode verwendeten Begriffe werden definiert. Anschließend werden die Teilmole im Detail diskutiert.

3.1 Systemstruktur und -schnittstellen

In Abb. 3.1 ist das verwendete Schema zur Einteilung von Hybridsystem, Systemumgebung sowie deren Schnittstellen dargestellt. Die Systemumgebung

wird durch die Teilsysteme Fahrer, Fahrumgebung sowie Fahrzeug repräsentiert. Das Hybridsystem stellt ein Sub-System des Fahrzeuges dar und steht dabei mit anderen Sub-Systemen, namentlich Antriebsstrang und Bordnetz, in Interaktion.

Mit dem Sub-System Antriebsstrang wird mechanische Leistung ausgetauscht. Diese kann positiv im Falle eines Boost-Vorganges oder negativ im Falle einer Rekuperation oder Lastpunktanhebung sein. Die auftretenden Lasten sind abhängig vom Antriebsstrang selbst und ebenso von den übergeordneten Systemen wie Fahrzeug oder Fahrer. Die sich daraus ergebende Komplexität unterstreicht erneut die Notwendigkeit einer strukturierten Systemanalyse, welche durch dieses Schema unterstützt wird.

Das Sub-System Bordnetz muss im Fahrzeugbetrieb mit elektrischer Energie versorgt werden, sodass zum einen die Batterie ausreichend dimensioniert und zum anderen die Fahrstrategie für einen neutralen Energiehaushalt sorgen muss. Insbesondere mit zunehmender Elektrifizierung von Nebenaggregaten (bspw. Kältemittelverdichter) sowie zusätzlichen Verbrauchern für Komfort- oder Telematikfunktionen steigt der durchschnittliche Energieverbrauch des Bordnetzes an und hat damit potentiell einen größeren Systemeinfluss.

Zusammenfassend lassen sich die Einflüsse der Schnittstellen des Hybridsystems damit durch ein mechanisches sowie ein elektrisches Lastkollektiv beschreiben, welche durch die Interaktion mit dem Antriebsstrang respektive Bordnetz entstehen. Das Hybridsystem selbst lässt sich nach [Sil+16] in drei Ebenen einteilen, deren Ausprägung seine Eigenschaften vollständig beschreiben: Topologie, Komponenten und Fahrstrategie. Im Rahmen der Systemauslegung müssen diese Ebenen spezifiziert werden. Je nach Systemumgebung können sich dabei unterschiedliche Lösungen als zielführend erweisen, sodass die zweckmäßige Berücksichtigung der Einflüsse aus der Systemumgebung eine wichtige Rolle spielen. Dies zeigt sich beispielhaft in der steigenden Abweichung zwischen dem unter gesetzlich vorgeschriebenen Zertifizierungsbedingungen sowie im Kundenbetrieb ermittelten Kraftstoffverbrauch von PKW [Tie+16].

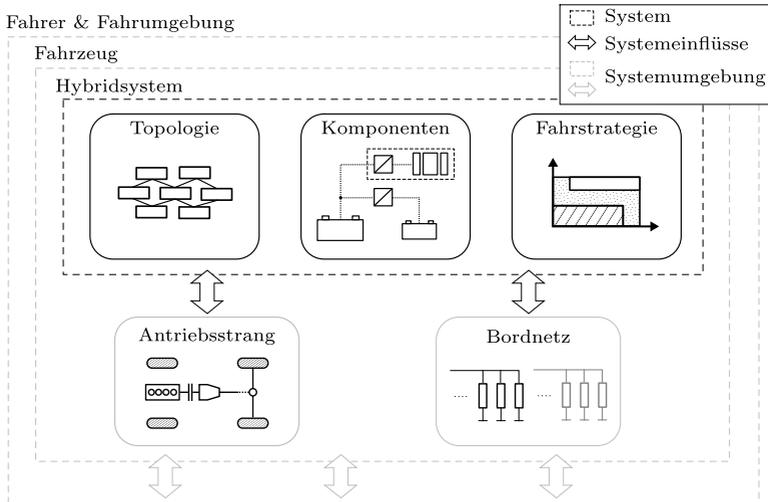


Abb. 3.1: Hybridsystem und Systemumgebung inkl. Schnittstellen [För+21]

Basierend auf dem diskutierten Schema zur Strukturierung des Hybridsystems sowie dessen Schnittstellen lassen sich mehrere Wirkebenen für die Systemauslegungen definieren. Diese sind in Abb. 3.2 dargestellt. Zwischen System und Systemumgebung sind zusätzlich die Systemanforderungen eingezeichnet. Diese wirken laut Dick et al. auf der Grenze zwischen Systemumgebung und System [DHJ17]. Die Systemanforderungen definieren somit, wie das System auf bestimmte Einflüsse aus dessen Systemumgebung reagieren soll. Das optimale System wird durch die Kombination von Systemumgebung sowie Systemanforderungen definiert und durch die verfügbaren Ressourcen zur Systemimplementierung und -integration begrenzt. Für die Identifikation des optimalen Systems existieren verschiedene Prozessvorschläge, die bereits in Kapitel 2.2.1 erläutert wurden. Die im Rahmen dieser Methode gewählte Vorgehensweise wird im nächsten Abschnitt beschrieben.

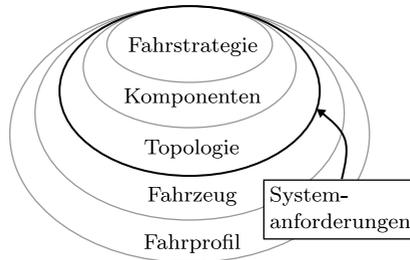


Abb. 3.2: Wirkebenen in Hybridsystem und Systemumgebung

3.2 Auslegungsprozess

Der vorgestellte Auslegungsprozess dient folgenden Zielen:

- Definition einer allgemeingültigen Vorgehensweise zur Auslegung autarker Hybridsysteme basierend auf Systemanforderungen und Systemumgebung
- Identifikation der Systemperformance sowie resultierender Komponentenanforderungen unter ganzheitlicher Betrachtung von Einflüssen aus der Systemumgebung
- Identifikation einer optimalen Modulstrategie für eine exemplarische Fahrzeugflotte unter Berücksichtigung von Synergieeffekten durch Mehrfachverwendung von Komponenten innerhalb des Portfolios (die so genannte Modularität der Komponenten)

Das erste Ziel wird in diesem Kapitel adressiert. Im weiteren Verlauf wird der vorgeschlagene Auslegungsprozess angewandt um das zweite und dritte Ziel umzusetzen.

Abb. 3.3 verwendet die allgemeine Struktur des V-Prozesses als Vorgehensmodell für die Produktentwicklung [Wal15]. Es wird zwischen drei vertikalen Ebenen unterschieden – der Fahrzeug-, System-, sowie Komponentenebene.

Dabei steigt die technische Detaillierung von der Fahrzeug- zur Komponentenebene. Weiterhin existieren drei horizontale Phasen, die den Fortschritt der Produktentwicklung gliedern. In der Definitionsphase wird das Produkt durch eine Top-Down Vorgehensweise auf Basis der Systemanforderungen definiert, indem eine Struktur von Teilsystemen mit je spezifischen Anforderungen über mehrere Ebenen entwickelt wird. Während der Implementierung werden diese Teilsysteme durch physikalische (Hardware-) oder virtuelle (Software-) Komponenten realisiert. Anschließend wird das Produkt während der Integrationsphase in einem Bottom-Up Verfahren aus den einzelnen (Teil-) Systemen respektive Komponenten zusammengefügt. Während dieser Phase findet kontinuierlich ein Prozess zur Verifikation und Validierung statt. Dieser soll sicherstellen, dass die Eigenschaften der realisierten (Teil-) Systeme den entwickelten Anforderungen aus der Definitionsphase sowie den Fahrzeuganforderungen entsprechen.

Die hier vorgestellte Methode zur Systemauslegung ist auf der Systemebene sowie in der Definitionsphase einzuordnen. Dabei existieren mit den Systemanforderungen sowie der Systemumgebung zwei Artefakte, die als Eingangsgrößen für die Methode interpretiert werden. Die resultierenden Komponentenanforderungen als weiteres Artefakt repräsentieren zusammen mit der ausgewiesenen Systemperformance die Ergebnisse und damit Ausgangsgrößen des Auslegungsprozesses.

Der Auslegungsprozess wird auf Basis von [SEB18] in drei Teilschritte untergliedert, die in Tab. 3.1 aufgelistet und definiert werden. Auf Basis der Systemanforderungen werden in *Schritt I* des Auslegungsprozesses Systemkonzepte definiert und relevante Systemparameter spezifiziert. Dieser Prozess wird als Systemdesign bezeichnet [SEB18] und benötigt als Eingangsgröße neben den Systemanforderungen ebenfalls Expertenkenntnisse oder geeignete Methoden zur Eingrenzung möglicher Lösungsvarianten. Die erstellten Konzepte werden in *Schritt II* analysiert und jedem Systemdesign wird eine quantitative Systemperformance zugewiesen. Dieser Arbeitsschritt wird als Systemanalyse

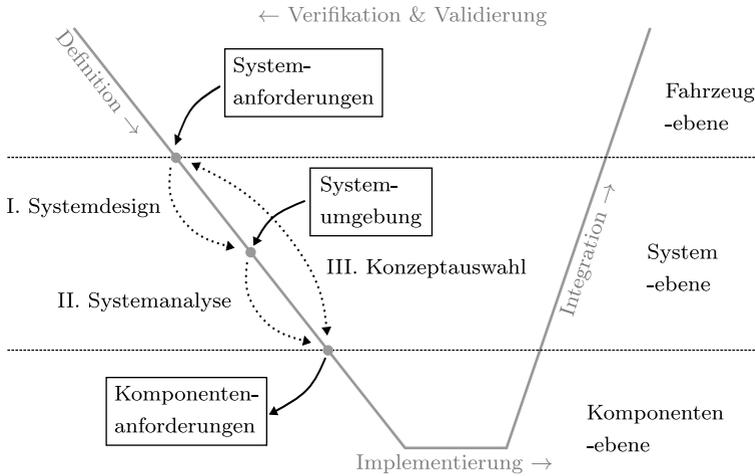


Abb. 3.3: Methodischer Ansatz zur Auslegung von autarken Hybridsystemen [För+21]

bezeichnet und basiert auf einer zweckmäßigen Abbildung des Systemverhaltens durch Modelle. Zusätzlich zur Definition des Systemdesigns werden für die Systemanalyse Annahmen und Modelle zur Systemumgebung benötigt. In *Schritt III*, der Konzeptauswahl, werden einzelne Lösungskandidaten anhand ihrer ermittelten Systemperformance miteinander verglichen und ein zielführendes Konzept ausgewählt. Dieses Konzept wird anschließend im Produktentwicklungsprozess weiter detailliert, wobei die in der Systemanalyse ermittelten Komponentenanforderungen ein Ergebnisartefakt darstellen, welches an die Komponentenebene weitergeführt wird.

3.3 Systemanforderungen

Die Systemanforderungen stellen eine wesentliche Eingabegröße für die vorgestellte Auslegungsmethode dar. Für die modellbasierte Betrachtung im Rahmen einer wissenschaftlichen Arbeit stellen sich folgende Herausforderungen:

Tab. 3.1: Definition von Arbeitsschritten der angewandten Methode

Arbeitsschritt	Beschreibung
Systemdesign (I)	Entwurf von Systemkonzepten durch Definition relevanter Systemparameter auf den Wirkebenen Topologie, Komponenten und Fahrstrategie
Systemanalyse (II)	Quantitative Bewertung von Systemkonzepten entsprechend der Systemanforderungen und Identifikation zugehöriger Komponentenanforderungen durch Einsatz von (generischen) Modellen für System und Systemumgebung
Konzeptauswahl (III)	Bewertung und Vergleich von Lösungen sowie Auswahl eines optimalen Systemkonzeptes

- Anforderungen variieren kontextspezifisch und können daher nicht vollständig allgemeingültig formuliert werden. Unterschiedliche Stakeholder wie bspw. Automobilhersteller können auf Basis einer übergeordneten Unternehmensstrategie zu unterschiedlichen Systemanforderungen gelangen. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Systemanforderungen können damit nur als Beispiel dienen und genügen nicht dem Anspruch der Vollständigkeit.
- Anforderungen können Produkteigenschaften beschreiben, die schwer durch parametrisierbare Modelle auf Basis vorhandener Daten abbildbar sind. Hier sind im realen Entwicklungsprozess experimentelle Untersuchungen durch Prototypen mit teils hohem Aufwand erforderlich. Die resultierenden Ergebnisse können teilweise wiederum für eine Modellbildung verwendet werden. Dieser aufwendige Prozess kann im Rahmen dieser Arbeit nicht für alle Produkteigenschaften abgebildet werden, so dass zweckmäßige Vereinfachungen oder Vernachlässigungen notwendig sind.

- Der in Abb. 3.3 dargestellte Definitionsprozess von der Fahrzeug- bis zur Komponentenebene beinhaltet im realen Entwicklungsprozess Iterationsschleifen mit so genannten Abweichungsanfragen (engl.: *Change Requests*). Damit können sich Systemanforderungen während der Produktentwicklung ändern, sobald neue Erkenntnisse vorliegen. Diese Iterationsschleifen können im Rahmen dieser Arbeit nicht sinnvoll dargestellt werden, sodass die hier vorgestellte Vorgehensweise zur Identifikation des initialen Konzeptes in einem realen Entwicklungsprozess interpretiert werden sollte.

In dieser Arbeit werden Systemanforderungen aus insgesamt vier Kategorien berücksichtigt. Diese sind in Tab. 3.2 zusammengefasst.

Effizienz Die Hauptmotivation zur Einführung elektrifizierter Fahrzeugantriebe stellt die Reduktion des Kraftstoffverbrauches dar. Daher wird die erste Kategorie durch die CO₂-Emissionen des Systems abgebildet. Da die Hybridsysteme in der Regel zur Steigerung der Kosteneffizienz evolutionäre Weiterentwicklungen von konventionellen Fahrzeugantrieben darstellen, wird die Effizienz in dieser Arbeit als relative Verbrauchsreduktion gegenüber einem konventionellen Antrieb mit Verbrennungsmotor quantifiziert.

Fahrleistung Neben der Reduzierung des Kraftstoffverbrauches bietet ein Hybridsystem die Möglichkeit zur Steigerung der Fahrleistung, die hier durch verschiedene Beschleunigungszeiten sowie die Maximalgeschwindigkeit repräsentiert wird. Diese Kriterien sind insbesondere relevant, wenn die Leistung des Verbrennungsmotors mit der Einführung eines Hybridsystems reduziert werden soll. Ebenfalls ist die Verfügbarkeit der Fahrleistung in elektrifizierten Fahrzeugantrieben zu berücksichtigen, die sich insbesondere aus der

Wiederholbarkeit von Fahrmanövern mit definiertem Beschleunigungsverhalten ergibt. Elektrische Komponenten können typischerweise kurzzeitig hohe Leistungen abrufen, müssen aber aufgrund einer im Vergleich zum Verbrennungsmotor geringen thermischen Trägheit in der Regel nach kurzer Zeit in ihrer maximalen Leistung begrenzt werden, um hohe Anforderungen an das Thermomanagement zu vermeiden.

Tab. 3.2: Bewertungskriterien aus Systemanforderungen

Kategorie	Kriterium	Zielgröße	Einheit
Effizienz	Verbrauchsreduktion ggü. konventionellem Antrieb	ΔCO_2	%
Fahrleistung	Beschleunigungszeiten	$t_{v_{fzg,1} \rightarrow v_{fzg,2}}$	s
	Wiederholbarkeit	$n_{v_{fzg,1} \rightarrow v_{fzg,2}}$	-
	Maximalgeschwindigkeit	$v_{fzg,max}$	km/h
Komfort	VKM-Starthäufigkeit	$N_{st,vkm}$	1/min
Kosten	Hybridsystemaufwand	$P_{bat,max}$	kW
		E_{bat}	Wh
		$P_{bat,rms}/P_{bat,max}$	-
		$P_{bat,max}/E_{bat}$	1/h
		$\sum P_{em,max}$	kW
	Downsizingpotential	$P_{vkm,red}$	kW

Komfort Der Komfort des Fahrzeuges kann auf vielfältige Weise durch ein Hybridsystem beeinflusst werden. Die – im Vergleich zu konventionellen Antrieben – gesteigerte elektrische Leistungsfähigkeit allein ermöglicht den Einsatz verschiedener Komfortverbraucher wie bspw. einen elektrischen Kältemittelverdichter [FHP17]. Dem Hybridsystem kommt die Aufgabe zu, das Fahrzeugbordnetz mit Energie zu versorgen. Daher ist der Leistungsbedarf des Bordnetzes eine wichtige zu berücksichtigende potentielle Einflussgröße.

Der Komfort wird in Hybridsystemen ebenfalls positiv durch einen komfortableren Motorstart im Vergleich zu einem konventionellen Fahrzeugantrieb beeinflusst [TIE18]. Dies wird durch ein schnelleres Durchlaufen kritischer Resonanzdrehzahlbereiche während des Motorstarts aufgrund des hohen Drehmomentes der E-Maschine bei niedriger Drehzahl ermöglicht. Da dieser Effekt schwer zu modellieren ist und das resultierende NVH-Verhalten sehr spezifisch von Applikation und realen Komponenteneigenschaften abhängt, wird dieser Aspekt im Rahmen der Systemanforderungen vernachlässigt. Stattdessen wird die Häufigkeit von Motorstarts $N_{st,vkm}$, die in P2-Systemen durch die Fahrstrategie beeinflusst werden kann, als Kriterium aus der Kategorie Fahrkomfort betrachtet. Dies wird dadurch begründet, dass Motorstarts zu NVH-Nachteilen führen können oder alternativ einen höheren Anspruch an den Startablauf bewirken.

Kosten Die letzte Kategorie der berücksichtigten Systemanforderungen stellen die Kosten des Systems dar. Diese Kategorie repräsentiert den Aufwand, der dem Systemnutzen hinsichtlich Effizienz, Fahrleistung und Komfort zur Identifikation des optimalen Konzeptes gegenübergestellt werden muss. Im Falle des Hybridsystems lassen sich zwei Unterkategorien definieren. Zum einen entsteht ein zusätzlicher Aufwand durch die Integration des Hybridsystems, der sich aus dem Aufwand der einzelnen Komponenten zusammensetzt. Zum anderen ergibt die durch das Hybridsystem erhöhte Beschleunigungsfähigkeit unter Umständen die Möglichkeit, die maximale Leistung des Verbrennungsmotors bei konstanter bzw. leicht reduzierter Fahrleistung um einen

Anteil $P_{vkm,red}$ der maximalen Hybridsystemleistung $P_{sys,max}$ zu reduzieren. Diese Möglichkeit wird in dieser Arbeit unter dem Begriff Downsizingpotential betrachtet und kann den Gesamtkostenaufwand des Antriebes reduzieren. Damit wirkt sie als Gegenspieler zu den Kosten des Hybridsystems.

In Tab. 3.2 sind fünf wichtige Kostentreiber zusammengefasst, die in dieser Arbeit den Komponentenaufwand des Hybridsystems in Abhängigkeit der Auslegungsgrößen beschreiben. Die Maximalleistung $P_{sys,max}$ des Hybridsystems wird in dieser Arbeit als maximal geforderte mechanisch-generatorische Re-kuperationsleistung der E-Maschine definiert. Daraus ergibt sich ebenfalls die maximal erforderliche Batterieleistung $P_{bat,max}$, wobei diese vereinfacht als identisch zur maximalen Systemleistung betrachtet wird. Der Energieinhalt der Batterie E_{bat} stellt den notwendigen nutzbaren Energieinhalt für Antriebsfunktionen dar. Die dafür real zu installierende Kapazität der Batterie kann diesen Wert um einen Faktor bis zu 2 übertreffen. Dies ist auf notwendige Energievorhalte bzw. nicht verfügbare SOC-Bereiche der Batterie zurückzuführen, wie sie bspw. aus einer abnehmenden Kapazität infolge Alterung, Strom- und Spannungsbegrenzungen sowie einer notwendigen Sicherstellung der Verfügbarkeit von Sicherheitsfunktionen bspw. im Crash-Fall resultieren.

Für die Auswahl einer geeigneten Zelltechnologie der Batterie ist die so genannte maximale C-Rate relevant, welche den maximalen Lade- und Entladestrom ins Verhältnis zur Kapazität setzt. Eine höhere C-Rate führt zu strengeren technischen Anforderungen an die Komponente, welche in der Regel mit einem reduzierten Lösungsraum verfügbarer Komponenten oder mit einem erhöhten Kostenaufwand einher gehen. Vereinfacht wird hier das Verhältnis von maximaler Batterieleistung $P_{bat,max}$ zu nutzbarem Energieinhalt E_{bat} als Kostentreiber berücksichtigt. Dies ist zulässig, solange die Spannungslage des Hybridsystems nicht verändert wird und eine Erhöhung des nutzbaren Energieinhaltes durch Parallelschaltung von Zellen oder durch Auswahl eines Zelltyps mit höherer Kapazität erzielt wird. Da die Untersuchungen in dieser Arbeit ausschließlich am Beispiel der 48 V-Technologie durchgeführt werden, wird dieser Ansatz als zweckmäßig angesehen.

Der Thermomanagement-Aufwand des Systems wird als weiterer Kostentreiber betrachtet. Dieser wird durch den Quotienten aus effektiver Dauerleistung $P_{bat,rms}$ und Maximalleistung $P_{bat,max}$ der Batterie beschrieben. Dahinter steht die Annahme, dass die Kosten der Batteriezelle vor allem mit der maximalen Leistung und dem nutzbaren Energieinhalt skalieren, während eine dauerhaft hohe Auslastung der Batterie innerhalb ihrer Leistungsgrenzen den notwendigen Kühlaufwand zum Einhalten der kritischen Zelltemperaturgrenzen erhöht.

In Konzepten mit mehreren E-Maschinen wird nicht nur die maximale Systemleistung sondern ebenfalls die Anzahl von E-Maschinen und damit die in Summe verbaute Leistung als Treiber für die Systemkosten betrachtet. Damit wird berücksichtigt, dass der Materialeinsatz für zusätzliche E-Maschinen steigt, auch wenn die maximal verfügbare Systemleistung konstant bleibt.

Eine Möglichkeit, die Systemkosten im Auslegungsprozess zu berücksichtigen, bietet die Anwendung von Kostenmodellen [Egh14; Wei17]. Diese Modelle bilden in Abhängigkeit der vorab diskutierten Auslegungsgrößen die resultierenden Material- und Herstellungskosten einzelner Systemkomponenten ab. Eine Herausforderung besteht darin, dass diese Kosten sich mit Stückzahlen sowie der aktuellen Marktsituation (Angebot, Nachfrage) verändern können. Weiterhin ist es gerade für neue Technologien schwierig repräsentative Kosten zu ermitteln, da noch keine Preisbildung am Markt stattgefunden hat oder notwendige Herstellungseinrichtungen noch nicht existieren. Der Aufwand für ein Kostenmodell, welches das gesamte System ausreichend genau beschreiben kann, wird damit als hoch eingeschätzt.

Ein Vorteil eines detaillierten Kostenmodells ist die mögliche Dimensionsreduktion der hier vorgestellten sechs Kosten-Einflussfaktoren auf eine einzige Dimension in Form eines monetären Kostenwertes, sodass der Nutzen dem Aufwand direkt gegenübergestellt werden kann. Da sich der Nutzen allerdings ebenfalls aus mehreren Kategorien wie Effizienz oder Fahrleistung zusammensetzt, muss hier dennoch eine zusätzliche Gewichtung durchgeführt

werden, um ein skalares Aufwand/Nutzen-Verhältnis gegenüberzustellen. Aufgrund des beschriebenen hohen Aufwandes und der Risiken eines detaillierten Kostenmodells wird die Vorgehensweise einer exemplarischen Gewichtung der Kriterien im weiteren Verlauf auch für die vorgestellten Parameter des Komponentenaufwandes sowie des Downsizingpotentials angewandt. Auf eine wirtschaftliche Modellierung der monetären Kosten wird damit verzichtet. Stattdessen werden im weiteren Verlauf basierend auf technischen Erfahrungswerten plausible Wertebereiche und Gewichtungsfaktoren für alle berücksichtigten kostenrelevanten Kriterien definiert.

Vernachlässigte Anforderungen In den vorherigen Abschnitten wurden die für den vorgestellten Auslegungsprozess berücksichtigten Systemanforderungen diskutiert, welche die wesentlichen Kriterien für die Systemauslegung repräsentieren. Dabei ist es aus zuvor genannten Gründen auch notwendig weitere Systemanforderungen zu vernachlässigen. Ein in der realen Produktentwicklung wichtiges Kriterium ist die Einhaltung vorhandener Bauraumbegrenzungen. Damit können sich manche Lösungen als nicht umsetzbar herausstellen. Um dies zu vermeiden, können parametrisierbare Bauraummodelle verwendet werden [Wer17]. Aufgrund der Vielzahl an denkbaren Einbauorten bspw. der Batterie sowie der unterschiedlichen Randbedingungen verschiedener Fahrzeugsegmente und Antriebsarchitekturen ist dies schwer allgemeingültig umsetzbar. Daher wird dieser Einfluss in dieser Arbeit vernachlässigt. Sicherheitsspezifische Anforderungen, die bspw. Sicherungen oder Kontaktierungen elektrischer Komponenten betreffen, sind auf der Systemebene nicht sinnvoll zu betrachten und werden damit vernachlässigt. Gleiches gilt für die Zuverlässigkeit und Lebensdauer der Komponenten, die durch entsprechende Komponentendimensionierung und Belastungsanalysen auf der Komponentenebene betrachtet werden müssen.

3.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird der in dieser Arbeit verwendete methodische Prozess zur optimalen Auslegung autarker Hybridsysteme vorgestellt. Der Prozess wird in den Entwicklungsprozess der Produktentwicklung eingeordnet und dessen Ziele vorgestellt. Die Struktur der in dieser Arbeit verwendeten Systembeurteilung wird diskutiert und wichtige Begriffe wie das Hybridsystem, die Systemschnittstellen oder die Systemumgebung definiert. Zuletzt wurden die betrachteten Systemanforderungen als wesentliche Ausgangsgrößen für die Auslegung des Hybridsystems definiert. Der Auslegungsprozess wird im weiteren Verlauf durch zweckmäßige Modellierung der verwendeten Artefakte umgesetzt und für die Analyse und Optimierung des Hybridsystems verwendet.

4 Modellierung von Hybridsystem und Systemumgebung

In diesem Kapitel werden alle notwendige Modelle für die in Kapitel 3 vorgestellte Methode zur Systemauslegung autarker Hybridantriebe aufgestellt. Dabei wird entsprechend Abb. 3.2 zwischen Systemumgebung und Hybridsystem sowie deren Schnittstellen unterschieden. Abschließend werden die Teilmodelle validiert und hinsichtlich ihrer Qualität bewertet.

4.1 Systemumgebung

Die Systemumgebung beschreibt alle Einflüsse auf das Hybridsystem aus der Umgebung. Zusammen mit den Systemanforderungen werden damit die Randbedingungen festgelegt, aus denen sich anschließend das optimale Hybridsystem ermitteln lässt. Dies unterstreicht die außerordentliche Bedeutung einer möglichst vollständigen Berücksichtigung der Systemumgebung für die Systemauslegung. Eine unvollständige Beschreibung kann trotz optimaler Systemauslegung schließlich zu sub-optimalen Systemen in der Nutzungsphase führen und damit das Ziel der Auslegung verfehlen. Im vorherigen Kapitel wurde in der Systemumgebung zwischen dem Fahrzeugsystem mit den dazugehörigen Teilsystemen Antrieb und Bordnetz sowie den übergeordneten Fahrer- und Fahrumgebungssystemen unterschieden. Diese werden im weiteren Verlauf diskutiert. Weiterhin wird das Fahrzeugsystem um den Aspekt der Fahrzeugflotte erweitert, um die Varianz unterschiedlicher Fahrzeugtypen in der Methode berücksichtigen zu können.

4.1.1 Fahrer und Fahrumgebung

Das Fahrer- und Fahrumgebungssystem beeinflusst das Fahrzeugsystem auf unterschiedliche Weise. In dieser Arbeit liegt der Fokus auf einer Betrachtung der Einflüsse auf die Längsdynamik sowie den elektrischen Energieverbrauch des Fahrzeuges. Zu diesem Zweck werden Anwendungsfälle (engl.: *Use-Cases*) untersucht, die alle wesentlichen Einflüsse aus den Systemanforderungen und den daraus resultierenden Zielgrößen abbilden. Im weiteren Verlauf wird zwischen Einzelmanövern und Fahrzyklen unterschieden. Einzelmanöver stellen eine kurzzeitige Grenzbelastung des Systems dar und definieren damit die maximale und kurzzeitige Leistungsfähigkeit bspw. während einer Vollastbeschleunigung. Fahrzyklen stellen demgegenüber einen statistisch für den Fahrzeugeinsatz repräsentativen zeitlichen Verlauf eines Fahrprofils dar. Dies ist bspw. für die Ermittlung des durchschnittlichen Kraftstoffverbrauches eines Fahrzeuges sinnvoll, sodass für die Fahrzeugtypisierung unterschiedliche Zertifizierungszyklen wie bspw. der in der europäischen Union maßgebliche *World-wide Harmonized Light Duty Test Cycle* (WLTC) existieren.

4.1.1.1 Einzelmanöver

Ein Teil der aus den Systemanforderungen in Kapitel 3.3 resultierenden Zielgrößen sind anhand von Einzelmanövern zu bewerten. Einzelmanöver treten im Fahrzeugbetrieb zwar verhältnismäßig selten auf, allerdings spielen diese für das Kundenerlebnis dennoch eine wichtige Rolle. Anhand der Einzelmanöver wird die maximale Beschleunigungsfähigkeit, die erreichbare Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeuges sowie die Wiederholbarkeit von Beschleunigungsmanövern mit definiertem Beschleunigungsverhalten als relevante Kriterien für die Fahrleistung ermittelt. Für diese Arbeit werden zwei wesentliche Use-Cases als Einzelmanöver definiert, anhand derer die fahrleistungsspezifischen Kriterien repräsentativ ermittelt werden können. In der automobilen Produktentwicklung müssen diese je nach Systemanforderungen um weitere Use-Cases ergänzt oder ersetzt werden. Dabei ist es wichtig, dass sich die in

den Systemanforderungen definierten Zielgrößen anhand der Use-Cases repräsentativ bewerten lassen.

Abb. 4.1 (a) stellt ein im weiteren Verlauf als *UCI* bezeichnetes Einzelmanöver dar, welches mit einer Vollastbeschleunigung aus dem Stillstand auf 120 km/h beginnt. Anschließend finden vier Geschwindigkeitswechsel zwischen 80 km/h und 120 km/h mit definierter Verzögerungs- und Beschleunigungsleistung statt. Anhand des Manövers lässt sich die Beschleunigungszeit aus dem Stand auf 100 km/h $t_{0 \rightarrow 100 \text{ km/h}}$ sowie die Elastizität $t_{80 \rightarrow 120 \text{ km/h}}$ ermitteln. Die Geschwindigkeitswechsel definieren die geforderte Verfügbarkeit der Beschleunigungsleistung.

In einem elektrischen Antrieb sind typischerweise kurzzeitig hohe Leistungswerte verfügbar, welche bei andauernder Belastung über eine definierte Zeitdauer hinaus zu einer Bauteilerwärmung über kritische Temperaturgrenzen hinaus führen können. Aus diesem Grund muss die Leistung der Komponenten des elektrischen Antriebes (insbesondere der E-Maschine und Batterie) bei andauernder Belastung nach einer definierten Zeitdauer auf einen Wert unterhalb der Maximalleistung reduziert werden. Diese Funktion wird in dieser Arbeit als Derating bezeichnet.

Die Derating-Funktion verfügt über Auswirkungen auf das Beschleunigungsverhalten von elektrischen oder elektrifizierten Fahrzeugantrieben. Die Forderung einer maximalen Verfügbarkeit analog eines konventionellen Antriebes mit Verbrennungsmotor kann die Komponentenanforderungen und damit die Kosten eines Hybridsystems stark erhöhen bzw. die maximal nutzbare Fahrleistung reduzieren. Aus diesem Grund wird es als sinnvoll erachtet, bereits bei der Beschreibung der Use-Cases die notwendige Verfügbarkeit der Beschleunigungsleistung zu definieren. In *UCI* wird dies umgesetzt, indem die freizugebende Beschleunigungsleistung über insgesamt fünf Beschleunigungsvorgänge um 30 % abnehmen darf. Dieses Vorgehen entspricht einem proaktiven Leistungsderating durch die Fahrstrategie zur Reduktion der Komponentenanforderungen als Alternative zu einem reaktiven Derating einer Komponente mit evtl. resultierenden Abweichungsanfragen im Entwicklungsprozess.

Der Vorteil in dem hier vorgeschlagenen Vorgehen besteht darin, dass der Systementwickler das Fahrzeugverhalten mit dieser Anforderung klar definiert anstatt das resultierende Fahrzeugverhalten den finalen Eigenschaften der Komponente zu überlassen. In einem realen Entwicklungsprozess führen beide Wege durch mehrere Entwicklungsschleifen und Abweichungsanfragen voraussichtlich zu einem ähnlichen Ziel. Der vorgeschlagene Prozess wird hier allerdings im Sinne einer konsequenten Top-Down-Entwicklung aufgrund der Vermeidung eines evtl. unnötigen Komponentenaufwandes sowie zusätzlicher Entwicklungsschleifen bevorzugt. Das proaktive Leistungsderating wird durch (4.3) formalisiert. In dem vorliegenden Fall werden $n = 5$ Wiederholungen und $x_n = 0,7$ gesetzt um eine Abnahme der Beschleunigungsleistung auf 70 % über fünf Wiederholungen zuzulassen.

$$P_{max,0} = P_{vkm,0} + P_{em,0} \quad (4.1)$$

$$P_{max,i} = P_{max,0} \cdot x(i) \quad (4.2)$$

$$\text{wobei } x = \{1, \dots, x_n\}$$

$$P_{em,i} = \max\{0, P_{max,0} \cdot x(i) - P_{vkm,0}\} \quad (4.3)$$

In Abb. 4.1 (b) wird das zweite betrachtete Einzelmanöver dargestellt, welches einer Volllastbeschleunigung auf die Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeuges entspricht und im weiteren Verlauf als *UC2* bezeichnet wird. Relevante Zielgrößen in diesem Use-Case sind die erreichte und dauerhaft haltbare Maximalgeschwindigkeit $v_{fzg,max}$ sowie die dafür notwendige Beschleunigungsdauer $t_{0 \rightarrow v_{fzg,max}}$. Für die Berechnung wird eine Fahrbahnsteigung von 2 % angenommen. Weiterhin wird eine elektronisch abgeriegelte Grenze von 250 km/h für die Maximalgeschwindigkeit angenommen.

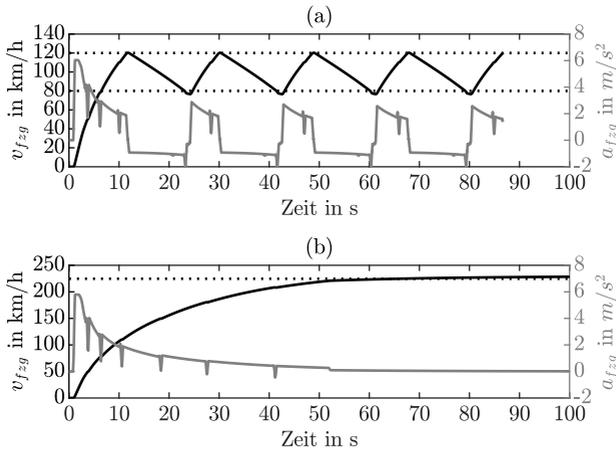


Abb. 4.1: Performance Use-Cases (a) *UC1* (b) *UC2*

4.1.1.2 Fahrzyklen

Die übrigen Zielgrößen aus den in dieser Arbeit betrachteten Systemanforderungen lassen sich anhand von Use-Cases ermitteln, die durch so genannte Fahrzyklen (FZ) beschrieben werden. Diese stellen kontinuierliche Geschwindigkeitsverläufe dar, welche für ein beliebiges Fahrzeug anhand dessen Fahrwiderständen in ein Lastprofil am Rad transformiert werden können. Um ein besonders realitätsnahes Lastprofil zu erhalten, können die Geschwindigkeitsverläufe eines FZ zusätzlich um ein Steigungsprofil ergänzt werden. Es lassen sich allgemein zwei verschiedene Anwendungsfälle für FZ festhalten:

- *Standardfahrzyklen* werden für die Verbrauchsprognose eines Fahrzeuges im Rahmen des gesetzlichen Zulassungsprozesses verwendet. In unterschiedlichen Ländern und Märkten kommen teilweise unterschiedliche FZ zum Einsatz. Es existieren FZ, wie der vor allem in Europa relevante WLTC, die sowohl inner- als auch außerstädtische Fahrsituationen beinhalten, sowie dezidierte Stadt- oder „Highway“-Profile, wie die

US-Zertifizierungszyklen FTP75 oder HWFET. Standardfahrzyklen verfolgen das Ziel, das voraussichtliche durchschnittliche Kundenverhalten möglichst genau abzubilden, um realitätsnahe Verbrauchsprognosen zu erhalten. Dabei besteht allerdings die Randbedingung einer begrenzten Länge und Anzahl von Fahrprofilen, um den Testaufwand während der Zertifizierung auf ein realisierbares Maß zu begrenzen. Dies ist für Fahrzeughersteller insbesondere im Zuge der WLTP-Einführung in Europa wichtig, da nun alle verbrauchsrelevanten Fahrzeugvariationen separat zertifiziert werden müssen [Hoo+18].

- *Auslegungsfahrzyklen* werden bereits während des Entwicklungsprozesses verwendet, um die Randbedingungen des Systems während der Nutzungsphase abzubilden. In der Systementwicklung werden dabei zunehmend virtuelle Simulationsmethoden eingesetzt, um frühzeitig eine Aussage über die Leistungsfähigkeit unterschiedlicher Antriebskonzepte zu treffen. Zu diesem Zweck können ebenfalls Standardfahrzyklen verwendet werden, da diese ein wichtiges Kriterium für eine spätere Zertifizierung des Fahrzeuges repräsentieren. Zur Auslegung des optimalen Antriebssystems müssen allerdings zunächst die einzelnen Systemkomponenten dimensioniert werden. Um ein möglichst detailliertes Systemverständnis zu erlangen und ein robustes Systemverhalten in allen relevanten Nutzungsszenarien zu gewährleisten, empfiehlt es sich daher neben den Standardfahrzyklen zusätzlich hinsichtlich Dynamik, Geschwindigkeit und Topographie unterschiedliche Fahrzyklen auf deren Systemeinfluss hin zu untersuchen. Durch den Einsatz von Simulationsmethoden ist es vergleichsweise einfach möglich, eine hohe Anzahl verschiedener Szenarien zu untersuchen. Damit lassen sich Auslegungsfahrzyklen als zweite Kategorie festhalten. An diese besteht neben der Abbildung des mittleren Fahrzeugbetriebes die zusätzliche Anforderung, die Varianz relevanter Nutzungsszenarien darzustellen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden Auslegungsfahrzyklen zur simulationsgestützten Systemauslegung autarker Hybridantriebe verwendet. Dieser Anwendungsfall zählt damit zur zweiten Kategorie. Dabei soll sowohl der durchschnittliche Einfluss realer Fahrprofile im Kundenbetrieb als auch dessen Varianz untersucht werden. Standardfahrzyklen wie der WLTC erfüllen diese Anforderung nicht und werden damit in dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Stattdessen wird ein datenbasiertes Verfahren eingesetzt, welches anhand einer umfangreichen Datenbank aus Fahrzeugmessungen repräsentative charakteristische FZ identifiziert. Dieses Verfahren wurde bereits im Rahmen der Erstellung dieser Arbeit mit geänderten Prämissen veröffentlicht [FIG20]. Im Folgenden werden die für die Erstellung dieser Arbeit eingesetzten Arbeitsschritte beschrieben und diskutiert.

Datenbasis Für die Entwicklung der Auslegungsfahrzyklen wurden Messdaten aus dem so genannten Fahrzeugdauerlauf verwendet. Diese Messfahrten werden von Automobilherstellern durchgeführt, um neue Fahrzeuge hinsichtlich Funktionalität und Zuverlässigkeit abzusichern. Dabei werden gezielt unterschiedlichste Strecken gewählt, um das Nutzungsverhalten des Kunden möglichst vollständig abzubilden. Es entstehen große Mengen an Fahrzeugmessdaten, die auch für die Auslegung neuer Fahrzeugkonzepte interessant sind. Die Motivation der hier vorgestellten Methode zur Identifikation von Auslegungsfahrzyklen besteht darin, diese große Menge an Fahrzeugmessdaten zu strukturieren und die Varianz relevanter Fahrscenarien aus der Datenbasis durch eine beschränkte Anzahl an kompakten Auslegungsfahrzyklen abzubilden. Dabei werden nur Messungen berücksichtigt, die auf europäischen Straßen unter normalen Betriebsbedingungen durchgeführt wurden. Extrembelastungstests werden vorab gefiltert und entfernt. Die Datenbasis stellen etwa eine Million Kilometer zufälliger Geschwindigkeitsprofile auf europäischen Straßen unter normalen Betriebsbedingungen dar. Diese Profile werden analog zu [FIG20] um ein Steigungsprofil ergänzt, welches sich aus dem frei verfügbaren Datensatz *Shuttle Radar Topography Mission 1-arc second* der NASA ermitteln lässt [NAS13].

Datensegmentierung Im ersten Schritt werden die Geschwindigkeitsprofile in so genannte Micro-Trips segmentiert, welche Abschnitte von einem Fahrzeugstillstand bis zum nächsten darstellen. Jeder Micro-Trip besteht damit aus einer initialen Stillstandsphase und einer anschließenden Fahrphase. Dies ist ein in der Erstellung von Fahrzyklen gängiges Verfahren und dient der Differenzierung und Bewertung einzelner Abschnitte von Fahrprofilen sowie der anschließenden Zusammensetzung von in der Länge begrenzten Fahrzyklen [And04; Tut+15].

Klassifizierungsmerkmale Für die einzelnen Segmente werden Merkmale ermittelt, um diese anschließend in charakteristische Gruppen zu klassifizieren. Zu diesem Zweck werden analog [NFN16] fahrzeugunabhängige Kenngrößen aus den mittleren Fahrwiderständen (engl.: *Mean Tractive Force*) (MTF) eines Fahrzeuges abgeleitet. Es besteht eine Herausforderung darin, das Geschwindigkeitsprofil ohne Berücksichtigung fahrzeugspezifischer Fahrwiderstandsparameter zunächst in Zug- sowie Verzögerungsphasen zu unterteilen. In (4.4) werden basierend auf Beschleunigungsgrenzen die Beschleunigungsphasen τ_{acc} und Verzögerungsphasen τ_{dec} definiert. Die Zugphasen τ_{rac} stellen eine Kombination von Beschleunigungs- und Konstantfahrt-Phasen dar. Es wird vereinfachend angenommen, dass die Zugkraft am Rad im Zeitintervall τ_{rac} positiv ist ($F_{rad} > 0$). Die verwendeten Beschleunigungsgrenzen wurden aus [Tut+15] übernommen.

$$\begin{aligned}\tau_{acc} &= \{t \mid a_{fzg}(t) > 0,139 \text{ m/s}^2\} \\ \tau_{dec} &= \{t \mid a_{fzg}(t) < -0,139 \text{ m/s}^2\} \\ \tau_{rac} &= \{t \mid a_{fzg}(t) > -0,139 \text{ m/s}^2\}\end{aligned}\tag{4.4}$$

Die mittlere Zugkraft am Rad \bar{F}_{rad}^+ lässt sich durch (4.5) berechnen. Zusätzlich wird in (4.6) die mittlere Verzögerungskraft am Rad \bar{F}_{rad}^- definiert, um das Rekuperationspotential eines Hybridantriebes zu berücksichtigen.

$$\bar{F}_{rad}^+ = \frac{\int F_{rad}^+(t) \cdot v(t) dt}{\int v(t) dt} \approx \frac{\int_{t \in \tau_{trac}} F_{rad}(t) \cdot v(t) dt}{\int v(t) dt} \quad (4.5)$$

$$\bar{F}_{rad}^- = \frac{\int F_{rad}^-(t) \cdot v(t) dt}{\int v(t) dt} \approx \frac{\int_{t \in \tau_{dec}} F_{rad}(t) \cdot v(t) dt}{\int v(t) dt} \quad (4.6)$$

Die Fahrwiderstände am Rad lassen sich allgemein durch (4.7) berechnen, wobei diese sich aus Roll-, Luft-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand zusammensetzen. Das Fahrprofil wird durch die Fahrzeuggeschwindigkeit v_{fzg} , -beschleunigung a_{fzg} sowie die Fahrbahnsteigung p_{fzg} repräsentiert. Die übrigen Parameter wie der Fahrwiderstandsbeiwert c_w , die Frontfläche A_f , die Fahrzeugmasse m oder der Rollwiderstandsbeiwert c_r stellen fahrzeugspezifische Parameter dar und sollen somit keinen Einfluss auf die Klassifizierungsmerkmale erhalten.

$$F_{rad} = F_{roll} + F_{luft} + F_{steig} + F_{acc} \quad (4.7)$$

$$\text{wobei} \quad F_{roll} = c_r \cdot m \cdot g$$

$$F_{luft} = \frac{1}{2} \cdot \rho_l \cdot c_w \cdot A_f \cdot v_{fzg}^2$$

$$F_{steig} = m \cdot g \cdot \sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{p_{fzg}}{100} \right) \right)$$

$$F_{acc} = m \cdot a_{fzg}$$

Die Berechnung der MTF lässt sich durch (4.8) auf die einzelnen Fahrwiderstände (MTF-Komponenten) übertragen. Somit können die Einflüsse der MTF-Komponenten im weiteren Verlauf getrennt betrachtet werden.

$$\bar{F}_{rad}^+ \approx \sum_{i \in \{roll, luft, steig, acc\}} \frac{\int_{t \in \tau_{trac}} F_i(t) \cdot v_{fzg}(t) dt}{\int v_{fzg}(t) dt} \quad (4.8)$$

$$= \bar{F}_{roll}^+ + \bar{F}_{luft}^+ + \bar{F}_{steig}^+ + \bar{F}_{acc}^+$$

Anhand einer detaillierten Betrachtung der MTF-Komponenten wurden sieben Klassifizierungsmerkmale identifiziert, welche den fahrprofilspezifischen Energieverbrauch des Fahrzeuges repräsentieren. Die detaillierte Herleitung dieser Größen wird in Abschnitt A vorgestellt. An dieser Stelle werden lediglich die physikalischen Effekte genannt, welche die einzelnen Merkmale repräsentieren:

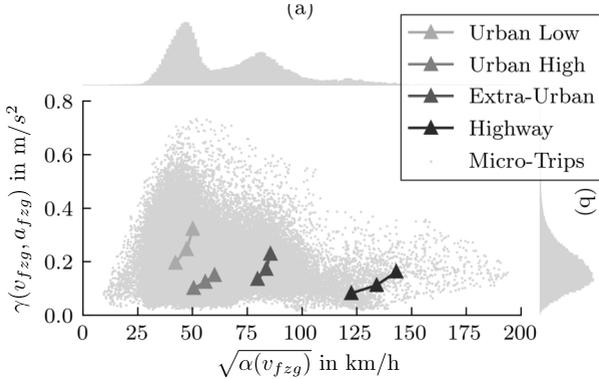
α	→	Luftwiderstand
β	→	Rollwiderstand
$\gamma, \tilde{\gamma}$	→	Beschleunigungswiderstand
x_{acc}^1	→	Beschleunigungshäufigkeit
δ	→	Steigungswiderstand
$\varepsilon, \tilde{\varepsilon}$	→	Verzögerungskraft
ζ	→	Stillstandshäufigkeit

In Tab. 4.1 werden diese Merkmale den Kategorien Fahrumgebung und Fahrstil innerhalb der Systemumgebung zugeordnet. Mithilfe dieser Vorgehensweise ist es möglich, Fahrprofile in den Dimensionen Fahrumgebung und Fahrstil anhand der zugehörigen Merkmale zu klassifizieren.

¹ in Verbindung mit β wird indirekt auch die Verzögerungshäufigkeit abgebildet

Tab. 4.1: Einfluss von Fahrumgebung und Fahrstil auf definierte Fahrprofilparameter

Parameter	α	β	γ	$\tilde{\gamma}$	x_{acc}	δ	ε	$\tilde{\varepsilon}$	ζ
Fahrumgebung	✓	✓	✓	-	✓	✓	✓	-	✓
Fahrstil	-	-	✓	✓	-	-	✓	✓	-

**Abb. 4.2:** Parameterraum der verwendeten Micro-Trips in den zuvor definierten Dimensionen α (Fahrgeschwindigkeit) und γ (Beschleunigungsintensität) inkl. Häufigkeitsverteilung (a, b) und klassifizierte Gruppen nach [FIG20]

Klassifikation Zur Klassifikation der segmentierten Fahrprofile wird ein Verfahren auf Basis des *k-Means* Cluster-Algorithmus sowie kumulierter Häufigkeitsverteilungen verwendet [FIG20]. Anhand von Cluster-Performance-Indikatoren sowie definierter Perzentilgrenzen wurden vier verschiedene Fahrumgebungen sowie drei Fahrstilklassen entwickelt. In Abb. 4.2 sind die resultierenden Clusterzentren sowie alle Micro-Trips der Datenbasis in den Dimensionen der Klassifizierungsmerkmale α und γ dargestellt. Die identifizierten Fahrumgebungen werden als „Urban Low“, „Urban High“, „Extra-Urban“ und „Highway“ bezeichnet. Die Fahrstilklassen werden als „mild“ für das untere Quantil, „average“ (avg.) für das zweite und dritte Quantil sowie „aggressive“ (aggr.) für das obere Quantil der kombinierten Beschleunigungs- und Verzögerungsintensität bezeichnet.

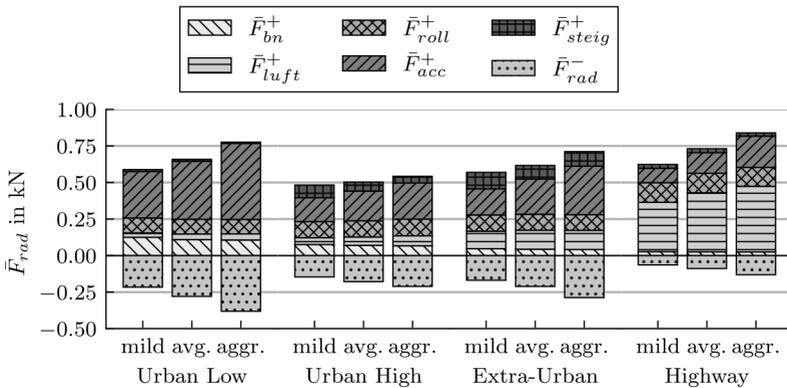


Abb. 4.3: MTF-Komponenten der klassifizierten Gruppen von Micro-Trips nach [FIG20]

Weiterhin sind in Abb. 4.3 die MTF-Komponenten der einzelnen Gruppen dargestellt. Neben den aus den Fahrwiderständen eines Fahrzeugs resultierenden für Roll-, Luft-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand ist ebenfalls der zusätzliche Beitrag eines typischen Bordnetzverbrauches F_{bn}^+ auf Radebene dargestellt. Eine interessante Erkenntnis ist, dass die MTF von „Urban Low“ bis „Highway“ betragsmäßig vergleichbar sind. Der Unterschied besteht dagegen zum einen darin, dass in „Urban Low“ der Beschleunigungswiderstand überwiegt während in „Highway“ der Luftwiderstand einen deutlich größeren Anteil einnimmt. Zum anderen liegt in „Urban Low“ ein deutlich höheres Re-kuperationspotential vor. Hinsichtlich des Fahrstiles ist für jede Fahrumgebung deutlich zu erkennen, dass die MTF-Komponente des Beschleunigungswiderstandes von „mild“ zu „aggressive“ erwartungsgemäß signifikant zunimmt und die zugehörigen Micro-Trips somit eine höhere Dynamik aufweisen.

Fahrzykluserstellung Im nächsten Schritt werden aus den klassifizierten Micro-Trip-Gruppen repräsentative Fahrzyklen erstellt. Dabei besteht die Herausforderung darin, eine Auswahl von Micro-Trips der jeweiligen Gruppe zu treffen, die zum einen möglichst repräsentativ für die Gesamtheit ist und zum

anderen eine begrenzte Gesamtlänge aufweist, um den Simulationsaufwand gerade bei einer hohen Anzahl an Variationen während der Systemoptimierung zu begrenzen. Das resultierende Optimierungsproblem kann als *Mixed-Integer Nonlinear Program (MINLP)* interpretiert und durch einen *genetischen Algorithmus (GA)* gelöst werden [FIG20]. Die Leistungsfähigkeit dieses Algorithmus für das vorliegende Optimierungsproblem wurde zuvor bereits in [Sch18] nachgewiesen. Das Optimierungskriterium bilden dabei die zweidimensionalen Häufigkeitsverteilungen Geschwindigkeit-Beschleunigung (dargestellt in Abb. 4.5 (a) und (b)) sowie Geschwindigkeit-Steigung. Der GA wählt ganzzahlige Indices derjenigen Micro-Trips aus, die in den Fahrzyklus integriert werden sollen. Durch die Zielfunktion wird anschließend die Übereinstimmung mit der Gesamtheit hinsichtlich des Optimierungskriteriums geprüft. Dabei werden die Häufigkeitsverteilungen anhand des mittleren *Root-Mean-Square-Weighted* Kriteriums miteinander verglichen, welches in [EHL16] hergeleitet wird. Mit (4.9) wird so die Zielfunktion definiert, welche je betrachteter Häufigkeitsverteilung ausgewertet wird. C entspricht einer Funktion, die aus den gewählten Indices x des GA die Häufigkeitsverteilung bestehend aus n Feldern der n_{mt} zugehörigen Micro-Trips bildet. d repräsentiert die Zielverteilung der Gesamtheit. Alle Häufigkeitsverteilungen sind in Summe auf den Wert 1 normiert. Die quadrierten Abweichungen $(C(x) - d)^2$ werden mit der Häufigkeit der Zielverteilung im jeweiligen Feld d^T gewichtet.

$$\begin{aligned}
 & \min_x \sqrt{\sum (C(x) - d)^2 \cdot d^T} \\
 \text{mit } & C : x \mapsto \mathbb{R}^{n \times 1} \quad \wedge \quad \sum_i C(x)_i = 1 \\
 & d \in \mathbb{R}^{n \times 1} \quad \wedge \quad \sum_i d_i = 1 \\
 & x \in \mathbb{N}^{n_{mt} \times 1}
 \end{aligned} \tag{4.9}$$

Um die Auswahl der Micro-Trips für den GA zu erhöhen, werden in [FIG20] so genannte Markov-Ketten trainiert und anschließend zur Generation zusätzlicher Micro-Trips eingesetzt. Dabei werden die statistischen Übergangswahrscheinlichkeiten diskreter Zustände von Geschwindigkeit, Beschleunigung und

Steigung in einer dreidimensionalen Übergangsmatrix (engl.: *Transition Probability Matrix*) zusammengefasst. Anhand dieser Übergangsmatrix sowie der Generierung von Zufallszahlen kann für jeden Zustand ein Folgezustand ermittelt werden. Damit lassen sich ausgehend von einem Startpunkt (Fahrzeugstillstand) neue zufällige Micro-Trips generieren. Dieses Verfahren ist besonders hilfreich, um möglichst viele verhältnismäßig kurze Micro-Trips für die Fahrzykluserstellung zur Verfügung zu stellen und damit eine möglichst gute statistische Repräsentation bei niedriger Zykluslänge zu unterstützen. In weiterführenden Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit stellte sich allerdings heraus, dass durch die Anwendung der Markov-Ketten unrealistisch lange Steigungs- und Gefällestrecken resultieren können. Dies ist bedingt durch die anhand der Übergangsmatrix berechneten Zustandsübergänge hinsichtlich der Steigung, in denen die absolute Höhe nicht berücksichtigt wird. Für die Auslegung von Hybridsystemen kann dies bspw. auf Gefällestrecken zu unverhältnismäßig hohen Energieeinträgen in die Batterie durch Rekuperation führen. Aus diesem Grund wurde auf eine Anwendung von Markov-Ketten in dieser Arbeit verzichtet und lediglich die originalen Micro-Trips aus den Fahrzeugmessungen verwendet. Für zukünftige Arbeiten wird es als zielführend angesehen, die absolute Höhe anstatt der Steigung als Zustandsvariable für die Erstellung und Anwendung der Markov-Ketten zu verwenden, um solche Effekte zu vermeiden.

Die Zieldauer des Fahrzyklus wird anhand der durchschnittlichen Dauer der Micro-Trips innerhalb der jeweiligen Gruppe sowie der Anzahl der auszuwählenden Micro-Trips vorgegeben. Dabei wird die Zieldauer zwischen 450 s und 7200 s variiert. Es hat sich bei näherer Betrachtung gezeigt, dass die resultierende Länge der Fahrprofile die Zieldauer um einen Faktor zwei bis drei überschreitet. Dies ist auf den verwendeten GA zurückzuführen, welcher vorzugsweise längere Micro-Trips auswählt, die eine höhere statistische Breite an Fahrsituationen abdecken. Weiterhin hat die Untersuchung in [FIG20] gezeigt, dass mit einer Zieldauer von 900 s die Abweichung der MTF-Komponenten auf $< 10\%$ begrenzt werden kann. Diese Dauer wird für die weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit betrachtet. Die resultierenden charakteristischen

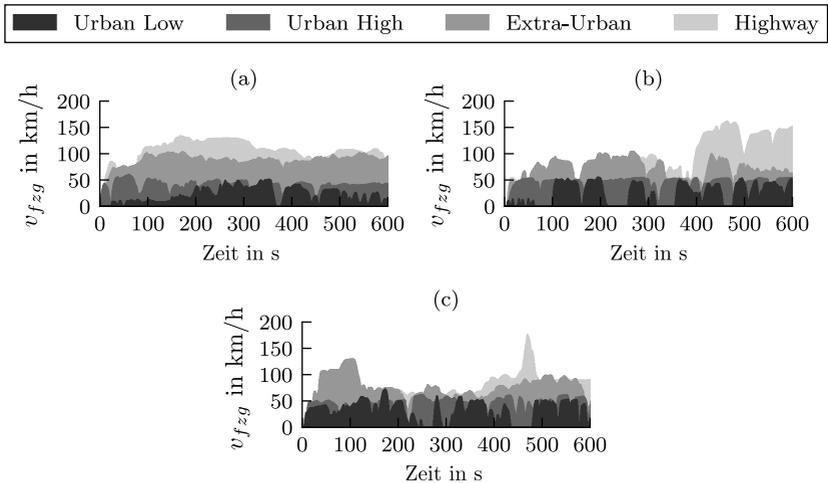


Abb. 4.4: Auszug der ersten 600 s der CDC-Geschwindigkeitsprofile (a) „mild“ (b) „average“ (c) „aggressive“ nach [FIG20]

Fahrzyklen (engl: *Characteristic Driving Cycles*) (CDC) sind in Abb. 4.4 anhand der Geschwindigkeitsverläufe der ersten 600 s dargestellt. Weiterhin zeigt Tab. C.1 die Klassifizierungsmerkmale der CDC.

Fahrzyklusgewichtung Die entwickelten CDC ermöglichen eine strukturierte Analyse der Performance unterschiedlicher Systemvarianten in einzelnen charakteristischen Fahrscenarien. Weiterhin können robuste Komponentenanforderungen ermittelt werden, indem sichergestellt wird, dass diese alle relevanten Fahrscenarien abdecken. Für Fahrzeughersteller ist zusätzlich der mittlere Verbrauch im Kundenbetrieb relevant, der nach aktueller Gesetzgebung nicht weiter von den im Zertifizierungstest ermittelten Verbrauchswerten abweichen darf. Aus diesem Grund wurde ein Verfahren entwickelt, um für die CDC Gewichtungsfaktoren zur Berechnung eines voraussichtlichen Kundenverbrauchs zu erstellen. Es wird eine im Rahmen der Arbeit exklusiv verfügbare Datenbasis verwendet, welche zweidimensionale statistische

Verteilungen über Geschwindigkeit und Beschleunigung von etwa 2000 Testfahrern mit 45 000 km durchschnittlicher Laufleistung je Testfahrer enthält. In Abb. 4.5 (a) ist diese Verteilung eines exemplarischen Testfahrers dargestellt.

Mithilfe eines Simplex-Optimierungsalgorithmus sowie dessen Implementierung *fminsearch* in MATLAB werden die Gewichtungsfaktoren der 12 CDC ausgehend von einer Startkonfiguration optimiert [Lag+98]. Das zu lösende Optimierungsproblem ist in (4.10) definiert. C ist eine Häufigkeitsmatrix, welche die Verteilungen von Geschwindigkeit und Beschleunigung der 12 CDC mit jeweils n Verteilungsfeldern repräsentiert. Der Vektor d stellt die erwartete Häufigkeitsverteilung des Testfahrers mit ebenfalls n Verteilungsfeldern dar. x enthält die Gewichtungsfaktoren der 12 CDC. d und x sind jeweils auf die Summe 1 normiert. Abb. 4.5 (b) zeigt die erzielte Häufigkeitsverteilung für die optimalen Gewichtungsfaktoren eines exemplarischen Testfahrers, die in Abb. 4.5 (c) dargestellt sind.

$$\begin{aligned} & \min_x \sqrt{\sum (C \cdot x - d)^2 \cdot d^T} \\ \text{mit } & C \in \mathbb{R}^{n \times 12} \quad \wedge \quad \sum_i C_{ij} = 1 \quad \forall j \in [1, 12] \\ & d \in \mathbb{R}^n \quad \wedge \quad \sum_i d_i = 1 \\ & x \in \mathbb{R}^{12} \quad \wedge \quad \sum_i x_i = 1 \end{aligned} \tag{4.10}$$

4.1.2 Fahrzeug

Im nächsten Schritt werden die Modelle und Annahmen zur Modellierung der Einflüsse des Fahrzeuges auf das Hybridsystem erläutert. Dabei wird zwischen der *Fahrzeugflotte*, die alle berücksichtigten Varianten des Systems *Fahrzeug* beschreibt, und den variantenspezifischen Teilsystemen des *Antriebsstrangs* sowie des *Bordnetzes* unterschieden.

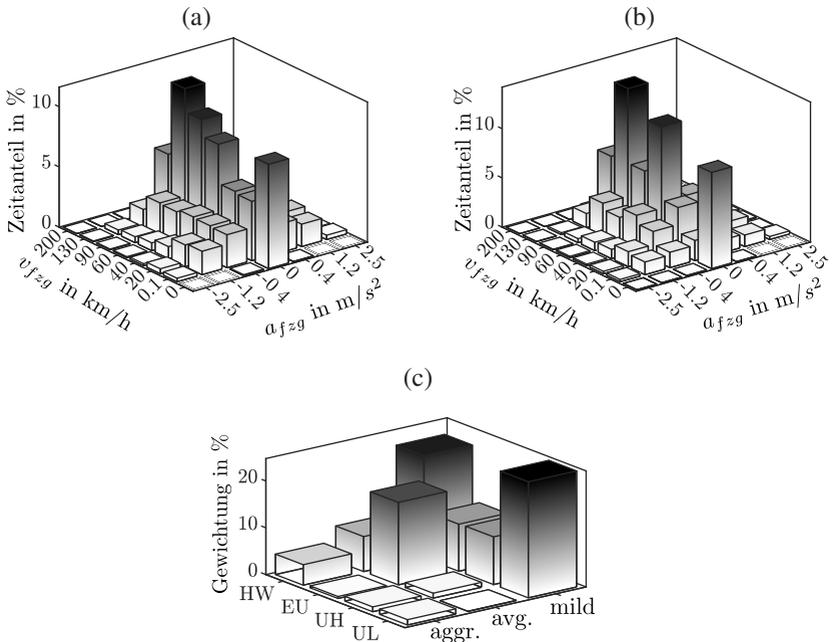


Abb. 4.5: Verfahren zur Gewichtung der CDC anhand Häufigkeitsverteilung von Geschwindigkeit und Beschleunigung (a) Verteilung für exemplarischen Testfahrer A (b) Verteilung durch Gewichtung der CDC für Testfahrer A (c) Gewichtungsfaktoren für Testfahrer A

4.1.2.1 Fahrzeugflotte

PKW lassen sich nach Kraftfahrtbundesamt in unterschiedliche Segmente einteilen. Die einzelnen Segmente unterscheiden sich maßgeblich hinsichtlich Gewicht und Antriebsleistung. Diese Merkmale besitzen einen wesentlichen Einfluss auf die längsdynamische Antriebslast am Rad und stellen damit den Hauptfokus für die Flottenbetrachtung in der Auslegung des Hybridsystems dar. Tab. 4.2 zeigt die in dieser Arbeit berücksichtigten Fahrzeugsegmente sowie exemplarisch zugehörige Fahrzeuge der führenden Hersteller von Premiumfahrzeugen. Es wird zusätzlich zwischen Fahrzeugtypen unterschieden. So existieren in allen Fahrzeugsegmenten heute unterschiedliche Derivate wie

Tab. 4.2: Definition von segmentspezifischen Beispielfahrzeugen

Fahrzeugsegment	Fahrzeugtyp	
	Limousine	SUV
C Kompaktklasse	Audi A3, BMW 1er, MB A-Klasse, Lexus IS, Volvo V40	Audi Q3/SQ3, BMW X1, MB GLA, Lexus UX, Volvo XC40
D Mittelklasse	Audi A4, BMW 3er, MB C-Klasse, Lexus ES, Volvo V/S60	Audi Q5/SQ5, BMW X3, MB GLC, Lexus NX, Volvo XC60, Porsche Macan
E Obere Mittelklasse	Audi A6, BMW 5er, MB E-Klasse, Lexus GS, Volvo V/S90	Audi Q7/SQ7, BMW X5, MB GLE, Lexus GX, Volvo XC90, Porsche Cayenne
F Oberklasse	Audi A8, BMW 7er, MB S-Klasse, Lexus LS, Porsche Panamera	BMW X7, MB GLS, Lexus LX, Range Rover

Limousine, Kombi, Coupé oder SUV. Hier werden für die Betrachtung in dieser Arbeit die beiden Fahrzeugtypen Limousine und SUV unterschieden, um die Varianz hinsichtlich Gewicht und Leistung zu berücksichtigen.

Regulation (EU) No. 631/2019 verpflichtet alle EU-Mitgliedsstaaten zur Dokumentation von Fahrzeugneuzulassungen inkl. wichtiger Fahrzeugparameter wie bspw. Fahrzeugabmessungen, Verbrauch, Antriebsleistung oder Gewicht. Diese Daten werden von der europäischen Umweltagentur (EEA) in einer Datenbank verwaltet und in regelmäßigen Abständen veröffentlicht [Eur17]. Anhand der Zuordnung von Fahrzeugsegment sowie -typ zu exemplarischen Fahrzeugen in Tab. 4.2 kann diese Datenquelle verwendet werden, um die genannten Kriterien der Fahrzeugmasse und Antriebsleistung je Fahrzeugsegment und

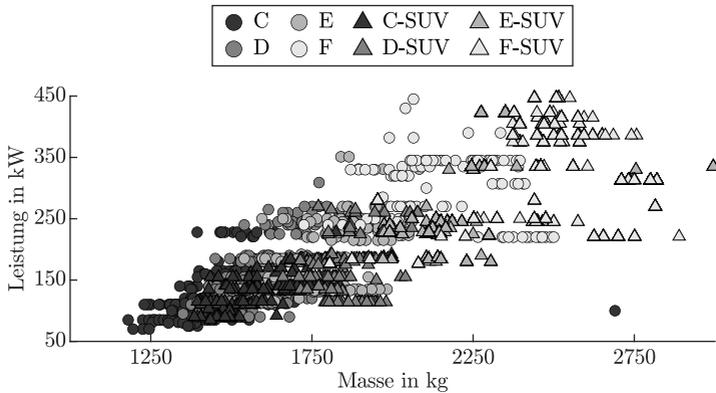


Abb. 4.6: Fahrzeugsegmente und -typen über Masse und Leistung basierend auf [Eur17]

-typ auszuwerten. Abb. 4.6 zeigt die Fahrzeugmasse und Leistung der Neuzulassungen dieser Fahrzeuge aus dem Jahr 2017 und ordnet den Daten das jeweilige Fahrzeugsegment zu. Die Daten zeigen eine Zunahme der Fahrzeugmasse und Antriebsleistung von C- zu F-Segment sowie von Limousine zu SUV. Weiterhin nimmt die Spreizung von C- zu F-Segment deutlich zu. Insbesondere im F-Segment existieren - getrieben durch eine gewünschte Kaufpreisdifferenzierung - große Unterschiede in der Fahrleistung, welche sich auf Beschleunigungszeiten und Maximalgeschwindigkeit auswirken.

Anhand der dargestellten Daten lässt sich für jedes Fahrzeugsegment und jeden Fahrzeugtyp eine durchschnittliche Fahrzeugmasse und Antriebsleistung ermitteln. Diese sind in Abb. 4.7 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Fahrzeugmasse von SUV-Derivaten etwa 100 kg bis 400 kg über denen der Limousine liegt. Weiterhin ist die Antriebsleistung in einigen Fahrzeugsegmenten etwas größer.

Schlussendlich wird festgestellt, dass der Einfluss des Fahrzeugsegmentes auf die Merkmale Masse und Antriebsleistung deutlich größer ist als der des Fahrzeugtyps. Die Untersuchungen im weiteren Verlauf dieser Arbeit zeigen, dass der auslegungsrelevante Systemeinfluss der zusätzlichen Fahrzeugmasse eines

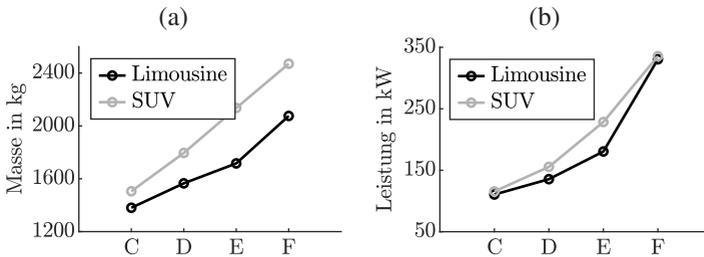


Abb. 4.7: Durchschnittliche Fahrzeugmasse (a) und Antriebsleistung (b) je Fahrzeugsegment und -typ

SUV im Vergleich zur Limousine unter den betrachteten Randbedingungen gering ist. Aus diesem Grund wird im weiteren Verlauf zur vereinfachten Interpretation der Ergebnisse lediglich der Fahrzeugtyp Limousine untersucht.

Der Flottenverbrauch der Fahrzeughersteller wird durch marktspezifische Gesetzgebungen limitiert. Damit ist der Marktanteil der einzelnen Fahrzeugsegmente relevant für die Bewertung des Verbrauchseinflusses eines Hybridsystems. Dieser lässt sich ebenfalls anhand der verwendeten Zulassungszahlen aus 2017 für die untersuchten Fahrzeuge ermitteln. Die Ergebnisse werden in Abb. 4.8 dargestellt. Danach sinkt der Marktanteil von C- bis F-Segment deutlich. Weiterhin ist der SUV-Anteil besonders in C- und D-Segment sehr hoch. Diese Erkenntnis deckt sich mit der zunehmenden Beliebtheit so genannter Kompakt-SUVs.

Die in Abb. 4.8 dargestellte Flottenverteilung ermöglicht eine Abschätzung des Flottenverbrauches für einen fiktiven Fahrzeughersteller auf Basis der Beispielfahrzeuge in Tab. 4.2. Zu diesem Zweck werden anhand der segmentspezifischen mittleren Masse und Leistung in Abb. 4.7 Testfahrzeuge definiert, welche im weiteren Verlauf für je Fahrzeugsegment repräsentativ untersucht werden. Die Fahrzeugparameter dieser Testfahrzeuge sind Tab. 4.3 zu entnehmen.

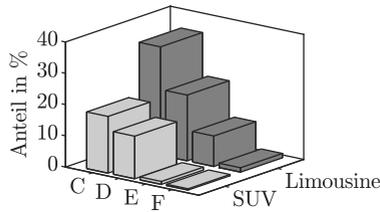


Abb. 4.8: Flottenzusammensetzung

Tab. 4.3: Definition von Fahrzeugparametern der untersuchten Fahrzeugsegmente. Getriebevarianten: Doppelkupplungsgetriebe (DCT, engl.: *dual-clutch transmission*), Wandlergetriebe (AT, engl.: *automatic transmission*).

		Einheit	Segment			
			C	D	E	F
Fahrzeug	$c_w \cdot A_f$	m ²	0,27 · 2,2	0,26 · 2,2	0,26 · 2,4	0,26 · 2,5
	m_{fzg}	kg	1440	1580	1690	2070
	c_r	-	0,007	0,007	0,007	0,008
	r_{dyn}	m	0,32	0,32	0,33	0,34
Antrieb	Hubraum	L	1,4	1,5	2,0	3,0
	Zylinder	-	4	4	4	6
	Leistung	kW	100	140	155	270
	Getriebe	-	7 G DCT	9 G AT	9 G AT	9 G AT

4.1.2.2 Bordnetz

Innerhalb des Fahrzeugsystems existieren die Teilsysteme Antriebsstrang und Bordnetz, welche mit dem Hybridsystem interagieren (vgl. Abb. 3.1). Das Bordnetz beschreibt hier die Infrastruktur bestehend aus Leitungssätzen, Spannungswandlern und Kontaktierungen, welche zur Energieversorgung aller elektrischer Verbraucher im Fahrzeug benötigt wird. Es existieren sicherheits- und

funktionsrelevante Verbraucher wie Steuergeräte oder Beleuchtungselemente. Weiterhin finden zunehmend komfortsteigernde Funktionen wie elektrisch unterstütztes Heizen und Kühlen oder neuartige Infotainment- und Telematiksysteme Einzug in das Fahrzeug. Weiterhin werden bisher mechanisch angetriebene Nebenaggregate des Antriebes wie Kühlmittelpumpen oder Lüfter zunehmend elektrifiziert, da dies zusätzliche Freiheiten bzgl. der Bauraumanordnung bietet und durch die bedarfsgerechte Ansteuerung der Komponenten zu Effizienzvorteilen führen kann [Kra+15].

Die elektrischen Verbraucher können entweder in das konventionelle 12 V-Fahrzeuggordnetz oder auf höheren Spannungslagen in 48 V- oder HV-Systeme integriert werden. Eine höhere Spannungslage bietet zum einen weitere Effizienzvorteile für Komponenten mit hohem Energieverbrauch, zum anderen werden deutlich höhere Leistungen ermöglicht, die bspw. für elektrifizierte Fahrwerkregelsysteme benötigt werden. Kurzzeitige Spitzenleistungen können zu hohen Spannungsschwankungen führen und damit sicherheitskritische Steuergeräte in ihrer Zuverlässigkeit beeinflussen. Damit werden in Mild-Hybridantrieben bevorzugt Verbraucher mit niedrigem und konstantem Leistungsbedarf im 12 V-Bordnetz integriert, während zusätzliche Verbraucher mit hohen Spitzenleistungen sich besonders für eine Anbindung an höhere Spannungslagen eignen.

Alle zusätzlichen elektrischen Verbraucher beeinflussen das Hybridsystem durch einen steigenden elektrischen Energiebedarf [FHP17; Lie+14]. Dies bedeutet für die Fahrstrategie des Hybridsystems, dass weniger Energie für elektrische Fahrfunktionen zur Verfügung steht und ggf. mehr elektrische Energie zur Bordnetzversorgung durch die VKM generiert werden muss. Der Energieverbrauch des Bordnetzes wird in dieser Arbeit auf Leistungsebene berücksichtigt, sodass der Einfluss der Spannungslage einzelner Verbraucher vernachlässigt wird. Dies wird als zielführend betrachtet, da die Varianz möglicher Bordnetzarchitekturen ansonsten im Rahmen dieser Arbeit nicht betrachtet werden könnte. Weiterhin kann diese Vereinfachung getroffen werden, da die einzelnen Spannungslagen untereinander durch Spannungswandler verknüpft

werden und diese in der Regel einen hohen Wirkungsgrad von $> 95\%$ [RW18] aufweisen. Somit besitzt die Spannungslage, auf der die Leistung bereitgestellt wird, voraussichtlich keinen signifikanten Einfluss auf die Gesamteffizienz.

Für die Identifikation des Bordnetzenergiebedarfes wurde im Rahmen der Arbeit eine Flotte von Versuchsfahrzeugen aus dem Fahrzeugdauerlauf untersucht. Die Fahrzeuge gehören zum E- und F-Segment und sind mit einem 48 V-Hybridantrieb sowie diversen Komfortverbrauchern wie bspw. einem elektrischen Kältemittelverdichter ausgestattet. Die Messungen wurden in inner- sowie außerstädtischer Fahrumgebung sowie zu unterschiedlichen Tages- und Jahreszeiten aufgezeichnet. Als Datenbasis liegen insgesamt etwa eine Million Kilometer Fahrstrecke vor. Der Bordnetzverbrauch wird anhand des Differenzstroms aus 48 V-Batterie und 48 V-E-Maschine ermittelt und repräsentiert damit den Energiebedarf der Verbraucher sowohl im 12 V- als auch 48 V-Bordnetz inkl. Spannungswandlerverlusten. Weiterhin liegt die Außentemperatur des Fahrzeuges als Messgröße vor.

Aus der vorgestellten Datenbasis lassen sich in Abb. 4.10 auf die Maximallast normierte kumulierte Häufigkeitsverteilungen in unterschiedlichen Temperaturbereichen ermitteln. Es zeigt sich, dass die Außentemperatur einen großen Einfluss auf die Verbraucherlast besitzt. Während bei niedriger Temperatur die Verteilung zwischen 20 % und 30 % der Maximallast liegt, entstehen bei $>20^\circ\text{C}$ deutlich höhere Verbraucherlasten. Um eine repräsentative Verteilung zu ermitteln, wurde anhand des *MERRA*-Datensatzes der NASA eine Temperaturverteilung für die größten europäischen Metropolregionen ermittelt [Glo15]. Diese ist in Abb. 4.9 dargestellt. Anhand dieser Temperaturverteilung lässt sich ebenfalls eine für Europa repräsentative Verteilung der Bordnetzlast ermitteln, die zusätzlich in Abb. 4.10 dargestellt ist. Diese Verteilung liefert in dieser Arbeit die relevanten zu berücksichtigenden Bordnetzlastfälle für die Auslegung des Hybridsystems.

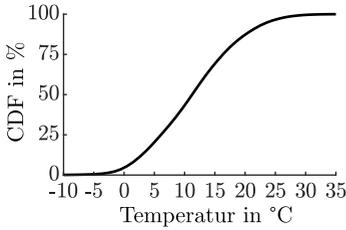


Abb. 4.9: Kumulierte Häufigkeitsfunktion (CDF, engl.: *cumulated density function*) der Temperatur in Europa [Glo15]

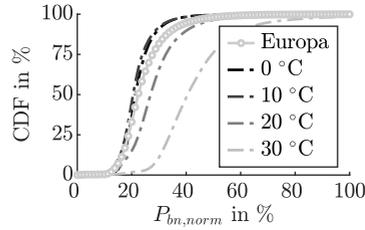


Abb. 4.10: Kumulierte Häufigkeitsfunktion (CDF, engl.: *cumulated density function*) der Bordnetzlast [För+21]

4.1.3 Antriebsstrang

Neben dem Bordnetz stellt der Austausch mechanischer Lasten mit dem Antriebsstrang die zweite Schnittstelle des Hybridsystems mit der Systemumgebung dar. Die Lastpunkte können je nach Topologie variieren. Weiterhin besitzen neben den bereits diskutierten Einflüssen aus Fahrprofil und Fahrzeugparametern die Antriebsstrangkomponenten einen Einfluss auf die mechanischen Lasten des Hybridsystems. Aus diesem Grund werden mit der VKM sowie dem Getriebe und Differential die wesentlichen verlustbehafteten konventionellen Antriebsstrangkomponenten modelliert. In diesem Kapitel werden dazu generische Modelle anhand von Ein- und Ausgabegrößen sowie qualitativen Verlustkennfeldern vorgestellt. Für jedes Komponentenmodell werden die Eingangsgrößen \underline{x} und Ausgangsgrößen \underline{y} definiert. Für die anschließenden Untersuchungen werden diese kennfeldbasierten Modelle mit fahrzeugspezifischen Datensätzen entsprechend der definierten Fahrzeuge in Tab. 4.3 parametrisiert.

Verbrennungskraftmaschine In autarken Hybridantrieben ist die VKM die einzige Energiequelle zur Überwindung der Fahrwiderstände und Gewährleistung der Energieversorgung des Fahrzeuges. Das generische Modell der VKM in (4.11) und Abb. 4.11 verfügt über die Eingangsgrößen Drehmoment M_{vkm} , Drehzahl n_{vkm} und Drehzahländerung \dot{n}_{vkm} . Diese Eingangsgrößen werden durch Fahrstrategie und Fahrzustand des Fahrzeuges bestimmt. Die

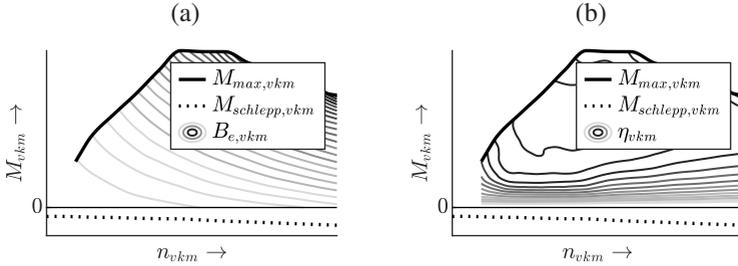


Abb. 4.11: Kennfeld-Modell des Verbrennungsmotors (a) Effektiver Kraftstoffverbrauch (b) Wirkungsgrad

betriebspunktspezifischen Ausgangsgrößen sind der effektive Kraftstoffverbrauch B_e , das maximale Drehmoment $M_{max,vkm}$, das Schleppmoment bei deaktivierter Einspritzung $M_{schlepp,vkm}$ sowie das aus dem Trägheitsmoment resultierende Drehmoment $M_{\Theta,vkm}$.

$$\underline{x}_{vkm} = \begin{pmatrix} M_{vkm} \\ n_{vkm} \\ \dot{n}_{vkm} \end{pmatrix} \quad \underline{y}_{vkm} = \begin{pmatrix} B_e \\ M_{max,vkm} \\ M_{schlepp,vkm} \\ M_{\Theta,vkm} \end{pmatrix} \quad M_{\Theta,vkm} = \frac{\Theta_{vkm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \dot{n}_{vkm}}{60} \quad (4.11)$$

Getriebe Das Getriebe sowie das nachgelagerte Differential wandeln die Raddrehzahl durch verschiedene Übersetzungsstufen (Gänge) auf eine Getriebeeingangsdrehzahl, welche es ermöglicht, die VKM in möglichst effizienten Betriebspunkten in der Teillast sowie mit maximaler (Nenn-)Leistung in der Volllast zu betreiben. Die Entscheidung über einen Gangwechsel wird in der Regel auf Basis von Hoch- und Rückschaltkennlinien über Fahrzeuggeschwindigkeit und Pedalwert getroffen [Lie+14].

Das kennfeldbasierte generische Getriebemodell in (4.12) und Abb. 4.12 liefert neben der Verlustleistung $P_{v,gb}$, dem aus dem Trägheitsmoment resultierenden Drehmoment $M_{\Theta,gb}$ und dem Schleppmoment $M_{schlepp,gb}$ zusätzlich den aktuell eingelegten Gang n_g in Abhängigkeit der Eingangsgrößen Getriebeeingangsdrehmoment M_{gb} , -drehzahl n_{gb} , -drehzahländerung \dot{n}_{gb} und Fahrzeuggeschwindigkeit v_{fzg} . Die Gang-Schaltgrenzen ϕ_s des aktuellen Pedalwertes ϕ für Hoch- und Rückschaltungen werden in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit sowie des aktuellen Ganges angepasst und sind in Abb. 4.12 (c) und (d) beispielhaft dargestellt. Damit werden bei hohen Pedalwerten ϕ Hochschaltungen später und Rückschaltungen früher ausgeführt, wodurch das gewünschte Verhalten vergleichsweise niedriger VKM-Drehzahlen in der Teillast für hohe Effizienz sowie maximaler Leistung bei hohen Drehzahlen in der Vollast erzielt. Das aus dem Getriebe-Trägheitsmoment Θ_{gb} resultierende Drehmoment bezogen auf den Getriebeeingang wird in Abhängigkeit des aktuell eingelegten Ganges in der Berechnung berücksichtigt.

$$\underline{x}_{gb} = \begin{pmatrix} M_{gb} \\ n_{gb} \\ \dot{n}_{gb} \end{pmatrix} \quad \underline{y}_{-gb} = \begin{pmatrix} P_{v,gb} \\ M_{schlepp,gb} \\ M_{\Theta,gb} \\ n_g \end{pmatrix} \quad (4.12)$$

$$n_g(t+1) = \begin{cases} n_g(t) + 1, & \text{wenn } \phi(t) > \phi_{s\uparrow}(v_{fzg}(t), n_g(t)) \\ n_g(t) - 1, & \text{wenn } \phi(t) < \phi_{s\downarrow}(v_{fzg}(t), n_g(t)) \\ n_g(t), & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.13)$$

$$M_{\Theta,gb} = \frac{\Theta_{gb}(n_g) \cdot 2 \cdot \pi \cdot \dot{n}_{gb}}{60} \quad (4.14)$$

Differential Das Differential übersetzt als Achsdifferential die Ausgangsdrehzahl und das Ausgangsdrehmoment des Getriebes auf die Radebene und

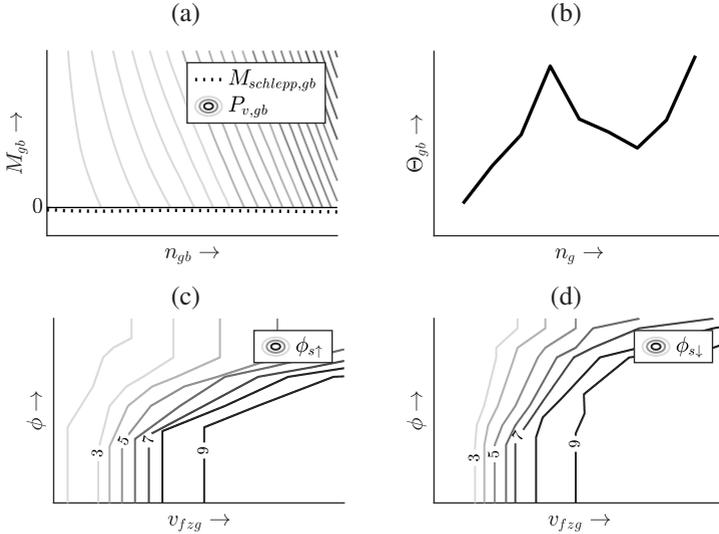


Abb. 4.12: Kennfeld-Modell des Getriebes (a) Verlustleistung (b) Trägheitsmoment (c) (Hoch-) Schaltkennlinien für den Pedalwert ϕ_s , (d) (Rück-) Schaltkennlinien für den Pedalwert ϕ_s

gewährleistet eine kurvenradienabhängige Drehzahl des jeweiligen Rads bei gleichem Radmoment an beiden Rädern. Das zugehörige kennfeldbasierte Modell in (4.15) und Abb. 4.13 liefert analog zu den vorherigen Komponenten in Abhängigkeit von Eingangsdrehmoment, -drehzahl und -drehzahländerung die Verlustleistung $P_{v,dt}$, das Schleppmoment $P_{schlepp,dt}$ sowie das aus dem Trägheitsmoment resultierende Drehmoment $M_{\Theta,dt}$. Dabei sind hinsichtlich des Trägheitsmomentes und der Verluste die Seitenwellen zu den Rädern mit berücksichtigt.

$$\underline{x}_{dt} = \begin{pmatrix} M_{dt} \\ n_{dt} \\ \dot{n}_{dt} \end{pmatrix} \quad \underline{y}_{dt} = \begin{pmatrix} P_{v,dt} \\ M_{schlepp,dt} \\ M_{\Theta,dt} \end{pmatrix} \quad (4.15)$$

$$M_{\Theta,dt}(t) = \frac{\Theta_{dt} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \dot{n}_{dt}(t)}{60}$$

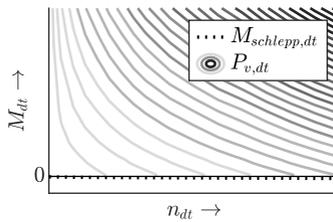


Abb. 4.13: Kennfeld-Modell des Differentials inkl. Seitenwellen

4.2 Hybridsystem

In den vorherigen Abschnitten wurde die Systemumgebung mit ihren relevanten Einflüssen definiert. In diesem Abschnitt wird nun das Hybridsystem modelliert, welches in Abschnitt 2.1 in die Ebenen Topologie, Komponenten und Fahrstrategie eingeteilt wurde. Entsprechend werden diese Ebenen im Folgenden der Reihe nach diskutiert und für die Systemauslegung durch zweckmäßige Modelle abgebildet.

4.2.1 Topologie

Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit konzentrieren sich auf die Parallel-Anordnung des Hybridantriebes. Dabei sollen P1-, P2- sowie Px4-Anordnungen betrachtet werden. In den definierten Use-Cases in Form von Fahrzyklen und Fahrmanövern ergeben sich für die Berechnung der Topologie unterschiedliche Ansätze. Für die Simulation von Fahrzyklen stellt das Geschwindigkeitsprofil am Rad das Lastkollektiv des Hybridsystems dar. Zur Berechnung der resultierenden Komponentenlasten lässt sich zum einen eine *Vorwärtssimulation* durchführen, in der ein Fahrerregler die Komponentenlasten regelt wobei das gewünschte Geschwindigkeitsprofil möglichst genau verfolgt werden soll. Eine Herausforderung ist die Parametrierung des Reglers, um unrealistische Lastverläufe der Komponenten bspw. durch Schwingungen zu vermeiden. Eine alternative Möglichkeit ist die *Rückwärtssimulation*, in der

anhand eines Fahrprofils die Fahrwiderstände am Rad ermittelt und anschließend auf die Komponenten zurückgerechnet werden. Diese Vorgehensweise bietet den Vorteil, dass auf eine Modellierung eines Fahrerreglers verzichtet werden kann. Da der Fahrereinfluss durch die vorangegangene Identifikation repräsentativer Fahrzyklen bereits im Geschwindigkeitsprofil der CDC enthalten ist, wird in dieser Arbeit für die Simulation von Fahrzyklen eine Rückwärtssimulation angewandt. Für die Simulation der betrachteten Einzelmanöver sollen anhand der Grenzkennlinien der Antriebskomponenten die maximal erreichbare Beschleunigung bzw. Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt werden. Hier wird anstatt einer Last am Rad der Pedalwert des Fahrers vorgegeben. Aus diesem Grund wird für diesen Anwendungsfall eine Vorwärtssimulation verwendet. Zusammenfassend wird in dieser Arbeit für die Untersuchung von Fahrzyklen damit eine Rückwärts- und für die Untersuchung von Einzelmanövern eine Vorwärtssimulation angewandt. Im Folgenden werden die beiden Berechnungsvorschriften der Topologie vorgestellt.

Rückwärtssimulation In (4.16) – (4.19) ist der Drehmomentfluss vom Rad zu den Antriebskomponenten VKM und EM modelliert. Es handelt sich um eine so genannte Rückwärtssimulation, in der die Fahrwiderstände am Rad F_{rad} für ein vorhandenes Fahrprofil unter Berücksichtigung der Verluste des Antriebsstranges $M_{v,pt}$ sowie des zur Überwindung der rotatorischen Trägheit notwendigen Drehmomentes $M_{\Theta,pt}$ auf die Antriebskomponenten zurückgerechnet werden. Am Rad wirken ebenfalls das Bremsmoment M_{brems} sowie das Drehmoment M_{em2} einer im Falle von P_x4 radnah-angeordneten EM. Dabei werden für die Rückwärtssimulation von Fahrprofilen dynamische Radlasten und damit der Einfluss der Leistungsverteilung zwischen den angetriebenen Achsen vernachlässigt, da Grenzbelastungsfälle jenseits der Radschlupfgrenze in den untersuchten Fahrzyklen statistisch nicht relevant sind.

$$F_{rad} = \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot A_f \cdot \rho_l \cdot v_{fzg} + m \cdot a_{fzg} \quad (4.16)$$

$$+ \cos(p) \cdot c_r \cdot m \cdot g + \sin(p) \cdot m \cdot g$$

$$\text{mit } p = \tan^{-1} \left(\frac{p_{fzg}}{100} \right)$$

$$M_{rad} = F_{rad} \cdot r_{dyn} \quad (4.17)$$

Das Bremsmoment wird in Abhängigkeit des zur Rekuperation verfügbaren Drehmomentes $M_{reku,max}$ auf Radebene, der gewünschten Verzögerung a_{fzg} sowie der Geschwindigkeit v_{fzg} modelliert. Dabei wird berücksichtigt, dass bei hohen Verzögerungen sowie niedrigen Geschwindigkeiten das Bremssystem zur Gewährleistung von Fahrzeugstabilität und Komfort einen Teil der Bremsleistung übernehmen muss. Eine Herausforderung bei der Rückwärtsimulation ist die Rekursionsbeziehung in der Berechnung aus der Radlast resultierender Komponentenlasten. Aufgrund der Berechnung des Getriebeeingangsmomentes M_{gb} entgegen der Wirkrichtung entsteht in (4.18) die rekursive Abhängigkeit der Gesamtverluste des Antriebsstrangs $M_{v,pt}(M_{gb})$. Diese Gleichung muss iterativ gelöst werden.

$$M_{gb} = (M_{rad} + M_{brems} - M_{em2}) \cdot i_{dt}^{-1} \cdot i_{gb}^{-1} + M_{v,pt}(M_{gb}) + M_{\Theta,pt} \quad (4.18)$$

$$\text{mit } M_{brems} = f(M_{reku,max}, a_{fzg}, v_{fzg})$$

$$M_{em2} \in [M_{em2,min}, M_{em2,max}]$$

Das resultierende VKM-Drehmoment ergibt sich aus der Differenz aus M_{gb} sowie dem auf die Kurbelwelle bezogenen Drehmoment M_{em1} einer motornah angeordneten EM für P1- oder P2-Topologien. Die beiden Topologien unterscheiden sich durch die zusätzliche Trennkupplung K0 in P2-Systemen. Falls diese vorhanden ist, kann durch den Zustand $b_{k0} = 0$ die VKM abgeworfen

werden. Ansonsten wirkt das Schleppmoment $M_{schlepp,vkm}$ sobald das geforderte Drehmoment ≤ 0 ist und die Kraftstoffeinspritzung damit abgeschaltet wird.

$$M_{vkm} = \begin{cases} A, & \text{wenn } A > 0 \\ -M_{schlepp,vkm}, & \text{wenn } A \leq 0 \wedge b_{k0} = 1 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.19)$$

$$\text{mit } A = M_{gb} - M_{em1}$$

$$M_{em1} \in [M_{em1,min}, M_{em1,max}]$$

$$M_{vkm} \in \{-M_{schlepp,vkm}, [0, M_{vkm,max}]\}$$

Vorwärtssimulation In der Vorwärtssimulation wird anhand eines Pedalwertes sowie einer Pedalwertkennlinie das Antriebsmoment des Fahrzeuges auf Komponentenebene als Stellgröße einer Steuerung bzw. eines Reglers verwendet. Dabei kann in einer Simulation von Fahrzyklen die Abweichung zur Sollgeschwindigkeit als Regelgröße dienen. Für die hier betrachtete Simulation einzelner Beschleunigungsmanöver wird der Pedalwert dagegen nicht geregelt sondern in Abhängigkeit der Geschwindigkeit vereinfacht zwischen $\phi = -100\%$ und $\phi = 100\%$ gesteuert, wobei -100% einer definierten maximalen Verzögerungsleistung entspricht. Die Verteilung der Antriebsleistung auf die einzelnen Komponenten ist Aufgabe der Fahrstrategie und wird im weiteren Verlauf diskutiert. In (4.20) – (4.23) ist der Pfad zur Berechnung der Radlasten in Abhängigkeit der Komponentenlasten dargestellt. M_{rad1} repräsentiert das Drehmoment an der vorderen und M_{rad2} das Drehmoment an der hinteren Fahrzeugachse. In (4.23) wird die dynamische Achslastverteilung durch die Schwerpunkthöhe h_{fzg} sowie den Radstand l_{fzg} des Fahrzeuges berücksichtigt und daraus das dynamisch maximal übertragbare Drehmoment je Fahrzeugachse $M_{rad,max}$ in Abhängigkeit des maximalen Kraftschlussbeiwertes μ_{max}

berechnet. Dabei wird eine statische Achslastverteilung von 50 % je Fahrzeugachse angenommen. Änderungen der Achslastverteilung infolge des Luftwiderstandes oder einer Fahrbahnsteigung werden vernachlässigt.

$$M_{gb} = M_{vkm} + M_{em1} \quad (4.20)$$

$$M_{rad1} = \min\{B, M_{rad1,max}\} \quad (4.21)$$

$$\text{mit } B = (M_{gb} - M_{v,pt}(M_{gb}) - M_{\Theta,pt}) \cdot i_{gb} \cdot i_{dt}$$

$$M_{rad2} = \min\{M_{em2}, M_{rad2,max}\} \quad (4.22)$$

$$M_{rad,max} = \frac{1}{2} \cdot \mu_{max} \cdot m_{fzg} \cdot \left(g \pm \frac{h_{fzg}}{l_{fzg}} \cdot a_{fzg} \right) \cdot r_{dyn} \quad (4.23)$$

Der Fahrwiderstand am Rad F_{rad} , welcher durch (4.16) berechnet wird, entspricht per Definition in (4.24) der Antriebskraft über beide Achsen $F_{rad,ges}$ in (4.25). Damit lässt sich in (4.26) die aus einer definierten Antriebskraft am Rad resultierende Fahrzeugbeschleunigung a_{fzg} ermitteln. Durch Integration dieser Beschleunigung ergibt sich in (4.27) das Geschwindigkeitsprofil, welches in der Vorwärtssimulation auf Basis der durch die Antriebskomponenten bereitgestellte Antriebskraft berechnet werden soll.

$$F_{rad,ges} \stackrel{!}{=} F_{rad} \quad (4.24)$$

$$F_{rad,ges} = (M_{rad1} + M_{rad2}) \cdot r_{dyn}^{-1} \quad (4.25)$$

$$a_{fzg} = \frac{F_{rad,ges} - \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot A_f \cdot \rho_l \cdot v_{fzg}^2 - \cos(p) \cdot c_r \cdot m \cdot g - \sin(p) \cdot m \cdot g}{m_{fzg}} \quad (4.26)$$

$$\text{mit } p = \tan^{-1} \left(\frac{p_{fzg}}{100} \right)$$

$$v_{fzg} = \int a_{fzg} dt \quad (4.27)$$

Die Komponentendrehzahlen werden sowohl in der Vorwärts- als auch der Rückwärtssimulation entsprechend (4.28) – (4.32) berechnet. Die Raddrehzahl n_{rad} resultiert aus der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{fzg} . Die Getriebeeingangsdrehzahl n_{gb} wird anhand der Gang-abhängigen Übersetzung i_{gb} sowie der Differentialübersetzung i_{dt} ermittelt.

Die Schlupfverluste zwischen den Kupplungselementen sowie zwischen der Fahrbahn und den angetriebenen Rädern werden an dieser Stelle vernachlässigt. Im Falle der Kupplungen werden daraus keine relevanten Berechnungsfehler erwartet, da die Kupplungsvorgänge im Vergleich zur Simulationsdauer sehr kurz sind und die Kupplungselemente darüber hinaus entweder vollständig verbunden oder getrennt sind. Für eine realistische Betrachtung des Fahrbahn-Rad-Kontaktes wird in (4.23) das maximal übertragbare Radmoment berücksichtigt, welches in der Simulation nicht überschritten werden darf. Der maximale Kraftschlussbeiwert μ_{max} entspricht dabei dem Maximalwert, welcher sich je nach Fahrbahnzustand und Einsatzbedingung in der Regel bei etwa 10 % bis 20 % Schlupf ergibt [PS16]. In Phasen niedriger und mittlerer Antriebskraft liegt der Schlupf dagegen bei deutlich niedrigeren Werten. Der resultierende Fehler bzgl. der berechneten Komponentendrehzahlen wird für die Simulationsanwendung in dieser Arbeit akzeptiert, sodass auf eine detaillierte Modellierung des Radschlupfes zu Gunsten einer kürzeren Simulationsdauer verzichtet werden kann.

$$n_{rad} = \frac{v_{fzg}}{2 \cdot \pi \cdot r_{dyn}} \cdot 60 \quad (4.28)$$

$$n_{gb} = n_{rad} \cdot i_{dt} \cdot i_{gb} \quad (4.29)$$

Die EM1-Drehzahl n_{em1} ist neben den genannten Einflüssen zusätzlich vom K1-Kupplungszustand b_{k1} abhängig. Die K1-Kupplung wird in P1-Systemen bei sehr geringen Geschwindigkeiten und negativer Fahrpedalstellung sowie im Fahrzeugstillstand geöffnet. Weiterhin kann die Fahrstrategie in Px4-Systemen diese Kupplung zur Abkopplung von VKM und EM1 vom Triebstrang öffnen

und somit die Erfüllung der Fahraufgabe allein der radnahen EM2 überlassen. Die Drehzahl der EM2 – über eine feste Getriebeübersetzung reduziert auf die Radebene – wird durch die Raddrehzahl definiert. Darüber hinaus wird hier eine Abwurfkupplung berücksichtigt, die die EM2 oberhalb einer Grenzgeschwindigkeit $v_{em2,max}$ vom Radantrieb trennt. Dies ist notwendig, damit die Maximaldrehzahl der Komponenten bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten nicht überschritten wird und um hohe Verluste im Grenzdrehzahlbereich zu vermeiden. Die EM2 steht damit dem Antrieb nur in einem begrenzten Betriebsbereich zur Verfügung. Die VKM-Drehzahl n_{vkm} wird darüber hinaus durch den K0-Kupplungszustand b_{k0} beeinflusst. Die Trennkupplung K0 kann in P2-Systemen während der Verzögerung oder in Phasen niedriger Antriebslast durch die Fahrstrategie geöffnet werden, um so die VKM vom übrigen Antriebsstrang zur Reduktion des Schleppmomentes zu entkoppeln. Für den Kupplungszustand b_{k0} und b_{k1} bedeutet „0“ → „Kupplung geöffnet“ und „1“ → „Kupplung geschlossen“.

$$n_{em1} = \begin{cases} n_{gb}, & \text{wenn } b_{k1} = 1 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.30)$$

$$n_{em2} = \begin{cases} n_{rad}, & \text{wenn } v_{fzg} < v_{em2,max} \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.31)$$

$$n_{vkm} = \begin{cases} n_{em1}, & \text{wenn } b_{k0} = 1 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.32)$$

4.2.2 Komponenten

Im nächsten Schritt werden die Komponentenmodelle für EM und Batterie als wesentliche Komponenten und weitere Definitionsebene des Hybridsystems vorgestellt. Weiterhin werden die angewandten Skalierungsverfahren für

die Anpassung der Komponentenmodelle entsprechend der Auslegungsparameter diskutiert. Die Untersuchungen dieser Arbeit konzentrieren sich auf die Bewertung und Auslegung autarker Hybridantriebe als Antrieb. Für die generische Betrachtung der Komponentenmodelle wird an dieser Stelle die 48 V-Technologie zur Definition der Spannungslage von E-Maschine und Batterie verwendet, da diese den heutigen Stand der Technik für mechanische Maximalleistungen bis 25 kW darstellt [Bün19; Ard18; Alt+19]. Auch für höhere Leistungen bis 40 kW wird teilweise ein Kostenvorteil gegenüber Hochvolt-Anwendungen erwartet [FSW17].

E-Maschine inkl. Leistungselektronik Die Komponente EM umfasst in dieser Arbeit stets E-Maschine und Leistungselektronik als Verbund. Aus diesem Grund kann auf eine AC-seitige Modellierung verzichtet werden. Die Verluste und Grenzkennlinien werden in Abhängigkeit von DC-Spannung, Drehmoment und Drehzahl durch Kennfelder und Kennlinien modelliert. Die Ein- und Ausgangsgrößen des EM-Modells sind in (4.33) dargestellt. Darüber hinaus sind in Abb. 4.14 die Verlustleistung $P_{v,em}$, der Wirkungsgrad η_{em} sowie die Grenzkennlinien $M_{em,max}$ und $M_{em,min}$ für eine exemplarische Spannungslage in Abhängigkeit von Drehzahl n_{em} und Drehmoment M_{em} dargestellt.

$$\underline{x}_{em} = \begin{pmatrix} M_{em} \\ n_{em} \\ \dot{n}_{em} \\ U_{bat} \end{pmatrix} \quad \underline{y}_{em} = \begin{pmatrix} M_{em,max} \\ M_{em,min} \\ P_{v,em} \\ M_{\Theta,em} \end{pmatrix} \quad (4.33)$$

$$M_{\Theta,em} = \frac{\Theta_{em} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \dot{n}_{em}}{60}$$

Bei Betrachtung der Px4-Topologie existieren zwei EM-Komponenten im Hybridsystem. EM1 stellt die motornahe und EM2 die radnahe Position dar. Das hier vorgestellte Komponentenmodell kommt in diesem Fall zweimal zum Einsatz. Drehzahl und Drehmoment der Komponente beziehen sich dabei immer

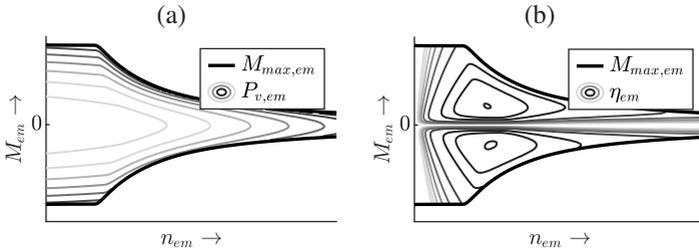


Abb. 4.14: Kennfeld-Modell der E-Maschine inkl. Leistungselektronik (a) Verlustleistung (b) Wirkungsgrad

auf den Referenzpunkt, an dem die EM in den Triebstrang eingreift. Diese Referenzpunkte werden in dieser Arbeit als Getriebeeingang für motornaher sowie Radantrieb für radnahe Topologievarianten definiert. Zur Anbindung eingesetzte Übersetzungsstufen werden damit als Teil des EM-Modells betrachtet und hier hinsichtlich Verlusten und Übersetzungsverhältnis berücksichtigt. Für die Positionen EM1 und EM2 wird jeweils ein festes Übersetzungsverhältnis gewählt, welches durch eine Vorauslegung ermittelt wurde.

Batterie Das Batteriemodell mit den in (4.34) definierten Ein- und Ausgangsgrößen entspricht einem Ersatzschaltbild mit konstantem ohm'schen Innenwiderstand $R_{i,chg}$ für Lade- und $R_{i,dis}$ für Entladevorgänge. Die Berechnung der Modellausgänge ist in (4.35) – (4.39) definiert.

$$\underline{x}_{bat} = \begin{pmatrix} P_{em1,el} \\ P_{em2,el} \\ P_{bn} \end{pmatrix} \quad \underline{y}_{bat} = \begin{pmatrix} P_{v,bat} \\ U_{bat} \\ \Delta E_{bat} \end{pmatrix} \quad (4.34)$$

Die Batterieleistung P_{bat} ergibt sich gemäß Knotenregel als Summe der elektrischen Leistungen von EM1, EM2 und Bordnetz. Der Batteriestrom wird anschließend anhand des Innenwiderstandes R_i sowie der Ruhespannung U_0 ermittelt. Die Lastspannung U_{bat} bestimmt die Verlustleistung $P_{v,bat}$. Der Einfluss

des Batterieladezustandes (engl.: *State of Charge*) (SOC) wird vernachlässigt, da die Komponentendimensionierung bspw. hinsichtlich der Batteriekapazität für die in dieser Arbeit vorgestellten Vorgehensweise im Voraus nicht bekannt ist. Durch die Vernachlässigung der SOC-Charakteristik einer realen Batteriekomponente wird vermieden, den Auslegungsprozess in eine bestimmte Richtung zu beeinflussen. Im Gegenteil sollte erst anhand der ermittelten Ergebnisse des Auslegungsprozesses eine entsprechende Komponente mit einer geeigneten SOC-Charakteristik für die Realisierung des Systems gewählt werden.

Die SOC-Charakteristik der Batterie führt darüber hinaus zu einem zeitvarianten Verhalten der Batterie, da bspw. der Wirkungsgrad je nach Ladezustand variiert. Dies erfordert deutlich aufwendigere Verfahren in der Fahrstrategieoptimierung zur Gewährleistung eines globalen Optimums.

Aus den genannten Gründen wird die Vernachlässigung von SOC-Effekten als zweckmäßig angesehen. Um dennoch eine neutrale Ladebilanz der Batterie sicherzustellen, wird alternativ das Energieintegral ΔE_{bat} in (4.39) definiert. Dieses wird durch den Energieinhalt der Batterie E_{bat} limitiert, wobei der Startzustand in die Mitte des Energiefensters gelegt wird und somit in beide Richtungen 50 % des Energieinhaltes zur Verfügung stehen.

$$P_{bat} = P_{em1,el} + P_{em2,el} + P_{bn} \quad (4.35)$$

$$R_i = \begin{cases} R_{i,chg}, & \text{wenn } P_{el} \leq 0 \\ R_{i,dis}, & \text{wenn } P_{el} > 0 \end{cases} \quad (4.36)$$

$$I_{bat} = \left(U_0 - \sqrt{U_0^2 - 4 \cdot R_i \cdot P_{bat}} \right) \cdot \frac{1}{2 \cdot R_i} \quad (4.37)$$

$$U_{bat} = U_0 - R_i \cdot I_{bat} \quad (4.38)$$

$$\Delta E_{bat} = \int I_{bat} \cdot U_{bat} dt \quad (4.39)$$

$$\text{wobei } \Delta E_{bat} \in \left[-\frac{1}{2} \cdot E_{bat}, \frac{1}{2} \cdot E_{bat} \right]$$

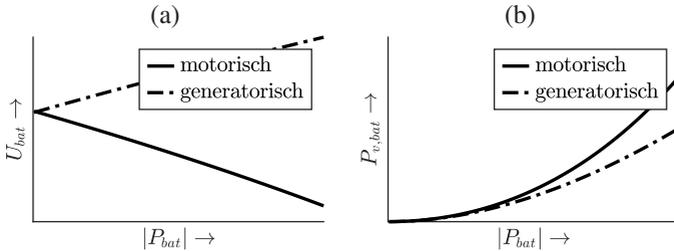


Abb. 4.15: Kennfeld-Modell der Batterie (a) Lastspannung (b) Verlustleistung

Die Parameter von $R_{i,chg}$, $R_{i,dis}$ sowie U_0 des Batteriemodells werden von einer existierenden 48 V-Batterie übernommen. Dabei wird ein Referenz-SOC von 70 % als Arbeitspunkt der Batterie gewählt. Die resultierenden Verläufe der Lastspannung U_{bat} und Verlustleistung $P_{v,bat}$ sind in Abb. 4.15 qualitativ in Abhängigkeit der Batterieleistung dargestellt.

4.2.2.1 Komponentenskalierung

Die wesentlichen Einflüsse der Komponenten auf das Hybridsystem werden durch deren betriebspunktspezifische Maximal- sowie Verlustleistung beschrieben. Zusätzlich stellt der nutzbare Energieinhalt der Batterie, innerhalb dessen die maximale Leistung zur Verfügung steht, eine weitere Limitierung dar. Für die Variation der Komponenten während der Systemauslegung besteht die Herausforderung, dass sich die komponentenspezifischen Eigenschaften entsprechend der Auslegungsparameter verändern können. Dabei existieren je Komponente zahlreiche Auslegungsparameter, wie bspw. – im Falle der E-Maschine – die Aktivlänge, der Durchmesser, die Windungszahl und die Polpaaranzahl oder – im Falle der Batterie – die Wahl der Aktivmaterialien, die Abmessungen der Batteriezellen sowie deren Verschaltung. Diese Vielzahl an Parametern kann während der Systemauslegung nicht vollumfänglich berücksichtigt werden und sollte daher bevorzugt in späteren Entwicklungsschritten auf der Komponentenebene untersucht werden. Während der Systemauslegung

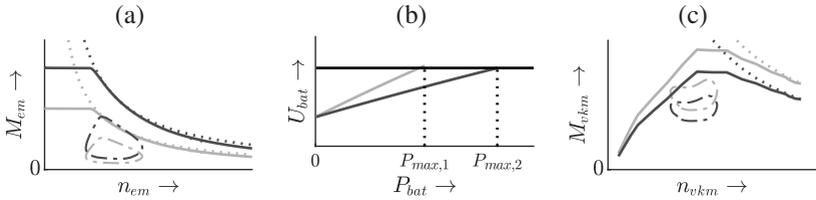


Abb. 4.16: Qualitative Darstellung der Skalierungsverfahren für die Maximalleistung von Komponenten. Hellgrau/Dunkelgrau stellt Charakteristiken vor/nach der Skalierung dar. Gepunktete Linien markieren die Maximalleistung. Gestrichelte Linien markieren die Wirkungsgradcharakteristik. (a) EM (b) BAT (c) VKM

sollen dagegen zunächst nur die wesentlichen Parameter zur Komponentendimensionierung ermittelt werden. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit vereinfachende Skalierungsverfahren für die vorgestellten Komponentenmodelle verwendet, die auf einzelne wesentliche physikalische Effekte zurückzuführen sind. Die übrigen Effekte werden bewusst vernachlässigt, um die Komplexität während der Systemauslegung beherrschen zu können.

Zur Dimensionierung der Komponenten im Rahmen der Systemauslegung wird die Maximalleistung der Komponenten EM, BAT und VKM skaliert. Die Charakteristik von maximalem Drehmoment und Verlustleistung wird proportional dazu angepasst. Die verwendeten und im Folgenden diskutierten Skalierungsverfahren wurden zuvor in einer Veröffentlichung sowie in einer Abschlussarbeit angewandt und vorgestellt [Cha18; För+21].

Das verwendete Skalierungsverfahren für die Maximalleistung der E-Maschine entspricht physikalisch einer Veränderung der Aktivlänge. Die Charakteristik der Grenzkennlinie sowie des betriebspunktabhängigen Wirkungsgrades über der Drehzahl bleibt damit erhalten und wird zur Variation der Maximalleistung proportional entlang der Drehmomentachse auf einen veränderten Wertebereich übertragen. Die Veränderung der Grenzkennlinie sowie der Wirkungsgradcharakteristik ist in Abb. 4.16(a) dargestellt. In [Dec+21] wird ein alternativer Ansatz vorgestellt, welcher eine detailliertere Berücksichtigung von EM-Auslegungsparametern und deren physikalischen Einflüssen auf die

resultierende Wirkungsgrad-Charakteristik sowie Grenzkennlinie in der Systemsimulation ermöglicht.

Für die Batterie existiert aus der Vorschrift VDA-320 die Anforderung, dass die Spannungsgrenzen von 36 V und 52 V nicht unter- bzw. überschritten werden dürfen [ZVE15]. Aus diesem Grund muss die Zellfläche bei identischer Zelltechnologie proportional zur Maximalleistung wachsen und damit der Innenwiderstand proportional sinken. Dieser Effekt ist in Abb. 4.16(b) dargestellt. Mit diesem Verfahren wäre der Energieinhalt der Batterie theoretisch an deren Maximalleistung gekoppelt. Dieser Zusammenhang wird im Sinne einer Top-Down-Systementwicklung zunächst entkoppelt, sodass Maximalleistung und nutzbarer Energieinhalt getrennt voneinander variiert werden können. Dies ermöglicht eine separate Analyse der Einflüsse von Maximalleistung und nutzbarem Energieinhalt in Kapitel 5 und vereinfacht damit die Systemanalyse sowie deren Interpretation. Für die Systemoptimierung in Kapitel 6 werden die entkoppelten Größen wieder zusammengeführt, indem das Leistung/Energie-Verhältnis als Zielgröße der Optimierung definiert und so auf einen realistischen Wertebereich begrenzt wird.

Das verwendete Skalierungsverfahren für die Maximalleistung der VKM entspricht physikalisch der Variation des Hubraumes. Die Charakteristik der Volllastkurve und des betriebspunktabhängigen Wirkungsgrades bleibt damit auch hier erhalten und wird zur Variation der Maximalleistung entlang der Drehmomentachse auf einen veränderten Wertebereich übertragen. Die Veränderung der Volllastkurve sowie der Wirkungsgradcharakteristik ist in Abb. 4.16(c) dargestellt. Dieses Skalierungsverfahren bietet den Vorteil, dass die Schaltstrategie des Getriebes nicht neu ausgelegt werden muss. Die Hauptkriterien für die Schaltstrategie sind eine ausreichende Drehmomentreserve zur Vermeidung von Rückschaltungen bei geringen Beschleunigungen sowie eine hohe Effizienz. Die Schaltpunkte werden in der Schaltstrategie anhand von Geschwindigkeit und Pedalwert ausgewählt. Da der Pedalwert sich für ein bestimmtes

Getriebeeingangsdrehmoment mit der Skalierung proportional ändert, kann davon ausgegangen werden, dass die Schaltpunkte entsprechend der genannten Kriterien passend verschoben werden.

4.2.3 Fahrstrategie

Die Fahrstrategie stellt die dritte Ebene zur Definition des Hybridsystems dar und ist für die Koordination der Drehmomentaufteilung zwischen EM und VKM sowie für das Energiemanagement der Batterie zuständig. In dieser Arbeit wird das Konzept einer *Equivalent Consumption Minimization Strategy* (ECMS) verwendet. Im Vergleich zu anderen Optimierungsverfahren für Hybrid-Fahrstrategien zeichnet sich diese Variante durch einen begrenzten Rechenaufwand sowie ein global-optimales Ergebnis für zeitinvariante Randbedingungen hinsichtlich der Komponenteneigenschaften aus. Dieses Verfahren eignet sich damit sehr gut für die Systemauslegung aufgrund der für die Systemanalyse notwendigen hohen Anzahl an Simulationsdurchläufen sowie der bewusst in der Detaillierung begrenzten und zeitinvarianten Modellierung der einzelnen Komponenten.

In dem verwendeten ECMS-Konzept wird lokal in jedem Zeitschritt der so genannte Äquivalenzverbrauch minimiert. Dieser wird als Summe der sogenannten Kraftstoffäquivalente des elektrischen sowie kraftstoffspezifischen Verbrauches berechnet, wobei das elektrische Verbrauchsäquivalent durch einen Äquivalenzfaktor λ gewichtet wird. Dabei sollte λ so gewählt werden, dass über das betrachtete Fahrprofil insgesamt eine neutrale Energiebilanz in der Batterie entsteht. Auf diese Weise kann das Minimierungsproblem in (4.40) durch schrittweise lokale Optimierung gelöst werden. $J(\cdot)$ entspricht dabei der Kostenfunktion für den Energieverbrauch des Fahrzeuges, $x(t)$ ist der Systemzustand wie bspw. Ladezustand der Batterie und $u(t)$ ist die Stellgröße wie bspw. die EM-Leistung.

$$\min_{u(t)} \int_{t_0}^{t_n} J(u(t), x(t)) dt \quad (4.40)$$

sodass $x(t_0) = x(t_n)$

Das Prinzip eines lokalen Optimierungsschrittes ist in Abb. 4.17 für einen exemplarischen Betriebspunkt unter Berücksichtigung der Hybrid-Modi LPV und EF in einem P2-Konzept dargestellt. In Abb. 4.17(a) sind die Kraftstoff-äquivalente für VKM und BAT über der Variation der EM-Leistung P_{em} dargestellt, wobei das Kraftstoffäquivalent der Batterie unter Verwendung des unteren Heizwertes H_u auf Basis der elektrischen Batterieleistung ermittelt wurde. In Abb. 4.17(b) wurden beide Kraftstoffäquivalente mit zwei exemplarischen Werten des Äquivalenzfaktors λ gewichtet und daraus der so genannte Äquivalenzverbrauch ermittelt. Dabei ist festzustellen, dass sich durch den Wegfall von Schleppverlusten bei Abkopplung der VKM durch Öffnen der K0-Kupplung ein diskreter Sprung im Verlauf der Kostenfunktion ergibt. Weiterhin kann festgestellt werden, dass sich in Abhängigkeit des Äquivalenzfaktors unterschiedliche Betriebspunkte als lokal-optimal erweisen. So wird mit $\lambda = 2,5$ der elektrische Verbrauch weniger stark gewichtet, sodass in diesem Betriebspunkt der niedrigste Äquivalenzverbrauch durch eine E-Fahrt entsteht. Wird der elektrische Verbrauch dagegen mit $\lambda = 3$ stärker gewichtet, resultiert der effizienteste Betrieb und damit der geringste Wert der Kostenfunktion aus einer Lastpunktanhebung ($P_{em} < 0$). Der Äquivalenzfaktor λ hat damit einen signifikanten Einfluss auf den resultierenden Betrieb des Hybridantriebes. Zur Gewährleistung der neutralen Energiebilanz der Batterie wird λ für jede Simulation iterativ ermittelt und so durch Randbedingungen wie Komponentenverluste, Fahrwiderstände und das Fahrprofil beeinflusst.

In (4.41) – (4.42) sind die in der Fahrstrategie verwendeten Zustands- und Stellgrößen definiert. Der Zustand der K0-Kupplung b_{k0} ist in P1x-Konzepten auf den Wert 1 festgesetzt. Der Zustand b_{k1} ist für die Untersuchung von P14-Konzepten relevant, da hier keine K0-Kupplung existiert und die VKM für

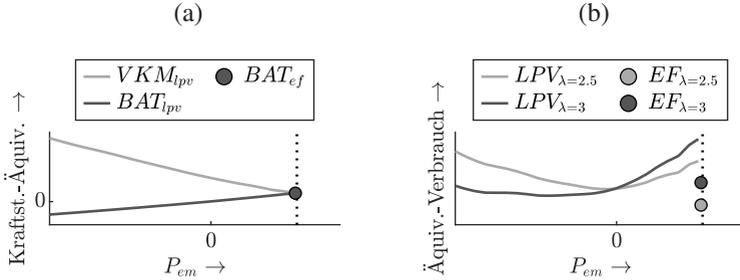


Abb. 4.17: Leistungsaufteilung zwischen VKM und EM für einen exemplarischen Betriebspunkt in den Hybrid-Betriebsmodi LPV und EF (a) Kraftstoffäquivalente von VKM und BAT (b) Äquivalenzverbrauch in Abhängigkeit von Äquivalenzfaktor λ nach [För+21]

eine E-Fahrt somit durch die K1-Kupplung abgekoppelt werden muss. Für alle übrigen Konzepte wird die K1 während der Fahrt dauerhaft geschlossen und im Stillstand stets geöffnet. Der Parameter u_{em} dient der Aufteilung der EM-Leistung auf die beiden verfügbaren EM-Positionen in Px4-Konzepten. Falls keine P4-Position existiert gilt dauerhaft $u_{em} = 1$. Für die Untersuchung von Px4-Konzepten ergibt sich mit u_{em} für die lokale Optimierung neben der Summenleistung P_{em} ein zusätzlicher Optimierungsparameter. Eine mögliche Implementierung dieses Prozesses wird in [May+19] beschrieben und wurde in dieser Arbeit in ähnlicher Form umgesetzt.

$$\underline{x}(t) = \begin{pmatrix} \Delta E_{bat}(t) \in [-0,5 \cdot E_{bat}, 0,5 \cdot E_{bat}] \\ b_{k0}(t) \in \{0, 1\} \\ b_{k1}(t) \in \{0, 1\} \end{pmatrix} \quad (4.41)$$

$$\underline{u}(t) = \begin{pmatrix} M_{em}(t) \in [M_{em,min}(t), M_{em,max}(t)] \\ u_{em}(t) \in [0, 1] \\ \Delta b_{k0}(t) \in \{-1, 0, 1\} \\ \Delta b_{k1}(t) \in \{-1, 0, 1\} \end{pmatrix} \quad (4.42)$$

Da die E-Maschinen EM1 und EM2 an unterschiedlichen Stellen im Antriebsstrang eingreifen, ist eine Bilanzierung in der Fahrstrategie entsprechend des ECMS-Konzeptes nicht trivial. Für die Bilanzierung der mechanischen Leistung wird das Summen-Drehmoment M_{em} auf Getriebeeingangsebene als Referenzpunkt verwendet. Für die Berechnung des elektrischen Verbrauchäquivalentes ist das resultierende Drehmoment von EM1 und EM2 relevant. Diese können durch (4.43) – (4.44) berechnet werden, wobei M_{em2} um das in Abhängigkeit von u_{em} geänderte Verlustmoment von Getriebe und Differential $\Delta M_{v,pt}$ korrigiert wird. Gleiches gilt für die Bestimmung des maximalen bzw. minimalen Drehmomentes. In (4.45) – (4.46) wird auf Basis der Grenzkennlinien von EM1 und EM2 das verfügbare Summendrehmoment M_{em} bezogen auf den Referenzpunkt am Getriebeeingang ermittelt. Neben der Grenzkennlinie der E-Maschine wird hier ebenfalls die maximale Leistung der Batterie $P_{bat,max}$ berücksichtigt.

$$M_{em1} = M_{em} \cdot u_{em} \quad (4.43)$$

$$M_{em2} = (M_{em} \cdot (1 - u_{em}) - \Delta M_{v,pt}(M_{gb}, M_{em} \cdot (1 - u_{em})) \cdot i_{gb} \cdot i_{dt} \quad (4.44)$$

$$M_{em,max} = \min\{A, B\} \quad (4.45)$$

$$\text{mit } A = M_{em1,max} + M_{em2,max} \cdot i_{gb}^{-1} \cdot i_{dt}^{-1} + \Delta M_{v,pt}(M_{gb}, M_{em2,max})$$

$$B = \frac{P_{bat,max}}{2 \cdot \pi \cdot n_{gb} \cdot \bar{\eta}_{em}} \cdot 60$$

$$M_{em,min} = \max\{A, B\} \quad (4.46)$$

$$\text{mit } A = M_{em1,min} + M_{em2,min} \cdot i_{gb}^{-1} \cdot i_{dt}^{-1} + \Delta M_{v,pt}(M_{gb}, M_{em2,min})$$

$$B = \frac{P_{bat,max}}{2 \cdot \pi \cdot n_{gb}} \cdot \bar{\eta}_{em} \cdot 60$$

Die in der Fahrstrategie verwendete Kostenfunktion $J(\cdot)$ ist in (4.47) definiert. Darin wird entsprechend des zuvor beschriebenen und in Abb. 4.17 dargestellten ECMS-Konzeptes ein betriebspunktabhängiger Äquivalenzverbrauch auf Basis des Kraftstoffmassenstroms \dot{m}_k , dessen unteren Heizwertes H_u sowie

des Äquivalenzfaktors λ_0 ermittelt. Das ECMS-Konzept wird um drei Adaptionmechanismen erweitert, welche ebenfalls in einer im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Veröffentlichung angewandt werden [För+21]. Durch die verwendeten Adaptionen ist λ in (4.47) abhängig von $\underline{x}(t)$ und $\underline{u}(t)$. Die Wirkprinzipien der Adaptionparameter $k_{hyst,st}$, $k_{hyst,sp}$, $k_{\Delta E}$ sowie $k_{gen,max}$ sind in (4.48) – (4.51) definiert und werden in den folgenden Abschnitten diskutiert. Weiterhin sind die Adaptionmechanismen in Abb. 4.18 qualitativ dargestellt.

$$J(\underline{u}, \underline{x}) = B(\underline{u}, \underline{x}) + \lambda_{hyst}(\underline{u}) \cdot |B(\underline{u}, \underline{x})|$$

$$\text{mit } B(\underline{u}, \underline{x}) = \dot{m}_k(\underline{u}) + \lambda(\underline{u}, \underline{x}) \cdot \frac{P_{bat}(\underline{u})}{H_u} \quad (4.47)$$

$$\lambda(\underline{u}, \underline{x}) = \begin{cases} \lambda_{gen,max}(\underline{u}, \underline{x}), & \text{wenn } P_{bat}(\underline{u}) < 0 \\ \lambda_0 + \lambda_{\Delta E}(\underline{x}), & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.48)$$

$$\lambda_{gen,max}(\underline{x}) = \min\{k_{gen,max}, \lambda_0 + \lambda_{\Delta E}(\underline{x})\} \quad (4.49)$$

$$\lambda_{\Delta E}(\underline{x}) = -k_{\Delta E} \cdot \left(\frac{\Delta E_{bat}}{\frac{1}{2} \cdot E_{bat}} \right)^3 \quad (4.50)$$

$$\lambda_{hyst}(\underline{u}) = \begin{cases} k_{hyst,st}, & \text{wenn } \Delta b_{k0} = 1 \quad \vee \quad \Delta b_{k1} = 1 \\ k_{hyst,sp}, & \text{wenn } \Delta b_{k0} = -1 \quad \vee \quad \Delta b_{k1} = -1 \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.51)$$

Adaption 1: Start-Stopp-Hysterese Die Start-Stopp-Hysterese in der Kostenfunktion dient der Vermeidung häufiger Start- und Stoppvorgänge der VKM. Diese sind aus Komfort- sowie Verbrauchsgesichtspunkten negativ zu bewerten. Zur Vermeidung solcher Ereignisse wird der Wert der Kostenfunktion durch den Faktor $k_{hyst,st}$ für Startvorgänge bzw. $k_{hyst,sp}$ für Stoppvorgänge inkrementiert. Ein Start- bzw. Stoppvorgang wird durch die Zustandsänderungen Δb_{k0} und Δb_{k1} definiert. Durch die Adaption wird ein Zustandswechsel

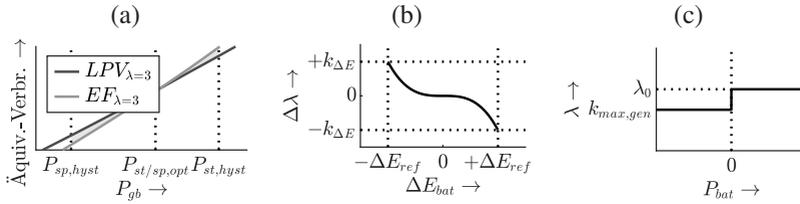


Abb. 4.18: Adaptionenmechanismen der verwendeten ECMS-Fahrstrategie (a) Start-Stopp-Hysteresis mit der nach Äquivalenzverbrauch optimalen Getriebeeingangsleistung $P_{st/sp,opt}$ für den Zustandsübergang zwischen LPV und EF (EF \leftrightarrow LPV) sowie den Hysteresis-Grenzleistungen $P_{st,hyst}$ für den Motorstart (EF \rightarrow LPV) und $P_{sp,hyst}$ für den Motorstopp (LPV \rightarrow EF) (b) Anpassung des Äquivalenzfaktors in Abhängigkeit des Ladezustands ΔE_{bat} durch eine kubische Funktion mit dem Adaptionparameter $k_{\Delta E}$ und der Referenz-Abweichung ΔE_{ref} (c) Generatorlimitierung durch die Begrenzung des Äquivalenzfaktors λ_0 auf den Adaptionparameter $k_{max,gen}$ im generatorischen Betrieb

erst eingeleitet, wenn sich daraus ein Äquivalenzverbrauchsvorteil oberhalb der Hysteresegrenzen ergibt.

Adaption 2: Ladezustandsabweichung Der Ladezustand der Batterie ΔE_{bat} wird durch die Grenzen $\pm 0,5 \cdot E_{bat}$ limitiert. Es ist sinnvoll einen Zustand in der Nähe der Grenzen möglichst zu vermeiden, da ansonsten die Verfügbarkeit von Funktionen wie E-Fahrt oder Rekuperation bei einem plötzlichen Überschreiten der Grenzen infolge einer entsprechend Fahr-situation eventuell eingeschränkt werden muss. Dies wird erreicht, indem der Äquivalenzfaktor durch $\lambda_{\Delta E}$ entsprechend des Ladezustandes erhöht bzw. reduziert wird. Damit werden die elektrischen Energiekosten bei einem hohen Ladezustand reduziert und bei niedrigem Ladezustand erhöht. Zu diesem Zweck wird eine kubische Modellfunktion verwendet. Die Intensität der Kostenanpassung wird durch den Parameter $k_{\Delta E}$ bestimmt.

Adaption 3: Generatorlimitierung Die Limitierung des Äquivalenzfaktors $\lambda(u, x)$ durch $k_{gen,max}$ im generatorischen Betrieb ($P_{bat}(u) < 0$) dient der

Begrenzung der Lastpunktanhebung ($LPV \uparrow$). Dies ermöglicht die Untersuchung des Einflusses dieser Hybridfunktion durch einen Vergleich der Simulationsergebnisse aus einer Variation von $k_{gen,max} \in [0, \text{inf}]$. Darüber hinaus existiert ein Zielkonflikt zwischen einem optimalen CO_2 -Ergebnis mit $k_{gen,max} = \text{inf}$ (unendlich) und einer mit einer Parametervariation von 0 bis inf fahrzyklus- und fahrzeugabhängig steigenden Batterielast $P_{bat,rms}$ aufgrund des höheren Energiedurchsatzes. Dieser Zielkonflikt lässt sich durch die Limitierung des generatorischen Betriebs beeinflussen.

Drehmomentvorhalt während E-Fahrt Ein wichtiger Einfluss auf die Verfügbarkeit der E-Fahrt-Funktion in P2-Systemen ist das gewählte Startverfahren für die VKM bei einem Zustandsübergang aus der E-Fahrt. Im optimalen Fall existiert hierzu motorseitig ein separates Startsystem, welches den Motorstart jederzeit einleiten kann [Eck+16]. Alternativ kann auf ein solches Startsystem zur Reduktion des Baumraumes oder der Systemkosten verzichtet werden. In diesem Fall muss der Motorstart durch entsprechende Ansteuerung von K0-Kupplung und EM gewährleistet werden [Lie+14].

Ein möglicher Ablauf eines Startverfahrens ist in Abb. 4.19 dargestellt. Nach einer Konstantfahrt im EF-Betrieb steigt die geforderte Leistung aufgrund eines Beschleunigungsmanövers an, sodass die Fahrstrategie einen VKM-Start initiiert. Die K1-Kupplung wird in Phase I in einen koordinierten Schlupfbetrieb gebracht, sodass die EM-Drehzahl steigt. In Phase II wird die K0-Kupplung für eine definierte Zeit geschlossen und somit ein Impuls auf die VKM übertragen. Dieser Impuls wird teils durch einen Drehzahlabbau der EM und das daraus resultierende Drehmoment sowie teils durch ein zusätzlich durch die EM aufgebrachtes Drehmoment (entsprechend des Drehmomentvorhaltes) kompensiert. So wird sichergestellt, dass am Rad kein spürbarer Drehmomenteinbruch und daraus resultierender negativer NVH-Einfluss auftritt. Die VKM wird durch den Impuls beschleunigt und wird ab Erreichen einer Zieldrehzahl in Phase III befeuert, bis sie die Zieldrehzahl am Getriebeingang erreicht hat. Im Anschluss können K0- und K1-Kupplung in Phase IV

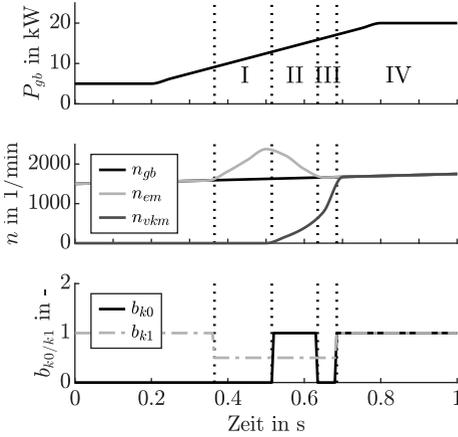


Abb. 4.19: VKM-Startablauf aus der E-Fahrt in vier Phasen (I – IV)

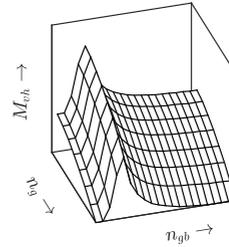


Abb. 4.20: Drehmomentvorhalt während E-Fahrt als Kennfeld

synchronisiert werden. Dieser so genannte Impuls- oder Anreiß-Start ermöglicht ein schnelles Hochlaufen der VKM und ein gutes Ansprechverhalten bei geringem notwendigem Drehmomentvorhalt der EM [Lau+17; Jon17].

Für das beschriebene Startverfahren lässt sich in Abhängigkeit der eingelegten Getriebestufe n_g sowie der Drehzahl n_{gb} das notwendige Kompensationsdrehmoment M_{vh} berechnen. Die Ergebnisse wurden in einem Kennfeld abgelegt, welches in Abb. 4.20 dargestellt ist. Anhand des Kennfeldes wird das maximal verfügbare Drehmoment $M_{em1,max}$ für jeden Betriebspunkt unter Berücksichtigung der Kupplungsposition b_{k0} und des maximalen EM-Drehmomentes $M_{em1,max}^*$ berechnet.

$$M_{em1,max} = \begin{cases} M_{em1,max}^* - M_{vh}, & \text{wenn } b_{k0} = 0 \\ M_{em1,max}^*, & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.52)$$

Booststrategie Die maximale Antriebsleistung ergibt sich in Abb. 4.21 aus einer Kombination der Grenzkennlinien maximalen Drehmomentes von EM

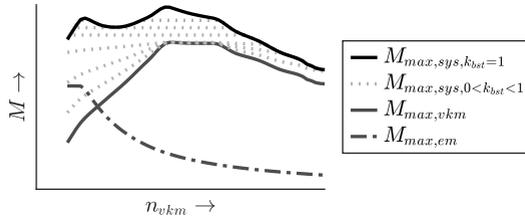


Abb. 4.21: Maximale System-Antriebsleistung in Abhängigkeit von k_{bst}

und VKM. Es ist sinnvoll das maximale Boost-Drehmoment der EM zu beschränken, um die Komponentenanforderungen bzgl. Energieinhalt und Belastungshöhe und -dauer zu reduzieren. Der resultierende Zielkonflikt zwischen Komponentenaufwand und Fahrleistung kann durch den Fahrstrategieparameter k_{bst} beeinflusst werden, in dessen Abhängigkeit sich in Abb. 4.21 das maximale Drehmoment des Antriebes $M_{sys,max}$ in (4.53) ergibt.

$$M_{sys,max} = M_{vkm,max} + k_{bst} \cdot M_{em,max} \quad (4.53)$$

Durch das in diesem Abschnitt vorgestellte Fahrstrategiekonzept wird eine generische Bewertung unterschiedlicher Hybridkonzepte und automatisierte Identifikation der optimalen Betriebsweise ermöglicht. Durch die vorgestellten Adaptionsverfahren werden dabei nicht nur die Effizienz sondern auch wesentliche Einschränkungen zur Erfüllung weiterer Anforderungen berücksichtigt.

4.3 Systemschnittstellen

In diesem Abschnitt wird der Aufbau des im Rahmen dieser Arbeit erstellten Simulationsmodells beschrieben, welches die bisher vorgestellten Teilmodelle aus Systemumgebung und Hybridsystem einbindet und deren Schnittstellen abbildet. Die Schnittstelle mit der Systemumgebung wird dabei durch den

Antriebsstrang sowie das Bordnetz repräsentiert. Abb. 4.22 zeigt die Struktur des Simulationsmodells. Das Modell besteht aus Antriebsstrang, Hybridsystem sowie Bordnetz. Der Antriebsstrang bildet den Drehmomentpfad von der VKM über die Kupplung K0, das Getriebe GB inkl. Anfahrkupplung K1 sowie das Differential DT bis zum Rad ab. Das Hybridsystem verfügt über zwei EM-Komponenten. EM1 und EM2 sind jeweils über eine Übersetzung mechanisch an die Getriebeeingangswelle bzw. die zweite Fahrzeugachse angebunden. Die Übersetzung wird für EM1 so gewählt, dass alle statistisch relevanten Drehzahl-Betriebspunkte am Getriebeeingang während der Fahrzeugverzögerung durch die max. Rekuperationsleistung der EM1 ausgenutzt werden können. Dazu muss die max. Rekuperationsleistung der EM1 ab einer definierten Mindestdrehzahl verfügbar sein. Das gewählte Übersetzungsverhältnis ergibt sich aus dieser Mindestdrehzahl. Für EM2 ist die Übersetzung so gewählt, dass ein gefordertes maximales Drehmoment für Anfahrmanöver gewährleistet werden kann. Darüber hinaus wird EM2 über eine Abwurfkupplung ab einer Grenzggeschwindigkeit $v_{em2,max}$ vom Achsantrieb getrennt, um das Überschreiten einer maximalen EM-Drehzahl sowie hohe Verluste im Grenzdrehzahlbereich zu vermeiden. Die beiden EM-Komponenten sind mit der Batterie sowie dem Bordnetz verbunden, sodass sich die Leistungsbilanz in (4.54) ergibt.

$$P_{bat} + P_{em1,el} + P_{em2,el} + P_{bn} = 0 \quad (4.54)$$

Das vorgestellte Simulationsmodell kann je nach Untersuchungszweck mit unterschiedlichen Eingangsgrößen beaufschlagt werden. In Abb. 4.23 ist der Ablauf der Berechnung für eine Vorwärts- bzw. Rückwärtssimulation dargestellt. In der Rückwärtssimulation werden auf Basis eines Fahrprofils zunächst die Fahrwiderstände am Rad berechnet. Anschließend werden unter Berücksichtigung der Antriebsstrangverluste und Fahrstrategie die Lasten der Antriebskomponenten berechnet. In der Vorwärtssimulation wird dagegen der Fahrpedalwert vorgegeben. Dieser wird durch die Fahrstrategie unter Berücksichtigung

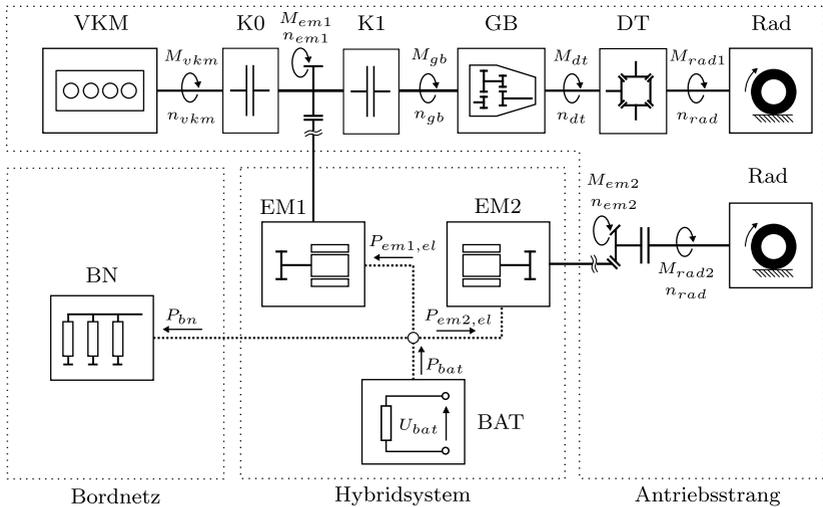


Abb. 4.22: Mechanische und elektrische Schnittstellen der betrachteten Komponenten in System und Systemumgebung

komponentenspezifischer Grenzen in Sollwerte für die Komponenten umgerechnet. Nach Berücksichtigung von Antriebsstrangverlusten und Fahrwiderständen ergibt sich letztlich eine Geschwindigkeitsänderung des Fahrzeuges. Die Vorwärtssimulation bietet sich insbesondere für die Ermittlung der maximalen Beschleunigungsfähigkeit und entsprechender Beschleunigungszeiten an.

4.4 Modellvalidierung

Die vorgestellten Modelle wurden durch verschiedene Analysen erfolgreich validiert. Im Folgenden werden die Validierungsergebnisse einzelner Teilmodelle vorgestellt und diskutiert. In Abb. B.4 bis Abb. B.7 in Anhang B ist darüber hinaus das aus der Modellierung resultierende Systemverhalten exemplarisch ausgelegter Hybridsysteme dargestellt.

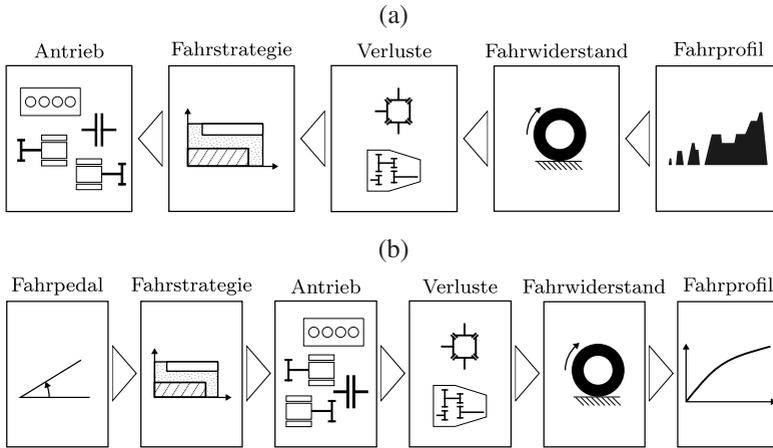


Abb. 4.23: (a) Rückwärtsimulation für CO₂-Berechnung (b) Vorwärtsimulation für Beschleunigungsberechnung

4.4.1 Systemumgebung

Die Einflüsse aus der Systemumgebung werden durch die Modellierung der Bordnetzlast sowie anhand der CDC abgebildet. Die zu untersuchende Bordnetzlast P_{bn} wird als konstant betrachtet unter der Annahme, dass kurzzeitige Spitzen eines variierenden Lastprofils im Vergleich zu einer konstanten mittleren Last keinen wesentlichen Einfluss auf die hier betrachteten Kenngrößen des Systems besitzen. Um diese Annahme zu bestätigen, wird ein exemplarisches Fahrprofil mit kontinuierlicher sowie konstanter Bordnetzlast für ein P2-25 System betrachtet. Die Ergebnisse der Simulation sind in Abb. 4.24 dargestellt. Das kontinuierliche Lastprofil zeigt innerhalb der ersten 300s ein deutlich erhöhtes Lastniveau, welches auf die initiale Temperaturkonditionierung des Fahrzeuginnenraums zurückzuführen ist. Im Anschluss sinkt die Last auf ein – von einigen Lastspitzen abgesehen – konstantes Niveau. Dieses Verhalten ist charakteristisch für den Bordnetzlastverlauf einer Fahrt. Der Vergleich von CO₂-Emissionen und Batterielast $P_{bat,rms}$ ist in Abb. 4.24 (b) dargestellt. Es

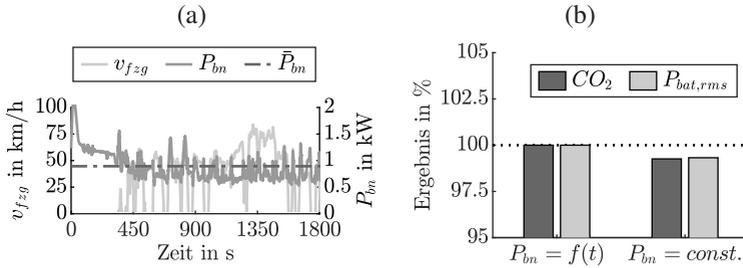


Abb. 4.24: Einfluss konstanter bzw. kontinuierlicher Bordnetzlast auf ein P2-25 System auf Basis von Untersuchungen mit zuvor vorgestelltem Simulationsmodell (a) Fahr- und Bordnetzlastprofile (b) Unterschied in CO_2 und $P_{bat,rms}$

wird deutlich, dass beide Werte mit etwa 1 % nicht wesentlich abweichen. Das Modell zur Betrachtung der Bordnetzlast wird damit als geeignet beurteilt.

Die verwendeten CDC sollen die Einflüsse der Fahrumgebung auf das Hybridsystem abbilden. Weiterhin wird die Relevanz der einzelnen CDC für den voraussichtlichen Kundenverbrauch anhand des in Abschnitt 4.1.1.2 vorgestellten Verfahrens zur Identifikation von Gewichtungsfaktoren je CDC berücksichtigt. Zur Untersuchung der Genauigkeit dieser Vorgehensweise wurden Messdaten unterschiedlicher Testfahrer mit jeweils >100 km Strecke simuliert. Gleichzeitig wurde das zuvor beschriebene Verfahren zur Identifikation von CDC-Gewichtungsfaktoren auf die Fahrprofile der Testfahrer angewandt. In Abb. 4.25 sind die prognostizierten Werte \hat{y} sowie die tatsächlich erzielten Werte y einander gegenübergestellt. Dabei wird das CO_2 -Reduktionspotential ΔCO_2 sowie die durchschnittliche Batterielast $P_{bat,rms}$ über 60 s und 300 s betrachtet. Die Untersuchung zeigt eine sehr gute Übereinstimmung bzgl. ΔCO_2 , welche eine wesentliche Zielgröße im Rahmen dieser Arbeit darstellt. Die Prognose der Batterielast als Indikator für den Komponentenaufwand zeigt eine deutlich höhere Fehlerstreuung. Dennoch wird die Tendenz auch hier korrekt abgebildet. Somit wird die verwendete Methode zur Identifikation der CDC-Gewichtungsfaktoren für die Prognose der Zielgrößen im Kundenbetrieb als geeignet bewertet.

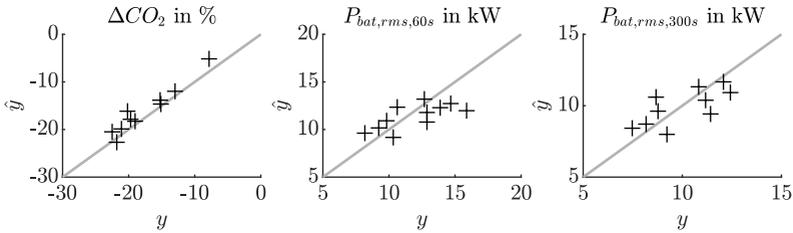


Abb. 4.25: Bewertung der Prädiktionsgenauigkeit für ΔCO_2 anhand diverser Testfahrer

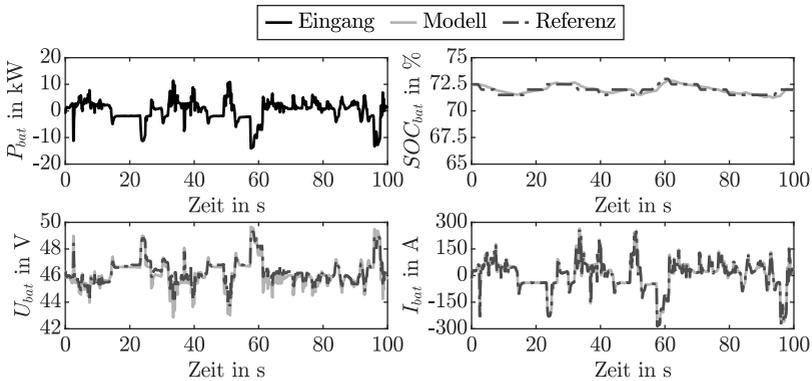


Abb. 4.26: Validierung des Batteriemodells anhand einer Fahrzeugmessung mit P1-15 System

4.4.2 Hybridsystem

Im nächsten Schritt wird das elektrische Hybridsystem validiert. In Abb. 4.26 wird der Zusammenhang zwischen Eingangsleistung und resultierenden Werten für Batteriespannung, -strom und SOC untersucht. Dabei zeigt sich eine gute Übereinstimmung der für die elektrischen Verluste sowie Grenzkennlinien relevanten Spannungsverläufe, sodass von einer zweckmäßigen Modellierung der Batterie ausgegangen werden kann.

4.4.3 Systemschnittstellen

Die Systemschnittstellen zwischen Bordnetz, Hybridsystem und Antriebsstrang werden durch das vorgestellte Simulationsmodell abgebildet. Zur Untersuchung der Genauigkeit werden die erzielten Simulationsergebnisse für ein P2-25 System im WLTC mit denen eines existierenden und validierten Simulationsmodells als Referenz verglichen. Dazu sind in Abb. 4.27 die Kupplungsposition b_{k0} als Indikator für die E-Fahrt Phase, die Getriebeeingangsleistung P_{gb} sowie der entsprechend kumulierte Energieverbrauch für Modell und Referenz verglichen.

Aufgrund der Start-Stopp-Hysterese wird die VKM in dem entwickelten Simulationsmodell weniger häufig gestartet und abgeschaltet. Dies zeigt sich bspw. zwischen 140 s und 180 s. Ansonsten stimmen die Phasen der E-Fahrt gut miteinander überein. Lediglich in den ersten 100 s existiert in der Referenzsimulation ein Stoppverbot für die VKM zur Berücksichtigung des Katalysator-Aufheizverlaufes. Der kumulierte Energieverbrauch auf Getriebeeingangsebene als Summe aus Fahrwiderständen und Antriebsstrangverlusten zeigt über den gesamten Fahrzyklus keine wesentlichen Abweichungen und weist am Ende eine Abweichung $<1\%$ auf. Damit sind die Verluste des Antriebsstranges ausreichend genau modelliert.

Der Vergleich von P_{gb} für Modell und Referenz zeigt im Mittel eine gute Übereinstimmung. Allerdings treten für die Referenzsimulation einige Spitzenwerte auf, welche durch das Modell nicht abgebildet werden. Zum einen kann dies auf den Verzicht auf eine dynamische Modellierung von Schaltvorgängen zurückgeführt werden. Diese werde im Referenzmodell detaillierter betrachtet. Zum anderen handelt es sich bei der Referenzsimulation um eine Vorwärtssimulation, in der ein Fahrerregler die Geschwindigkeit am Rad regelt. Dieser Fahrerregler führt dazu, dass bei auftretenden Geschwindigkeitsabweichungen die Antriebsleistung teils überkompensiert werden und damit höhere Beschleunigungen auftreten als der Geschwindigkeitsverlauf des WLTC beschreibt. Da die Rückwärtssimulation des hier vorgestellten Modells dagegen die exakten

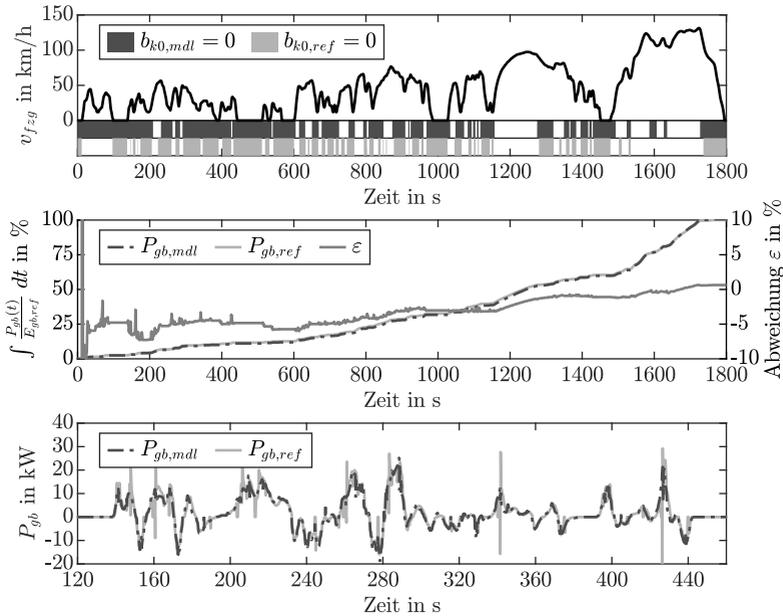


Abb. 4.27: Modellvalidierung für P2-25 kW System

Lasten basierend auf Fahrprofil und Fahrwiderständen berücksichtigt, treten bedingt durch die Berechnungsvorschrift Abweichungen auf. Die im Rahmen dieser Arbeit untersuchten CDC sollen das Fahrerverhalten wiedergeben. Daher werden die beschriebenen Regler-Effekte durch die Rückwärtssimulation bewusst vermieden. Das verwendete Modell wird damit abschließend als ausreichend genau und die Modellierung als erfolgreich bewertet.

4.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden zweckmäßig vereinfachte Modelle für das Hybridsystem sowie die zugehörige Systemumgebung entwickelt. Die *Systemumgebung* wird durch charakteristische Fahrzyklen unterschiedlicher Kategorien hinsichtlich Fahrstil und Fahrumgebung repräsentiert. Zusätzlich wird die Bordnetzlast im europäischen Kundenbetrieb durch eine statistische Verteilung modelliert. Die Varianz des Fahrzeuges mitsamt konventionellem Antriebsstrang wird durch vier repräsentative Fahrzeugsegmente abgebildet, wobei für jedes Segment typische Antriebsstrangkomponenten sowie Fahrwiderstandsparameter identifiziert werden. Für das *Hybridsystem* wird ein generisches Simulationsmodell entwickelt, welches in seinen Merkmalen hinsichtlich Topologie, Komponentendimensionierung sowie Fahrstrategie durch Skalierungs- und Optimierungsverfahren variiert werden kann. Die *Schnittstellen* zwischen Systemumgebung und Hybridsystem werden mathematisch definiert. Abschließend werden die entwickelten Modelle anhand von Referenzdaten validiert.

5 Variation und Analyse des Hybridsystems

In diesem Kapitel werden die Einflüsse der Auslegungsparameter des Hybridsystems sowie der Systemumgebung auf die aus den Systemanforderungen abgeleiteten Zielgrößen aus Kapitel 3 untersucht. Dazu werden die Modelle für das Hybridsystem und die Systemumgebung aus Kapitel 4 verwendet. Aufgrund der hohen Dimensionalität vorhandener Einflussfaktoren sowie deren komplexer Wechselwirkungen werden die Einflüsse entsprechend der Hierarchie der in Kapitel 3 eingeführten Variationsebenen schrittweise untersucht.

Die verwendete Systematik ist in Abb. 5.1 dargestellt und wie folgt zu interpretieren: Für jedes Fahrprofil – welches einen beispielhaften Kunden repräsentiert – existiert ein optimales Fahrzeug. Da die Optimierung des Fahrzeuges nicht Bestandteil dieser Arbeit ist, werden die in Kapitel 4.1.2.1 definierten Beispielfahrzeuge je Segment für die weitere Betrachtung übernommen. Auf den Ebenen $n = 1$ bis $n = 3$ wird das Konzept nach Silvas et al. verwendet [Sil+16]: Für ein gegebenes Fahrzeug wird ein optimales Hybridsystem ermittelt, wobei für jede Antriebstopologie die Auswahl der Komponenten und für jede getroffene Komponentenauswahl die Fahrstrategie optimiert wird. Diese Vorgehensweise wird auch als verschachtelt (engl.: *nested*) bezeichnet und stellt die Identifikation des optimalen Hybridsystems sicher [Sil+16].

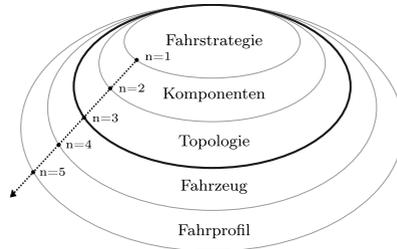


Abb. 5.1: Hierarchie der Variationsebenen

In diesem Kapitel werden die verschiedenen Ebenen beginnend mit $n = 1$ schrittweise durchlaufen. Auf jeder Ebene werden exemplarische Randbedingungen aus den übrigen Ebenen herangezogen, um anhand derer Untersuchungen durchzuführen und daraus allgemeingültige Schlussfolgerungen und Handlungsempfehlungen zu generieren.

Die untersuchten Parameter und zugehörigen Wertebereiche der einzelnen Variationsebenen wurden in Kapitel 4 hergeleitet und sind in Tab. 5.1 sowie Tab. 5.2 zusammenfassend aufgeführt. Für das Hybridsystem werden die Einflüsse von Topologie, Komponenten sowie Fahrstrategie untersucht. Für die Systemumgebung werden unterschiedliche Fahrzyklen sowie Fahrzeuge betrachtet. Die einzelnen Ebenen werden jeweils durch die wichtigsten Auslegungsparameter repräsentiert, welche in Kapitel 4 diskutiert wurden.

5.1 Fahrstrategievariation

Die Fahrstrategieparameter sollen für ein – hinsichtlich Topologie und Komponenten – dimensioniertes Hybridsystem eine optimale Systemperformance unter Berücksichtigung aller Zielgrößen gewährleisten. Das verwendete ECMS-Konzept sorgt ohne die definierten Adaptionparameter der Fahrstrategie für ein optimales Ergebnis hinsichtlich CO_2 -Emissionen. Die weiteren Fahrstrategieparameter dienen der Verbesserung bezüglich Starthäufigkeit $N_{vkm,st}$, mittlerer Batterielast $P_{bat,rms}$ sowie des notwendigen Energieinhaltes E_{bat} unter

Tab. 5.1: Parameter und Wertebereiche zur Variation des Hybridsystems

Variationsebene	Parameter	Wertebereich
Topologie	motornah	P1 und P2
	radnah	keine EM oder P4
Komponenten	P_{em1}	5 kW bis 40 kW
	P_{em2}	5 kW bis 40 kW
	E_{bat}	50 Wh bis 1000 Wh
	$k_{vkm,red}$	0 bis 1
Fahrstrategie	$k_{hyst,st}$	0 bis 0,4
	$k_{hyst,sp}$	0 bis 0,8
	$k_{\Delta E}$	0 bis 3
	$k_{max,gen}$	2 bis 3,5
	k_{bst}	0 bis 1

Tab. 5.2: Parameter und Wertebereiche zu Variation der Systemumgebung

Variationsebene	Parameter	Wertebereich
Fahrprofil	Fahrumgebung	UL, UH, EU, HW
	Fahrstil	mild, average, aggressive
	Grenzlast	UC1, UC2
Fahrzeug	Segment	C, D, E, F
	Derivat	Limousine
	Bordnetz	[500 W, 3000 W]

Akzeptanz eines begrenzten Verbrauchsnachteils. Zwischen den Kriterien lassen sich verschiedene Zielkonflikte erfassen, welche im weiteren Verlauf untersucht werden. Ähnliche Untersuchungen wurden mit geänderten Prämissen bereits im Rahmen der Erstellung dieser Arbeit veröffentlicht [För+19].

Motor-Start-Stop und Lastpunktanhebung Die Parameter $k_{hyst,st}$ und $k_{hyst,sp}$ definieren die Hysterese Grenzen für einen Motorstart respektive -stopp relativ zum Äquivalenzverbrauch des aktuellen Betriebspunktes. Der Parameter $k_{max,gen}$ definiert einen maximalen Äquivalenzfaktor im generatorischen Betrieb, sodass die Lastpunktanhebung durch einen niedrigen Wert eingeschränkt wird. Dieses Konzept wurde in Kapitel 4.2.3 hergeleitet. Die genannten Parameter besitzen einen Einfluss auf die Energiebilanz des Hybridsystems, sodass sich auch der iterativ ermittelte Faktor λ_0 zur Gewährleistung einer neutralen Energiebilanz ändern kann. Somit können sich wiederum die resultierenden Werte für ΔCO_2 , $N_{vkm,st}$, und $P_{bat,rms}$ ändern. Der Einfluss auf den notwendigen Energieinhalt E_{bat} und die Wechselwirkungen der untersuchten Parameter mit $k_{\Delta E}$ werden hier zunächst vernachlässigt. In Abb. 5.2 sind die qualitativen Einflüsse der genannten Parameter auf die relevanten Zielgrößen in den vier untersuchten Fahrumgebungen dargestellt. ΔCO_2 repräsentiert hier die stets positive Abweichung des Kraftstoffverbrauches gegenüber dem Optimum.

Der Einfluss der Parameter auf ΔCO_2 steigt von „Highway“ zur „Urban Low“ aufgrund des größeren Anteils der E-Fahrt deutlich an. Die stärkste Wechselwirkung der untersuchten Fahrstrategieparameter tritt in „Urban Low“ auf. Für ein hohes $k_{max,gen}$ existiert ein deutlicher Anstieg von ΔCO_2 über der Starthysterese $k_{hyst,st}$, da die E-Fahrt hier über die optimale Grenzleistung hinaus verwendet wird und die so zusätzlich aufgebrauchte elektrische Energie zu einem späteren Zeitpunkt verbrennungsmotorisch nachgeladen werden muss. Wird $k_{max,gen}$ dagegen schrittweise reduziert, so lässt dieser Effekt deutlich nach. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass die durch die Hysterese zusätzlich verbrauchte Energie verbrennungsmotorisch aufgrund der Begrenzung der

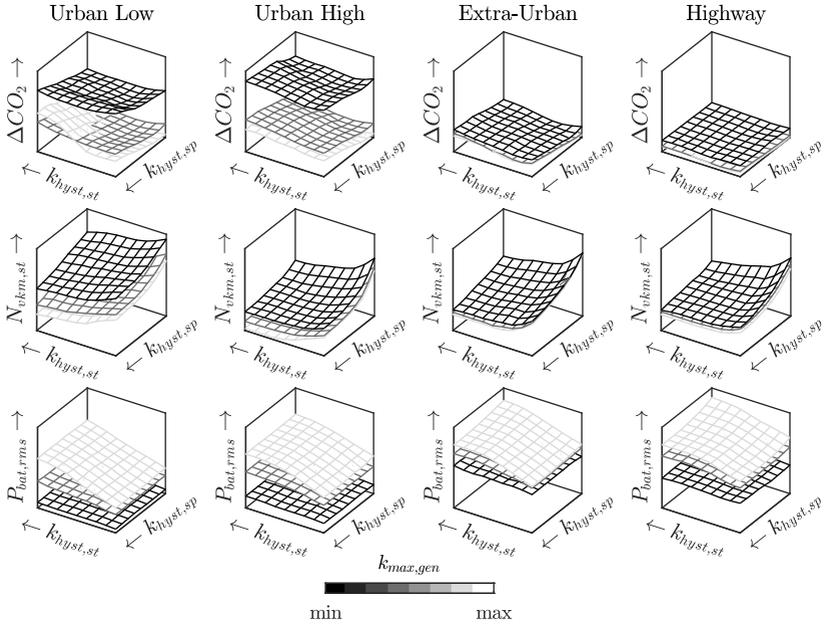


Abb. 5.2: Qualitativer Einfluss der Fahrstrategieparameter $k_{max,gen}$, $k_{hyst,st}$ und $k_{hyst,sp}$ auf Zielgrößen in verschiedenen Fahrzyklen mit Fahrstil „mild“ nach [För+19]

Lastpunkthanhebung nicht nachgeladen werden kann. Zur Wahrung einer neutralen Energiebilanz wird der Algorithmus zur Bestimmung von λ_0 stattdessen einen höheren Wert wählen und somit die Kosten elektrischer Energie in der ECMS-Kostenfunktion erhöhen. Dies führt dazu, dass die VKM bereits bei geringerer Leistung gestartet wird und wirkt damit der Hysterese entgegen. Dies ist in Abb. 5.2 auch an einer geringeren Reduktion der Starthäufigkeit $N_{vkm,st}$ zu erkennen. Der Einfluss der Hystereseparameter sinkt also mit sinkendem $k_{max,gen}$. Gleichzeitig steigt das Gesamtniveau von ΔCO_2 , da der Effekt eines besseren VKM-Wirkungsgrades sowie die Verfügbarkeit von E-Fahrt in Phasen niedriger Last durch die reduzierte Lastpunkthanhebung sinkt.

Die Batterielast kann in allen Fahrumgebungen durch den Verzicht auf Lastpunktanhebung deutlich reduziert werden. Dies erscheint gerade in „Extra-Urban“ und „Highway“ sinnvoll, da hier kaum nachteilige Effekte hinsichtlich ΔCO_2 und $N_{vkm,st}$ auftreten. Für „Urban Low“ und „Urban High“ existiert dagegen ein deutlicher Zielkonflikt durch einen Verbrauchsanstieg sowie einer teilweise erhöhten Starthäufigkeit.

Um den Zielkonflikt bezüglich der diskutierten Fahrstrategieparameter zu lösen, wird analog [För+19] eine Zielfunktion zur Gewichtung der einzelnen Zielgrößen verwendet. Die Zielgrößen werden in dieser Funktion normiert und unter Berücksichtigung von Gewichtungsfaktoren zu einem Zielwert zusammengefasst. Dabei stellt sich die Frage, ob die Fahrstrategieparameter fahrzyklusspezifisch angepasst werden sollten. Dies müsste mit Blick auf die Umsetzung der Fahrstrategie in einem realen Fahrzeug durch intelligente Algorithmen zur Erkennung der Fahrumgebung umgesetzt werden. Zur Überprüfung des Potentials einer solchen Lösung wird anhand der Zielfunktion zum einen die optimale Konfiguration je Fahrzyklus CDC_{opt} und zum anderen die anhand des mittleren Zielfunktionswertes über alle Fahrzyklen erzielte Konfiguration CDC_{mw} betrachtet. Die Ergebnisse aller untersuchten Konfigurationen aus Abb. 5.2 sowie die anhand der Zielfunktion ermittelten Konfigurationen sind in Abb. 5.3 dargestellt.

Der Vergleich der Konfigurationen CDC_{opt} und CDC_{mw} zeigt für „Urban Low“, „Urban High“ und „Extra-Urban“ keine wesentlichen Unterschiede in den Zielgrößen. Lediglich für „Highway“ lässt sich eine deutlich höhere Batterielast mit der CDC_{mw} Konfiguration feststellen. Dem gegenüber werden die CO_2 -Emissionen in diesem Fall in geringem Umfang reduziert. Dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, dass die Lastpunktanhebung in „Highway“ nur einen sehr geringen Verbrauchsvorteil bietet, während die Batterielast deutlich steigt. Es besteht also ein Potential, durch die fahrumgebungsabhängige Anpassung der Fahrstrategieparameter im „Highway“-Fahrzyklus die Batterielast um etwa 1,5 kW zu reduzieren. Da die übrigen Zielgrößen und Fahrumgebungen

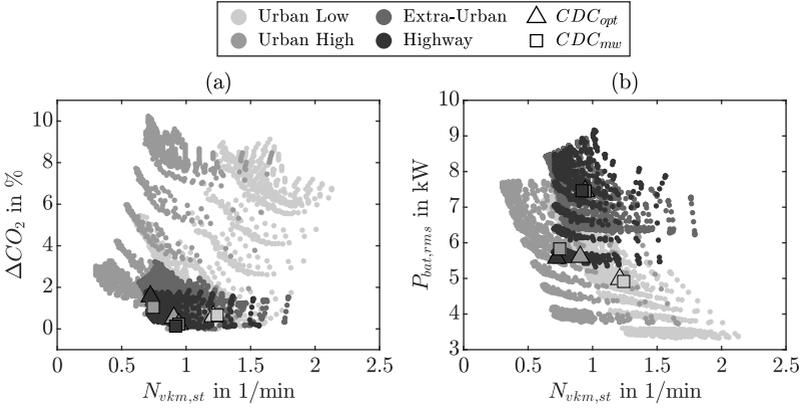


Abb. 5.3: Quantitativer Einfluss der Fahrstrategieparameter $k_{max,gen}$, $k_{hyst,st}$ und $k_{hyst,sp}$ auf Zielgrößen in verschiedenen Fahrzyklen mit zyklusoptimaler und zyklusgemittelter Konfiguration für ein E-Segment Fahrzeug nach [För+19]

Tab. 5.3: Finale Konfiguration der Fahrstrategieparameter

Parameter	Wert
$k_{max,gen}$	2,8
$k_{hyst,st}$	0,1
$k_{hyst,sp}$	0,2

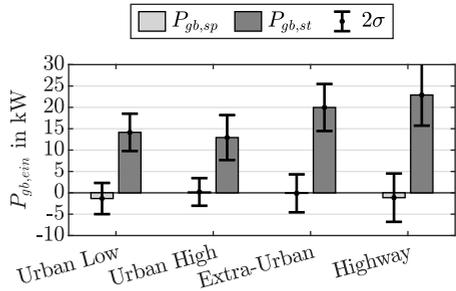


Abb. 5.4: Konfiguration der Fahrstrategieparameter für ausgewähltes Szenario CDC_{mw} nach [För+19]

allerdings ansonsten nur sehr gering beeinflusst werden, wird zur Reduktion der Komplexität auf eine fahrzykluspezifische Optimierung der Parameter verzichtet. Für die weiteren Untersuchungen werden die Parameter aus der CDC_{mw} Konfiguration übernommen, welche in Tab. 5.3 aufgeführt sind.

Um den Einfluss der Start-Stopp-Hysterese zu verdeutlichen, ist in Abb. 5.4 die Getriebeeingangsleistung im ersten Zeitschritt nach einem Motorstart bzw.

-stopp dargestellt. Da diese Leistung in Abhängigkeit von Drehzahl und Ladezustand variieren kann, ist zusätzlich das 2σ -Konfidenzintervall dargestellt. In „Urban Low“ und „Urban High“ wird die VKM im Mittel bei einer Getriebeeingangsleistung zwischen 10 kW und 15 kW gestartet. In „Extra-Urban“ und „Highway“ erfolgt der Motorstart hingegen erst bei etwa 20 kW bis 25 kW, da die E-Fahrt hier seltener auftritt und damit mehr elektrische Energie zur Vermeidung des Motorstarts zur Verfügung steht. Darüber hinaus zeigt der hohe Wert für „Highway“ erneut den Zielkonflikt zwischen Starthysterese und Lastpunktanhebung. Im Falle einer zyklusindividuellen Begrenzung der Lastpunktanhebung würde die VKM aufgrund der reduzierten elektrischen Energieressourcen – infolge geringerer streckenbezogener Rekuperation – und daraus resultierenden höheren elektrischen Energiekosten bereits bei geringerer Leistung gestartet werden. Die Stopp-Hysterese $k_{hyst,sp}$ wirkt sich in allen untersuchten Fahrumgebungen ähnlich aus, sodass die VKM im Mittel erst bei einer Leistung von <0 kW durch öffnen der K0-Kupplung abgeworfen wird.

Zuletzt wird in Abb. 5.5 die Verteilung der Phasen mit ausgeschalteter VKM für unterschiedliche Fahrstrategiekonfigurationen dargestellt. Besonders kurze Phasen sollten vermieden werden, da diese in Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch keinen großen Vorteil bieten und im Gegenzug negative Einflüsse auf NVH oder Abgasnachbehandlung bewirken können. Als Grenzszenarien wurden *Min. CO₂* mit dem geringsten Kraftstoffverbrauch und *Min. N_{vk_{m,st}}* mit der geringsten Starthäufigkeit gewählt. Die Ergebnisse zeigen, dass durch die Fahrstrategieadaption insbesondere die Häufigkeit von EF-Phasen <30 s in „Urban Low“ zu Gunsten längerer Phasen reduziert werden kann.

Ladezustand Im nächsten Schritt wird der Einfluss des Fahrstrategieparameters $k_{\Delta E}$ untersucht. Dieser ist in Zusammenhang mit dem Batterieenergieinhalt E_{bat} zu betrachten, da die Adaption der Fahrstrategie durch die Kombination beider Faktoren bestimmt wird. In Abb. 5.6 werden die Einflüsse dieser Parameterkombination bzgl. CO₂-Emissionen sowie VKM-Starthäufigkeit $N_{vk_{m,st}}$ in vier Fahrumgebungen untersucht. Es zeigt sich, dass die Adaption

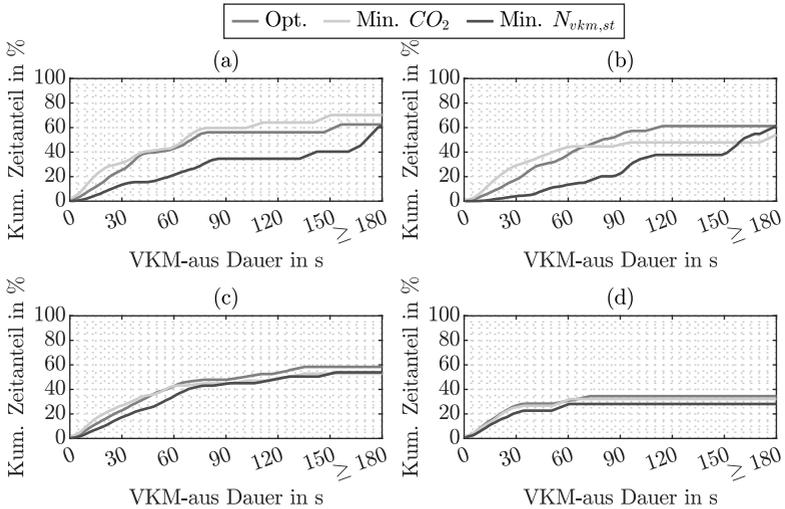


Abb. 5.5: EF-Dauer in Zeitklassen (a) „Urban Low“ (b) „Urban High“ (c) „Extra-Urban“ (d) „Highway“ nach [För+19]

des Äquivalenzfaktors entsprechend des Ladezustandes insbesondere in „Urban Low“ bei niedrigem E_{bat} einen hohen Verbrauchseinfluss besitzen kann. Dies ist auf den hohen Anteil des Fahrzeugstillstands zurückzuführen. Unterschreitet der Ladezustand der Batterie in einer solchen Phasen die untere Grenze, wirkt sich der entsprechend notwendige Motorlauf im Stand besonders negativ auf die CO₂-Emissionen aus. Dies kann durch eine entsprechende Ladezustandsadaption vermieden werden. Für „Extra-Urban“ zeigt sich mit sehr geringem $k_{\Delta E}$ ein Anstieg der CO₂-Emissionen unabhängig der Batteriegröße. Dies ist auf lange Rekuperationsphasen infolge der Topographie zurückzuführen. Diese führen dazu, dass die Grenzen des Energieinhaltes für technisch sinnvolle Batteriegrößen stets überschritten werden. In solchen Fällen ist eine Ladezustandsadaption sinnvoll, um den Ladezustand möglichst schnell wieder in Arbeitsbereiche mit mittlerem Ladezustand $\Delta E \approx 0$ zurückzuführen.

Abgesehen von den genannten Beispielen sind die Wechselwirkungen zwischen $k_{\Delta E}$ und E_{bat} bzgl. CO₂-Emissionen und Starthäufigkeit gering. Daher

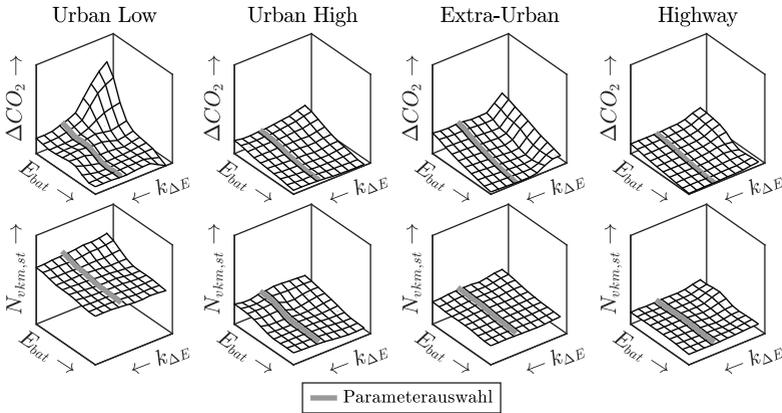


Abb. 5.6: Einfluss des Fahrstrategieparameters $k_{\Delta E}$ auf Zielgrößen in verschiedenen CDC nach [För+19]

wird zur Komplexitätsreduktion die Entscheidung getroffen, die Ladezustandsadaptation für weitere Untersuchungen nicht in Abhängigkeit des Energieinhaltes der Batterie zu optimieren. Stattdessen wird basierend auf den diskutierten Ergebnissen $k_{\Delta E} = 2$ als konstanter Parameter gewählt. Dieser führt in den verschiedenen Fahrumgebungen sowie für den untersuchten Bereich von E_{bat} stets zu annähernd optimalen Ergebnissen, was in Abb. 5.6 durch den Verlauf der Parameterauswahl verdeutlicht wird. Bezüglich der Starthäufigkeit ist unter den hier untersuchten Randbedingungen kein wesentlicher Einfluss zu erkennen, da die Ergebnisse in allen Fahrzyklen einen sehr flachen Verlauf aufweisen. Dies bestätigt das in diesem Kapitel gewählte Vorgehen, die zuvor diskutierten Parameter der Start-Stopp-Hysterese sowie der Lastpunktanhebung zur Vereinfachung getrennt zu betrachten und auszuwählen.

Booststrategie In der Booststrategie, welche in Kapitel 4.2.3 eingeführt wurde, wird die maximale elektrische Unterstützung der VKM linear bis zur maximalen Leistung der EM durch den Parameter k_{bst} erhöht. Für einen Wert 1 ergibt sich damit die maximal mögliche Systemleistung aus der Vollastlinie

der VKM sowie der motorischen Grenzkennlinie der EM. Die maximale Leistung der VKM hängt von dem Parameter $k_{vkm,red}$ ab, welcher die Reduktion der verbrennungsmotorischen Nennleistung des konventionellen Referenzfahrzeuges als Anteil der elektrischen Systemleistung angibt. Für einen Wert von eins wird die Leistung der VKM um die maximale Leistung des elektrischen Systems reduziert. Damit ergibt sich die maximale Beschleunigungsfähigkeit in Abhängigkeit von k_{bst} und $k_{vkm,red}$. Darüber hinaus ist der Energieinhalt der Batterie E_{bat} relevant, da die elektrische Unterstützung bei leerer Batterie $\Delta E_{bat} \leq E_{bat}/2$ nicht mehr zur Verfügung steht.

In Abb. 5.7 ist der Einfluss der drei Parameter auf vier relevante Zielgrößen der Systemauslegung dargestellt. Die minimalen Beschleunigungszeiten von 0 auf 100 km/h sowie auf v_{max} resultieren für $k_{vkm,red} = 0$, $k_{bst} = 1$ sowie einen maximalen Energieinhalt und nehmen für ein steigendes $k_{vkm,red}$ bzw. sinkendes k_{bst} zu. Für geringe Energieinhalte E_{bat} ist in Abb. 5.7 (a, b) mit hohem k_{bst} ein Anstieg der Beschleunigungszeiten zu erkennen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass in dem verwendeten Simulationsmodell das Drehmoment auf das maximal übertragbare Radmoment begrenzt wird und die Energie für ein höheres Drehmoment damit verloren geht. In einem realen Fahrzeug würde hier das ESP die Raddrehzahl durch Reduktion des Drehmomentes an der Schlupfgrenze regeln, worauf im Rahmen dieser Arbeit zur Reduktion der Modellkomplexität verzichtet wurde. Somit ist es mit einem begrenzten Energieinhalt E_{bat} effizienter das maximal übertragbare Drehmoment durch ein entsprechend reduziertes k_{bst} nicht zu überschreiten. Die dauerhaft erreichbare Maximalgeschwindigkeit v_{max} ist ausschließlich von $k_{vkm,red}$ abhängig, da die Boostleistung durch den Energieinhalt zeitlich begrenzt ist. Die mittlere Batteriebelastung über 60 s ist dagegen wesentlich durch die Booststrategie bestimmt.

Px4-Leistungsaufteilung Die vorgestellte Fahrstrategie ist in der Lage, auf Basis des ECMS-Konzeptes für jeden Zeitschritt die optimale Leistungsaufteilung zwischen EM1, EM2 und VKM zu ermitteln. In Abb. 5.8 ist die

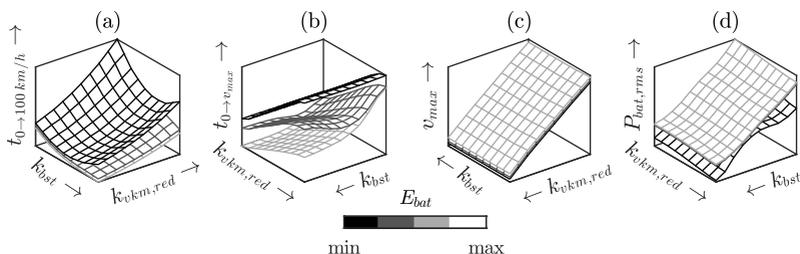


Abb. 5.7: Einfluss des Fahrstrategieparameters k_{bst} auf Zielgrößen aus Beschleunigungsmanövern nach [För+19]

optimale Aufteilung während der E-Fahrt für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten und Radleistungen dargestellt. Es zeigt sich, dass in den untersuchten Fahrsituationen die Radleistung bis zu einer Grenzleistung zwischen 10 kW und 15 kW vollständig durch die EM2 aufgebracht werden sollte. Auf diese Weise kann das Getriebe in den Neutralgang geschaltet werden, sodass die Getriebeverluste auf ein Minimum reduziert werden. Diese Grenzleistung steigt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit an. Die zuvor vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass E-Fahrt in P2-Systemen unter Berücksichtigung von Effizienz und Starthäufigkeit im innerstädtischen Bereich nur bis etwa 10 kW bis 15 kW eingesetzt wird. Damit lässt sich schlussfolgern, dass E-Fahrt und Rekuperation in Px4-Systemen im Stadtverkehr fast ausschließlich über die EM2 umgesetzt werden. Ein P24- bietet gegenüber einem P14-System hier keine wesentlichen Vorteile. Allerdings lässt sich anhand des qualitativen Wirkungsgrades in Abb. 5.8 erkennen, dass der absolut erreichte Wirkungsgrad der E-Fahrt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit abnimmt. Da die EM2 aufgrund der festen Getriebeübersetzung bei hohen Geschwindigkeiten mit hohen Drehzahlen betrieben wird, treten ebenfalls erhöhte Verluste auf. Damit ist es ab einer Grenzgeschwindigkeit $v_{em2,max}$ sinnvoll, die EM2 durch eine Trennkupplung abzuwerfen. Oberhalb dieser Geschwindigkeit steht nur noch die motornahe EM1 für Hybridfunktionen zur Verfügung. Somit kann sich für eine Fahrumgebung mit hoher Geschwindigkeit dennoch ein Vorteil durch das P24- gegenüber P14-System ergeben, da hier weiterhin durch die vorhandene K0-Kupplung eine effiziente E-Fahrt möglich ist.

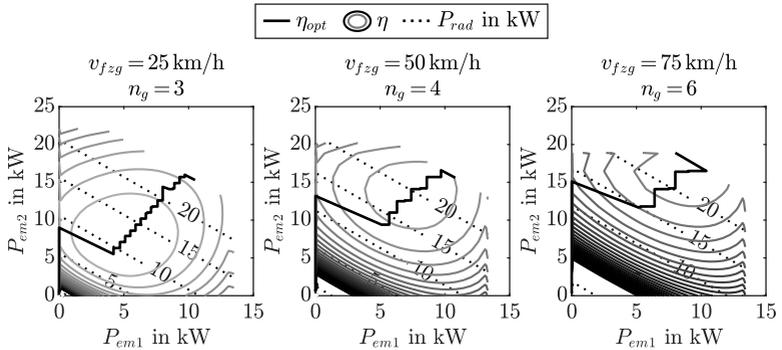


Abb. 5.8: Optimale Leistungsverteilung zwischen EM1 und EM2 in E-Fahrt bei unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten und Gängen für ein P24-System mit $P_{em1,max} = 15 \text{ kW}$ und $P_{em2,max} = 25 \text{ kW}$

Px4-Abwurfgeschwindigkeit Die EM1 wird so ausgelegt, dass sie im gesamten verfügbaren Drehzahlbereich der VKM verwendet werden kann. Dieser wird durch die Schaltstrategie des Getriebes nie verlassen. Da die EM2 auf Radebene durch eine konstante Übersetzung angebunden wird, erreicht diese ab einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit ihre maximale Drehzahl und muss durch eine entsprechende Abwurfkupplung vom Abtrieb getrennt bzw. abgeworfen werden. Damit ergibt sich für die Fahrstrategie ein Freiheitsgrad der Abwurfgeschwindigkeit $v_{em2,max}$. Dieser Parameter wird in Abb. 5.9 in unterschiedlichen Fahrumgebungen variiert. Die Übersetzung $i_{dt,em2}$ ist in diesem Beispiel so gewählt, dass das für eine vollständige Allradfunktion erforderliche maximale Drehmoment an der Hinterachse im Stillstand durch die EM2 erfüllt werden kann. Aus der Untersuchung geht hervor, dass eine Abwurfgeschwindigkeit von etwa 90 km/h für dieses Beispiel optimal ist. Für geringere Fahrgeschwindigkeiten steigt der Verbrauch stark an, da die EM2 in hier häufig auftretenden Phasen niedriger Last nicht mehr für E-Fahrt zur Verfügung steht. Mit einer sehr hohen Abwurfgeschwindigkeit steigt der Verbrauch dagegen leicht an, da die E-Maschine hier im Grenzdrehzahlbereich mit hohen Verlusten betrieben wird.

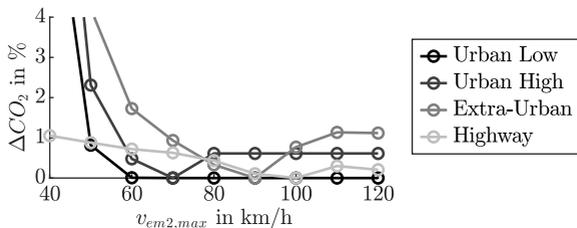


Abb. 5.9: Variation der Abwurfgeschwindigkeit $v_{em2,max}$ in P14-System mit $P_{em2} = 25$ kW

Hybrid-Funktionen Der Einfluss der einzelnen Hybrid-Funktionen wird in diesem Abschnitt genauer betrachtet. In Abb. 5.10 werden die Einsatzbereiche der Hybrid-Funktionen in einem P2-25 kW System in einem exemplarischen Abschnitt des „Urban Low“ Fahrzyklus dargestellt. Es ist zu erkennen, dass beim Anfahren aus dem Stand und bei geringen Geschwindigkeiten vor allem EF und REKU eingesetzt werden. Bei stärkeren Beschleunigungen wird die VKM gestartet und mit Lastpunktanhebung (LPV \uparrow) betrieben. Nach Erreichen der Zielgeschwindigkeit kann anschließend eine Konstantfahrt wieder durch EF umgesetzt werden. Eine Lastpunkabsenkung (LPV \downarrow) kommt in diesem Abschnitt aufgrund der geringen Antriebslasten nicht zum Einsatz. Diese Funktion wird dagegen verstärkt in „Highway“ Szenarien verwendet, in denen elektrisches Fahren aufgrund der infolge hoher Fahrgeschwindigkeiten resultierenden hohen Lasten seltener zum Einsatz der elektrischen Energie verwendet werden kann.

In einem P1-System steht die EF-Funktion nicht zur Verfügung bzw. ist durch das dauerhafte Schleppen der VKM nicht effizient. In diesem Fall werden die EF-Phasen durch LPV \uparrow und bestehende Phasen der Lastpunktanhebung durch LPV \downarrow ersetzt. Der Unterschied zwischen P1- und P2-System bezüglich des Einsatzes von Hybridfunktionen wird in Abb. 5.11 anhand der Betriebspunktverteilung im EM-Kennfeld deutlich. EF wird im P1-System aufgrund der bereits erwähnten Effizienz Nachteile fast nicht verwendet. Stattdessen existieren im motorischen Betrieb Lastpunkte mit LPV \downarrow bis maximal 10 kW. Im generatorischen Betrieb finden sich dagegen Betriebspunkte zur Lastpunktanhebung bis etwa 5 kW. Das P2-System verwendet dagegen fast kein LPV \downarrow und

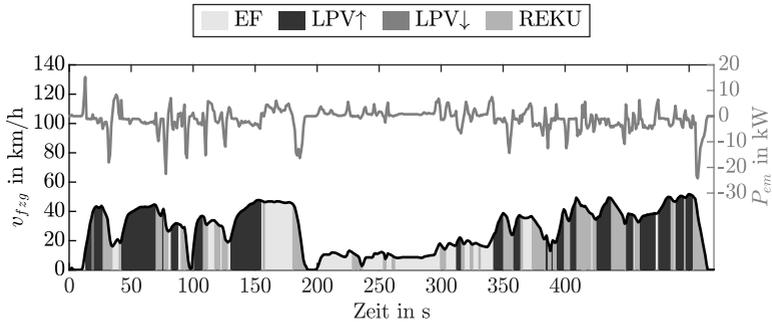


Abb. 5.10: Verschiedene Hybrid-Modi in P2-25 kW System mit D-Segment Fahrzeug und „Urban Low“ Fahrzyklus

nutzt die verfügbare elektrische Energie für EF. Aufgrund der Effizienz der EF-Funktion wird LPV↑ verstärkt und mit bis zu 10 kW verwendet.

In Abb. 5.12 (a) ist der Einfluss der einzelnen Hybridfunktionen auf das CO₂-Reduktionspotential gegenüber einem konventionellen Antrieb für den Fahrzyklus „Urban Low“ dargestellt. Dabei wird zwischen dem Potential von REKU+LPV↓ ohne und mit K0-Kupplung, dem Potential von EF sowie dem Potential von LPV↑ unterschieden. Die einzelnen Bestandteile können durch entsprechende Anpassung der vorgestellten Fahrstrategie durch die Bedatung der K0-Kupplung, des Drehmomentvorhaltes während E-Fahrt sowie der Lastpunktanhebung durch $k_{max,gen}$ untersucht werden. Die Ergebnisse zeigen, dass die K0-Kupplung durch die Erhöhung des Rekuperationspotentials an der EM-Position infolge des Entfalls verbrennungsmotorischer Schlepplleistung in Bremsphasen sowie das elektrische Fahren in Phasen niedriger Last einen wesentlichen Beitrag zur CO₂-Reduktion in dem betrachteten Fahrzyklus leistet. Weiterhin wird deutlich, dass darüber hinaus eine optimale Lastpunktanhebung LPV↑ nur einen vergleichsweise geringen Beitrag leistet. Allerdings haben weitere Untersuchungen gezeigt, dass eine Lastpunktanhebung sich positiv durch eine reduzierte Starthäufigkeit $N_{vkm,st}$ auswirkt. Aus diesem Grund ist in Abb. 5.12 (b) der Einfluss von $k_{max,gen}$ auf die Starthäufigkeit $N_{vkm,st}$ dargestellt, wobei mit $k_{max,gen} = \infty$ die Lastpunktanhebung uneingeschränkt

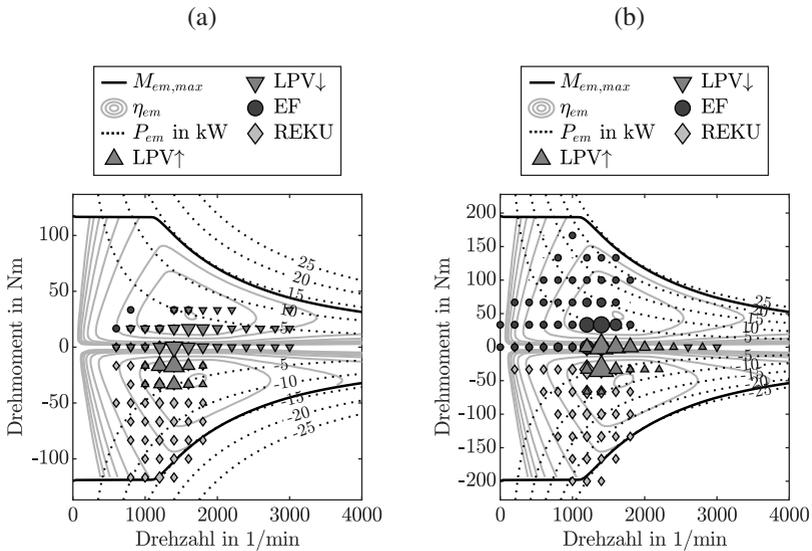


Abb. 5.11: Betriebspunkte in EM-KF (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW nach [För+21]

verfügbar ist und mit $k_{max,gen} = 0$ ausgeschlossen wird. Es zeigt sich, dass LPV \uparrow in einer städtischen Fahrumgebung mit hohem Stillstandanteil die Starthäufigkeit um etwa 25 % reduzieren kann.

5.2 Komponentenvariation

Die zweite Variationsebene des Hybridsystems wird durch die Eigenschaften der wesentlichen Komponenten dargestellt. Dabei werden die Einflüsse von EM, Batterie sowie zusätzlich der VKM betrachtet. Die VKM wird in dieser Arbeit zwar nicht dem Hybridsystem zugeordnet, allerdings verfügt sie durch das Downsizingpotential über einen relevanten Einfluss auf die Zielgrößen des Hybridsystems. Die Komponenten werden nun hinsichtlich Leistung und nutzbarem Energieinhalt untersucht.

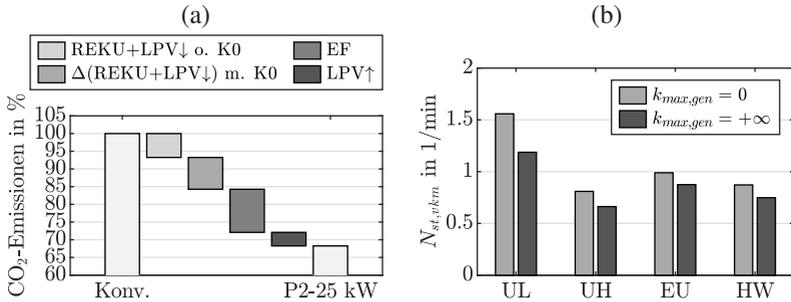


Abb. 5.12: (a) CO₂-Einfluss verschiedener Hybrid-Modi in P2-25 kW System mit D-Segment Fahrzeug und „Urban Low“ Fahrzyklus mit Fahrstil „mild“ nach [För+21] (b) Einfluss von $k_{max,gen}$ auf VKM-Starthäufigkeit

Elektrische Leistung In Abb. 5.13 wird der Einfluss der maximalen elektrischen Leistung des Hybridsystems auf die CO₂-Emissionen des Antriebs untersucht. Dabei werden als Randbedingungen unterschiedliche Fahrumgebungen, Fahrstile sowie Topologien betrachtet. Die Ergebnisse zeigen, dass der Verbrauchsvorteil einer hohen elektrischen Leistung von Fahrstil „mild“ zu „aggressive“ aufgrund der stärkeren Verzögerungen deutlich zunimmt. Darüber hinaus wird deutlich, dass das CO₂-Reduktionspotential von „Urban Low“ zu „Highway“ aufgrund der – auf die zurückgelegte Strecke bezogenen – geringeren Häufigkeit von Bremsmanövern und gesteigerten Leistungsanforderung deutlich abnimmt. Für alle Graphen lässt sich ein abflachender Verlauf des Verbrauchsvorteils über der elektrischen Leistung feststellen. Für „Urban Low“ und „Urban High“ lassen sich in einem P1-System oberhalb 15 kW bis 20 kW keine nennenswerten Vorteile mehr erschließen, während dieser Grenzbereich in einem P2-System etwa bei 25 kW bis 30 kW liegt. Der Unterschied lässt sich auf die zusätzliche Nutzung des motorischen EM-Kennfeldbereiches für EF sowie das Wegfallen der motorischen Schleppverluste während der Rekuperation erklären. Diese beiden Effekte sind für „Extra-Urban“ und insbesondere „Highway“ weniger relevant, sodass das P1- und P2-System hier geringere Unterschiede aufweisen.

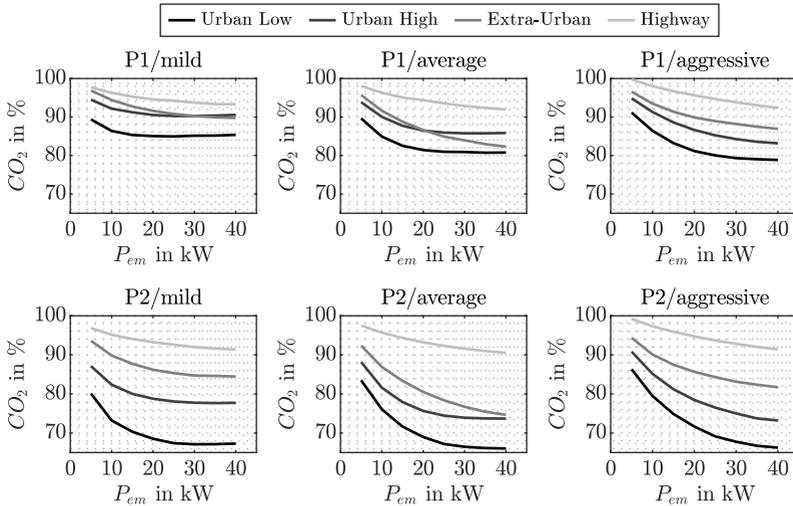


Abb. 5.13: Einfluss der EM-Leistung auf CO₂ im Vergleich zu konventionellem Referenzfahrzeug in P1-/P2-Systemen für D-Segment Fahrzeug für Fahrzyklen „Urban Low“ (UL), „Urban High“ (UH), „Extra-Urban“ (EU) und „Highway“ (HW)

Als weitere Zielgröße wird in Abb. 5.14 der Einfluss der maximalen elektrischen Systemleistung auf die Starthäufigkeit $N_{st,vkm}$ in einem P2-System dargestellt. Dabei wird die in Abschnitt 4.2.3 diskutierte Hysteresefunktion der Fahrstrategie zur Vermeidung häufiger VKM-Starts und -Stops berücksichtigt. Für die Starthäufigkeit lässt sich analog zu den Einflüssen auf die CO₂-Emissionen ebenfalls ein abflachender Verlauf über der elektrischen Leistung feststellen. Bis etwa 20 kW Leistung wird $N_{vkm,st}$ in „Urban Low“, „Urban High“ und „Extra-Urban“ deutlich reduziert. Im „Highway“ Fahrzyklus ist dagegen nur ein geringer Einfluss zu erkennen. Es lässt sich damit schlussfolgern, dass die Reduktion der Starthäufigkeit deutlich mit der CO₂-Reduktion über der elektrischen Leistung korreliert und sich damit ähnliche Leistungswerte als zielführend erweisen. Oberhalb 30 kW lässt sich in allen untersuchten Szenarien kein wesentlicher Vorteil feststellen. Die Starthäufigkeit der VKM während der Fahrzeit bewegt sich für ein P2-25 kW System etwa im Bereich 0,4 1/min bis 1,6 1/min.

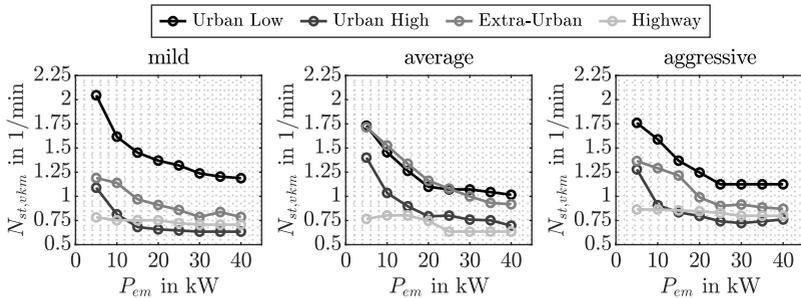


Abb. 5.14: Einfluss der E-Maschinenleistung auf $N_{vkm,st}$ P2-Systemen

In Systemen mit Px4-Topologie besitzen die Leistungswerte von EM1 und EM2 eine starke Wechselwirkung auf den Kraftstoffverbrauch. Aus diesem Grund wird in Abb. 5.15 die Leistung für beide EM vollfaktoriell variiert und das resultierende Kraftstoffeinsparpotential dargestellt. Die wesentlichen Unterschiede zwischen P14 und P24 treten in Bereichen niedriger Leistung der EM2 < 15 kW auf. Hier fällt das CO₂-Reduktionspotential des P14-Systems in „Urban Low“ und „Urban High“ deutlich stärker ab, da EM2 bei einer geringen Leistung und damit einer für das geforderte Radmoment notwendigen hohen Übersetzung früh die Abwurfgeschwindigkeit erreicht und damit in städtischen Geschwindigkeitsbereichen bis 50 km/h nicht mehr vollständig verfügbar ist. Hier bietet das P24-System den Vorteil, durch die EM1 weiterhin effizient EF-Anteile zu nutzen. In „Extra-Urban“ und „Highway“ ergeben sich daraus mit der P24-Konfiguration auch bei höherer Leistung der EM2 bis etwa 30 kW Verbrauchsvorteile von 1 % bis 2 %. Der Vergleich des CO₂-Grenzpentials bei maximaler elektrischer Leistung mit einem P2-System in Abb. 5.13 zeigt, dass sich durch eine Px4-Topologie in „Urban Low“ und „Urban High“ zusätzliche Verbrauchsvorteile von 5 % bis 8 % ergeben. Diese resultieren aus dem reduzierten Verlustpfad von Rad bis EM2 während REKU oder EF im Vergleich zu Rad bis EM1.

Px4-Übersetzung Die Variation von Leistung und Übersetzung der EM2 in Abb. 5.16 zeigt, dass zur Reduktion der CO₂-Emissionen in Px4-Systemen

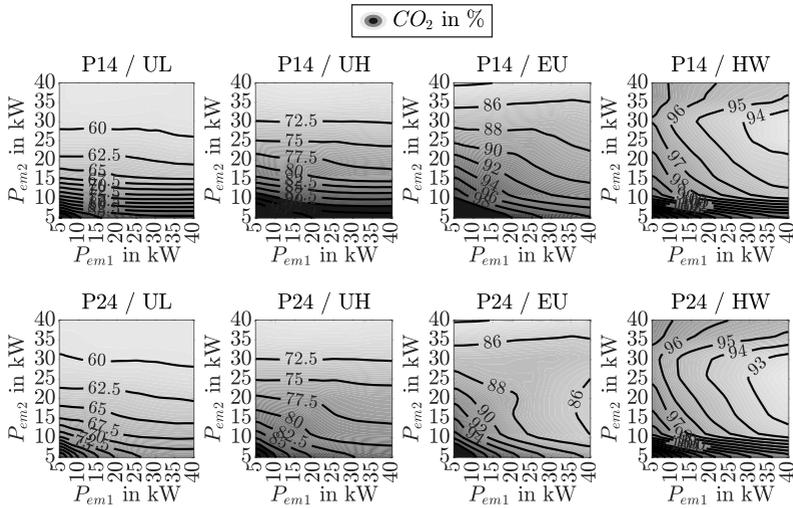


Abb. 5.15: Einfluss der EM-Leistung auf CO₂ im Vergleich zu konventionellem D-Segment Fahrzeug in P14-/P24-Systemen

stets ein niedrigeres Übersetzungsverhältnis sinnvoll ist als es bei gleichzeitiger Erfüllung des geforderten Radmomentes $M_{rad,anf}$ möglich wäre. In dieser Arbeit wird eine feste Achsübersetzung sowie eine über den Variationsbereich der Leistung konstante Eckdrehzahl der EM2 angenommen. Das geforderte maximale Radmoment bestimmt damit in Abhängigkeit der Leistung $P_{em2,max}$ die optimale Übersetzung $i_{dt,em2}$. Diese wird im weiteren Verlauf somit stets so niedrig wie möglich gewählt, um das geforderte maximale Radmoment zum Anfahren zu gewährleisten und gleichzeitig möglichst geringe CO₂-Werte zu erzielen. Die Grenzggeschwindigkeit $v_{em2,max}$ der EM2-Abwurfkupplung wird anschließend so gewählt, dass eine maximale EM-Drehzahl nicht überschritten und eine hohe Verlustleistung bei hohen Drehzahlen vermieden wird. Eine exemplarische Variation der Abwurfgeschwindigkeit wird in Abb. 5.9 gezeigt.

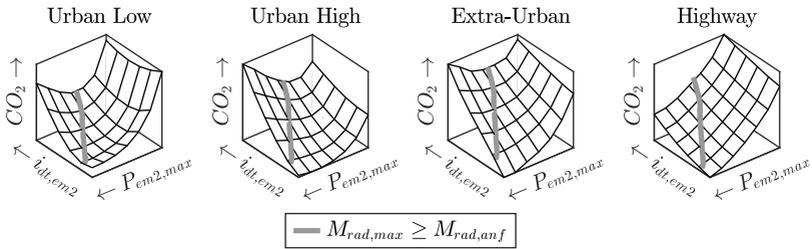


Abb. 5.16: Einfluss der Differentialübersetzung des P4-Modules $i_{dt,em2}$ auf CO_2 unter Berücksichtigung eines geforderten maximalen Radmomentes $M_{rad,anf}$

Energieinhalt Eine weitere dimensionierungsrelevante Größe der Systemkomponenten ist der nutzbare Batterie-Energieinhalt. Ist dieser zu gering gewählt, wird das System nicht sein volles Potential ausschöpfen können, da die Hybridfunktionen zeitweise eingeschränkt werden müssen. Zur Untersuchung des notwendigen Energieinhaltes wird die Zustandsgröße ΔE_{bat} mit einer fiktiven unendlich großen Batterie $E_{bat} = \infty$ in unterschiedlichen Systemen untersucht. Dabei werden verschiedene Fahrumgebungen betrachtet. Zusätzlich wird die Bordnetzlast variiert, da diese einen zusätzlichen Einfluss auf die Verteilung des Ladezustandes darstellen kann. Hier werden zwei repräsentative Lastfälle aus der in Abschnitt 4.1.2.2 dargestellten Bordnetzlastverteilung betrachtet. *GL* entspricht dabei einem Szenario mit Grund-Last am unteren Ende der Verteilung und *HL* entspricht einem Szenario mit hoher Last am oberen Ende der Verteilung.

Auf Basis der Häufigkeitsverteilung von ΔE_{bat} aus den Simulationsergebnissen wird in Abb. 5.17 der Zeitanteil dargestellt, welcher durch einen entsprechenden Energieinhalt E_{bat} der Batterie abgedeckt werden kann. Der Zeitanteil von 100 % stellt damit den Energiehub zwischen Minimal- und Maximalwert von ΔE_{bat} über den Fahrzyklus dar. Die Auswertung zeigt, dass alle Szenarien unter Berücksichtigung der zuvor diskutierten Ladezustandsadaption durch einen Energieinhalt von etwa 500 Wh ohne nennenswerte Verbrauchsnachteile abgedeckt werden können. Weiterhin wird deutlich, dass die Bordnetzlast insgesamt keinen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse hat. Lediglich im „Urban

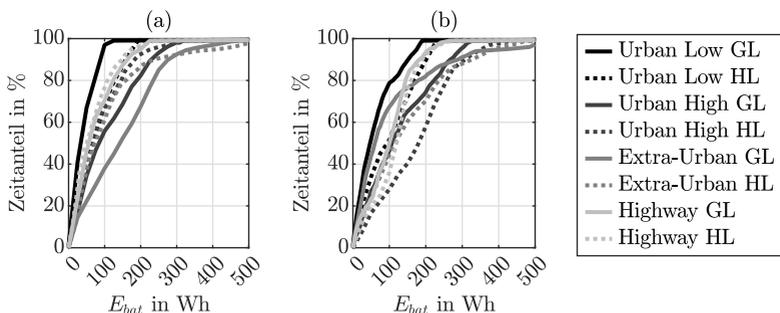


Abb. 5.17: Erforderlicher Energieinhalt E_{bat} zur Abdeckung eines Zeitanteils der Energieabweichung ΔE_{bat} in verschiedenen Fahrzyklen (a) P1-15 kW System (b) P2-25 kW System nach [För+21]

Low“ Fahrzyklus steigt der maximal erforderliche Energieinhalt für das P1-System an. Der Vergleich unterschiedlicher Fahrzyklen zeigt, dass die höchsten Energieinhalte für „Urban High“ und „Extra-Urban“ erforderlich sind. Dies ist auf längere Konstantfahrten mit EF im Falle von „Urban High“ oder Gefällestrecken mit hohem Rekuperationsanteil im Falle „Extra-Urban“ zurückzuführen, während in „Urban Low“ oder „Highway“ Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen in kürzeren Abständen aufeinander folgen und im Falle des „Highway“ Fahrzyklus keine längeren E-Fahrt-Anteile entstehen.

Downsizing Das Hybridsystem kann eine Reduktion der verbrennungsmotorischen Leistung eines konventionellen Fahrzeuges bei konstanter Fahrleistung ermöglichen, indem der entstehende Zugkraftverlust bei kurzzeitigen Beschleunigungsmanövern durch Unterstützung der EM teilweise oder vollständig ausgeglichen wird. Die theoretisch mögliche Maximalgeschwindigkeit wird dabei mit sinkender VKM-Leistung stets abnehmen, da der verfügbare Energieinhalt in autarken Hybridsystemen für eine dauerhafte Unterstützung des Antriebs nicht ausreicht. Der Boost-Einfluss der EM beschränkt sich damit auf Beschleunigungsmanöver. Neben dem reduzierten Komponentenaufwand der VKM bietet eine Leistungsreduktion in der Regel ebenfalls eine Verbesserung des Wirkungsgrades im Teillastbereich (vgl. Abschnitt 4.2.2.1).

Damit beeinflusst der zuvor definierte Parameter $k_{vkm,red}$ neben der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit und ggf. dem Beschleunigungsverhalten ebenfalls die CO₂-Emissionen des Antriebs.

In Abb. 5.18 wird der Parameter für P1- und P2-Systeme mit 40 kW elektrischer Leistung in verschiedenen Fahrzeugsegmenten und Fahrumgebungen zwischen den Werten 0 und 1 variiert. Das höchste Potential zur CO₂-Reduktion ergibt sich demnach für das P1-System in C- und E-Segment mit bis zu 10 % in „Urban Low“. Das D-Segment besitzt aufgrund des mit 1,5 L bereits relativ klein dimensionierten Hubraumes ein geringeres Reduktionspotential. Das F-Segment kann aufgrund der hohen VKM-Leistung von 270 kW durch eine Leistungsreduktion von bis zu 40 kW nur geringe Wirkungsgradvorteile erzielen. Es zeigt sich, dass das Verbrauchspotential durch VKM-Downsizing deutlich vom Wirkungsgradkennfeld der VKM abhängt. Gleichzeitig ist mit reduzierter verbrennungsmotorischer Leistung ein Verbrauchsanstieg in „Highway“ insbesondere für das C- und D-Segment festzustellen. Dieser entsteht durch einen infolge der reduzierten VKM-Leistung häufig notwendigen Boost. Die dazu aufgebrauchte Energie muss zu einem späteren Zeitpunkt zum Teil verbrennungsmotorisch nachgeladen werden. Die so doppelt gewandelte Boost-Energie ist von Wandlungsverlusten betroffen, welche zu einem Verbrauchsanstieg führen. Downsizing ist damit nur bei hoher VKM-Leistung sinnvoll, welche nur vergleichsweise selten abgerufen wird.

Für das P2-System fällt das Downsizingpotential in „Urban Low“ und High deutlich geringer aus. Dies resultiert aus der Möglichkeit, die VKM im Bereich niedriger Lasten und schlechter Wirkungsgrade während der E-Fahrt abzukoppeln. Die negativen Effekte bzgl. der reduzierten Leistung in außerstädtischen Fahrumgebungen sind analog zum P1-System zu beobachten. Damit lässt sich schlussfolgern, dass die Reduktion verbrennungsmotorischer Leistung für P2-Systeme ein geringes CO₂-Potential aufweist und lediglich durch einen reduzierten Komponentenaufwand begründet werden kann.

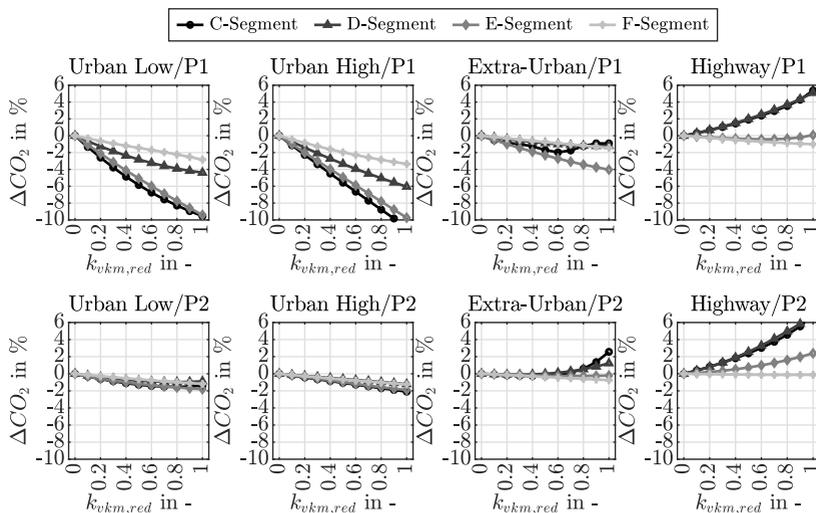


Abb. 5.18: Einfluss einer Variation von $k_{vkm,red}$ zwischen 0 und 1 auf CO_2 mit 40 kW EM-Leistung

Startsystem Das Vorhandensein eines Startsystems besitzt einen Einfluss auf die Verfügbarkeit der Hybridfunktion „E-Fahrt“ in P2-Systemen, da – falls nicht vorhanden – ein entsprechender Drehmomentvorhalt der EM für Motorstarts aus der E-Fahrt notwendig ist. In Abb. 5.19 ist der Einfluss dieses Drehmomentvorhaltes auf CO_2 -Emissionen und Starthäufigkeit quantifiziert, indem die Simulationsergebnisse mit dem entsprechend Abschnitt 4.2.3 berechneten sowie ohne Drehmomentvorhalt verglichen werden. Es wird deutlich, dass der Startvorhalt nur im „Urban Low“ Fahrzyklus einen wesentlichen – dafür aber signifikanten – Einfluss besitzt. Hier ist ein Verbrauchsanstieg um bis zu 6 % zu erkennen. In den übrigen Fahrzyklen ist der Verbrauchseinfluss dagegen $<1\%$, was auf die zunehmende Trägheit des Triebstranges in hohen Gängen und einen damit verbundenen niedrigeren Drehmomentvorhalt zur Kompensation und Vermeidung von NVH-Effekten zurückzuführen ist. Hinsichtlich der VKM-Starthäufigkeit ist mit maximal 0,2 VKM-Starts pro Minute insbesondere in Szenarien mit den Fahrstilen „average“ oder „aggressive“ aufgrund deren vergleichsweise hoher Dynamik insgesamt kein signifikanter Einfluss zu verzeichnen.

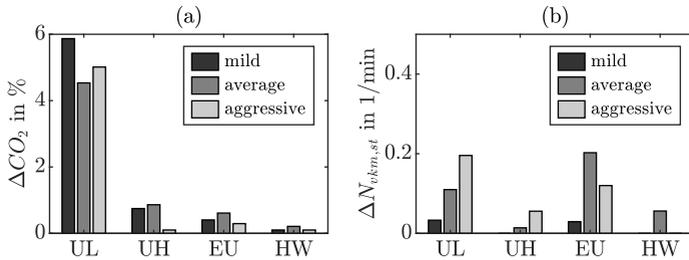


Abb. 5.19: Einfluss des P2-Startvorhaltes in einem P2-25 kW System (a) Verbrauch (b) VKM-Starthäufigkeit

5.3 Topologievariation

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Topologie auf das Hybridsystem näher betrachtet. Zu diesem Zweck werden P1- und P2-System gegenübergestellt, da sich hier die wesentlichen Veränderungen des Systemverhaltens durch die Variation der Topologie beobachten lassen.

Energiebilanz Zunächst wird die Energiebilanz der Batterie untersucht. Dazu wird die mittlere Batterieleistung sowohl im motorischen Betrieb $\bar{P}_{bat,mot}$ als auch im generatorischen Betrieb $\bar{P}_{bat,gen}$ berechnet. Die mittlere absolute Batterieleistung ergibt sich aus der Summe beider Werte. Die Ergebnisse sind in Abb. 5.20 in unterschiedlichen Fahrumgebungen und mit zwei exemplarischen Bordnetzlastfällen dargestellt. Zusätzlich ist der Anteil der einzelnen Hybridfunktionen abgebildet.

Auf der generatorischen Seite der Energiebilanz (Abb. 5.20 (c,d)) lässt sich feststellen, dass die verfügbare elektrische Energie zu 50 % bis 75 % aus Rekuperation resultiert (vgl. REKU und LPV \uparrow). Insbesondere im P1-System werden bis zu 50 % der verfügbaren Energie durch zusätzliche Lastpunkthanhebung generiert, was auf den schlechten Wirkungsgrad der VKM in der Teillast und die damit verbundene Möglichkeit zur Energiegewinnung bei gleichzeitiger Wirkungsgradverbesserung durch Lastpunkthanhebung zurückzuführen ist. Das

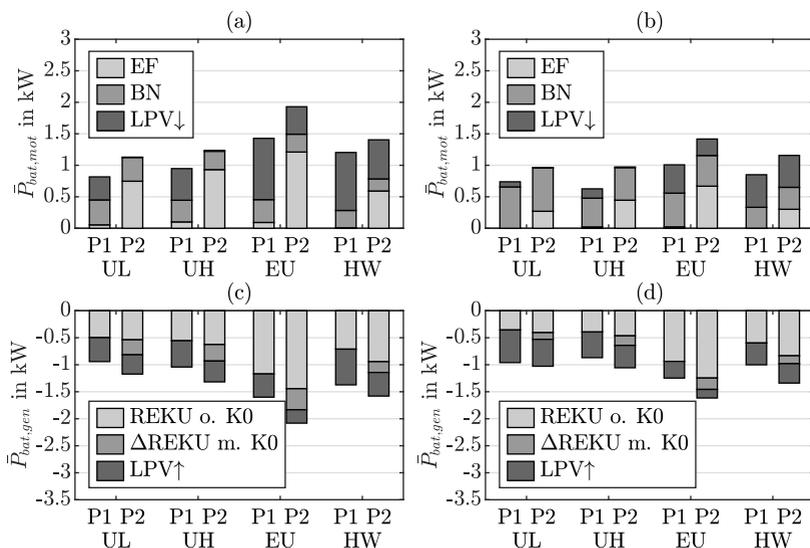


Abb. 5.20: Energiebilanz in unterschiedlichen Fahrzyklen für P1-15 kW und P2-25 kW Systeme mit mittlerer Bordnetzlast (a, c) sowie mit hoher Bordnetzlast (b, d) nach [För+21]

Trennen der VKM vom Triebstrang während einer Fahrzeugverzögerung erhöht in einem P2-System das Rekuperationspotential insbesondere in städtischen Fahrsituationen mit etwa 30 % deutlich. Die Leistungssteigerung von 15 kW auf 25 kW zahlt sich dagegen vor allem im außerstädtischen Betrieb aus. Mit hoher Bordnetzlast sinken die Energieeinträge durch Rekuperation, da ein größerer Anteil direkt durch das Bordnetz verbraucht wird. Teilweise muss in „Urban Low“ ein zusätzlicher Betrag durch Lastpunktanhebung generiert werden, welcher für die Energieversorgung des Bordnetzes während häufiger Stillstandphasen verwendet wird. Insgesamt ist der Energiedurchsatz mit hoher Bordnetzlast vergleichbar und sinkt in manchen Fällen sogar.

Auf der motorischen Seite der Energiebilanz (Abb. 5.20 (a,b)) besteht ein wesentlicher Unterschied zwischen P1- und P2-System. Während im P1-System die verfügbare Energie abzüglich des Bordnetzverbrauches für Lastpunktabsenkung im Bereich hoher Antriebslast verwendet wird, nutzt das P2-System diese Energie im städtischen Betrieb fast ausschließlich für die E-Fahrt. Auch

in den Fahrzyklen „Extra-Urban“ und „Highway“ werden noch wesentliche Anteile für elektrisches Fahren eingesetzt. Mit hoher Bordnetzlast sinkt die für den Hybridmodus „E-Fahrt“ verwendbare Energie deutlich. Dies liegt zum einen daran, dass ein größerer Anteil des Rekuperationspotentials durch das Bordnetz verbraucht wird, zum anderen liegen die Lastpunkte durch den gesteigerten Energiebedarf des Bordnetzes in einem besseren Wirkungsgradbereich der VKM, sodass der Effizienzvorteil der E-Fahrt gegenüber der konventionellen VKM-Fahrt sinkt.

VKM-Betriebspunktverteilung Weitere Unterschiede zwischen P1- und P2-System lassen sich durch Betrachtung der Betriebspunktverteilung der VKM erkennen. Abb. 5.21 (a, b) zeigt den Vergleich der Betriebspunkte zwischen P1-15 kW und P2-25 kW System. Weiterhin ist in Abb. 5.21 (c, d) der maximal erreichbare Wirkungsgrad η_{opt} , der im Mittel erreichte Wirkungsgrad $\bar{\eta}$ sowie die zeitliche Häufigkeit über der Leistung der VKM dargestellt. Im P1-System wird die VKM vergleichsweise häufig an der Schleppkennlinie oder bei Nulllast betrieben. Hieraus resultiert ein reduziertes Rekuperationspotential und ein erhöhter Kraftstoffverbrauch. In einem P2-System können diese Betriebspunkte dagegen größtenteils vermieden werden, da die VKM während der Fahrzeugverzögerung sowie bei niedriger geforderter Antriebsleistung abgeschaltet wird.

In beiden Systemen werden die motorischen Betriebspunkte der VKM durch Lastpunktverschiebung auf einen Betriebsbereich >5 kW begrenzt, da der Wirkungsgrad unterhalb dieser Leistung stark abfällt. Allerdings liegen im Leistungsbereich 5 kW bis 10 kW mit sub-optimalem Wirkungsgrad deutlich mehr Betriebspunkte im P1-System vor, was insbesondere anhand der Histogramme in Abb. 5.21 (c,d) zu erkennen ist. Dieser Unterschied resultiert aus der im niedrigen Leistungsbereich bevorzugten E-Fahrt in einem P2-System. Ein weiterer Unterschied ist anhand der Betriebspunkte bei höherer Last zu erkennen. In einem P1-System wird die durch Rekuperation gewonnene Energie ab einer

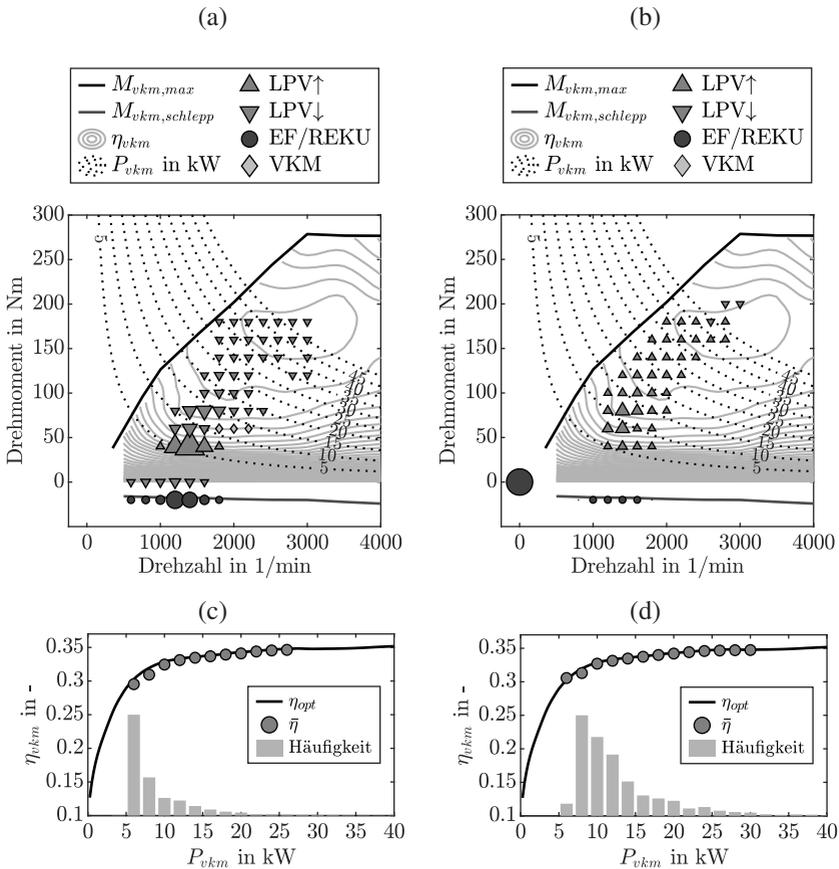


Abb. 5.21: „Urban High“ Fahrzyklus mit D-Segment Fahrzeug (a) P1-15 kW Betriebspunkte in VKM-KF (b) P2-25 kW Betriebspunkte in VKM-KF. Markergröße entspricht relativem Zeitanteil während der Fahrzeit (Fahrzeug-Stillstand nicht berücksichtigt). (c) P1-15 kW Wirkungsgrad (d) P2-25 kW Wirkungsgrad nach [För+21]

Leistung > 10 kW zur Lastpunktabsenkung eingesetzt. Im P2-System findet eine Lastpunktanhebung dagegen bis 45 kW verbrennungsmotorischer Leistung statt. So wird zusätzliche Energie für spätere E-Fahrtanteile bei niedriger Last generiert und zusätzlich der Wirkungsgrad leicht verbessert. Insgesamt steigt durch die genannten Effekte zum einen der verbrennungsmotorisch erzielte Wirkungsgrad in einem P2-System und zum anderen wird der mechanische Energiebedarf des Antriebes durch ein erhöhtes Rekuperationspotential reduziert.

5.4 Einfluss Fahrzeug

Der Einfluss des Fahrzeugs auf das Hybridsystem wird im Wesentlichen durch den Fahrwiderstand sowie den Leistungsbedarf des Bordnetzes repräsentiert. Den größten Einfluss auf den Betrag des Fahrwiderstandes besitzt dabei die Fahrzeugmasse. In Abb. 5.22 wird der Einfluss der Fahrzeugmasse eines D-Segment Fahrzeuges auf die CO₂-Emissionen in unterschiedlichen Fahrumgebungen dargestellt. Die Masse wird dabei ausgehend vom Normalgewicht variiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die CO₂-Emissionen in allen untersuchten Fahrumgebungen um 2 % bis 3 % je 100 kg Gewichtszunahme steigen. Darüber hinaus ist zwischen den unterschiedlichen untersuchten Antriebssystemen kein wesentlicher Unterschied zu erkennen. Der Verbrauchsanstieg durch ein erhöhtes Fahrzeuggewicht fällt damit in einem konventionellen Fahrzeug ähnlich hoch aus wie in einem Hybridfahrzeug. Dies wird darauf zurückgeführt, dass sich unterschiedliche Effekte gegenseitig aufheben: Ein P2-System profitiert gegenüber einem konventionellen Antrieb mit höherer Fahrzeugmasse, da ein größeres Rekuperationspotential entsteht. Dieses erhöhte Rekuperationspotential ist allerdings verlustbehaftet und kann – insbesondere bei limitierter elektrischer Leistung – nicht vollständig ausgeschöpft werden. Dagegen kann ein konventioneller Antrieb bei einer höheren Fahrzeugmasse durch einen gesteigerten Wirkungsgrad infolge höherer Lastpunkte im VKM-Kennfeld an Effizienz gewinnen. Insgesamt ändert sich der Einfluss der Fahrzeugmasse auf

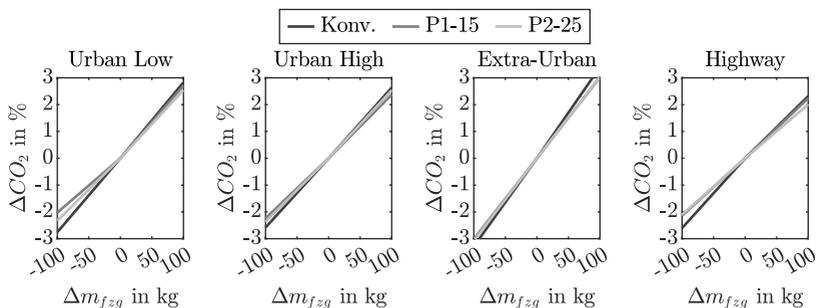


Abb. 5.22: Einfluss der Fahrzeugmasse auf CO₂-Emissionen mit unterschiedlichen Fahrzeugantrieben

das CO₂-Reduktionspotential mit den untersuchten Antriebssystem unter den betrachteten Randbedingungen nicht wesentlich.

Der zweite wesentliche Einfluss auf den Energieverbrauch des Fahrzeuges ist der Energiebedarf des Bordnetzes. In Abb. 5.23 wird die Bordnetzlast von 800 W bis 3000 W variiert und der Verbrauchseinfluss unterschiedlicher Antriebe dargestellt. Zum einen lässt sich ein deutlicher Unterschied des Einflusses in den einzelnen Fahrumgebungen feststellen. Während sich in „Urban Low“ ein Mehrverbrauch von bis zu >35 % im Variationsbereich ergibt, liegt dieser in „Highway“ lediglich bei ~10 %. Dieser Effekt ist auf die höhere Durchschnittsgeschwindigkeit und den niedrigeren Anteil von Stillstandphasen in außerstädtischen Fahrumgebungen zurückzuführen. Diese Unterschiede führen dazu, dass sich auf die Strecke bezogen ein geringerer Verbrauchseinfluss der Bordnetzlast in außerstädtischer Fahrumgebung ergibt. Weiterhin entstehen in „Urban Low“ und „Urban High“ große Unterschiede zwischen den einzelnen Antriebsvarianten, wobei der Verbrauchsanstieg des P2-25 kW Systems über der Bordnetzlast in „Urban Low“ im Vergleich zum konventionellen Antrieb fast doppelt so hoch ausfällt. Dieser Unterschied kann durch den unterschiedlichen Einfluss der Bordnetzlast auf den Betrieb der VKM erklärt werden. Während eine gesteigerte Bordnetzlast im konventionellen Antrieb

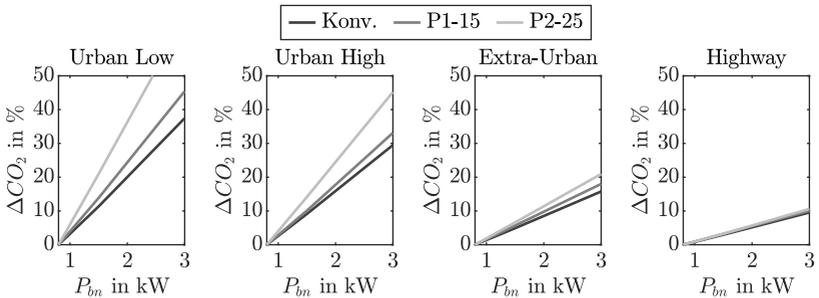


Abb. 5.23: Einfluss der Bordnetzlast auf CO₂-Emissionen mit unterschiedlichen Fahrzeugantrieben

dazu führt, dass die Betriebspunkte niedriger Last in einen besseren Wirkungsgradbereich verschoben werden, wird in einem P2-System die E-Fahrt aufgrund des hohen elektrischen Energieverbrauches immer weniger verwendet. Damit reduziert sich der Verbrauchsvorteil eines P2-Systems ggü. einem konventionellen Antrieb mit zunehmender Bordnetzlast. Es resultiert ein deutlich stärkerer Verbrauchsanstieg des P2-Systems über der Bordnetzleistung im Vergleich zu einem konventionellen Antrieb.

5.5 Einfluss Fahrer und Fahrumgebung

Fahrstil und Fahrumgebung beeinflussen das längsdynamische Lastprofil des Fahrzeuges und damit ebenfalls die Betriebsweise und Potentiale des Hybrid-systems. Zur Verdeutlichung dieser Effekte ist in Abb. 5.24 der Einfluss einzelner Hybridfunktionen auf die CO₂-Emissionen im Vergleich zu einem konventionellen Antrieb für ein P1-15 kW und ein P2-25 kW System für unterschiedliche Fahrumgebungen mit Fahrstil „mild“ dargestellt. Dieser Vergleich ist in Abb. B.2 und B.3 im Anhang ebenfalls für die Fahrstile „average“ und „aggressive“ vorhanden. Das CO₂-Reduktionspotential des P1-Systems liegt in Abb. 5.24 (a) zwischen 3 % und 8 %. Über das Potential von Rekuperation mit anschließender Lastpunktabsenkung hinaus bringt die E-Fahrt erwartungsgemäß keine Vorteile. Auch zusätzliche Lastpunktanhebung führt

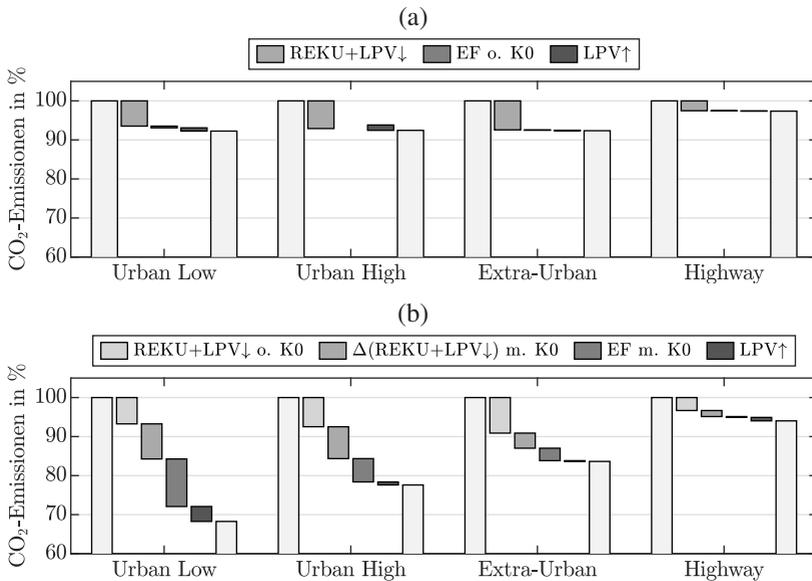


Abb. 5.24: CO₂-Einfluss unterschiedlicher Hybrid-Modi in Fahrumgebungen mit Fahrstil „mild“
 (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW [För+21]

lediglich zu einer minimalen Verbrauchsverbesserung. Dagegen besitzt das P2-System mit leistungsstärkerer EM in Abb. 5.24 (b) wie zuvor bereits diskutiert ein wesentlich höheres Verbrauchseinsparpotential. Insbesondere im Fahrzyklus „Urban Low“ bietet die E-Fahrt einen großen zusätzlichen Vorteil. Auch eine zusätzliche Lastpunktanhebung (LPV↑) kann hier neben einer reduzierten VKM-Starthäufigkeit einen zusätzlich um 2 % bis 3 % reduzierten Kraftstoffverbrauch erzielen. Diese Vorteile reduzieren sich in Richtung außerstädtischer Fahrumgebungen deutlich, da die VKM hier weniger häufig im Niedriglastbereich betrieben und die E-Fahrt damit seltener verwendet wird. Weiterhin sind die Verbrauchsvorteile durch Lastpunktanhebung abhängig von der Wirkungsgradcharakteristik der VKM. Mit einem guten Wirkungsgrad im Teillastbereich wird das ohnehin geringe CO₂-Reduktionspotential der Lastpunktanhebung tendenziell weiter sinken.

Der Vergleich der verschiedenen Fahrstile in Abb. B.2 und B.3 zeigt keine signifikanten Unterschiede. Das absolute Verbrauchsniveau der beiden vorgestellten Systeme bleibt in etwa gleich. Der Vorteil einer Rekuperation mit mittels K0 abgekoppelter VKM sinkt aufgrund einer stärkeren Verzögerung mit höherer Rekuperationsleistung. Dieses Potential verschiebt sich teilweise in den Verbrauchsvorteil der Rekuperation ohne mittels K0 abgekoppelter VKM. Dies bedeutet, dass mit einer Verzögerungsleistung oberhalb der elektrischen Leistungsgrenze des Systems kein Vorteil durch Reduktion des VKM-Schleppmomentes besteht. Weiterhin bietet die Lastpunktanhebung in „Urban Low“ bei einem Fahrstil mit höherer Dynamik einen geringeren CO₂-Vorteil. Dies ist auf die höheren Lasten in bereits besseren VKM-Wirkungsgradbereichen durch eine dynamischere Fahrweise zurückzuführen.

5.6 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden die Zielgrößen und Modelle für Hybridsystem und Systemumgebung aus Kapitel 3 und 4 verwendet, um die Einflüsse wesentlicher Parameter in der Systemauslegung zu untersuchen. Dabei werden systematisch die wesentlichen Einflüsse der einzelnen Ebenen des Hybridsystems mit Fahrstrategie, Komponenten und Topologie untersucht. Weiterhin wird der Einfluss der Systemumgebung durch Fahrzeug, Fahrstil und Fahrumgebung analysiert.

Dieses Kapitel beinhaltet die wesentlichen Erkenntnisse aus der Variation des Hybridsystems und liefert allgemeine Handlungsempfehlungen für die Auslegung autarker Hybridantriebe. Diese Erkenntnisse werden im weiteren Verlauf der Arbeit verwendet, um einen ganzheitlichen Optimierungsprozess unter Einbezug aller als signifikant identifizierter Einflüsse zu entwickeln.

6 Optimierung des Hybridsystems

In diesem Kapitel wird ein Prozess zur Optimierung des Hybridsystems während der Systemauslegung vorgestellt. Dieser baut auf den zuvor diskutierten Annahmen, Erkenntnissen und Randbedingungen aus Kapitel 3–5 auf und nutzt diese zur Identifikation des optimalen Hybridsystems unter ganzheitlicher Betrachtung der relevanten Einflussfaktoren. Die folgenden Aspekte werden dabei berücksichtigt:

- Randbedingungen aus der Fahrzeugumgebung (Fahrumgebung, Fahrstil und Umgebungstemperatur)
- Randbedingungen aus dem Fahrzeug (Antrieb, Fahrwiderstände und Bordnetzverbrauch)
- Relevanz der einzelnen Randbedingungen (Gewichtungsfaktoren)
- Relevante Zielgrößen aus Systemanforderungen

Zunächst wird der Optimierungsprozess sowie die darin angewandten Methoden vorgestellt. Anschließend wird dieser in exemplarischen Szenarien unter Berücksichtigung der zuvor vorgestellten Randbedingungen zur Auslegung des Hybridsystems eingesetzt. Die so erzielten Ergebnisse werden anschließend diskutiert.

6.1 Optimierungsprozess

Der gesamte Optimierungsprozess ist in Abb. 6.1 dargestellt. Es lassen sich zwei Arbeitsschritte unterscheiden. Zunächst werden im ersten Schritt, der Vorbereitung, die notwendigen Voraussetzungen geschaffen, um im zweiten Schritt die Optimierung der Auslegungsparameter zu ermöglichen. Der Prozess basiert auf den Randbedingungen bzgl. Fahrzeug, Fahrstil und Fahrzeugumgebung, welche in Kapitel 4 definiert wurden. Unter Anwendung des vorgestellten Modells des Hybridsystems können für diese Randbedingungen unter Berücksichtigung der Auslegungsparameter Zielgrößen bewertet werden. Diese werden anhand von Systemanforderungen in Kapitel 3 definiert.

Die Rechenzeit pro Lösungsvariante des entwickelten Simulationsmodells bewegt sich je nach Topologie und Fahrzyklus sowie in Abhängigkeit der verwendeten Hardware in der Größenordnung weniger Minuten. Während der Optimierung wird das Simulationsmodell unabhängig von der gewählten Optimierungsmethode zur Prüfung verschiedener Lösungsvarianten sehr häufig ausgeführt. Der Zusammenhang zwischen Zielgrößen und Auslegungsparametern wird aus diesem Grund durch mathematische Metamodelle abgebildet, um die Dauer des Optimierungsprozesses zu reduzieren bzw. eine trotz optimiertem Versuchsplan hohe Anzahl von Lösungsvarianten prüfen zu können. Dieser Arbeitsschritt wird ebenfalls in anderen Arbeiten verwendet [Egh14; Mei14]. Durch die Verwendung von Metamodellen wird eine direkte Berechnungsvorschrift für die Zielgrößen basierend auf Randbedingungen und Auslegungsparametern generiert – bspw. durch Polynome oder künstliche neuronale Netze (KNN) – und die Rechenzeit damit um ein Vielfaches reduziert. Diese Modelle können im Optimierungsschritt anschließend verwendet werden, um verschiedene Kombinationen von Auslegungsparametern hinsichtlich der Zielgrößen auszuwerten.

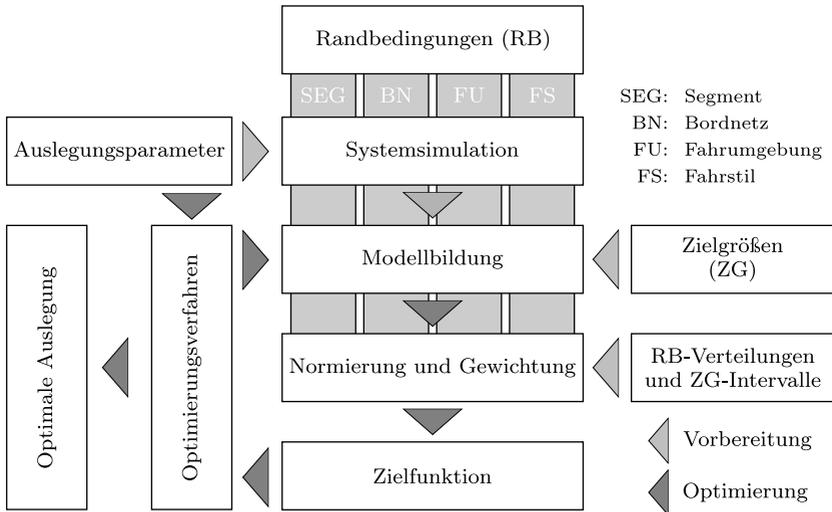


Abb. 6.1: Optimierungsprozess zur ganzheitlichen Optimierung des Hybridsystems

Die hohe Dimensionalität der Randbedingungen zur Bewertung von Lösungsvarianten muss zur Interpretation der Ergebnisse reduziert werden. Dies wird durch eine entsprechende Gewichtung erreicht. Weiterhin müssen die einzelnen Zielgrößen für die Optimierung auf einen einheitlichen Wertebereich normiert werden. Zu diesem Zweck werden je Zielgröße spezifische Intervallgrenzen definiert. So kann für jede Lösungsvariante der Wert einer Zielfunktion ermittelt werden. Diese Zielfunktion kann eindimensional durch *a-priori* Gewichtung der einzelnen Zielgrößen umgesetzt werden, um damit ein skalares Optimierungsverfahren mit einer singulären Lösungsvariante als Systemauslegung zu ermitteln. Alternativ kann die Zielfunktion auch mehrdimensional definiert und durch ein multikriterielles Optimierungsverfahren gelöst werden. Hier werden so genannte Pareto-Fronten als Lösungen ermittelt, aus denen durch eine a-posteriori Gewichtung ein skalares Optimum als Systemauslegung ausgewählt werden kann. Die einzelnen Schritte werden in den folgenden Abschnitten im Detail diskutiert.

Tab. 6.1: Untersuchte Auslegungsparameter und zugehörige Wertebereiche

Variationsebene	Parameter	Werte(-bereich)
Topologie	motornah	P1 und P2
	radnah	keine EM oder P4
Komponenten	P_{em1}	5 kW bis 40 kW
	P_{em2}	5 kW bis 40 kW
	E_{bat}	50 Wh bis 1000 Wh
	$k_{vkm,red}$	0 bis 1
Fahrstrategie	$k_{hyst,st}^a$	0,1
	$k_{hyst,sp}^a$	0,2
	$k_{\Delta E}^a$	2
	$k_{max,gen}^a$	2,8
	k_{bst}	0 bis 1

^a Parameter wurde auf Basis von Voruntersuchungen in Kapitel 5 zur Komplexitätsreduktion als konstant definiert

6.1.1 Auslegungsparameter

In Tab. 6.1 sind die für den Optimierungsprozess des Hybridsystems relevanten Auslegungsparameter sowie die jeweils zu untersuchenden Wertebereiche definiert. Dabei werden für einige Fahrstrategieparameter konstante Werte gewählt, welche durch Voruntersuchungen in Kapitel 5 ermittelt wurden. Die betreffenden Fahrstrategie-Parameter haben in den Voruntersuchungen in Abschnitt 5.1 unter den betrachteten Randbedingungen keine starken Wechselwirkungen mit den übrigen Auslegungsparametern der Systemauslegung gezeigt, sodass diese Vereinfachung zu einer Komplexitätsreduktion ohne wesentlichen Einfluss auf das Optimierungsergebnis führt.

6.1.2 Modellbildung

Zur Erstellung von Metamodellen muss im ersten Schritt der Lösungsraum mithilfe des Simulationsmodells untersucht werden. Die zu prüfenden Lösungsvarianten werden durch einen Versuchsplan definiert. Im zweiten Schritt können die Ergebnisse aus dem Versuchsplan verwendet werden, um ein mathematisches Metamodell je Zielgröße und Randbedingung zu trainieren. Es wird ein LHS-Versuchsplan mit 5 Faktoren für P1- und P2-Konzepte bzw. 6 Faktoren für P_{x4}-Konzepte verwendet. Die Faktoren stellen die zuvor definierten Auslegungsparameter des Hybridsystems dar. Die Anzahl an Versuchen wird schrittweise erhöht, bis sich mit 129 Versuchen eine ausreichende Modellqualität einstellt. Die Konstruktionsvorschrift des verwendeten LHS wird in [SvH17, S. 208f] beschrieben und führt dazu, dass die Versuchspunkte über die Faktoren möglichst gleichmäßig im Raum verteilt werden.

Zur Approximation des Zusammenhanges zwischen Auslegungsparametern und Zielgrößen werden KNN verwendet. Diese besitzen im Vergleich zu alternativen Metamodellen wie bspw. Polynomfunktionen den Vorteil einer hohen Flexibilität, sodass auch bei zuvor unbekanntem Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsparametern stets eine gute Modellgenauigkeit erzielt werden kann. Voraussetzung dafür ist zum einen eine ausreichende Anzahl an Neuronen im Netz und zum anderen eine genügende Menge an Trainingsdaten. Aus diesem Grund wird die finale Versuchsplangröße $n = 129$ für diesen Anwendungsfall iterativ ermittelt. Es wird für jede Zielgröße eine KNN-Konfiguration mit einer versteckten Schicht von 10 Neuronen verwendet. Für das Training der KNN-Parameter wird das weit verbreitete Verfahren der *Fehlerrückfortpflanzung* verwendet. Dieses wird in [Bis06] beschrieben und wurde als Implementierung in Matlab-Code aus [Che21] übernommen. Dabei kommt der so genannte Gewichtszerfall zur Vermeidung von Overfitting-Effekten zum Einsatz, in dem die Zielfunktion für das Training durch die quadrierte Summe aller Kantengewichte als Strafterm ergänzt wird. Der so genannte Regularisierungsparameter gewichtet diesen Strafterm und wird durch das k-Fold Verfahren zur Kreuzvalidierung mit $k = 10$ Folds ermittelt. Dabei wird der

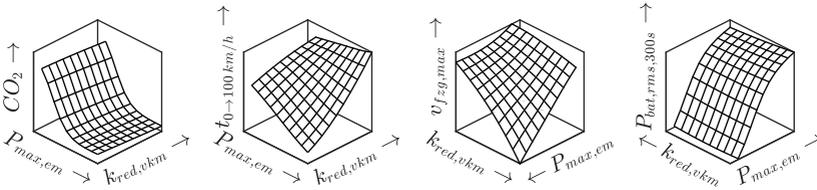


Abb. 6.2: Einfluss der Faktoren $P_{max,em}$ und $k_{red,ykm}$ auf ausgewählte Zielgrößen ermittelt durch neuronale Netze (KNN)

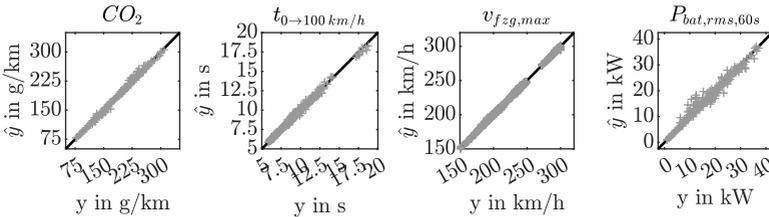


Abb. 6.3: Residuen für ausgewählte Zielgrößen

Datensatz in k Durchläufen je in einen Trainings- und einen Testdatensatz aufgeteilt. Es wird der Regularisierungsparameter gewählt, welcher nach dem Training im Mittel die beste Modellqualität für den unbekanntem Testdatensatz erzielt.

In Abb. 6.2 werden die qualitativen Verläufe der durch KNN ermittelten Zusammenhänge für vier exemplarische Zielgrößen sowie zwei exemplarische Faktoren dargestellt. Dabei wird deutlich, dass die trainierten KNN sowohl Haupteffekte, welche maßgeblich durch einen Faktor beeinflusst werden, als auch Wechselwirkungen aufgrund ihrer Flexibilität gut abbilden können. Zur Bewertung der Prädiktionsgenauigkeit sind in Abb. 6.3 für die entsprechenden Zielgrößen die tatsächlichen Werte y den durch die KNN prädizierten Werte \hat{y} gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass insbesondere für die ersten drei Zielgrößen eine hohe Genauigkeit vorliegt, während für die mittlere Batterielast $P_{bat,rms,60s}$ einzelne Ausreißer entstehen. Dennoch wird der Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen durch alle trainierten KNN gut abgebildet.

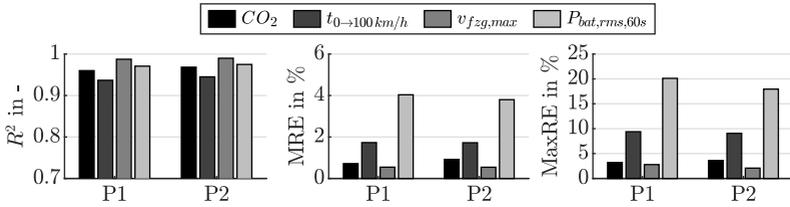


Abb. 6.4: Gütekriterien R^2 , MRE und MaxRE für KNN des C-Segment Fahrzeuges

In Abb. 6.4 ist die erreichte Modellqualität für das C-Segment Fahrzeug mit P1- und P2-Topologie dargestellt. Es werden drei verschiedene Gütekriterien verwendet. Das Bestimmtheitsmaß R^2 stellt den Anteil der korrekt prädizierten Varianz im Verhältnis zur gesamten Varianz für die Ergebnisse des Test-Datensatz dar. Es ergeben sich für alle Zielgrößen konstant hohe Werte von $>0,9$. Somit kann davon ausgegangen werden, dass die Modelle den qualitativen Zusammenhang zwischen Auslegungsparametern und Zielgrößen gut abbilden. Weiterhin wurden die mittleren sowie maximalen relativen Fehler (MRE und MaxRE) für den Test-Datensatz ausgewertet, um eine quantitative Aussage zur Modellqualität treffen zu können. Für die Zielgrößen CO_2 , $t_{0 \rightarrow 100 km/h}$ und $v_{fzg,max}$ wird ein mittlerer Fehler von $<2\%$ sowie ein maximaler Fehler von $<10\%$ erzielt. Die Zielgröße $P_{bat,rms,60s}$ zeigt einen um etwa Faktor zwei erhöhten MRE und MaxRE. In Abb. 6.3 kann dies auf einige Ausreißer zwischen 10 kW und 20 kW zurückgeführt werden. Ursachen hierfür können lokal hohe Gradienten oder Sprünge im Modellverlauf sein. Durch einen größeren Trainings-Datensatz, welcher durch einen Versuchsplan mit mehr Versuchen generiert werden kann, könnten diese Abweichungen des Modells weiter reduziert werden. Für den vorliegenden Anwendungsfall wird die Modellqualität allerdings als ausreichend genau bewertet.

6.1.3 Normierung und Gewichtung

Durch den vorgestellten Optimierungsprozess soll ein optimales Hybridsystem ermittelt werden. Zu diesem Zweck müssen die mehrdimensionalen Randbedingungen und Zielgrößen in ein einheitliches Bewertungskriterium überführt werden.

Randbedingungen In Abschnitt 4.1 werden aus Datenanalysen verschiedene Häufigkeitsverteilungen für die Bordnetzlast sowie die im Rahmen der Arbeit untersuchten Fahrzeugsegmente und Fahrzyklen ermittelt. Diese Verteilungen sollen in diesem Schritt die Kundenrelevanz einzelner Randbedingungen repräsentieren und werden dementsprechend verwendet, um die mehrdimensionalen Randbedingungen zu einem gewichteten Mittelwert je Zielgröße zusammenzufassen.

Zielgrößen Die unterschiedlichen Zielgrößen müssen während bzw. nach dem Optimierungsprozess ebenfalls zu einem eindimensionalen Bewertungskriterium zusammengefasst werden, um letztlich eine finale Systemkonfiguration als Optimierungsergebnis auszuwählen. Zunächst muss durch Normierung ein einheitlicher Wertebereich generiert werden. In Tab. 6.2 sind zu diesem Zweck exemplarische Intervalle für die Normierung der einzelnen Zielgrößen dargestellt. Dabei wird zwischen vier Kategorien für die Systemoptimierung unterschieden. Kategorie 1 wird durch das CO_2 -Reduktionspotential ΔCO_2 gegenüber einem konventionellen Antrieb repräsentiert. Kategorie 2 bewertet die Fahrleistung anhand von vier Zielgrößen als relative Abweichung zu den zuvor definierten konventionellen Referenzfahrzeugen. Kategorie 3 stellt das Downsizingpotential der VKM infolge der Integration des Hybridsystems dar. Dieses entspricht einer Reduktion des Gesamtaufwandes des Fahrzeugantriebes. Kategorie 4 fasst schließlich alle Zielgrößen zusammen, welche den Aufwand des Hybridsystems repräsentieren. Kategorie 1 und 2 stellen damit den Nutzen

Tab. 6.2: Normierungsintervalle für Zielgrößen

Kategorie	Index i	Zielgröße z_i	$z_{i,min}$	$z_{i,max}$	Einheit
1	1.1	ΔCO_2	-30	0	%
2	2.1	$\Delta t_{0 \rightarrow 100 km/h}$	-20	20	%
	2.2	$\Delta t_{80 \rightarrow 120 km/h}$	-20	20	%
	2.3	$\Delta t_{0 \rightarrow v_{max}}$	-20	20	%
	2.4	Δv_{max}	-20	0	%
3	3.1	$P_{vkm,red}$	40	0	kW
4	4.1	$P_{sys,max}$	10	40	kW
	4.2	E_{bat} ^a	0,05	1	kWh
	4.3	$P_{sys,max}/E_{bat}$	15	35	1/h
	4.4	$P_{bat,rms,60s}/P_{sys,max}$	60	80	%
	4.5	$P_{bat,rms,300s}/P_{sys,max}$	20	60	%
	4.6	$P_{em1} + P_{em2}$	10	80	kW

^a typisches Verhältnis von nutzbarem zu installiertem Energieinhalt der Batterie wurde mit einem Faktor 2 angenommen

und Kategorie 3 und 4 den Aufwand bezüglich der Integration eines Hybrid-systems dar. Die Intervallgrenzen für die Normierung werden basierend auf Expertenschätzungen sowie eigenen Annahmen zur Demonstration des Optimierungsprozesses definiert. Je nach Anwendungsfall und Hintergrund der Optimierung müssen diese Intervalle gegebenenfalls entsprechend angepasst werden.

Die vier Kategorien der Zielgrößen müssen zur Identifikation eines skalaren Optimums relativ zueinander gewichtet werden. Die exemplarische Gewichtung ersetzt dabei in dem vorgestellten Prozess die Berechnung von Komponentenkosten als Aufwandsindikator. Diese Vereinfachung wird getroffen, um die Einflüsse und Wechselwirkungen der einzelnen Auslegungsparameter untersuchen zu können, ohne zuvor eine detaillierte wirtschaftliche Betrachtung des Systems sowie aller Komponenten durchzuführen. Darüber hinaus wird

Tab. 6.3: Gewichtungsfaktoren für Bewertungsfunktion in den Gewichtungsszenarien A und B

Gew.-Szenario	Nutzen		Aufwand	
	w_1	w_2	w_3	w_4
A	$2/3$	$1/3$	$1/4$	$3/4$
B	$2/3$	$1/3$	$1/2$	$1/2$

der Mehrwert einer detaillierten Kostenbetrachtung auf der für diese Arbeit gewählte Abstraktionsebene der Modelldetaillierung aus wissenschaftlicher Sicht als gering eingeschätzt. Die Gesamtsystemkosten sind neben Material- und Herstellungskosten stets auch durch weitere unternehmerische Randbedingungen wie das Marktangebot oder die Synergieeffekte bzgl. Stückzahlen oder Entwicklungsaufwand über verschiedene Produkte beeinflusst. Diese Effekte sind kaum oder schwer wissenschaftlich zu modellieren. Damit liegt der Fokus der vorgestellten Methode nicht auf einer quantitativen Identifikation eines allgemeingültig optimalen Zielsystems, sondern auf einer ganzheitlichen Vorgehensweise und einer qualitativen Einflussanalyse. Für den Übertrag der wissenschaftlichen Methode auf eine konkrete Produktentwicklung sollten die zuvor beschriebenen stakeholderspezifischen Einflüsse ergänzt werden.

Tab. 6.3 zeigt zwei Gewichtungsszenarien der vier vorgestellten Kategorien, die im weiteren Verlauf näher untersucht werden. Die beiden Szenarien unterscheiden sich dabei in der Gewichtung des Zielkonfliktes zwischen Downsizingpotential gegenüber Aufwand des Hybridsystems. *Szenario A* repräsentiert die Strategie einer moderaten Forderung zur Reduktion verbrennungsmotorischer Leistung durch ein leistungsfähigeres Hybridsystem. In *Szenario B* wird dagegen die Reduktion verbrennungsmotorischer Leistung stärker gewichtet. Im Kontext der fortschreitenden Elektrifizierung von Antrieben kann Szenario A damit als konservatives und Szenario B als progressive Elektrifizierungsstrategie betrachtet werden. Durch die beiden gewählten Szenarien können unterschiedliche Hybridisierungsgrade bzgl. des Anteils verbrennungsmotorischer und elektrische Leistung des Gesamtantriebs erzielt werden.

6.1.4 Zielfunktion

Zur quantitativen Bewertung einer Lösungsvariante werden die zugehörigen Werte der Zielgrößen zunächst in (6.1) unter Berücksichtigung der Intervalle aus Abb. 6.2 normiert. Im nächsten Schritt wird in (6.2) eine gewichtete Summe der Zielgrößen berechnet. Die Gewichtungsfaktoren $w_{1,\dots,4}$ wurden in Tab. 6.3 definiert. Für die Zusammenfassung der vier Zielgrößen-Kategorien werden unterschiedliche Operatoren verwendet. Kategorie 1 und 3 repräsentieren lediglich eine Zielgröße und können so direkt übernommen werden. Kategorie 2 und 4 repräsentieren dagegen vier bzw. sechs Zielgrößen. In Kategorie 2 wird daher ein Mittelwert berechnet, welcher alle vier Zielgrößen hinsichtlich der Fahrleistung gleich gewichtet. In Kategorie 4 wird dagegen der Maximalwert der sechs zugehörigen Zielgrößen zur Aufwandsbeschreibung verwendet. Diese Entscheidung ist durch die technischen Abhängigkeiten der einzelnen Zielgrößen aus Kategorie 4 zur Beschreibung des Hybridsystemaufwandes begründet. Bspw. führt ein hoher geforderter Energieinhalt E_{bat} durch eine Erhöhung der Zellfläche bzw. der Anzahl parallel-verschalteter Zellen in der Regel auch zu einer höheren maximalen Batterieleistung $P_{bat,max}$. Weiterhin bewirkt eine hohe geforderte Dauerleistung $P_{bat,rms}$ in der Regel ebenfalls eine hohe verfügbare Maximalleistung der Komponenten. So wird in dieser Kategorie stets die schlechteste Zielgröße gewertet, da diese voraussichtlich die Kosten der Komponente maßgeblich bestimmen wird.

$$\tilde{z}_i(x) = \frac{z_i(x) - z_{i,min}}{z_{i,max} - z_{i,min}} \quad (6.1)$$

$$\begin{aligned} f(x) = & w_1 \cdot \tilde{z}_{i=1.1}(x) \quad (6.2) \\ & + w_2 \cdot \frac{\sum_{i=2.1}^{2.4} \tilde{z}_i(x)}{4} \\ & + w_3 \cdot \tilde{z}_{i=3.1}(x) \\ & + w_4 \cdot \max\{\tilde{z}_{i=4.1}(x), \dots, \tilde{z}_{i=4.5}(x)\} \end{aligned}$$

6.1.5 Algorithmus

Nachdem der Optimierungsprozess in den vorherigen Abschnitten beschrieben wurde, wird nun der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Algorithmus zur Umsetzung des Prozesses und Lösung des Optimierungsproblems vorgestellt. In Algorithmus 1 wird die Implementierung der zuvor beschriebenen Zielfunktion zur Bewertung einer Flottenkonfiguration anhand der zuvor entwickelten Metamodelle sowie definierten Gewichtungsfaktoren dargestellt. Neben den definierten Auslegungsparametern werden in dem verwendeten Algorithmus auch Modularitätsanforderungen als Eingangsgrößen berücksichtigt. So wird die Variantenanzahl von E-Maschinen n_{em} sowie Batterien n_{bat} begrenzt. Durch idx_{em1} , idx_{em2} sowie idx_{bat} werden die Varianten auf den einzelnen Fahrzeugsegmenten zugeordnet. Die Indices definieren, welche Komponentenvariante welchem Fahrzeugsegment und welcher Position im Antriebsstrang zugeordnet werden soll. Zusätzlich kann jedem Fahrzeugsegment über idx_{top} eine Topologie zugewiesen werden. Mit dieser Zuordnung und unter Verwendung der Auslegungsparameter als Eingangsgrößen können die Metamodelle *model* ausgeführt werden. So werden für jedes Segment sowie für jeden Use-Case die zuvor definierten Zielgrößen x_{obj} ermittelt. Use-Cases stellen dabei sowohl die betrachteten CDC als auch die Einzelmanöver dar. Die Zielgrößen werden entsprechend (6.1) normiert. Anschließend wird ein Strafterm für Varianten hinzugefügt, die außerhalb der vorgegebenen Intervalle in Tab. 6.2 liegen. Auf diese Weise können die durch den Optimierungsalgorithmus identifizierten Varianten auf einen bestimmten Bereich des Lösungsraumes eingeschränkt werden. Physikalisch nicht sinnvolle oder realisierbare Lösungen werden damit von der Optimierung ausgeschlossen. Anschließend werden die einzelnen Use-Cases entsprechend der zuvor definierten Gewichtungsfaktoren gewichtet, um die Dimensionalität der betrachteten Use-Cases auf eine Dimension zu reduzieren. Zuletzt kann das multikriterielle Optimierungsproblem in Z. 17 durch Gewichtung der Zielgrößen auf ein eindimensionales Optimierungsproblem reduziert werden, für welches sich ein skalares Optimum finden lässt.

Algorithmus 1 stellt die Implementierung der zuvor diskutierten Zielfunktion unter Anwendung von Normierungsintervallen und Gewichtungsfaktoren dar und dient der Bewertung einer Flottenkonfiguration bestehend aus Auslegungsparametern des Hybridsystems sowie Zuweisungsindices bzgl. der Modulstrategie innerhalb einer exemplarischen Fahrzeugflotte. Zur Optimierung der Zielfunktion wird eine Implementierung des NSGAI-Algorithmus verwendet [Deb+02]. Dabei handelt es sich um einen genetischen Optimierungsalgorithmus, welcher in der Lage ist multikriterielle Optimierungsprobleme durch die Identifikation von Pareto-Fronten zu lösen. In diesem Fall wird auf die Gewichtung der Zielgrößen in Zeile 17 von Algorithmus 1 verzichtet. Diese wird erst im zweiten Schritt zur Auswahl eines skalaren Optimums aus der Pareto-Front verwendet. Die vorgestellte Zielfunktion kann somit sowohl zur Identifikation der Pareto-Fronten als auch eines skalaren Optimums verwendet werden.

6.2 Segmentspezifische Optimierungsergebnisse

Im ersten Schritt wird der Optimierungsprozess für die einzelnen Fahrzeugsegmente separat angewandt, um den Einfluss des Zielfahrzeuges auf das als optimal identifizierte Hybridsystem zu untersuchen. In Abb. 6.5 sind die segmentspezifischen Pareto-Fronten für alle betrachteten Topologievarianten dargestellt. Dabei wird zur Vereinfachung in der Darstellung lediglich die konvexe Einhüllende auf eine durch zwei Parameter gebildete Ebene projiziert. Die Lösungen auf der Pareto-Front befinden sich dabei innerhalb der eingehüllten Fläche auf dieser Ebene. Die Pareto-Fronten können durch das vorgestellte Optimierungsverfahren generiert werden, indem auf die finale Gewichtung der Zielgrößen in Zeile 17 von Algorithmus 1 verzichtet wird. Darüber hinaus ist das resultierende skalare Optimum unter Berücksichtigung des Gewichtungsszenarios A aus Tab. 6.3 markiert.

Algorithmus 1 : Bewertung einer Flottenkonfiguration

Data : $x_{P_{em}} \in \mathbb{R}^{n_{em} \times 1}$, $x_{E_{bat}} \in \mathbb{R}^{n_{bat} \times 1}$, $x_{k_{bst}} \in \mathbb{R}^{n_{seg} \times 1}$,
 $x_{k_{vkm,red}} \in \mathbb{R}^{n_{seg} \times 1}$, $idx_{em1} \in \mathbb{N}^{n_{seg} \times 1}$, $idx_{em2} \in \mathbb{N}^{n_{seg} \times 1}$,
 $idx_{bat} \in \mathbb{N}^{n_{seg} \times 1}$, $idx_{top} \in \mathbb{N}^{n_{seg} \times 1}$, $w_{seg} \in \mathbb{R}^{n_{seg} \times 1}$, $w_{uc} \in \mathbb{R}^{n_{uc} \times 1}$

Result : $x_{obj} \in \mathbb{R}^{1 \times 1 \times n_{obj}}$

```

/* Performancewerte aus Metamodellen abrufen          */
1 for  $i_{seg} \leftarrow 1$  to  $n_{seg}$  do
2   for  $i_{uc} \leftarrow 1$  to  $n_{uc}$  do
3     for  $i_{obj} \leftarrow 1$  to  $n_{obj}$  do
4        $x_{obj}[i_{seg}, i_{uc}, i_{obj}] \leftarrow \text{model}(x_{P_{em}}[idx_{em1}[i_{seg}]],$ 
5          $x_{P_{em}}[idx_{em2}[i_{seg}]], x_{E_{bat}}[idx_{bat}[i_{seg}]], x_{k_{bst}}[i_{seg}],$ 
6          $x_{k_{vkm,red}}[i_{seg}], idx_{top}[i_{seg}]);$ 
7     end
8   end
9   /* Performancewerte auf Zielintervall skalieren    */
10  for  $i_{uc} \leftarrow 1$  to  $n_{uc}$  do
11     $x_{obj}[:, :, i_{uc}] \leftarrow \frac{x_{obj}[:, :, i_{uc}] - x_{obj, \min}}{x_{obj, \max} - x_{obj, \min}};$ 
12  end
13  /* Strafterm hinzufügen                              */
14  if  $\exists x \in x_{obj} \notin [0, 1]$  then
15     $x_{obj} \leftarrow |x_{obj}| \cdot \varepsilon;$  // mit  $\varepsilon \gg x_{obj}$ 
16  end
17  /* Performancewerte für Segmente und Use-Cases
18  zusammenfassen                                     */
19   $x_{obj} \leftarrow \sum_{i_{seg}}^{n_{seg}} x_{obj}[i_{seg}, :, :] \cdot w_{seg}[i_{seg}];$ 
20   $x_{obj} \leftarrow \sum_{i_{uc}}^{n_{uc}} x_{obj}[:, i_{uc}, :] \cdot w_{uc}[i_{uc}];$ 
21  if  $f_{g_w} = 1$  then
22     $x_{obj} \leftarrow f(x_{obj});$  // optional unter Verwendung von (6.2)
23  end

```

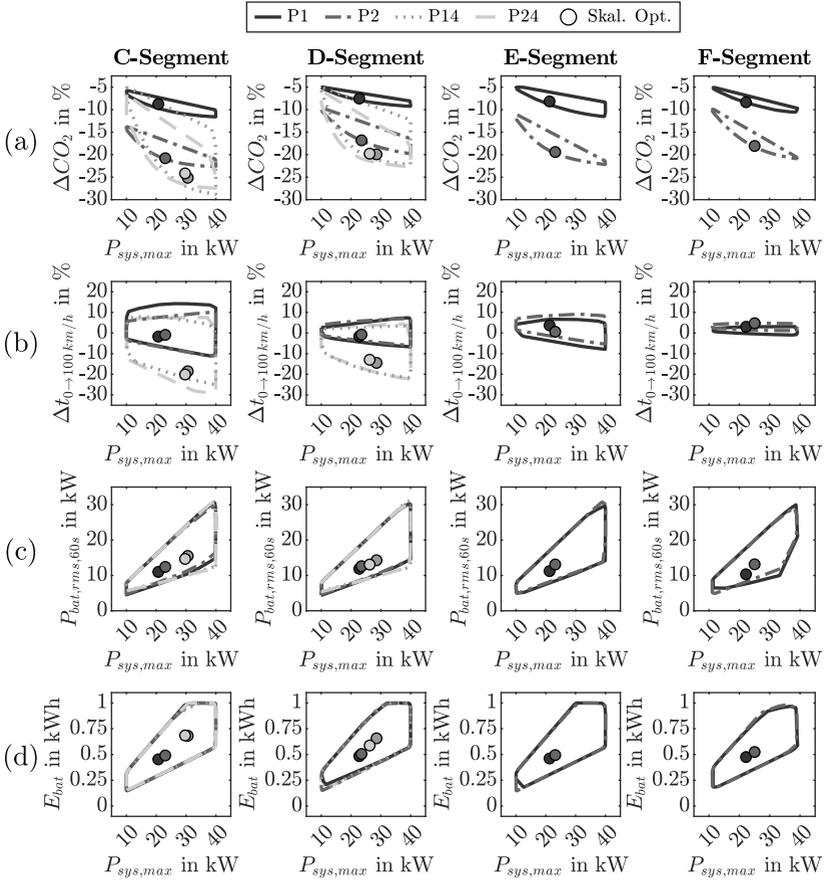


Abb. 6.5: (a) – (d) Pareto-Fronten für unterschiedliche Fahrzeugsegmente in Spalten sowie skalare Optima für Gewichtungsszenario A

Die Pareto-Fronten in Abb. 6.5, Zeile (a) zeigen den mittleren Verbrauchsvorteil gegenüber einem Kunden mit konventionellem Fahrzeugantrieb ΔCO_2 in Abhängigkeit der maximalen Leistung des Hybridsystems $P_{sys,max}$. Die Varianz von ΔCO_2 bei konstanter Leistung resultiert im Wesentlichen aus der Varianz des Energieinhaltes E_{bat} . Das Niveau des P2-Systems liegt aufgrund der EF-Funktion deutlich unter dem eines P1-Systems. P14- und P24-Systeme besitzen darüber hinaus insbesondere bei einer elektrischen Leistung >20 kW ein zusätzliches Potential durch den verkürzten Verlustpfad während E-Fahrt und Rekuperation. Segmentspezifisch sind insbesondere im Vergleich von C- und D-Segment Unterschiede in den CO_2 -Emissionen zu erkennen. Dies ist auf die unterschiedlichen Wirkungsgradcharakteristika und Schaltkennlinien der hinterlegten VKM- und GB-Varianten zurückzuführen. So profitieren die Fahrzeugsegmente unterschiedlich stark durch das Hybridsystem.

In Abb. 6.5, Zeile (b) wird die prozentuale Abweichung der Beschleunigungsdauer $t_{0 \rightarrow 100 km/h}$ zum konventionellen Fahrzeug über der maximalen Systemleistung dargestellt. Die Integration des Hybridsystems führt zu einer Erhöhung von Fahrzeugmasse und Trägheitsmoment des Antriebsstrangs. Je nach Definition der Booststrategie durch k_{bst} kann daraus eine Verschlechterung oder Verbesserung der Beschleunigungsleistung entstehen. Eine hohe Boostunterstützung führt dabei zu einer höheren notwendigen Belastungsfähigkeit $P_{bat,rms,x}$ und ggf. ist ein größerer Energieinhalt E_{bat} zur Energieversorgung notwendig. P14- und P24-Systeme können die Beschleunigungsfähigkeit aufgrund der zusätzlichen Zugkraftübertragung auf der Hinterachse besonders deutlich verbessern. Der Einfluss der Booststrategie auf die Beschleunigung lässt mit steigender Verbrennungsmotorischer Leistung in dem untersuchten Leistungsbereich von $P_{sys,max}$ aufgrund des sinkenden relativen Anteils nach.

Abb. 6.5, Zeile (c) zeigt die erforderliche Dauerleistung der Batterie über 60 s $P_{bat,rms,60s}$ über der maximalen Systemleistung. Die obere und untere Grenze dieser Pareto-Front ist durch die in Tab. 6.2 definierten Intervallgrenzen in Abhängigkeit der Maximalleistung definiert. So wird berücksichtigt, dass mit steigendem $P_{sys,max}$ in der Regel auch eine höhere Dauerleistung durch

die Erhöhung der thermischen Masse und einen sinkenden Innenwiderstand der Batterie mit wachsender Komponentendimensionierung ohne zusätzlichen Aufwand verfügbar ist. Eine steigendes $P_{bat,rms}$ resultiert bei konstanter Maximalleistung aus einer gesteigerten Boostunterstützung des Antriebs durch die EM.

Die Pareto-Fronten in Abb. 6.5, Zeile (d) stellen den nutzbaren Energieinhalt E_{bat} über der maximalen Leistung dar. Auch in diesem Fall besteht eine Begrenzung durch die Intervallgrenzen in Tab. 6.2 in Abhängigkeit der Maximalleistung. Dabei wird berücksichtigt, dass Energieinhalt und Leistung der Batterie nicht beliebig unabhängig gewählt werden können. Vielmehr bedingt – ausgehend von einer konstanten Zellchemie der Batteriezellen – eine Leistungssteigerung ein Wachstum der Batterie-Zellfläche bzw. eine Erhöhung der Anzahl parallel geschalteter Zellmodule und damit auch indirekt eine Erhöhung des nutzbaren Energieinhaltes. Durch zusätzliche Betrachtung verschiedener Zellvarianten – bspw. Energie- oder Leistungszellen – kann dieser Zusammenhang teilweise verschoben werden. Dieser Einfluss wird vernachlässigt, sodass die hier betrachteten Intervallgrenzen die technischen Grenzen der Variationsmöglichkeit repräsentieren.

Der Vergleich der in Abb. 6.5 dargestellten skalaren Optima für das Gewichtungsszenario A zeigt, dass die identifizierten Zielsysteme sich zwischen den unterschiedlichen Fahrzeugsegmenten nicht wesentlich unterscheiden. Dies ist eine wichtige Erkenntnis für das weitere Vorgehen, da eine segmentspezifische Variantenvielfalt des Hybridsystems damit nicht notwendig ist. Vielmehr wird im weiteren Verlauf lediglich ein Hybridsystem für alle vier betrachteten Fahrzeugsegmente ausgelegt und dabei die sich im Flottenmittel ergebenden Zielgrößen betrachtet.

6.3 Flottenspezifische Optimierungsergebnisse

Im nächsten Schritt werden die Optimierungsergebnisse für die zuvor definierte Fahrzeugflotte – bestehend aus C-, D-, E- und F-Segment – diskutiert. Dabei werden vier verschiedene Topologieszenarien betrachtet, in denen für die einzelnen Segmente jeweils die Topologie des Hybridsystems vorgegeben wird. Durch die *a-priori* Vorgabe müssen die verschiedenen Topologievarianten im Optimierungsprozess nicht hinsichtlich ihres Aufwandes miteinander verglichen werden. Dies würde aufgrund der diskreten Übergänge zwischen Topologievarianten bezüglich Kupplungen oder EM-Positionen nur mit einem detaillierten Kostenmodell – auf welches in dieser Arbeit verzichtet wird – neue Erkenntnisse generieren. Stattdessen werden die vorab exemplarisch definierten und als zielführend erachteten Topologieszenarien anhand der Zielgrößen des Optimierungsprozesses verglichen.

Die betrachteten Topologieszenarien sind in Tab. 6.4 dargestellt. In den Szenarien *P1* und *P2* erhalten alle Fahrzeugsegmente eine einheitliche Topologie. In den Szenarien *P14+P1* und *P24+P2* wird berücksichtigt, dass die P4-Variante in der Praxis aufgrund von Bauraumrestriktionen und unter Berücksichtigung des Anpassungsaufwandes nur in frontgetriebenen Fahrzeugplattformen zum Einsatz kommt. In dieser Arbeit wird angenommen, dass kleinere Fahrzeugkonzepte mit Frontantrieb und größere bzw. schwerere Fahrzeugkonzepte mit Heckantrieb ausgeführt werden. Dementsprechend wird die P4-Position hier nur in C- und D-Segment integriert.

In Abb. 6.6 sind die Pareto-Fronten für die gewählten Topologieszenarien dargestellt, welche sich nach entsprechend ihres Marktanteils erfolgter Gewichtung der segmentspezifischen Fronten ergeben. Zusätzlich sind die mit den – zuvor in Abschnitt 6.1.3 definierten – Gewichtungsszenarien A und B aus Tab. 6.3 erzielten skalaren Optima als Lösungskandidaten dargestellt. Szenario A repräsentiert ein konservatives Antriebsstrang-Portfolio mit einem hohen Anteil verbrennungsmotorischer Leistung an der Gesamt-Antriebsleistung. In

Tab. 6.4: Topologieszenarien

Top.-Szenario	Segment			
	Frontantrieb		Heckantrieb	
	C	D	E	F
P1	P1	P1	P1	P1
P2	P2	P2	P2	P2
P14+P1	P14	P14	P1	P1
P24+P2	P24	P24	P2	P2

Szenario B wird dagegen die Wertung der Reduktion verbrennungsmotorischer Leistung durch die Gewichtungsfaktoren erhöht. Dementsprechend wird in diesem Szenario ein Hybridsystem mit höherer elektrischer Leistung sowie gesteigertem Energieinhalt ausgewählt, welches die Beschleunigung häufiger und stärker unterstützen kann und damit eine deutliche Reduktion der verbrennungsmotorischen Leistung ermöglicht.

Der Aufwand der durch den Optimierungsprozess in den Gewichtungsszenarien A und B identifizierten Hybridsysteme ist in Abb. 6.7 und 6.8 dargestellt. Dem gegenüber steht in Abb. 6.9 und 6.10 der Nutzen dieser Systemkonfigurationen. Durch die im vorherigen Abschnitt gewonnene Erkenntnis, dass lediglich eine Variante des Hybridsystems ausreicht, um die hier exemplarisch untersuchte Fahrzeugflotte annähernd optimal abzudecken, werden die Werte n_{em} und n_{bat} in Algorithmus 1 für die flottenspezifische Optimierung auf den Wert 1 gesetzt. Lediglich für die Topologieszenarien mit P14- oder P24-Systemen wird mit $n_{em} = 2$ die Möglichkeit gegeben, zwei unterschiedliche EM-Varianten für die beiden EM-Positionen des Hybridsystems zu wählen. Dementsprechend sind die durch den Optimierungsalgorithmus gewählten Leistungswerte der einzelnen Segmente identisch. In den P14+P1- und P24+P2-Szenarien wird in der Flottenkonfiguration zusätzlich die Zuordnung einer der beiden EM-Varianten zum E- und F-Segment als Freiheitsgrad optimal gewählt.

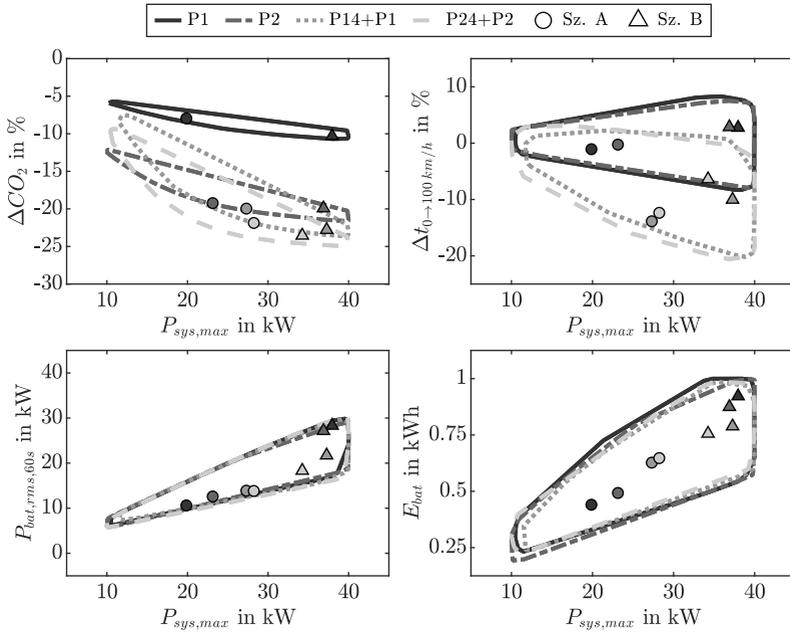


Abb. 6.6: Flottenspezifische Pareto-Fronten

Anhand der Ergebnisse des konservativen Gewichtungsszenarios A lässt sich für die Systemkonfiguration der einzelnen Topologieszenarien festhalten: P1-Systeme sollten mit 20 kW Leistung und 400 Wh nutzbarem Energieinhalt ausgelegt werden. Die Werte für ein P2-System liegen für beide Auslegungsparameter etwa 15 % höher. Sowohl im P14- als auch im P24-System liegt die Leistung an der EM2-Position mit knapp 30 kW höher. An der EM1-Position wird eine schwächere EM mit 15 kW gewählt. Der nutzbare Energieinhalt liegt deutlich über dem P1-/P2-Niveau. Die anspruchsvollere Komponentendimensionierung ist durch das zusätzliche Potential zur Steigerung der Fahrleistung infolge der zusätzlichen Zugkraftübertragung an der Hinterachse begründet.

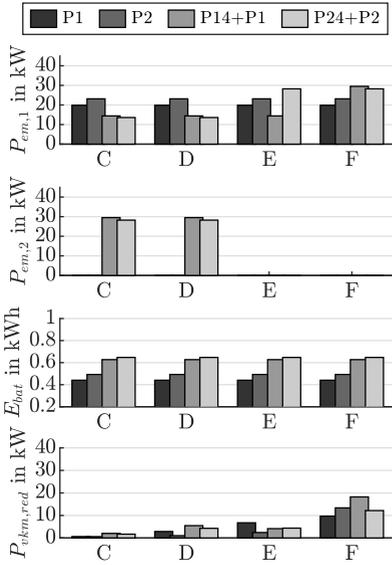


Abb. 6.7: Systemkonfiguration für Szenario A

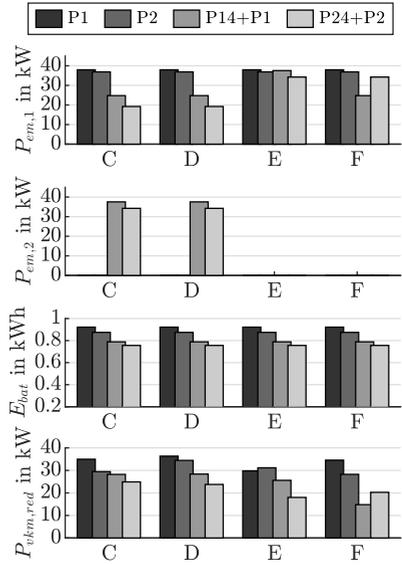


Abb. 6.8: Systemkonfiguration für Szenario B

In dem konservativen Szenario A existiert nur im F-Segment ein relevantes Downsizingpotential der VKM >10 kW aufgrund des hohen Leistungsniveaus, welches die maximale v_{max} -Anforderung von 250 km/h deutlich übersteigt. In den übrigen Segmenten ist die verbrennungsmotorische Leistung für das Erreichen der Maximalgeschwindigkeit erforderlich und führt damit bei einer Reduktion zu entsprechend schlechteren Bewertung der Fahrleistung oder alternativ zu einem höheren Aufwand des Hybridsystems.

Die Ergebnisse des progressiven Gewichtungsszenarios B in Abb. 6.8 zeigen eine wesentlich leistungsstärkere Auslegung des Hybridsystems, um damit eine hohe Reduktion der VKM-Leistung $P_{vkm,red}$ zu ermöglichen. Infolgedessen sind in Abb. 6.10 die erzielten Maximalgeschwindigkeiten reduziert und die Beschleunigungszeiten bei hohen Geschwindigkeiten $t_{80 \rightarrow 120 \text{ km/h}}$, $t_{0 \rightarrow v_{max}}$ deutlich verschlechtert. Währenddessen kann die Beschleunigungszeit von 0 km/h bis 100 km/h durch Boostunterstützung der EM annähernd neutral gehalten bzw. sogar verbessert werden. Die große Herausforderung bei der Re-

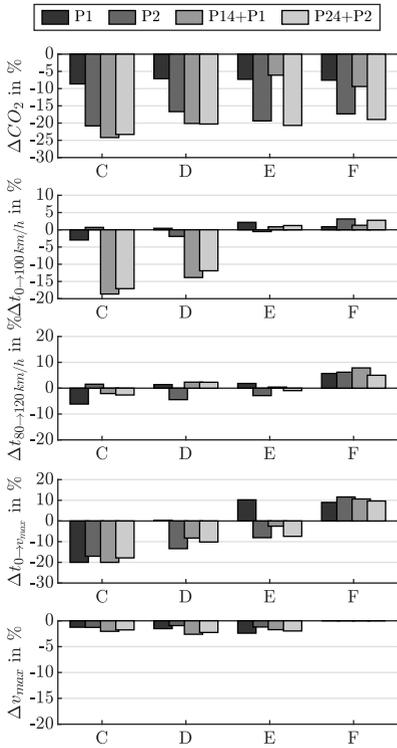


Abb. 6.9: Systemkonfiguration für Szenario A

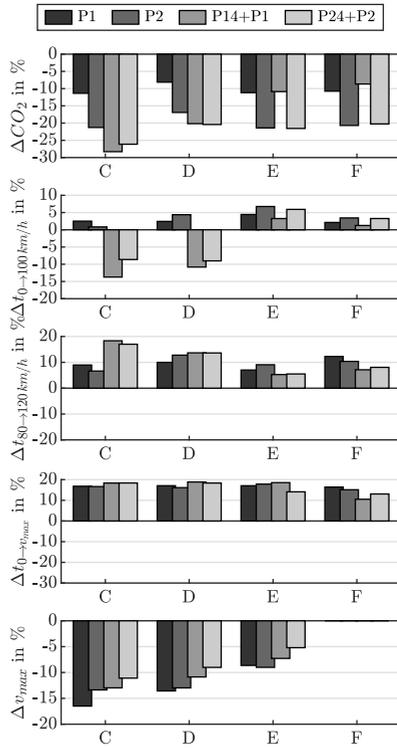


Abb. 6.10: Systemkonfiguration für Szenario B

duktion der VKM-Leistung wird hier deutlich: Kurze Beschleunigungsmanöver bei niedrigen Geschwindigkeiten können aufgrund der guten Drehmoment- und Leistungsverfügbarkeit über das Drehzahlband der VKM auch bei reduzierter VKM-Leistung sehr gut durch den EM-Boost gewährleistet werden. Der Dauerbetrieb bei v_{max} oder lange Beschleunigungsmanöver auf hohe Geschwindigkeiten erfordern dagegen vergleichsweise hohe (Dauer-) Leistungs- und Energiereserven mit hoher Verfügbarkeit und sind damit durch das Hybridsystem nicht effizient zu gewährleisten. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass autarke Hybridkonzepte einer reduzierten Anforderung bezüglich einer hohen Maximalgeschwindigkeit und Verfügbarkeit von Beschleunigungsreserven unterliegen sollten. Falls dagegen eine hohe Maximalgeschwindigkeit sowie eine

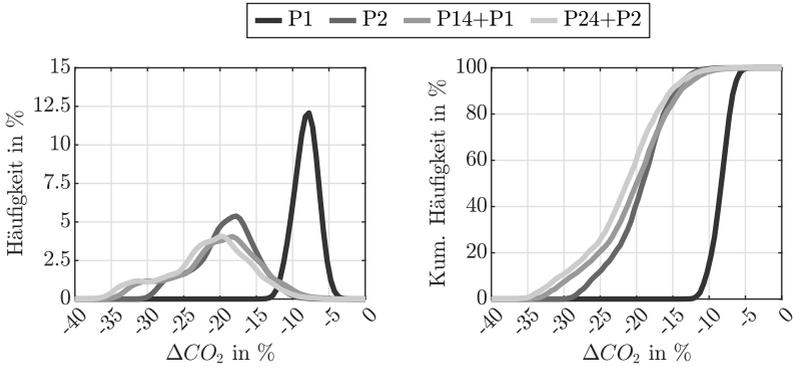


Abb. 6.11: Exemplarischer Verbrauchsvorteil ΔCO_2 von Kunden für Hybridsysteme aus Gewichtungsszenario A anhand von $n = 2000$ Testfahrern

uneingeschränkte Verfügbarkeit einer hohen Beschleunigungsfähigkeit gefordert werden, existiert kein wesentliches Downsizingpotential der VKM durch die Umsetzung solcher Hybridkonzepte.

Nachdem für die unterschiedlichen Gewichtungs- und Topologieszenarien Hybridsysteme ausgelegt und diskutiert wurden, soll nun der Einfluss der identifizierten Hybridsysteme auf den Flottenverbrauch eines Herstellers im Kundenbetrieb näher betrachtet werden. Zu diesem Zweck wird die erzielte CO_2 -Reduktion der identifizierten Hybridsysteme in den 12 CDC und vier Fahrzeugsegmenten verwendet und entsprechend der Flottenanteile der Fahrzeugsegmente gewichtet. Weiterhin werden für $n = 2000$ exemplarische Testfahrer im kundennahen Betrieb entsprechend der in Abschnitt 4.1.1.2 vorgestellten Methode je Fahrer Gewichtungsfaktoren für die CDC ermittelt, um deren Fahrweise möglichst exakt nachzubilden. In Abb. 6.11 sind die resultierenden Häufigkeitsverteilungen der CO_2 -Reduktion über alle Testfahrer für die einzelnen Topologieszenarien dargestellt.

Im *P1*-Szenario entsteht eine vergleichsweise diskrete Verteilung von 4 % bis 14 % CO_2 -Reduktion. Mit Integration von P2- oder P4-Varianten verschiebt sich die Verteilung in Richtung höherer CO_2 -Reduktion. Weiterhin steigt ebenfalls die Varianz der Verteilung deutlich an. Dies ist darauf zurückzuführen,

dass der Vorteil von P2- und P4- gegenüber P1-Konzepten – wie in Kapitel 5 diskutiert – je nach Fahrumgebung unterschiedlich stark ausfällt. In der Konsequenz sinkt der Verbrauch von Kunden, die häufig in städtischer Fahrumgebung mit zahlreichen Kriech- und Bremsmanövern fahren, mit >30 % wesentlich stärker als der von Kunden, welche häufig lange Strecken mit konstanter Geschwindigkeit auf der Autobahn zurücklegen. Im Vergleich entsteht das höchste Reduktionspotential für das *P24+P2*-Szenario, da hier in allen Segmenten und Fahrzyklen die höchste Verfügbarkeit aller Hybridfunktionen vorliegt. Danach folgt das *P14+P1*-Szenario mit lediglich geringen Verbrauchsnachteilen, welche im wesentlichen durch das verminderte Reduktionspotential der P1-Variante im E- und F-Segment zurückzuführen ist. Diese Erkenntnis ist bemerkenswert, da in diesem Topologieszenario ein vergleichsweise einfaches P1-System für alle betrachteten Segmente verwendet werden kann, welches lediglich im C- und D-Segment um ein P4-Modul ergänzt werden muss. Dennoch kann der mittlere Flottenverbrauch im Kundenbetrieb ohne große Nachteile gegenüber dem *P24+P2*-Szenario deutlich reduziert werden. Das *P2*-Szenario erzielt ebenfalls hohe CO₂-Vorteile gegenüber dem *P1*-Szenario, allerdings liegt es etwa 2,5 % oberhalb der P_x4-Szenarien. Dies ist auf die geringere Systemeffizienz während der Rekuperation und E-Fahrt aufgrund des längeren Verlustpfades zwischen EM-Position und Rad zurückzuführen. Entsprechend der vorgestellten Ergebnisse ist ein P14-Hybridsystem in den volumenstarken Segmenten in Kombination mit einem vergleichsweise einfachen P1-System in leistungsstarken und hochpreisigen Segmenten hinsichtlich CO₂-Reduktion einem reinen *P2*-Szenario unter den betrachteten Randbedingungen zu bevorzugen.

Abschließend lässt sich anhand der Ergebnisse festhalten, dass autarke Hybridantriebe mit P1-Topologie den Kundenverbrauch zwischen 4 % bis 14 % reduzieren können. Aufwendigere Topologievarianten mit der Möglichkeit zur E-Fahrt können dagegen den Flottenverbrauch wesentlichen stärker um 10 % bis 35 % gegenüber konventionellen verbrennungsmotorischen Antrieben verbessern. Die tatsächlich durch ein Hybridsystem erzielte Verbrauchsreduktion ist damit stark vom Kundenverhalten abhängig.

6.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wird ein Optimierungsprozess vorgestellt, welcher die zuvor definierten Zielgrößen sowie die entwickelten Modelle des Hybridsystems sowie der Systemumgebung zur ganzheitlichen Optimierung von autarken Hybridantrieben einsetzt. Zu diesem Zweck werden zunächst Wertebereiche für Auslegungsparameter und Zielgrößen definiert, um den Untersuchungs- und Lösungsraum einzugrenzen. Anschließend werden je Zielgröße mathematische Modelle in Abhängigkeit der Randbedingungen und Auslegungsparameter entwickelt, welche eine schnelle Auswertung einzelner Lösungsvarianten während der Optimierung ermöglichen. Zur Dimensionsreduktion der Randbedingungen wird eine Gewichtung durch Häufigkeitsverteilung durchgeführt. Die Zielgrößen werden zur Bewertung von Lösungsvarianten auf die definierten Wertebereiche normiert und in exemplarischen Gewichtungsszenarien in einer Zielfunktion gewichtet. Abschließend wird ein Algorithmus zur numerischen Implementierung der Zielfunktion vorgestellt und der Optimierungsprozess durch einen genetischen Algorithmus zur Identifikation von Pareto-Fronten mittels multikriterieller Optimierung vervollständigt.

Die Ergebnisse des Optimierungsprozesses werden zunächst je Fahrzeugsegment und anschließend für eine exemplarische Fahrzeugflotte vorgestellt und diskutiert. Anhand der exemplarischen Gewichtung von Zielgrößen werden autarke Hybridsysteme ausgelegt, welche die Systemanforderungen unter den berücksichtigten Randbedingungen optimal erfüllen. Ebenfalls wird der Einfluss der Gewichtungsfaktoren in zwei Szenarien untersucht. Es werden zwei Topologieszenarien vordefiniert, welche die Topologie in den einzelnen Fahrzeugsegmenten der Flotte vorgeben. Für diese Topologieszenarien werden durch den Optimierungsprozess Hybridsysteme ausgelegt. Abschließend wird die Häufigkeitsverteilung des Flottenverbrauchs dieser Hybridsysteme anhand von repräsentativen Testfahrten ermittelt.

7 Fazit

7.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit verfolgt das Ziel einer optimalen Systemauslegung autarker Hybridantriebe unter ganzheitlicher Betrachtung von Einflüssen aus der Systemumgebung. Ein besonderer Fokus liegt auf der Betrachtung kundennaher Randbedingungen durch Diversifikation unterschiedlicher Fahrzeugsegmente, Fahrumgebungen und Fahrstile.

In Kapitel 3 wird zunächst eine modellbasierte Auslegungsmethode zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses in der Systemdefinitionsphase vorgestellt. Basierend auf repräsentativen Systemanforderungen des Hybridsystems werden Zielgrößen für die Auslegung definiert. Dies ermöglicht die spätere Untersuchung und Bewertung unterschiedlicher Systemkonzepte und Auswahl eines geeigneten Zielkonzeptes. Für das Zielkonzept wird zum einen der Nutzen bspw. in Form von Kraftstoffverbrauch und zum anderen der Aufwand durch die resultierenden Komponentenanforderungen für die der Systemauslegung nachfolgenden Entwicklungsschritte, welche nicht Teil dieser Arbeit sind, identifiziert.

Im nächsten Schritt werden in Kapitel 4 zweckmäßige Modelle sowohl für das Hybridsystem als auch für die Systemumgebung formuliert. Das Hybridsystem wird durch Teilmodelle für Topologievarianten, elektrische Komponenten wie E-Maschine(n) und Batterie sowie ein geeignetes Fahrstrategiekonzept modelliert. Die Systemumgebung wird durch charakteristische Fahrzyklen für diverse Fahrumgebungen und Fahrstile, segmentspezifische Fahrwiderstände und

Antriebsstrangkomponenten sowie charakteristische Bordnetzlastverteilungen im Kundenbetrieb abgebildet. Des Weiteren werden statistische Verteilungen für diese Randbedingungen identifiziert, um deren Relevanz hinsichtlich des Flottenverbrauches bewerten zu können.

Auf Basis der entwickelten Modelle wird in Kapitel 5 eine Variation von System- und Umgebungsparametern durchgeführt. Der Einfluss einzelner Parameter wird analysiert und es werden relevante Stellhebel der Systemauslegung identifiziert. Dabei zeigt sich, dass Autark-HEV insbesondere im Stadtverkehr aufgrund der häufigen Bremsmanöver und Phasen niedriger Antriebslast eine signifikante Verbrauchsreduktion von $>30\%$ bieten. Das wesentliche Potential lässt sich dabei bereits mit einer vergleichsweise geringen elektrischen Systemleistung von 20 kW bis 25 kW und einem nutzbaren Energieinhalt der Batterie von <400 Wh erschließen. Der Vergleich von verschiedenen Topologieoptionen zeigt, dass die zusätzliche E-Fahrt-Funktion in P2- gegenüber P1-Systemen vor allem in Stop-and-Go-Situationen einen deutlichen Verbrauchsvorteil durch Vermeidung des VKM-Betriebs bei niedriger Last sowie eine effizientere Rekuperation durch Wegfall der VKM-Schleppleistung im Schub bietet. Px4-Topologievarianten mit zusätzlicher EM an der Hinterachse bieten einen zusätzlichen Verbrauchsvorteil durch einen kürzeren Verlustpfad zum Rad, welcher sich während E-Fahrt und Rekuperation positiv auswirkt. Der zusätzliche Vorteil eines P24-Systems gegenüber einem P14-System durch die optionale E-Fahrt über die P2- oder P4-Maschine fällt gering aus.

In Kapitel 6 werden die Modelle des Hybridsystems sowie der verschiedenen Randbedingungen aus der Systemumgebung zu einem ganzheitlichen Optimierungsprozess zusammengeführt. Durch mathematische Modellbildung wird der Zusammenhang zwischen Auslegungsparametern und Zielgrößen der Systemauslegung in künstlichen neuronalen Netzen abgebildet. Diese ermöglichen eine rechenzeiteffiziente Optimierung des Hybridsystems durch genetische Algorithmen und die Identifikation von Pareto-Fronten für die betrachteten Zielgrößen. Anschließend werden durch exemplarische Gewichtungsszenarien der Zielgrößen optimale Hybridsysteme ausgewählt und deren Performance

diskutiert. Weiterhin wird die Häufigkeitsverteilung der Reduktion im Flottenverbrauch für eine exemplarische Kundenflotte ausgewertet und daran der Einfluss von Topologievarianten auf den Flottenverbrauch diskutiert.

Es zeigt sich, dass P1-Systeme eine vergleichsweise diskrete Verteilung der Verbrauchseinsparung zwischen 4 % bis 14 % aufweisen. P2- oder Px4-Systeme erzielen eine deutlich höhere Varianz der Verteilung zwischen 10 % bis 35 %. Dies ist auf den Einfluss der E-Fahrt zurückzuführen. Kunden, welche häufig im Stadtverkehr mit hohem Bremsanteil und niedriger Geschwindigkeit fahren, profitieren sehr stark durch diese Funktion, während Langstreckenfahrer aufgrund der hohen Konstantfahrtanteile sowie einer höheren Antriebslast bei hohen Geschwindigkeiten deutlich weniger Vorteile erzielen. Weiterhin erweist sich anhand der erzielten Ergebnisse ein Topologieszenario als sehr vielversprechend, in welchem flächendeckend in allen Segmenten ein vergleichsweise einfaches P1-System integriert wird und zusätzlich die volumenstarken – als frontgetrieben angenommenen – C- und D-Segmente mit einer so genannten elektrischen Hinterachse zu einem P14 System erweitert werden. Dieses Szenario schneidet nur unwesentlich schlechter als das denkbar aufwendigste Szenario mit P2- und P24-Systemen in allen Segmenten ab und kann damit ein effizientes Portfolio hinsichtlich Verbrauchsreduktion und Kosten darstellen.

Die Ergebnisse zeigen darüber hinaus, dass autarke Hybridantriebe ein gutes kurzfristiges Beschleunigungsverhalten durch die elektrische Unterstützung der EM bieten, längere Beschleunigungen auf hohe Geschwindigkeit oder gar die dauerhafte Maximalgeschwindigkeit aufgrund der stark begrenzten Energieressourcen des Systems allerdings nicht effektiv durch ein solches Hybridkonzept positiv beeinflusst werden können. Um dennoch den konventionellen Antrieb durch Integration eines autarken Hybridkonzeptes hinsichtlich verbrennungsmotorischer Leistung zu vereinfachen und damit auch die Gesamteffizienz zusätzlich zu steigern, sollten die Anforderungen an heutige Fahrzeuge hinsichtlich Maximalgeschwindigkeit oder Verfügbarkeit von Beschleunigungsreserven für die Entwicklung zukünftiger Hybridkonzepte hinterfragt

und gegebenenfalls reduziert werden. Andernfalls ist der konventionelle Antrieb durch die Elektrifizierung mit kosteneffizienten autarken Hybridkonzepten nicht wesentlich zu vereinfachen, sodass diese Maßnahmen ohne Anpassung in den konventionellen Antriebsstrang integriert werden und diesen lediglich um zusätzliche Funktionen wie bspw. elektrisches Fahren oder Rekuperation erweitern.

7.2 Ausblick

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der Systemebene. Dabei werden basierend auf exemplarischen Systemanforderungen Zielgrößen für die Systemauslegung und -optimierung definiert. Das optimale Hybridsystem wird hinsichtlich seiner Systemperformance bewertet und konfiguriert. Des Weiteren werden die resultierenden Komponentenanforderungen an die dimensionierten Komponenten identifiziert, welche im weiteren Entwicklungsprozess durch entsprechende Auslegung der realen Komponenten erfüllt werden müssen.

In weiteren Arbeiten sollte der Auslegungsprozess hinsichtlich des Umfangs betrachteter Systemanforderungen erweitert werden. So können bspw. Raumrestriktionen oder zusätzliche Use-Cases wie Anfahrmanöver am Hang betrachtet werden. Darüber hinaus lassen sich auch die in der Optimierung als Aufwand interpretierten Komponentenanforderungen weiter detaillieren, um den Lösungsraum noch realistischer zu begrenzen.

Auf eine monetäre Bewertung der Komponentenanforderungen durch ein Kostenmodell wurde im Rahmen dieser Arbeit aufgrund der hohen Komplexität verzichtet. Durch ein solches Kostenmodell ließe sich zukünftig in der Systemauslegung die Wirtschaftlichkeit des Systems noch detaillierter berücksichtigen. Dies sollte allerdings anwenderspezifisch erfolgen, da Kostenwerte von Komponenten sich zeitlich je nach Marktumfeld, vorhandenen Ressourcen sowie einer übergeordneten Produktstrategie verändern und damit nicht allgemeingültig formuliert werden können.

Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Alphabetische Formelzeichen

a	Beschleunigung	m/s^2
A_f	Frontfläche	m^2
b	Kupplungszustand	-
B_e	effektiver Kraftstoffverbrauch	kg/h
c_r	Rollwiderstandsbeiwert	-
c_w	Luftwiderstandsbeiwert	-
CO_2	CO_2 -Emissionen des Antriebes	g/km
E	Energie	Wh
F	Kraft	N
H_u	unterer Heizwert	kWh/kg
h_{fzg}	Schwerpunkthöhe des Fahrzeuges	m
I	Strom	A
i	Übersetzungsverhältnis	-
k	Variationsparameter	-
l_{fzg}	Radstand des Fahrzeuges	m
\dot{m}_k	Kraftstoffmassenstrom	kg/h
M	Drehmoment	Nm
m	Masse	kg

n	Drehzahl	1/min
n_g	Gangstufe des Getriebes	–
P	Leistung	W
p	Steigung	%
R	elektrischer Widerstand	Ω
r_{dyn}	dynamischer Reifenradius	m
s	Strecke	m
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
t	Zeit	s
$t_{v_1 \rightarrow v_2}$	Beschleunigungszeit von v_1 bis v_2	s
U	Spannung	V
u	Steuervariable	-
V	Volumen	L
v	Geschwindigkeit	m/s
x	Zustandsvariable	-
x_{acc}	MTF-Merkmal für Beschleunigungshäufigkeit	-
\hat{y}	prädizierter Wert	-
y	erwarteter Wert	-

Griechische Formelzeichen

α	MTF-Merkmal für Luftwiderstand	km^2/h^2
β	MTF-Merkmal für Rollwiderstand	-
Δ	Abweichung einer Größe zum Referenzzustand	-
δ	MTF-Merkmal für Fahrbahnsteigung	%
ε	MTF-Merkmal für Verzögerungswiderstand	m/s^2
η	Wirkungsgrad	%
γ	MTF-Merkmal für Beschleunigungswiderstand	m/s^2

λ	ECMS-Äquivalenzfaktor	-
μ_{max}	Max. Kraftschlussbeiwert zwischen Rad und Fahrbahn	-
Φ	Pedalwert	%
Θ	Trägheitsmoment	kg m ²
ζ	MTF-Merkmal für Fahrzeugstillstandszeit	s/m

Indices

0	Basiswert
<i>acc</i>	Beschleunigung
<i>bat</i>	Batterie
<i>bn</i>	Bordnetz
<i>dec</i>	Verzögerung
<i>dt</i>	Differential
<i>ef</i>	E-Fahrt
<i>el</i>	elektrisch
<i>em</i>	E-Maschine
<i>em1</i>	E-Maschine 1, motornah
<i>em2</i>	E-Maschine 2, radnah
<i>fzg</i>	Fahrzeug
<i>g</i>	Gang
<i>gb</i>	Getriebe
<i>gen</i>	generatorisch
<i>hyst</i>	Hysterese
<i>k0</i>	Trennkupplung
<i>k1</i>	Anfahrkupplung
<i>lpv</i>	Lastpunktverschiebung
<i>luft</i>	Luftwiderstand

<i>max</i>	Maximalwert
<i>mech</i>	mechanisch
<i>min</i>	Minimalwert
<i>mot</i>	motorisch
<i>pt</i>	Antriebsstrang
<i>red</i>	reduziert
<i>rms</i>	Effektivwert, engl.: <i>Root-Mean-Square</i>
<i>roll</i>	Rollwiderstand
<i>schlepp</i>	Schleppverluste
<i>seg</i>	Segment
<i>sp</i>	Stopp
<i>st</i>	Start
<i>steig</i>	Steigungswiderstand
⊖	resultierend aus rotatorischem Trägheitsmoment
<i>trac</i>	Zugkraft positiv
<i>v</i>	Verlust
<i>vk_m</i>	Verbrennungskraftmaschine

Konstanten

<i>g</i>	9,81	m/s ²
<i>ρ_l</i>	1,2041	kg/m ³

Abkürzungen

AC	Wechselspannung
AT	Wandlergetriebe, engl.: <i>automatic transmission</i>
BAT	Batterie
BN	Bordnetz

BST	Boost
CDC	Characteristic Driving Cycle
CDF	Kumulierte Häufigkeitsfunktion, engl.: <i>cumulated density function</i>
CST	Coasting
DC	Gleichspannung
DCT	Doppelkupplungsgetriebe, engl.: <i>dual-clutch transmission</i>
DP	dynamisches Programmieren
DT	Differential
eAWD	elektrischer Allradantrieb
ECMS	Equivalent Consumption Minimization Strategy
EF	Elektrische Fahrt
EM	E-Maschine
EU	„Extra-Urban“
FZ	Fahrzyklus
GB	Getriebe
HEV	Hybrid Electric Vehicle
HW	„Highway“
idx	Index
ISG	Integrierter Starter-Generator
KNN	künstliche neuronale Netze
LFP	Lithium-Eisen-Phosphat
LHS	Latin Hypercube Sampling
LPV	Lastpunktverschiebung
LPV↓	Lastpunktabsenkung
LPV↑	Lastpunktanhebung
LTO	Lithium-Titanat-Oxid

MaxRE	Maximum Relative Error
MRE	Mean Relative Error
MTF	Mean Tractive Force
NMC	Nickel-Mangan-Cobalt
NVH	Noise-Vibration-Harshness
PMP	Pontryagin'sches Minimumprinzip
PMSM	Permanenterregte Synchronmaschine
REKU	Rekuperation
RSG	Riemen-Starter-Generator
RSM	Response Surface Methodology
SOC	State of Charge
inf	unendlich
UH	„Urban High“
UL	„Urban Low“
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WLTC	World-wide Harmonized Light Duty Test Cycle

Literaturverzeichnis

- [Aln+20] K. Alnamasi u. a. “Brake Power Availability Led Optimisation of P0 versus P2 48V Hybrid Powertrain Architectures”. In: WCX SAE World Congress Experience. SAE International, 2020. DOI: 10.4271/2020-01-0439.
- [Alt+19] M. Alt u. a. “Elektrifizierte Verbrennungsmotoren für Volumenhersteller”. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium 15.-17. Mai 2019*. Hrsg. von B. Geringer und H. P. Lenz. Düsseldorf: VDI Verlag, 2019. ISBN: 9783183811120.
- [And04] M. André. “The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions”. In: *The Science of the total environment* 334-335 (2004), S. 73–84. ISSN: 0048-9697. DOI: 10.1016/j.scitotenv.2004.04.070.
- [Ard18] N. Ardey. “Future Technology Mix for Emission-Free Mobility”. In: *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. Hrsg. von L. Eckstein u. a. 2018.
- [Bab14] G. Babel. *Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer, 2014. ISBN: 978-3-658-03333-0. DOI: 10.1007/978-3-658-03334-7.
- [BAB17] R. Bao, V. Avila und J. Baxter. “Effect of 48 V Mild Hybrid System Layout on Powertrain System Efficiency and Its Potential of Fuel Economy Improvement”. In: *SAE Technical Paper 2017-01-1175* (2017). DOI: 10.4271/2017-01-1175.

- [Bal15] A. Balazs. “Optimierte Auslegung von ottomotorischen Hybridantriebssträngen unter realen Fahrbedingungen”. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen, 2015.
- [Bat24] Batterieforum Deutschland. *Batterie-Kompendium, Lithium-Ionen-Batterien*. Kompetenznetzwerk Lithium-Ionen-Batterien e. V. (KLiB), Bundesministerium für Bildung und Forschung, 2024. URL: <https://www.batterieforum-deutschland.de/lexikon/lithium-ionen-batterien/> (besucht am 02. 03. 2024).
- [Bis06] C. M. Bishop. *Pattern recognition and machine learning*. New York: Springer, 2006. ISBN: 9780387310732.
- [Blu+19] K. Blumenröder u. a. “Das 48V-Mild-Hybrid-Antriebsstrangsystem des Volkswagen Golf 8: Auslegung und Steuerung”. In: *40. Internationales Motorensymposium 15.-17. Mai 2019, Band 1* (2019), S. 279–295. DOI: 10.51202/9783186811127.
- [Boe19] H. Boeriu. *BMW CTO Klaus Fröhlich shares his views on the 48V systems*. 2019. URL: <https://www.bmwblog.com/2019/01/30/bmw-cto-klaus-frohlich-shares-his-views-on-the-48v-systems/> (besucht am 10. 03. 2021).
- [Bra08] J. Branke. *Multiobjective optimization. Interactive and evolutionary approaches*. Berlin und New York: Springer, 2008. ISBN: 3540889078.
- [Bue09] D. M. Buede. *The engineering design of systems. Models and methods*. Hoboken N.J.: John Wiley & Sons, 2009. ISBN: 0470164026.
- [Bün19] C. Bünder. “A scalable approach for future vehicle electrification”. In: *19. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von M. Bargende u. a. Wiesbaden: Springer, 2019, S. 319.

- ISBN: 978-3-658-25938-9. DOI:
10.1007/978-3-658-25939-6_27.
- [BZ12] R. E. Burkard und U. T. Zimmermann. *Einführung in die Mathematische Optimierung*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2012. ISBN: 978-3-642-28672-8. DOI:
10.1007/978-3-642-28673-5.
- [Cha18] S. K. Chada. “Analysis of the downsizing potential of 48 V-hybrid powertrain considering component and driveability requirements”. Fachbereich Elektrotechnik und Informationstechnik. Abschlussarbeit. Kaiserslautern: Technische Universität Kaiserslautern, 2018.
- [Che21] M. Chen. *PRML/PRMLT*. 2021. URL:
<https://github.com/PRML/PRMLT> (besucht am 05.02.2021).
- [Deb+02] K. Deb u. a. “A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II”. In: *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 6 (2002), S. 182–197. ISSN: 1941-0026. DOI:
10.1109/4235.996017.
- [Dec+21] L. Decker u. a. “Physics-Based and Data-Enhanced Model for Electric Drive Sizing during System Design of Electrified Powertrains”. In: *Vehicles* 3 (2021), S. 512–532. ISSN: 2624-8921. DOI: 10.3390/vehicles3030031.
- [DHJ17] J. Dick, E. Hull und K. Jackson. *Requirements Engineering*. Cham: Springer International Publishing, 2017. ISBN: 9783319610726. DOI: 10.1007/978-3-319-61073-3.
- [Eck+16] T. Eckenfels u. a. “48-V Hybrid Modules. More than a Point of Entry into Electrification”. In: *ATZelektronik* 11 (2016). ISSN: 1862-1791.
- [Egh14] M. Eghtessad. *Optimale Antriebsstrangkonfigurationen für Elektrofahrzeuge*. Dissertation. Aachen: Shaker, 2014. ISBN: 978-3-8440-2782-2.

- [EHL16] A. Eisele, L. Horlbeck und M. Lienkamp. “Real-life Data Based Analysis of Driving Cycles Regarding their Insufficient Cycle Duration”. In: *2016 IEEE 19th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)* (2016).
- [EKP17] R. Ellinger, C. Kaup und T. Pels. “Potenziale und Grenzen von 48-V-Systemen”. AVL List GmbH. In: *ATZextra* (2017).
- [Eur17] European Environment Agency. *Monitoring of CO2 emissions from passenger cars - Data 2017 - Final data*. 2017. URL: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/co2-cars-emission-16/co2-emissions-cars-2017-final> (besucht am 25. 03. 2020).
- [FHP17] M. Fritz, T. Hillenbrand und T. Pfund. “48-V-Technologien im Fahrzeug”. In: *ATZextra* 22 (2017), S. 28–33. ISSN: 2195-1454. DOI: 10.1007/s35778-017-0006-3.
- [FIG20] D. Förster, R. B. Inderka und F. Gauterin. “Data-Driven Identification of Characteristic Real-Driving Cycles Based on k-Means Clustering and Mixed-Integer Optimization”. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 69 (2020), S. 2398–2410. ISSN: 0018-9545. DOI: 10.1109/TVT.2019.2963272.
- [Fin11] T. Finken. *Fahrzyklusgerechte Auslegung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen für Hybrid- und Elektrofahrzeuge*. Dissertation. Aachen: Shaker, 2011. ISBN: 9783844006070.
- [Fis+17] R. Fischer u. a. *Das Getriebebuch*. Wiesbaden: Springer, 2017. ISBN: 9783658131036.
- [För+19] D. Förster u. a. “Impacts of Future 48 V-Systems on Powertrain Operation under Real-Driving Conditions”. In: *19. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von M. Bargende u. a. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019.

- [För+21] D. Förster u. a. “Analysis of CO2 reduction potentials and component load collectives of 48 V-hybrids under real-driving conditions”. In: *Automotive and Engine Technology* 6 (2021), S. 45–62. ISSN: 2365-5135. DOI: 10.1007/s41104-021-00076-3.
- [FSW17] K.-M. Fritsch, C. Schmuelling und P. Wieske. “Designed by Power Demand: An Electric Drive System for Urban Mobility”. In: *26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017* (2017).
- [Fuc14] J. Fuchs. *Analyse der Wechselwirkungen und Entwicklungspotentiale in der Auslegung elektrifizierter Fahrzeugkonzepte*. Dissertation. Göttingen, 2014. ISBN: 9783954048748.
- [GD19] J. Gindele und M. Diehl. “Systemansatz für einen dedizierten Hybridantrieb”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), S. 66–71. ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/s35146-019-0084-4.
- [Glo15] Global Modeling and Assimilation Office. *MERRA-2 inst1_2d_lfo_Nx: 2d,1-Hourly,Instantaneous,Single-Level,Assimilation,Land Surface Forcings V5.12.4*. Hrsg. von Goddard Earth Sciences Data and Information Services Center. 2015. DOI: 10.5067/RCMZA6TL70BG. URL: https://disc.gsfc.nasa.gov/datasets/M2I1NXLFO_5.12.4/summary (besucht am 05.03.2018).
- [Göd+19] T. Gödecke u. a. “Der Plug-in-Hybridantrieb für Kompaktwagen von Mercedes-Benz”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 80 (2019), S. 32–41. ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/s35146-019-0127-x.

- [Göl+17] L. Göllmann u. a. *Mathematik für Ingenieure: Verstehen – Rechnen – Anwenden*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2017. ISBN: 978-3-662-53864-7. DOI: 10.1007/978-3-662-53865-4.
- [Gör16] D. Görke. *Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien*. Dissertation. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. ISBN: 9783658141622. DOI: 10.1007/978-3-658-14163-9.
- [Ham+20] T. Hamatani u. a. “New Development of Hybrid System for Compact Car”. In: *41. Internationales Wiener Motorensymposium 22.-24. April 2020*. Hrsg. von B. Geringer und H. P. Lenz. Düsseldorf: VDI Verlag, 2020. ISBN: 9783183813124.
- [Hel16] T. Hellberg. “Nutzungsbasierte Optimierungsstrategie für Antriebssysteme”. Fakultät für Maschinenbau. Dissertation. Hamburg: Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, 2016.
- [HFT01] T. Hastie, J. Friedman und R. Tibshirani. *The Elements of Statistical Learning. Data Mining, Inference, and Prediction*. New York: Springer, 2001. ISBN: 978-0-387-21606-5. DOI: 10.1007/978-0-387-21606-5.
- [Hof14] P. Hofmann. *Hybridfahrzeuge*. Vienna: Springer, 2014. ISBN: 978-3-7091-1779-8. DOI: 10.1007/978-3-7091-1780-4.
- [Hoo+18] N. Hooftman u. a. “A review of the European passenger car regulations – Real driving emissions vs local air quality”. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 86 (2018), S. 1–21. ISSN: 13640321. DOI: 10.1016/j.rser.2018.01.012.
- [Hua+18] Y. Huang u. a. “A review of power management strategies and component sizing methods for hybrid vehicles”. In: *Renewable*

- and Sustainable Energy Reviews* 96 (2018), S. 132–144. ISSN: 13640321. DOI: 10.1016/j.rser.2018.07.020.
- [Hyu15] Hyundai Media Newsroom. *IONIQ: A Leap Forward for Hybrid Vehicles*. 2015. URL: <https://www.hyundai.news/eu/model-news/ioniq-a-leap-forward-for-hybrid-vehicles/> (besucht am 04.03.2021).
- [Joe09] A. Joerg. “Optimale Auslegung und Betriebsfuehrung von Hybridfahrzeugen”. Dissertation. München: Technische Universität München, 2009.
- [Jon17] S. Jones. “Virtual Driveability & NVH Development of HEV Impulse Start. From Concept to SOP”. In: *CTI Symposium World* (2017).
- [Jur+19] S. Juraschek u. a. “BMW Group boostet die Elektromobilität. Breites Plug-in Hybrid Portfolio zur Erfüllung von Kundenerwartungen”. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium 15.-17. Mai 2019*. Hrsg. von B. Geringer und H. P. Lenz. Düsseldorf: VDI Verlag, 2019. ISBN: 9783183811120.
- [KCP11] N. Kim, S. Cha und H. Peng. “Optimal Control of Hybrid Electric Vehicles Based on Pontryagin’s Minimum Principle”. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 19 (2011), S. 1279–1287. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2010.2061232.
- [KEL20] S. Kalt, J. Erhard und M. Lienkamp. “Electric Machine Design Tool for Permanent Magnet Synchronous Machines and Induction Machines”. In: *Machines* 8 (2020), S. 15. DOI: 10.3390/machines8010015.
- [KKS15] E. Kirchner, A. Kufner und M. Sattler. “Electric Axle for 48-V Electrical Hybrid Systems”. In: *MTZ worldwide* 76 (2015),

- S. 10–15. ISSN: 2192-9114. DOI:
10.1007/s38313-015-0011-0.
- [Kle17] W. Klement. *Hybridfahrzeuge: Getriebetechnologie an Beispielen. Getriebetechnologie an Beispielen : mit 3 Tabellen sowie Übungsaufgaben*. München: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 2017. ISBN: 978-3-446-43494-3. DOI:
10.3139/9783446436251.fm.
- [Köl16] C. Köllner. *48-Volt-Hybridantrieb von Continental für den Renault Scénic*. 2016. URL:
<https://www.springerprofessional.de/antriebsstrang/bordnetze/48-volt-hybridantrieb-von-continental-fuer-den-renault-scenic/10932550>
(besucht am 14. 07. 2017).
- [Kra+15] M. Krappel u. a. “Electrical 48V coolant pump for highest thermal management requirements”. In: *15. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann. Wiesbaden: Springer, 2015, S. 1219–1234. ISBN: 978-3-658-08843-9. DOI: 10.1007/978-3-658-08844-6_84.
- [Kru+15] R. Kruse u. a. *Computational Intelligence*. Wiesbaden: Springer, 2015. ISBN: 978-3-658-10903-5. DOI:
10.1007/978-3-658-10904-2.
- [Lag+98] J. C. Lagarias u. a. “Convergence Properties of the Nelder–Mead Simplex Method in Low Dimensions”. In: *SIAM Journal on Optimization* 9 (1998), S. 112–147. ISSN: 1052-6234. DOI:
10.1137/S1052623496303470.
- [Lau+17] S. Lauer u. a. “48V Hybrid with e-drive features - Excellent fuel efficiency and drivability”. In: *Electric & Electronic Systems in Hybrid and Electrical Vehicles and Electrical Energy Management* (2017).

- [Lee+18] S. Lee u. a. “Modeling and Validation of 48V Mild Hybrid Lithium-Ion Battery Pack”. In: *SAE Int. J. Alt. Power.* 7 (2018), S. 273–287. DOI: 10.4271/2018-01-0433.
- [Lie+14] J. Liebl u. a. *Energiemanagement im Kraftfahrzeug. Optimierung von CO₂-Emissionen und Verbrauch konventioneller und elektrifizierter Automobile*. Wiesbaden: Springer, 2014. ISBN: 9783658044503. DOI: 10.1007/978-3-658-04451-0.
- [May+19] A. Mayer u. a. “Two-Dimensional ECMS for System Analysis of Hybrid Concepts featuring Two Electric Traction Motors”. In: 2019 International Symposium on Systems Engineering (ISSE). 2019, S. 1–8. ISBN: 2687-8828. DOI: 10.1109/ISSE46696.2019.8984506.
- [Mei14] T. Meier. *Multikriterielle Optimierung hybrider Antriebsstränge mittels statistischer Versuchsplanung*. Dissertation. Aachen: Shaker, 2014. ISBN: 978-3-8440-2649-8.
- [Mey07] M. Meywerk. *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*. Berlin und New York: Springer, 2007. ISBN: 9783540498667.
- [NAS13] NASA JPL. *NASA Shuttle Radar Topography Mission Global 1 arc second number [SRTMGL1N v003]*. Hrsg. von NASA EOSDIS Land Processes Distributed Active Archive Center. 2013. DOI: 10.5067/MEASURES/SRTM/SRTMGL1.003. URL: <https://doi.org/10.5067/MEASURES/SRTM/SRTMGL1N.003> (besucht am 01.07.2020).
- [Nel01] O. Nelles. *Nonlinear System Identification. From Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2001. ISBN: 9783642086748. DOI: 10.1007/978-3-662-04323-3.
- [NFN16] P. Nyberg, E. Frisk und L. Nielsen. “Using Real-World Driving Databases to Generate Driving Cycles With Equivalence Properties”. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 65

- (2016), S. 4095–4105. ISSN: 0018-9545. DOI: 10.1109/TVT.2015.2502069.
- [Nie14] B. J. Nies. “Nutzungsgerechte Dimensionierung des elektrischen Antriebssystems für Plug-In Hybride”. Dissertation. München: TU München, 2014.
- [OS11] S. Onori und L. Serrao. “On Adaptive-ECMS strategies for hybrid electric vehicles”. In: *International Scientific Conference on hybrid and electric vehicles RHEVE* (2011).
- [Pag+02] G. Paganelli u. a. “Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains”. In: *IEEE 55th Vehicular Technology Conference (Birmingham, AL, USA)*. Hrsg. von IEEE. IEEE, 2002, S. 2076–2081. ISBN: 0-7803-7484-3. DOI: 10.1109/VTC.2002.1002989.
- [PS16] S. Pischinger und U. Seiffert. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. ISBN: 978-3-658-09528-4. DOI: 10.1007/978-3-658-09528-4.
- [RBZ18] A. Rezaei, J. B. Burl und B. Zhou. “Estimation of the ECMS Equivalent Factor Bounds for Hybrid Electric Vehicles”. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 26 (2018), S. 2198–2205. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2017.2740836.
- [Rei17] K. Reif. *Grundlagen Fahrzeug- und Motorentchnik*. Wiesbaden: Springer, 2017. ISBN: 978-3-658-12635-3. DOI: 10.1007/978-3-658-12635-0.
- [RNB12] K. Reif, K.-E. Noreikat und K. Borgeest. *Kraftfahrzeug-Hybridantriebe*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN: 978-3-8348-0722-9. DOI: 10.1007/978-3-8348-2050-1.

- [RO15] G. Rizzoni und S. Onori. “Energy Management of Hybrid Electric Vehicles: 15 years of development at the Ohio State University”. In: *Oil & Gas Science and Technology – Revue d’IFP Energies nouvelles* 70 (2015), S. 41–54. ISSN: 1294-4475. DOI: 10.2516/ogst/2014006.
- [Rüg15] S. Rüger. *Vollhybridantriebsstrang für ein sportliches Hybridfahrzeugkonzept*. Dissertation. Braunschweig und Aachen: Shaker, 2015. ISBN: 9783844031560.
- [RW18] R. Rong und R. Wang. “High efficiency 1.5kW 48V-12V DCDC converter with Leadless MOSFET for Mild Hybrid Electric Vehicle”. In: *PCIM Asia 2018: International Exhibition and Conference for Power Electronics, Intelligent Motion, Renewable Energy and Energy Management* (2018).
- [SBG04] A. Sciarretta, M. Back und L. Guzzella. “Optimal Control of Parallel Hybrid Electric Vehicles”. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 12 (2004), S. 352–363. ISSN: 1063-6536. DOI: 10.1109/TCST.2004.824312.
- [Sch18] J. Schmidt. “Statistische Analyse realer Fahrprofile zur Identifikation der verbrauchsrelevanten Einflüsse auf die optimale Komponentendimensionierung von 48 V-Antrieben”. Institut für Fahrzeugsystemtechnik. Abschlussarbeit. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2018.
- [Sch19] J. Schneider. “48V Boost Recuperation Systems - Golden Gate into the Future”. In: *WCX SAE World Congress Experience*. SAE International, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0391.
- [SEB18] SEBoK Editorial Board, Hrsg. *Guide to the System Engineering Body of Knowledge (SEBoK). Version 1.9.1*. Unter Mitarb. von R. J. Cloutier. Hoboken N.J.: BKCASE Editorial Board, 2018.
- [Sel+17] R. Sellers u. a. “Optimising the Architecture of a 48V Mild-Hybrid Diesel Powertrain”. In: *26th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2017* (2017).

- [SEZ20] P. Schäfer, S. Eisenkrämer und M. Ziegler. *Kia Niro PHEV im Vergleichstest mit dem Kia Niro HEV*. 2020. URL: <https://www.springerprofessional.de/hybridtechnik/crossover-fahrzeuge/kia-niro-phev-im-vergleichstest-mit-dem-kia-niro-hev/17781456> (besucht am 04. 03. 2021).
- [SG16] S. Stipetic und J. Goss. “Calculation of efficiency maps using scalable saturated flux-linkage and loss model of a synchronous motor”. In: 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM) (Lausanne, Switzerland). IEEE, 92016, S. 1380–1386. ISBN: 978-1-5090-2538-1. DOI: 10.1109/ICELMACH.2016.7732704.
- [Sil+16] E. Silvas u. a. “Synthesis of Realistic Driving Cycles With High Accuracy and Computational Speed, Including Slope Information”. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 65 (2016), S. 4118–4128. ISSN: 0018-9545. DOI: 10.1109/TVT.2016.2546338.
- [Sko17] S. Skoog. “Experimental and model based evaluation of mild hybrid fuel consumption gains and electric machine utilization for personal vehicle application”. In: *2017 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo* (2017).
- [SL19] H. Sandquist und S. Li. “Modular Hybrid Powertrain Family for Global Application”. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium 15.-17. Mai 2019*. Hrsg. von B. Geringer und H. P. Lenz. Düsseldorf: VDI Verlag, 2019. ISBN: 9783183811120.
- [SSR18] J. Strenkert, C. Schildhauer und M. Richter. “Der neue Diesel-Plug-in-Hybrid von Mercedes-Benz”. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 79 (2018), S. 46–51. ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/s35146-018-0005-y.

- [SvH17] K. Siebertz, D. van Bebbber und T. Hochkirchen. *Statistische Versuchsplanung. Design of Experiments (DoE)*. Berlin, Heidelberg: Vieweg, 2017. ISBN: 9783662557426.
- [SvK19] A. Serrarens, R. van Druten und D. Kok. “A New P2 Hybrid 7DCT Design with Integrated Off-Axis E-Machine”. In: *28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2019*. 2019, S. 1573–1586.
- [TGP19] H. Tschöke, P. Gutzmer und T. Pfund. *Elektrifizierung des Antriebsstrangs*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2019. ISBN: 978-3-662-60355-0. DOI: 10.1007/978-3-662-60356-7.
- [Tie+16] U. Tietge u. a. “From laboratory to road: A 2016 update of official and real-world fuel consumption and CO2 values for passenger cars in europe”. In: *ICCT/TNO White Paper (2016)*.
- [TIE18] M. Timmann, R. Inderka und T. Eder. “Development of 48V powertrain systems at Mercedes-Benz”. In: *18. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann. Wiesbaden: Springer, 2018, S. 567–577. ISBN: 978-3-658-21193-6. DOI: 10.1007/978-3-658-21194-3_44.
- [Tut+15] M. Tutuianu u. a. “Development of the World-wide harmonized Light duty Test Cycle (WLTC) and a possible pathway for its introduction in the European legislation”. In: *Transportation Research Part D: Transport and Environment* 40 (2015), S. 61–75. ISSN: 13619209. DOI: 10.1016/j.trd.2015.07.011.
- [Vai15] M. Vaillant. *Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad*. Dissertation. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2015. ISBN: 978-3-7315-0452-8. DOI: 10.5445/KSP/1000050618.

- [Voe+18] M. Voegler u. a. “Combustion Engines for Electrified Powertrains - Systems Engineering between Efficiency, Emission and Cost”. In: *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*. Hrsg. von L. Eckstein u. a. 2018.
- [Wah15] H.-G. Wahl. *Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen*. Dissertation. Hannover und Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2015. ISBN: 978-3-7315-0422-1. DOI: 10.5445/KSP/1000048347.
- [Wal15] D. D. Walden, Hrsg. *Systems engineering handbook. A guide for system life cycle processes and activities*. Hoboken NJ u.a.: Wiley, 2015. ISBN: 9781118999400.
- [Wei17] F. Weiß. *Optimale Konzeptauslegung elektrifizierter Fahrzeugantriebsstränge*. Dissertation. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. ISBN: 9783658220969. DOI: 10.1007/978-3-658-22097-6.
- [Wer17] Q. Werner. “Model-based optimization of electrical system in the early development stage of hybrid drivetrains”. Dissertation. Université de Lorraine, 2017.
- [WF11] H. Wallentowitz und A. Freialdenhoven. *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges. Technologien, Märkte und Implikationen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011. ISBN: 9783834814128. DOI: 10.1007/978-3-8348-9910-1.
- [Win+15] M. Winkler u. a. “Hyundai-Kia’s Holistic Approach on 48V Hybridization”. In: *36. Internationales Wiener Motorensymposium*. Düsseldorf: VDI-Verl., 2015. ISBN: 9783183783120.
- [WK19] M. Werra und F. Küçükay. “CO₂-Analysis and Dimensioning of 48V Hybrid Drivetrains in Legal and Customer Based Cycles”. In: *28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2019* (2019), S. 1431–1448.

- [Wol20] A. Wolf. “Auf dem Weg zum Elektrifizierungs-Powerhouse”. In: *41. Internationales Wiener Motorensymposium 22.-24. April 2020*. Hrsg. von B. Geringer und H. P. Lenz. Düsseldorf: VDI Verlag, 2020. ISBN: 9783183813124.
- [Xu+19] N. Xu u. a. “Towards a Smarter Energy Management System for Hybrid Vehicles: A Comprehensive Review of Control Strategies”. In: *Applied Sciences* 9 (2019), S. 2026. DOI: 10.3390/app9102026.
- [ZVE13] ZVEI e.V. *Spannungsklassen in der Elektromobilität*. Hrsg. von ZVEI - Zentralverband Elektrotechnikund Elektronikindustrie e.V. 2013.
- [ZVE15] ZVEI e.V. *48-Volt-Bordnetz – Schlüsseltechnologie auf dem Weg zur Elektromobilität*. Hrsg. von ZVEI - Zentralverband Elektrotechnikund Elektronikindustrie e.V. 2015.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Parallele Topologieoptionen (a) Heckantrieb (b) Frontantrieb . . .	9
2.2	Klassifizierung von Hybridantrieben und Definition des Begriffes Autark-HEV	11
2.3	(a) Vollfaktorieller Versuchsplan mit 5 Faktoren und $n = 243$ Punkten (b) LHS-Plan mit 5 Faktoren und $n = 257$ Punkten	37
3.1	Hybridsystem und Systemumgebung inkl. Schnittstellen [För+21]	43
3.2	Wirkebenen in Hybridsystem und Systemumgebung	44
3.3	Methodischer Ansatz zur Auslegung von autarken Hybridsystemen [För+21]	46
4.1	Performance Use-Cases (a) <i>UC1</i> (b) <i>UC2</i>	59
4.2	Parameterraum der verwendeten Micro-Trips in den zuvor definierten Dimensionen α (Fahrgeschwindigkeit) und γ (Beschleunigungsintensität) inkl. Häufigkeitsverteilung (a, b) und klassifizierte Gruppen nach [FIG20]	65
4.3	MTF-Komponenten der klassifizierten Gruppen von Micro-Trips nach [FIG20]	66
4.4	Auszug der ersten 600 s der CDC-Geschwindigkeitsprofile (a) „mild“ (b) „average“ (c) „aggressive“ nach [FIG20]	69
4.5	Verfahren zur Gewichtung der CDC anhand Häufigkeitsverteilung von Geschwindigkeit und Beschleunigung (a) Verteilung für exemplarischen Testfahrer A (b) Verteilung durch Gewichtung der CDC für Testfahrer A (c) Gewichtungsfaktoren für Testfahrer A	71

4.6	Fahrzeugsegmente und -typen über Masse und Leistung basierend auf [Eur17]	73
4.7	Durchschnittliche Fahrzeugmasse (a) und Antriebsleistung (b) je Fahrzeugsegment und -typ	74
4.8	Flottenzusammensetzung	75
4.9	Kumulierte Häufigkeitsfunktion (CDF, engl.: <i>cumulated density function</i>) der Temperatur in Europa [Glo15]	78
4.10	Kumulierte Häufigkeitsfunktion (CDF, engl.: <i>cumulated density function</i>) der Bordnetzlast [För+21]	78
4.11	Kennfeld-Modell des Verbrennungsmotors (a) Effektiver Kraftstoffverbrauch (b) Wirkungsgrad	79
4.12	Kennfeld-Modell des Getriebes (a) Verlustleistung (b) Trägheitsmoment (c) (Hoch-) Schaltkennlinien für den Pedalwert ϕ_s (d) (Rück-) Schaltkennlinien für den Pedalwert ϕ_s	81
4.13	Kennfeld-Modell des Differentials inkl. Seitenwellen	82
4.14	Kennfeld-Modell der E-Maschine inkl. Leistungselektronik (a) Verlustleistung (b) Wirkungsgrad	90
4.15	Kennfeld-Modell der Batterie (a) Lastspannung (b) Verlustleistung	92
4.16	Qualitative Darstellung der Skalierungsverfahren für die Maximalleistung von Komponenten. Hellgrau/Dunkelgrau stellt Charakteristiken vor/nach der Skalierung dar. Gepunktete Linien markieren die Maximalleistung. Gestrichelte Linien markieren die Wirkungsgradcharakteristik. (a) EM (b) BAT (c) VKM	93
4.17	Leistungsaufteilung zwischen VKM und EM für einen exemplarischen Betriebspunkt in den Hybrid-Betriebsmodi LPV und EF (a) Kraftstoffäquivalente von VKM und BAT (b) Äquivalenzverbrauch in Abhängigkeit von Äquivalenzfaktor λ nach [För+21]	97

4.18	Adaptionsmechanismen der verwendeten ECMS-Fahrstrategie (a) Start-Stopp-Hysterese mit der nach Äquivalenzverbrauch optimalen Getriebeeingangsleistung $P_{st/sp,opt}$ für den Zustandsübergang zwischen LPV und EF ($EF \leftrightarrow LPV$) sowie den Hysterese-Grenzleistungen $P_{st,hyst}$ für den Motorstart ($EF \rightarrow LPV$) und $P_{sp,hyst}$ für den Motorstopp ($LPV \rightarrow EF$) (b) Anpassung des Äquivalenzfaktors in Abhängigkeit des Ladezustands ΔE_{bat} durch eine kubische Funktion mit dem Adaptionsparameter $k_{\Delta E}$ und der Referenz-Abweichung ΔE_{ref} (c) Generatorlimitierung durch die Begrenzung des Äquivalenzfaktors λ_0 auf den Adaptionsparameter $k_{max,gen}$ im generatorischen Betrieb	100
4.19	VKM-Startablauf aus der E-Fahrt in vier Phasen (I – IV)	102
4.20	Drehmomentvorhalt während E-Fahrt als Kennfeld	102
4.21	Maximale System-Antriebsleistung in Abhängigkeit von k_{bst}	103
4.22	Mechanische und elektrische Schnittstellen der betrachteten Komponenten in System und Systemumgebung	105
4.23	(a) Rückwärtssimulation für CO ₂ -Berechnung (b) Vorwärtssimulation für Beschleunigungsberechnung	106
4.24	Einfluss konstanter bzw. kontinuierlicher Bordnetzlast auf ein P2-25 System auf Basis von Untersuchungen mit zuvor vorgestelltem Simulationsmodell (a) Fahr- und Bordnetzlastprofile (b) Unterschied in CO ₂ und $P_{bat,rms}$	107
4.25	Bewertung der Prädiktionsgenauigkeit für ΔCO_2 anhand diverser Testfahrer	108
4.26	Validierung des Batteriemodells anhand einer Fahrzeugmessung mit P1-15 System	108
4.27	Modellvalidierung für P2-25 kW System	110
5.1	Hierarchie der Variationsebenen	114
5.2	Qualitativer Einfluss der Fahrstrategieparameter $k_{max,gen}$, $k_{hyst,st}$ und $k_{hyst,sp}$ auf Zielgrößen in verschiedenen Fahrzyklen mit Fahrstil „mild“ nach [För+19]	117

5.3	Quantitativer Einfluss der Fahrstrategieparameter $k_{max,gen}$, $k_{hyst,st}$ und $k_{hyst,sp}$ auf Zielgrößen in verschiedenen Fahrzyklen mit zyklusoptimaler und zyklusgemittelter Konfiguration für ein E-Segment Fahrzeug nach [För+19]	119
5.4	Konfiguration der Fahrstrategieparameter für ausgewähltes Szenario CDC_{mw} nach [För+19]	119
5.5	EF-Dauer in Zeitklassen (a) „Urban Low“ (b) „Urban High“ (c) „Extra-Urban“ (d) „Highway“ nach [För+19]	121
5.6	Einfluss des Fahrstrategieparameters $k_{\Delta E}$ auf Zielgrößen in verschiedenen CDC nach [För+19]	122
5.7	Einfluss des Fahrstrategieparameters k_{bst} auf Zielgrößen aus Beschleunigungsmanövern nach [För+19]	124
5.8	Optimale Leistungsverteilung zwischen EM1 und EM2 in E-Fahrt bei unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten und Gängen für ein P24-System mit $P_{em1,max} = 15\text{ kW}$ und $P_{em2,max} = 25\text{ kW}$	125
5.9	Variation der Abwurfgeschwindigkeit $v_{em2,max}$ in P14-System mit $P_{em2} = 25\text{ kW}$	126
5.10	Verschiedene Hybrid-Modi in P2-25 kW System mit D-Segment Fahrzeug und „Urban Low“ Fahrzyklus	127
5.11	Betriebspunkte in EM-KF (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW nach [För+21]	128
5.12	(a) CO ₂ -Einfluss verschiedener Hybrid-Modi in P2-25 kW System mit D-Segment Fahrzeug und „Urban Low“ Fahrzyklus mit Fahrstil „mild“ nach [För+21] (b) Einfluss von $k_{max,gen}$ auf VKM-Starthäufigkeit	129
5.13	Einfluss der EM-Leistung auf CO ₂ im Vergleich zu konventionellem Referenzfahrzeug in P1-/P2-Systemen für D-Segment Fahrzeug für Fahrzyklen „Urban Low“ (UL), „Urban High“ (UH), „Extra-Urban“ (EU) und „Highway“ (HW)	130
5.14	Einfluss der E-Maschinenleistung auf $N_{vkm,st}$ P2-Systemen	131

5.15	Einfluss der EM-Leistung auf CO ₂ im Vergleich zu konventionellem D-Segment Fahrzeug in P14-/P24-Systemen . . .	132
5.16	Einfluss der Differentialübersetzung des P4-Modules $i_{dt,em2}$ auf CO ₂ unter Berücksichtigung eines geforderten maximalen Radmomentes $M_{rad,anf}$	133
5.17	Erforderlicher Energieinhalt E_{bat} zur Abdeckung eines Zeitanteils der Energieabweichung ΔE_{bat} in verschiedenen Fahrzyklen (a) P1-15 kW System (b) P2-25 kW System nach [För+21]	134
5.18	Einfluss einer Variation von $k_{vkm,red}$ zwischen 0 und 1 auf CO ₂ mit 40 kW EM-Leistung	136
5.19	Einfluss des P2-Startvorhaltes in einem P2-25 kW System (a) Verbrauch (b) VKM-Starthäufigkeit	137
5.20	Energiebilanz in unterschiedlichen Fahrzyklen für P1-15 kW und P2-25 kW Systeme mit mittlerer Bordnetzlast (a, c) sowie mit hoher Bordnetzlast (b, d) nach [För+21]	138
5.21	„Urban High“ Fahrzyklus mit D-Segment Fahrzeug (a) P1-15 kW Betriebspunkte in VKM-KF (b) P2-25 kW Betriebspunkte in VKM-KF. Markergröße entspricht relativem Zeitanteil während der Fahrzeit (Fahrzeug-Stillstand nicht berücksichtigt). (c) P1-15 kW Wirkungsgrad (d) P2-25 kW Wirkungsgrad nach [För+21]	140
5.22	Einfluss der Fahrzeugmasse auf CO ₂ -Emissionen mit unterschiedlichen Fahrzeugantrieben	142
5.23	Einfluss der Bordnetzlast auf CO ₂ -Emissionen mit unterschiedlichen Fahrzeugantrieben	143
5.24	CO ₂ -Einfluss unterschiedlicher Hybrid-Modi in Fahrumgebungen mit Fahrstil „mild“ (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW [För+21]	144
6.1	Optimierungsprozess zur ganzheitlichen Optimierung des Hybridsystems	149
6.2	Einfluss der Faktoren $P_{max,em}$ und $k_{red,vkm}$ auf ausgewählte Zielgrößen ermittelt durch neuronale Netze (KNN)	152

6.3	Residuen für ausgewählte Zielgrößen	152
6.4	Gütekriterien R^2 , MRE und MaxRE für KNN des C-Segment Fahrzeuges	153
6.5	(a) – (d) Pareto-Fronten für unterschiedliche Fahrzeugsegmente in Spalten sowie skalare Optima für Gewichtungsszenario A	161
6.6	Flottenspezifische Pareto-Fronten	166
6.7	Systemkonfiguration für Szenario A	167
6.8	Systemkonfiguration für Szenario B	167
6.9	Systemkonfiguration für Szenario A	168
6.10	Systemkonfiguration für Szenario B	168
6.11	Exemplarischer Verbrauchsvorteil ΔCO_2 von Kunden für Hybridsysteme aus Gewichtungsszenario A anhand von $n = 2000$ Testfahrern	169
B.1	Quantitativer Einfluss der Fahrstrategieparameter $k_{max,gen}$, $k_{hyst,st}$ und $k_{hyst,sp}$ auf Zielgrößen in verschiedenen Fahrzyklen mit zyklusoptimaler und zyklusgemittelter Konfiguration für ein C-Segment Fahrzeug nach [För+19]	213
B.2	CO_2 -Einfluss unterschiedlicher Hybrid-Modi in Fahrumgebungen mit Fahrstil „average“ (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW nach [För+21]	214
B.3	CO_2 -Einfluss unterschiedlicher Hybrid-Modi in Fahrumgebungen mit Fahrstil „aggressive“ (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW nach [För+21]	214
B.4	WLTC-Simulation für ein P1-15 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug	215
B.5	WLTC-Simulation für ein P2-25 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug	216
B.6	WLTC-Simulation für ein P14-15-25 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug	217
B.7	WLTC-Simulation für ein P24-25-25 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug	218

Tabellenverzeichnis

2.1	Vergleich von Arbeiten zur Auslegung von elektrifizierten Antrieben in der Literatur	27
3.1	Definition von Arbeitsschritten der angewandten Methode	47
3.2	Bewertungskriterien aus Systemanforderungen	49
4.1	Einfluss von Fahrumgebung und Fahrstil auf definierte Fahrprofilparameter	65
4.2	Definition von segmentspezifischen Beispielfahrzeugen	72
4.3	Definition von Fahrzeugparametern der untersuchten Fahrzeugsegmente. Getriebevarianten: Doppelkupplungsgetriebe (DCT, engl.: <i>dual-clutch transmission</i>), Wandlergetriebe (AT, engl.: <i>automatic transmission</i>).	75
5.1	Parameter und Wertebereiche zur Variation des Hybridsystems	115
5.2	Parameter und Wertebereiche zu Variation der Systemumgebung	115
5.3	Finale Konfiguration der Fahrstrategieparameter	119
6.1	Untersuchte Auslegungsparameter und zugehörige Wertebereiche	150
6.2	Normierungsintervalle für Zielgrößen	155
6.3	Gewichtungsfaktoren für Bewertungsfunktion in den Gewichtungsszenarien A und B	156
6.4	Topologieszenarien	165
C.1	MTF-Komponenten der 12 identifizierten CDC	219

A Klassifizierungsmerkmale für Fahrprofile

In diesem Kapitel werden die in Abschnitt 4.1.1.2 verwendeten Merkmale zur Klassifizierung von Fahrprofilen bzw. Micro-Trips anhand der MTF hergeleitet.

In (A.1) ist die Berechnung der MTF-Komponente \bar{F}_{roll}^+ definiert. Diese lässt sich durch eine fahrprofilspezifische Konstante β darstellen, welche das Verhältnis von zurückgelegter Strecke in der Zugphase s_{trac} und der Gesamtstrecke s_{ges} beschreibt. Der sehr geringe Einfluss der Fahrbahnsteigung auf den Rollwiderstand wird dabei zur Komplexitätsreduzierung vernachlässigt.

$$\begin{aligned}\bar{F}_{roll}^+ &= \frac{\int_{t \in \tau_{trac}} c_r \cdot m \cdot g \cdot v_{fzg}(t) dt}{\int v_{fzg}(t) dt} & (A.1) \\ &= \beta(v_{fzg}) \cdot const. \\ &\text{wobei } \beta(v_{fzg}) = \frac{s_{trac}}{s_{ges}}\end{aligned}$$

Der Luftwiderstand lässt sich durch die MTF-Komponente \bar{F}_{luft}^+ in (A.2) ausdrücken. Hier repräsentiert α alle fahrprofilspezifischen Einflüsse auf den Luftwiderstand.

$$\begin{aligned}
\bar{F}_{luft}^+ &= \frac{\int_{t \in \tau_{rac}} \frac{\rho_L}{2} \cdot c_w \cdot A_f \cdot v_{fzg}^3(t) dt}{\int v_{fzg}(t) dt} & (A.2) \\
&= \alpha(v_{fzg}) \cdot const. \\
\text{wobei } \alpha(v_{fzg}) &= \frac{\int_{t \in \tau_{rac}} v_{fzg}^3(t) dt}{s_{ges}}
\end{aligned}$$

In (A.3) wird δ als Klassifizierungsmerkmal für die MTF-Komponente des Steigungswiderstandes definiert. Hier wird der Betrag der Steigung p_{fzg} verwendet, da eine Unterscheidung zwischen Gefälle- und Steigungsstrecken in den klassifizierten Micro-Trips vermieden werden soll. Im Mittel werden Steigungs- und Gefälleanteile sich in einem Datensatz ausgleichen, da das Fahrzeug immer wieder zu seinem Ursprungsort zurückkehrt. Damit lässt sich der mittlere Steigungswiderstand ebenfalls durch den Betrag $|p_{fzg}|$ beschreiben. Dabei muss die resultierende mittlere Zugkraft entsprechend durch zwei geteilt werden.

$$\begin{aligned}
\bar{F}_{steig}^+ &= \frac{\int_{t \in \tau_{rac}} m \cdot g \cdot \sin\left(\arctan\left(\frac{p_{fzg}(t)}{100}\right)\right) \cdot v_{fzg}(t) dt}{\int v_{fzg}(t) dt} & (A.3) \\
&= \delta(v_{fzg}, p_{fzg}) \cdot const. \\
\text{wobei } \delta(v_{fzg}, p_{fzg}) &= \frac{\int_{t \in \tau_{rac}} |v_{fzg}(t) \cdot \sin\left(\arctan\left(\frac{p_{fzg}(t)}{100}\right)\right)| dt}{2 \cdot s_{ges}}
\end{aligned}$$

Aus der MTF-Komponente des Beschleunigungswiderstandes lässt sich in (A.4) das Klassifizierungsmerkmal γ entwickeln.

$$\bar{F}_{acc}^+ = \frac{\int_{t \in \tau_{rac}} m \cdot a_{fzg}(t) \cdot v_{fzg}(t) dt}{\int v_{fzg}(t) dt} \quad (A.4)$$

$$= \gamma(v_{fzg}, a_{fzg}) \cdot const.$$

$$\text{wobei } \gamma(v_{fzg}, a_{fzg}) = \frac{\int_{t \in \tau_{trac}} v_{fzg}(t) \cdot a_{fzg}(t) dt}{s_{ges}}$$

Wie bereits in Kapitel 4.1.1.2 eingeleitet, wird neben der mittleren Zugkraft ebenfalls die mittlere Verzögerungskraft \bar{F}_{rad}^- in (A.5) als Repräsentation des Rekuperationspotentials betrachtet. Diese lässt sich analog zur MTF in (4.7) durch die einzelnen Fahrwiderstände darstellen. Für den Roll-, Luft- sowie Steigungswiderstand wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass diese sich proportional zu den jeweiligen MTF-Komponenten während der Zugphase τ_{trac} verhalten und damit keine zusätzlichen Klassifizierungsmerkmale darstellen.

$$\bar{F}_{rad}^- \approx \sum_{i \in \{roll, luft, steig, acc\}} \frac{\int_{t \in \tau_{dec}} F_i(t) \cdot v_{fzg}(t) dt}{\int v_{fzg}(t) dt} \quad (\text{A.5})$$

$$= \bar{F}_{roll}^- + \bar{F}_{luft}^- + \bar{F}_{steig}^- + \bar{F}_{acc}^-$$

$$\text{wobei } \bar{F}_{roll}^- \sim \bar{F}_{roll}^+, \bar{F}_{luft}^- \sim \bar{F}_{luft}^+, \bar{F}_{steig}^- \sim \bar{F}_{steig}^+$$

Der Beitrag des Beschleunigungswiderstandes \bar{F}_{acc}^- zur mittleren Verzögerungskraft am Rad \bar{F}_{rad}^- in (A.5) wird separat in die Betrachtung zur Auswahl fahrprofilspezifischer Merkmale aufgenommen, da dieser den wesentlichen Einfluss auf das Rekuperationspotential darstellt und sich daraus mit ε ein weiteres Klassifizierungsmerkmal herleiten lässt. Dies ist aufgrund des Verzichts auf die separate Beschreibung von Merkmalen für Roll-, Luft- und Steigungswiderstand in der Verzögerungsphase τ_{dec} möglich, unter der Annahme in (A.6), dass diese im Wesentlichen den Komponenten während der Zugphase τ_{trac} entsprechen.

$$\begin{aligned}
\bar{F}_{acc}^- &= \frac{\int_{t \in \tau_{dec}} m \cdot a_{fzg}(t) \cdot v_{fzg}(t) dt}{\int v_{fzg}(t) dt} & (A.6) \\
&= \mathcal{E}(v_{fzg}, a_{fzg}) \cdot const. \\
\text{wobei } \mathcal{E}(v_{fzg}, a_{fzg}) &= \frac{\int_{t \in \tau_{dec}} v_{fzg}(t) \cdot a_{fzg}(t) dt}{s_{ges}}
\end{aligned}$$

Da die Energieversorgung des Fahrzeuges eine wesentliche Aufgabe des Hybridsystems darstellt, wird in (A.7) ebenfalls die elektrische Verbraucherlast als Fahrwiderstand interpretiert. Daraus ergibt sich ζ als letztes Klassifizierungsmerkmal, welches die mittlere Stillstandszeit - welche einen zusätzlichen Energieverbrauch durch die Bordnetzverbraucher bewirkt - bezogen auf die Gesamtstrecke s_{ges} darstellt. Der Beitrag der Bordnetzlast während der Fahrzeit wird an dieser Stelle vernachlässigt, da dieser umgekehrt proportional von der mittleren Fahrgeschwindigkeit abhängt, welche in erster Näherung durch die Wurzel aus dem bereits definierten Klassifizierungsmerkmal α ausgedrückt werden kann.

$$\begin{aligned}
\bar{F}_{bn}^+ &= \frac{\int_{t \in \{t|v(t)=0\}} P_{bn} dt + \int_{t \in \{t|v(t)>0\}} P_{bn} dt}{\int v_{fzg}(t) dt} & (A.7) \\
&= \left(\zeta(v_{fzg}) + \underbrace{\frac{\int_{t \in \{t|v(t)>0\}} dt}{\int v_{fzg}(t) dt}}_{\approx \sqrt{\alpha}^{-1}} \right) \cdot const. \\
\text{wobei } \zeta(v_{fzg}) &= \frac{\int_{t \in \{t|v(t)=0\}} dt}{s_{ges}}
\end{aligned}$$

Die Klassifizierungsmerkmale γ und ε repräsentieren den Einfluss des Geschwindigkeitsprofiles auf den mittleren Beschleunigungs- und Verzögerungswiderstand. Dabei können diese mittleren Fahrwiderstände entweder durch die Häufigkeit von Beschleunigungs-/Verzögerungsmanövern (maßgeblich durch die Fahrumgebung beeinflusst) oder aber durch dessen Intensität (maßgeblich beeinflusst durch den Fahrstil) variieren. Um diese beiden Einflüsse voneinander zu entkoppeln werden in (A.8)–(A.9) die Parameter $\tilde{\gamma}$ und $\tilde{\varepsilon}$ als Intensitäts- sowie x_{acc} und x_{dec} als Häufigkeitsmerkmale definiert. Dabei lässt sich x_{dec} in (A.9) durch das bereits vorhandene Klassifizierungsmerkmal β darstellen und wird damit nicht weiter betrachtet.

$$\gamma(v_{fzg}, a_{fzg}) \approx x_{acc} \cdot \tilde{\gamma}(v_{fzg}, a_{fzg}) \quad (\text{A.8})$$

$$\text{mit } x_{acc} = \frac{s_{acc}}{s_{ges}}$$

$$\tilde{\gamma}(\cdot) = \frac{\int_{t \in \tau_{acc}} v_{fzg}(t) \cdot a_{fzg}(t) dt}{s_{acc}}$$

$$\varepsilon(v_{fzg}, a_{fzg}) \approx x_{dec} \cdot \tilde{\varepsilon}(v_{fzg}, a_{fzg}) \quad (\text{A.9})$$

$$\text{mit } x_{dec} = \frac{s_{dec}}{s_{ges}} = 1 - \beta(v_{fzg})$$

$$\tilde{\varepsilon}(\cdot) = \frac{\int_{t \in \tau_{dec}} v_{fzg}(t) \cdot a_{fzg}(t) dt}{s_{dec}}$$

B Abbildungen

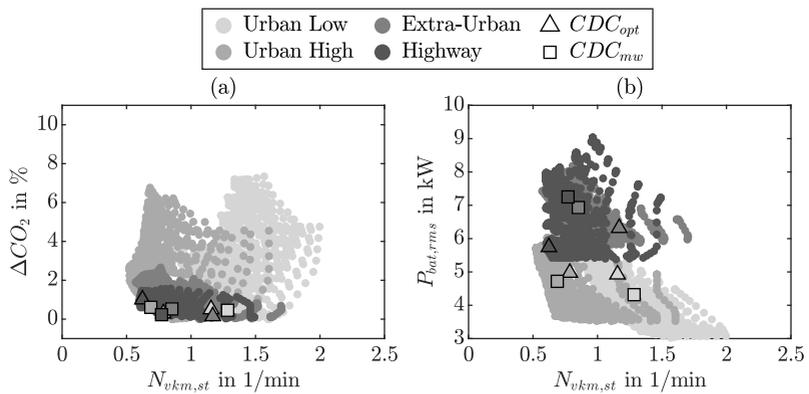


Abb. B.1: Quantitativer Einfluss der Fahrstrategieparameter $k_{max,gen}$, $k_{hyst,st}$ und $k_{hyst,sp}$ auf Zielgrößen in verschiedenen Fahrzyklen mit zyklusoptimaler und zyklusgemittelter Konfiguration für ein C-Segment Fahrzeug nach [För+19]

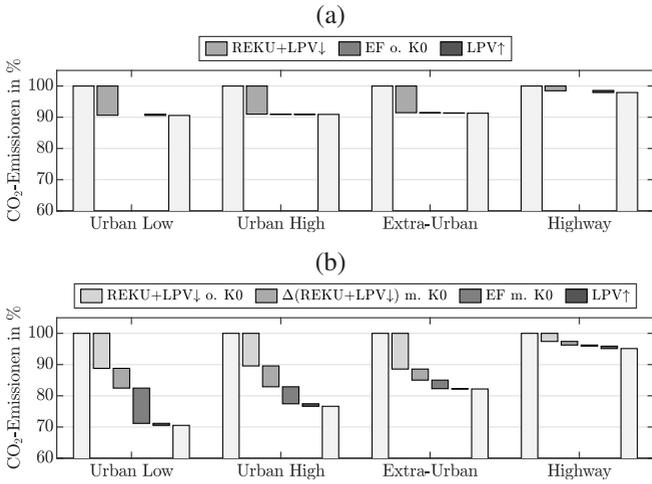


Abb. B.2: CO₂-Einfluss unterschiedlicher Hybrid-Modi in Fahrumgebungen mit Fahrstil „average“ (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW nach [För+21]

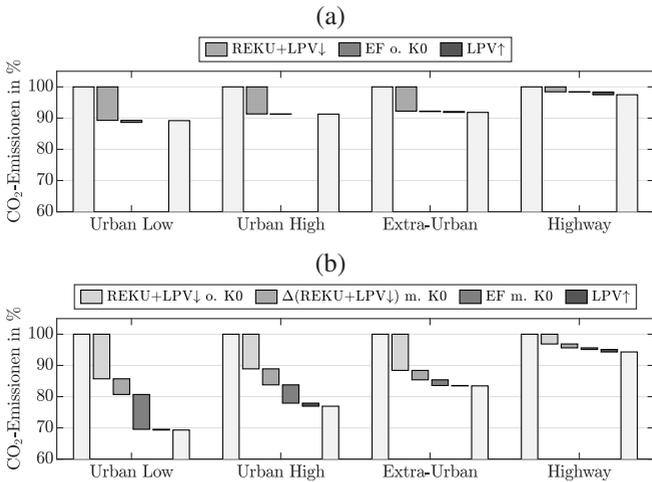


Abb. B.3: CO₂-Einfluss unterschiedlicher Hybrid-Modi in Fahrumgebungen mit Fahrstil „aggressive“ (a) P1-15 kW (b) P2-25 kW nach [För+21]

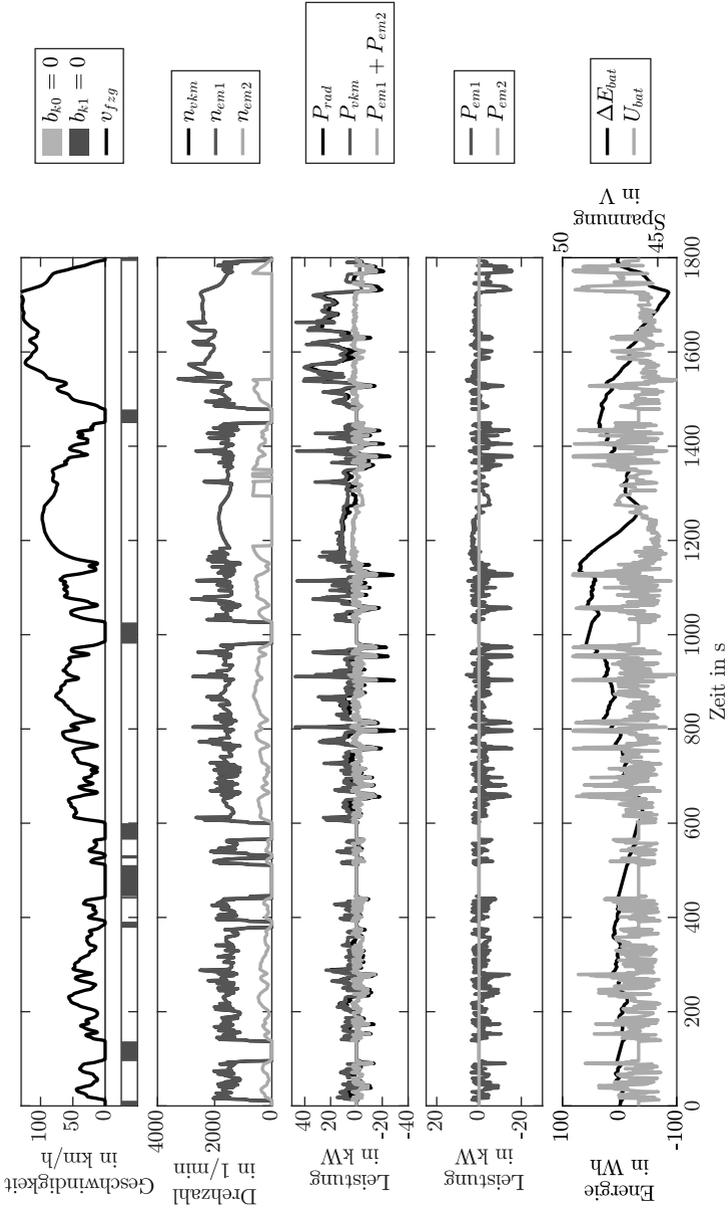


Abb. B.4: WLTC-Simulation für ein P1-15 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug

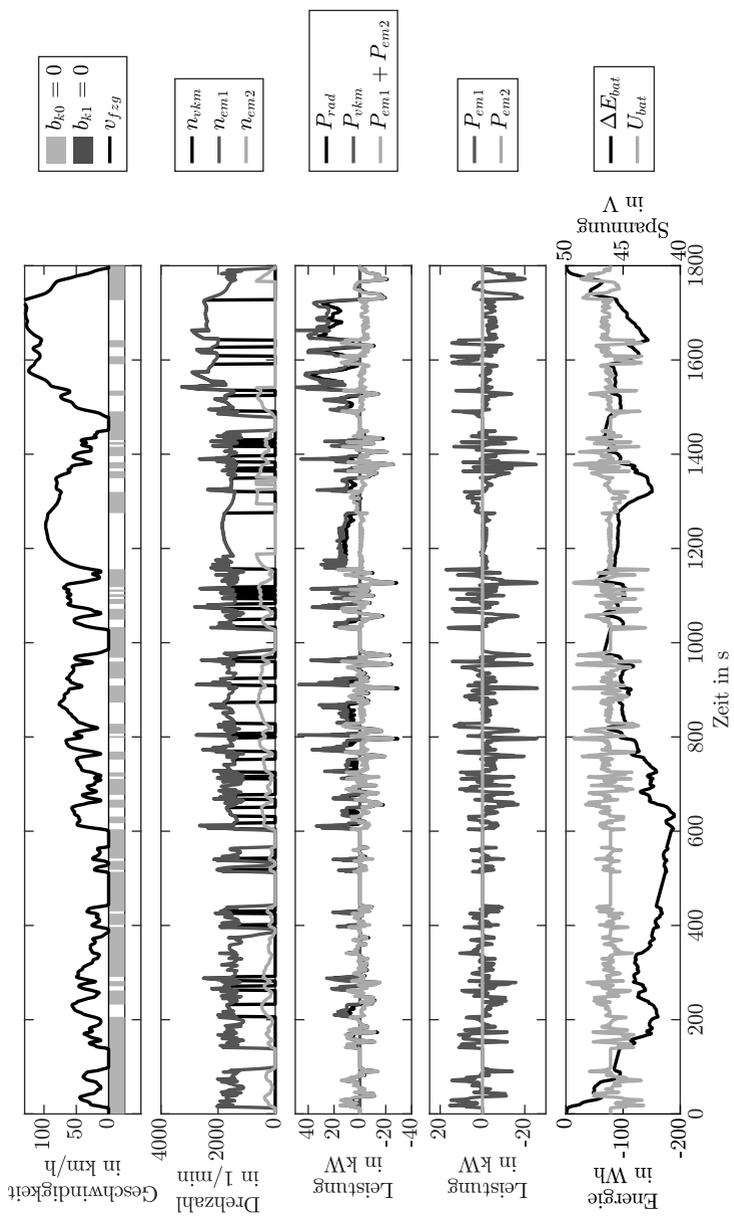


Abb. B.5: WLTC-Simulation für ein P2-25 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug

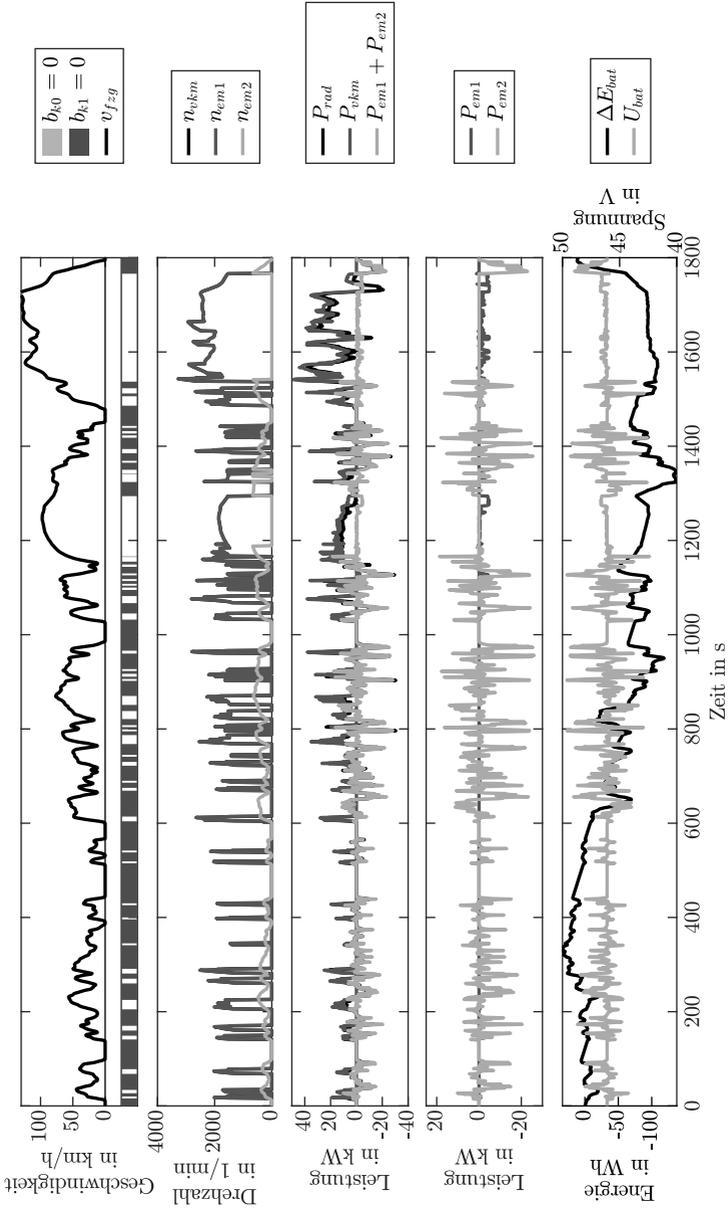


Abb. B.6: WLTC-Simulation für ein P14-15-25 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug

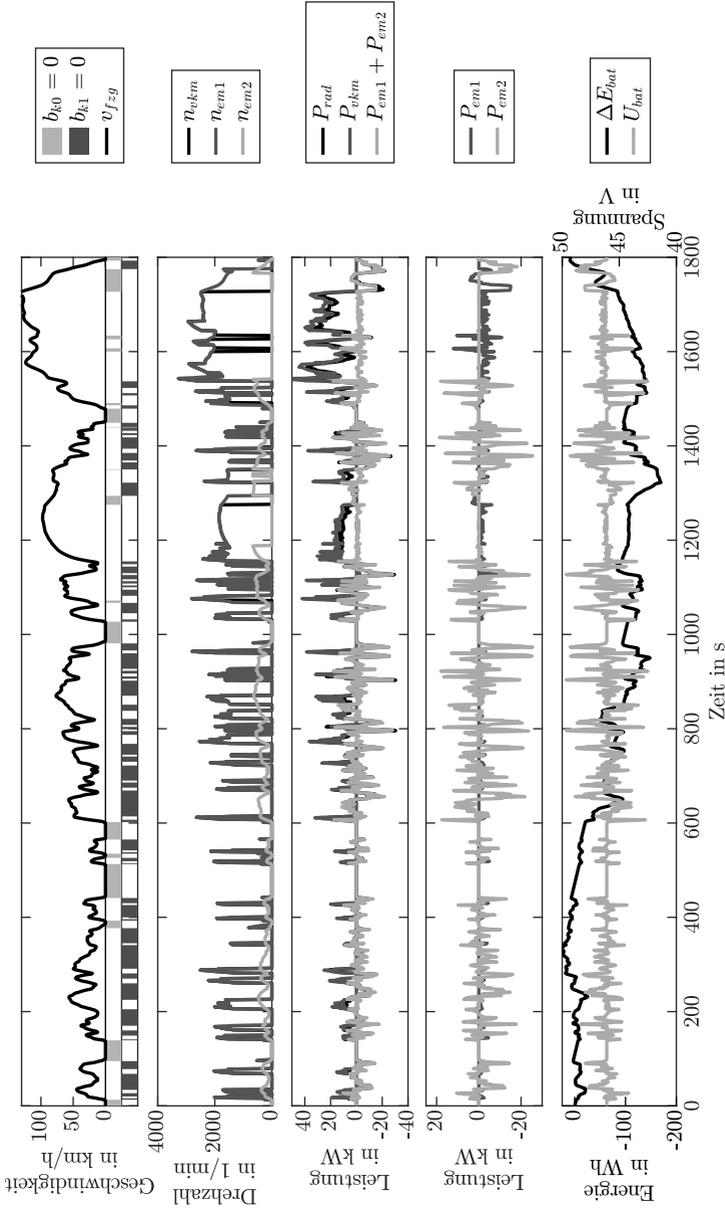


Abb. B.7: WLTC-Simulation für ein P24-25-25 kW Hybridsystem in einem C-Segment Fahrzeug

C Tabellen

Tab. C.1: MTF-Komponenten der 12 identifizierten CDC

		$\sqrt{\alpha}$	β	$\tilde{\gamma}$	x_{acc}	δ	$\tilde{\epsilon}$	ζ
Einheit		km/h	-	m/s ²	-	%	m/s ²	s/m
Urban Low	mild	41,44	0,65	0,54	0,37	0,24	-0,53	0,04
	avg.	46,46	0,63	0,65	0,39	0,24	-0,63	0,04
	aggr.	48,50	0,62	0,87	0,39	0,22	-0,79	0,04
Urban High	mild	49,86	0,77	0,45	0,24	0,75	-0,47	0,01
	avg.	55,75	0,77	0,59	0,24	0,68	-0,58	0,01
	aggr.	59,43	0,79	0,75	0,23	0,60	-0,72	0,01
Extra-Urban	mild	78,70	0,72	0,45	0,31	1,03	-0,48	0,00
	avg.	81,96	0,70	0,56	0,33	1,03	-0,59	0,00
	aggr.	83,75	0,70	0,69	0,35	1,20	-0,78	0,00
Highway	mild	120,60	0,78	0,43	0,21	0,67	-0,41	0,00
	avg.	137,10	0,78	0,49	0,22	0,64	-0,48	0,00
	aggr.	144,31	0,76	0,60	0,26	0,63	-0,65	0,00

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Eine vollständige Übersicht der Bände finden Sie im Verlagsshop

- Band 76** Kai-Lukas Bauer
Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren
ISBN 978-3-7315-0949-3
- Band 77** Thomas Schirle
Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität
ISBN 978-3-7315-0995-0
- Band 78** Dominik Dörr
Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates
ISBN 978-3-7315-0998-1
- Band 79** Dominik Robert Naake
Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling
ISBN 978-3-7315-1005-5
- Band 80** Martin Hohberg
Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements
ISBN 978-3-7315-1007-9
- Band 81** Benedikt Fengler
Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts
ISBN 978-3-7315-1006-2
- Band 82** Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors
ISBN 978-3-7315-1004-8
- Band 83** **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1036-9

- Band 84** Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile
ISBN 978-3-7315-1037-6
- Band 85** 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1071-0
- Band 86** Sebastian Fünfgeld
Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik
ISBN 978-3-7315-1060-4
- Band 87** Isabelle Charlotte Ays
Development of a CO₂e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO₂e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen
ISBN 978-3-7315-1033-8
- Band 88** Alexander Bernath
Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures
ISBN 978-3-7315-1063-5
- Band 89** Nils Bulthaupt
Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1075-8
- Band 90** Lars Brinkschulte
Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine
ISBN 978-3-7315-1089-5
- Band 91** Dominik Dörr
Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz
ISBN 978-3-7315-1090-1
- Band 92** Jürgen Römer
Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe
ISBN 978-3-7315-1104-5

- Band 93** Christian Riese
Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme
ISBN 978-3-7315-1125-0
- Band 94** Yaoqun Zhou
Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems
ISBN 978-3-7315-1156-4
- Band 95** Stefan Haug
Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte
ISBN 978-3-7315-1150-2
- Band 96** Stefan Scheubner
Stochastic Range Estimation Algorithms for Electric Vehicles using Data-Driven Learning Models
ISBN 978-3-7315-1166-3
- Band 97** Yusheng Xiang
AI and IoT Meet Mobile Machines: Towards a Smart Working Site
ISBN 978-3-7315-1165-6
- Band 98** Nils Meyer
Mesoscale simulation of the mold filling process of Sheet Molding Compound
ISBN 978-3-7315-1173-1
- Band 99** Christian Timo Poppe
Process simulation of wet compression moulding for continuous fibre-reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1190-8
- Band 100** Torben Fischer
Modellprädiktive Regelung eines innovativen Thermomanagement-Systems für batterieelektrische Fahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1199-1
- Band 101** Florian Wittemann
Fiber-dependent injection molding simulation of discontinuous reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1217-2
- Band 102** Sebastian Watzl
Experimentelle und numerische Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens von Aggregatlagerelementen im akustisch relevanten Frequenzbereich
ISBN 978-3-7315-1226-4

- Band 103** Dominik Stretz
Vibroakustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors und Optimierung durch geeignete Steuerungsansätze
ISBN 978-3-7315-1245-5
- Band 104** Mohamed Elgharbawy
Measurable Safety of Automated Driving Functions in Commercial Motor Vehicles - Technological and Methodical Approaches
ISBN 978-3-7315-1254-7
- Band 105** Bernhard Schmiedel
Indirekte Schätzung des Fahrbahnneigungsgrads zur Detektion von gefährlichen Fahrzuständen
ISBN 978-3-7315-1258-5
- Band 106** 9. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 28. Februar 2023, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1260-8
- Band 107** Patrick Riehm
Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen
ISBN 978-3-7315-1268-4
- Band 108** Markus Tesar
Deep Reinforcement Learning zur Steigerung von Energieeffizienz und Pünktlichkeit von Straßenbahnen
ISBN 978-3-7315-1277-6
- Band 109** Michael Mürken
Methode zur Bewertung der Zuverlässigkeit der elektrischen Energieversorgung in der automobilen Vorentwicklung
ISBN 978-3-7315-1298-1
- Band 110** Julien Pinay
Experimental investigation of relevant road surface descriptors for tire-road noise measurements on low-absorbing road surfaces
ISBN 978-3-7315-1328-5
- Band 111** Adrian Strigel
Methode zur Ermittlung optimaler Rad- und Reifendimensionen in der frühen Entwicklungsphase von Personenkraftwagen
ISBN 978-3-7315-1321-6

- Band 112** Jens Jauch
Trajectory optimization based on recursive B-spline approximation for automated longitudinal control of a battery electric vehicle
ISBN 978-3-7315-1332-2
- Band 113** Nicolas Fraikin
Methodik zur effizienten Applikation automatisierter Fahrfunktionen
ISBN 978-3-7315-1339-1
- Band 114** Jan Siebert
Effizienzoptimierung mobilhydraulischer Load-Sensing-Systeme durch Reduzierung systembedingter Druckverluste am Beispiel eines Hydraulikbaggers
ISBN 978-3-7315-1343-8
- Band 115** Tobias Sebastian Straub
Flottendatenbasierte physikalische Routenenergiebedarfsprognose
ISBN 978-3-7315-1348-3
- Band 116** Michael Herrmann
Eine Methodik zur Definition von Zielkriterien am Beispiel des tieffrequenten Geräuschkomforts eines Fahrzeugs
ISBN 978-3-7315-1370-4
- Band 117** Adam Thor Thorgeirsson
Probabilistic Prediction of Energy Demand and Driving Range for Electric Vehicles with Federated Learning
ISBN 978-3-7315-1371-1
- Band 118** Alexander Jackstadt
Constrained-layer damping in hybrid fibre metal elastomer laminates and its tolerance to damage
ISBN 978-3-7315-1376-6
- Band 119** **13. Kolloquium Mobilhydraulik**
8./9. Oktober 2024, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1381-0
- Band 120** Toni Wilhelm
Querodynamik von Velomobilen unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften
ISBN 978-3-7315-1382-7

- Band 121** Alexander Brunker
**Hochgenaue und robuste odometriebasierte
Lokalisierung in einem Parkvorgang**
ISBN 978-3-7315-1383-4
- Band 122** Daniel Förster
**Systemauslegung autarker Hybridantriebe unter Berücksichti-
gung kundenspezifischer Randbedingungen**
ISBN 978-3-7315-1384-1

Zur Erfüllung gesetzlicher Anforderungen müssen Fahrzeughersteller konventionelle Antriebe hinsichtlich ihrer Effizienz weiterentwickeln und die CO₂-Emissionen ihrer Fahrzeugflotten sukzessive reduzieren. Eine wesentliche Maßnahme ist die Elektrifizierung von Antrieben durch Hybridsysteme. Eine Herausforderung besteht darin, Hybridsysteme zielgenau für ihren Einsatzzweck auszulegen und damit den Zielkonflikt aus Nutzen und Aufwand optimal zu lösen. Autark-Hybridsysteme ohne externe Lademöglichkeit können durch ein hohes Nutzen/Aufwand-Verhältnis überzeugen. In dieser Arbeit wird eine Methode vorgestellt, um Autark-Hybridsysteme optimal auszulegen. Dabei werden Hybrid-Topologien untersucht, die Komponenten des Hybridsystems dimensioniert und die Nutzung der verfügbaren Ressourcen durch eine Fahrstrategie optimiert. Ein Fokus der Arbeit liegt auf einer umfassenden Betrachtung der Randbedingungen des Hybridsystems im Kundenbetrieb. Nach einer Analyse der Einflüsse von Auslegungsparametern und Randbedingungen werden die entwickelten Modelle in einen ganzheitlichen Optimierungsansatz für das Hybridsystem integriert und dessen Ergebnisse diskutiert.