



**TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN**
Vienna University of Technology

DISSERTATION

Mathematische Modellbildung und Simulation zur Ableitung von Lastkollektiven in Antriebssträngen von Hybridfahrzeugen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors
der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Felix Breitenecker
E 101

Institut für Analysis und Scientific Computing

eingereicht an der Technischen Universität Wien
bei der Fakultät für Mathematik und Geoinformation

von

Dipl.-Ing. Christoph Schulze
Matrikelnummer: 0425006
Augustenstraße 14
D-70178 Stuttgart

Wien, im März 2016

Zusammenfassung

Aufgrund des weltweit steigenden Energiebedarfs und der Ressourcenverknappung sieht sich die Automobilindustrie mit der Herausforderung der Entwicklung alternativer Antriebskonzepte konfrontiert, wobei hybride Antriebsstränge eine Ausprägung derartiger Ansätze darstellen. Im Fahrzeugentwicklungsprozess stellt die Prognose von Bauteilbelastungsstatistiken - die so genannten Lastkollektive - einen etablierten und entscheidenden Schritt dar, um diese Bauteile in einem frühen Stadium bezüglich der Randparameter Haltbarkeit, Gewicht, Kosten und Effizienz auszulegen oder zu optimieren. Gerade die Vielfalt an Belastungszuständen in Hybridfahrzeugen impliziert neuartige Anforderungen an Bauteile im Triebstrang.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der simulativen Ableitung von Lastkollektiven der Triebstränge zukünftiger Hybridfahrzeugkonzepte mithilfe mathematischer Modellbildung. Im Speziellen werden zwei Ansätze - die Vorwärts- und die Rückwärtssimulation - untersucht. Diese Methoden haben sich für konventionelle Fahrzeuge als zielführend erwiesen und sollen für den Einsatz im Zuge der spezifischen Forschungsfrage dieser Arbeit für hybride Triebstränge neu bewertet und umfangreiche Realisierungsmöglichkeiten und Modellierungsansätze dargelegt werden. Der Schwerpunkt liegt dabei auf der Untersuchung der Vorwärtssimulation, wobei die physikalische Abbildung des Fahrzeugs, die Fahrzeugsoftware und der virtuelle Fahrer die drei Hauptkomponenten des Modells darstellen.

Das physikalische Fahrzeugmodell setzt sich aus Strukturmodellen variablen Detaillierungsgrades zusammen, wobei das Hauptaugenmerk auf der Abbildung der Triebstrangkomponenten liegt. Die Auswahl der implementierten Fahrzeugsteuerungsfunktionen hängt wesentlich von der Formulierung des Simulationsziels, also der Festlegung der zu prognostizierenden Lastkollektive, ab. Diese Arbeit bietet verschiedene Ansätze der Abbildung von Software, wie etwa der Getriebesteuerung und der Betriebsstrategie inklusive der Momentenstruktur und der Wiederstartlogik. Der virtuelle Fahrer ist ein Regler, welcher das Fahrzeug unter Einfluss ver-

schiedener äußerer Faktoren führt. Es werden verschiedene Typen der Fahrernutzung abgebildet, wobei der „Menschlichkeit“ der generierten Stellgrößen besondere Aufmerksamkeit geschenkt wird. Eine geeignete Streckenprofilauflbereitung zur Ableitung von Solltrajektorien aus Referenzmessungen ist ein, der Simulation vorangehender entscheidender Berechnungsschritt. Eine Verifikation erweist die gewählten Modellierungsmethoden und -tiefen als zielführend.

Abstract

As the worldwide demand for energy is increasing, the automotive industry is challenged finding alternative power train concepts like hybrids. Therefore the prediction of load spectrum data for designing or optimizing components in an early development stage - regarding durability, weight, costs and efficiency - is an essential an established part of any car development. Especially the diversity of load cases in hybrid vehicles implies novel demands on the components of the power train.

This dissertation discusses the simulative load spectra of prospective vehicle hybrid power trains by means of mathematical modelling. The two known approaches - forward and backward simulation will be investigated. Both of them have been proven to be useful for conventional vehicles and their application will be re-evaluated regarding the specific research thesis of this dissertation - by means of presenting multiple possibilities of realization and modelling approaches. The focus lies on investigating the forward simulation, consisting of the three subcomponents: the physical model of the vehicle, vehicle software and the virtual driver.

The physical vehicle model consists of structure models with variable levels of detail focusing on the power train components. The variety of implemented vehicle software basically depends on the targets of simulation, particularly the definition of the load spectra to be calculated. Several methods of mapping vehicle software like the gearbox control and the driving strategy including torque control and restart logic are offered in this dissertation. As last part the virtual driver is a regulator driving the vehicle according to influences arriving from different external factors. Various user types can be reproduced including the “human factor” of the actuating variables and analyzed afterwards. An essential calculation step prior the simulation itself is the creation of derivatives from reference measurement data for a desired trajectory. The verification proves the chosen modelling methods and depths to be constructive.

Vorwort

Ich möchte mich an dieser Stelle ganz herzlich bei Prof. Breitenecker und Prof. Ecker von der TU Wien bedanken, die mir diese Arbeit ermöglicht haben und in vielen Gesprächen wertvolle Kritik geäußert haben. Bei Dr. Andreas Körner (1) bedanke ich mich für seine Unterstützung in administrativen Angelegenheiten.

Mein Dank gilt Immo Stache, der diese Arbeit industrieseitig betreut und mich dazu ermutigt hat, die akademische Theorie bestmöglich in die Praxis umzusetzen. Danke an Aleksej Muromski für viele gute Ideen. Mein besonderer Dank gilt „meinen“ Diplomanden Johannes Lange [50], Oliver Maier [57], Stefan Liechti [54] und Markus Brakelmann [11], denen ich zu sehr guten Abschlüssen verhelfen durfte. Die Arbeit mit ihnen hat mir sehr viel Spaß gemacht und nicht zuletzt stecken in dieser Arbeit viele Ideen, die gemeinsam erarbeitet worden sind.

Ich möchte mich ganz besonders bei meinen Eltern Richard und Brigitte bedanken. Ohne sie wäre das alles nie möglich gewesen und sie haben mich immer ermutigt meine Wünsche und Träume zu realisieren. Last but not least, vielen Dank an meine liebe Lea, die mich sehr viele Stunden für das Verfassen dieser Arbeit entbehren musste.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Das Mobilitätsverhalten im Wandel	2
1.1.1	Der steigende Energiebedarf	2
1.1.2	Anforderungen an die Automobilbranche	3
1.2	Alternative Antriebe	4
1.2.1	Ausgewählte Varianten alternativer Antriebe	5
1.2.2	Hybride Antriebskonzepte	8
1.3	Virtuelle Produktentwicklung im Kfz-Bereich	13
1.4	Lastkollektive im Hybridtriebstrang	16
1.4.1	Diskrete Ereignisse	17
1.4.2	Einparametrische Zählverfahren	18
1.4.3	Zweiparametrische Zählverfahren	21
1.5	Das parallele Einwellenhybridfahrzeug als Referenzfahrzeug	24
1.5.1	Der Triebstrang des Referenzfahrzeugs	24
1.5.2	Die Betriebsmodi des Referenzfahrzeugs	25
1.6	Hybridfahrzeuge im Fahrbetrieb	29
1.6.1	Vielfalt an Belastungsszenarien in hybriden Triebsträngen	29
1.6.2	Einflussfaktoren auf Belastungsszenarien	31
1.6.3	Abbildung von denkbaren Nutzungsszenarien	32
1.7	Zielsetzung der Arbeit	34
1.7.1	Auswahl der Lastkollektive	35
1.7.2	Auswahl der Nutzungsszenarien	38
1.8	Methoden der Belastungsberechnung für konventionelle Fahrzeuge	39
1.8.1	Die Rückwärtssimulation für konventionelle Fahrzeuge	39
1.8.2	Die Vorwärtssimulation für konventionelle Fahrzeuge	40
1.8.3	Teilsimulationen und Extrapolationen	41
1.8.4	Übertragung der Methoden auf hybride Fahrzeuge	42

2 Modelle der physikalischen Komponenten in der Vorwärtssimulation hybrider Fahrzeuge	44
2.1 Auswahl der Modellierungstiefe	44
2.2 Modelle der mechanischen Triebstrangkomponenten	46
2.2.1 Kupplungsmodellierung	47
2.2.2 Verbrennungskraftmaschinenmodellierung	52
2.2.3 Getriebemodellierung	58
2.2.4 Reifenmodellierung	62
2.3 Modelle der elektrischen Komponenten	63
2.3.1 Batteriemodellierung	63
2.3.2 E-Maschinen- und Leistungselektronikmodellierung	65
2.4 Fahrwerk- und Karosseriemodellierung	66
3 Abbildung der Steuerungssoftware in der Vorwärtssimulation hybrider Fahrzeuge	70
3.1 Abbildung der Betriebsstrategie	71
3.1.1 Abbildung der Fahrpedalinterpretation	72
3.1.2 Abbildung der Wiederstartlogik	72
3.1.3 Abbildung der Betriebsmodisteuerung	73
3.1.4 Abbildung der Momentenstruktur	74
3.2 Abbildung der Getriebesteuerung	76
3.2.1 Abbildung der Fahrstufenwahl	76
3.2.2 Abbildung der Getriebeaktuierung	77
3.3 Abbildung der Allradsteuerung	82
3.4 Ausprägung der Software in den Fahrmodi	83
4 Fahrermodellierung in der Vorwärtssimulation hybrider Fahrzeuge	85
4.1 Analyse des Fahrerverhaltens	85
4.1.1 Menschliches Fahrverhalten	86
4.1.2 Fahrertypen	88
4.1.3 Anforderungen an das Fahrerersatzmodell	89
4.2 Streckenprofilgenerierung	90
4.2.1 Extraktion des Basisprofils	90
4.2.2 Übertragung des Basisprofils auf das Zielsimulationsfahrzeug	94
4.2.3 Übertragung des Basisprofils auf andere Fahrertypen	96
4.3 Konzeptvarianten des Fahrerersatzmodells	98

4.3.1	Das Zwei-Ebenen-Modell	98
4.3.2	Heuristischer Ansatz	99
4.3.3	Modellprädiktive Regelung	100
4.4	Das Fahrerersatzmodell	101
4.4.1	Ermittlung der Reizgröße	101
4.4.2	Von der Reizgröße zum Fahrerwunsch	102
4.4.3	Berücksichtigung von Sondersituation	103
5	Die Rückwärtssimulation für Hybridfahrzeuge	106
5.1	Die physikalischen Komponenten in der Rückwärtssimulation hybrider Fahrzeuge	106
5.2	Abbildung der Steuerungssoftware in der Rückwärtssimulation hybrider Fahrzeuge	108
5.3	Vergleich der Vorwärts- und Rückwärtssimulation für hybride Fahrzeuge	110
6	Verifikation der Methoden	112
6.1	Verifikation von Streckenabschnitten	113
6.1.1	Kenndaten der Strecken	113
6.1.2	Verifikation des Fahrerersatzmodells	115
6.1.3	Verifikation der Schädigungen	117
6.1.4	Verifikation der Hybridkomponenten	119
6.2	Analyse ausgewählter Fahrmanöver	122
6.2.1	Analyse der Vollastbeschleunigung	122
6.2.2	Analyse eines Wiederstarts	124
6.2.3	Analyse einer Schaltung	125
6.3	Ableitung von Optimierungsmaßnahmen in der Vorwärtssimulation	126
6.3.1	Optimierung der Stadtstrecke	126
6.3.2	Berücksichtigung von Derating in der Überlandstrecke . . .	127
6.3.3	Berücksichtigung der Booststrategie in der Autobahnstrecke	128
7	Fazit und Ausblick	130
	Abbildungsverzeichnis	133
	Tabellenverzeichnis	135
	Literaturverzeichnis	136

Abkürzungsverzeichnis

EM	Elektrische Maschine
VKM	Verbrennungskraftmotor
WÜK	Wandlerüberbrückungskupplung
LPV	Lastpunktverschiebung
CAD	computer-aided design
CFD	computational fluid dynamics
MKS	Mehrkörpersimulation
FEM	Finite Elemente Methode
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
HiL	hardware in the loop
SiL	software in the loop
SOC	state of charge
ZMS	Zweimassenschwungrad
K0	Trennkupplung zwischen Motor und E-Maschine
K1	Kupplung am Getriebeeingang (bauartabhängig)
VTG	variable Turbinengeometrie
UT	unterer Totpunkt
MTM	Massenträgheitsmoment

MT	Schaltgetriebe (manual transmission)
AMT	automatisiertes Schaltgetriebe (automated manual transmission)
DCT	Doppelkupplungsgetriebe (double clutch transmission)
AT	Automatikgetriebe (automatic transmission)
CVT	stufenloses Getriebe (continuously variable transmission)
LE	Leistungselektronik
RSG	Riemen-Starter-Generator
HOK	Hang-On-Kupplung
GQS	Geregelte Quersperre
ABS	Antiblockiersystem
ASR	Antriebsschlupfregelung
GPS	Global Positioning System
LGV	Leistungs/Gewichts-Verhältnis
NV	Nutzungsverhalten
MPC	Model Predictive Control
GSP	Getriebeschaltprogramm
DMS	Dehnungsmessstreifen
SKF	Schaltkennfeld

Kapitel 1

Einleitung

Das folgende Kapitel soll dem Leser einen Einblick bieten, wie demographische und soziale Veränderungen zu einem steigenden Mobilitätsverhalten führen und wie der u.a. dadurch weltweit steigende Energiebedarf gedeckt werden kann. Für die Automobilbranche ergeben sich aufgrund von diversifizierten Kundenansprüchen und gesetzlichen Reglementierung Potenziale und Anforderungen, wobei unterschiedliche Zukunftsszenarien denkbar sind. Eines davon ist die Entwicklung sogenannter „Alternativer Antriebe“, im Speziellen der Hybridantriebe. Im Zuge der Neuorientierung der Fahrzeugindustrie kommen vermehrt virtuelle Entwicklungsmethoden zum Einsatz, wobei die Anwendungsgebiete sehr vielfältig sein können.

Die Ermittlung eines „Lastkollektivs“ stellt einen essentiellen Teil der Bauteilentwicklung dar. Abschnitt 1.4 wird zuerst diesen Begriff definieren und erklären, wie die Begrifflichkeit aus der klassischen Betriebsfestigkeitsrechnung nach Wöhler auf Bauteile im hybriden Antriebsstrang sinnvoll ausgedehnt werden kann. Exemplarisch liegt den Ausführungen dieser Arbeit ein paralleler Einwellenhybridtriebstrang zugrunde. Um die Verständlichkeit der angewandten Abstraktions- und Modellierungsverfahren vorab zu erhöhen, sollen der Triebstrangaufbau und die darstellbaren Betriebsmodi erläutert werden. Eben jene Betriebsmodi hängen stark vom Fahrernutzungsverhalten ab, welche sich für hybride Antriebsstränge überaus vielfältig darstellen. Daher kann nur die Wahl **geeigneter Referenzprofile belastbare Lastkollektive** als Ergebnis garantieren.

Abschnitt 1.7 soll das Forschungsgebiet und die Fragestellung der vorliegenden Dissertation erörtern und das Anwendungsgebiet klar eingrenzen. In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze zur Behandlung des Untersuchungsgebietes für konventionelle Triebstränge. Diese Ansätze sollen vorgestellt werden, um in den

folgenden Kapiteln den Vergleich zur Anwendung für hybride Triebstränge zu ermöglichen.

1.1 Das Mobilitätsverhalten im Wandel

In den Industrieländern gehört das Bedürfnis nach Mobilität zu einem ausgeprägten Merkmal der Gesellschaft. Die Gründe hierfür sind vielfältig. Der demographische Effekt der Urbanisierung führt zu einer akuten Immobilienknappheit und die Bevölkerung muss in Vororte ausweichen. So sind etwa in Tokio Pendelzeiten von mehr als 3 Stunden keine Seltenheit [23]. Aufgrund der weltweiten Vernetzung, welche durch neue Medien wie das Internet in den letzten Jahren massiv zugenommen hat, steigt der Austausch von Gütern und Personen stetig an [38]. Global agierende Unternehmen nutzen Rohstoffvorkommen, Produktionsinfrastruktur und Arbeitskraftressourcen der jeweiligen Regionen zur Minimierung der Kosten und Steigerung der Effizienz.

Die Beförderung von Personen lässt sich in zwei grobe Kategorien unterteilen, nämlich den Massen- und den Individualverkehr. Ein Großteil der städtischen Bevölkerung greift auf Massentransportmittel zurück, welche je nach Infrastruktur U-Bahnen, Straßenbahnen, Busse und Derartiges sein können. Die Vorteile liegen klar auf der Hand. Es vereinen sich hohe Kapazitäten mit geringen Kosten und kurzen Transportzeiten. Für längere Strecken bieten sich Flug-, Bahn und in Deutschland in letzter Zeit vermehrt auch Fernbusreisen an [84]. Vor allem in weniger dicht besiedelten Gebieten stellt der Individualverkehr oftmals die einzige Lösung für Mobilität dar. Personen nutzen PKWs, Motorräder oder Fahrräder um die notwendigen Wege zur Bewältigung ihres Alltags zurücklegen zu können.

Die Mobilitätsstruktur ist oftmals ein politisches Thema und Streitpunkt der örtlichen Parteien. So schwanken selbst innerhalb der EU die Besteuerungen von PKWs und Treibstoff sehr stark [42]. Im städtischen Bereich ist die Fortbewegung mit dem eigenen PKW heutzutage als Luxus anzusehen und manche Städte erheben eine sogenannte „City-Maut“ oder versuchen den Verkehr über Parkgebühren oder „Park & Ride“-Systeme zu steuern.

1.1.1 Der steigende Energiebedarf

Alle bereits genannten Arten an Mobilität setzen eine ausreichende Energieversorgung voraus, wobei die Arten dieser vielfältig sein können. Im Jahr 2010 entfielen in Deutschland lediglich 27% des Energiebedarfs auf den Verkehr [3]. Weltweit

betrug der Gesamtenergiebedarf 505 PWh, ein kaum vorstellbarer Wert [10]. Dieser Wert wird sich bis zum Jahre 2035 um ein Drittel erhöhen [37]. Um diesen enormen Anforderungen Herr zu werden, gibt es verschiedene Ansätze. Die fossilen Rohstoffvorkommen dieser Erde sind begrenzt und die Verwertung resultiert in einer wesentlichen Belastung der Umwelt, u.a. durch den Ausstoß von CO_2 , SO_x , NO_x und von Rußpartikeln. Daher ist die Industrie momentan insbesondere gefordert, alternative Energiequellen zu erforschen und zu nutzen. Ansätze bieten sich u.a. durch den Ausbau von Windkraftanlagen, Solarkollektorfeldern, Wellen- bzw. Gezeiten- und Wasserkraftwerken, wobei die Nachhaltigkeit und die Vereinbarkeit mit umweltpolitischen Zielen derartiger Projekte kontrovers diskutiert wird [14]. Die Kernenergie birgt bekannterweise enorme Risiken und soll an dieser Stelle nicht weiter thematisiert werden.

Eine weitere Möglichkeit, den stetig wachsenden Energiebedarf der Weltbevölkerung einzuschränken, ist die Steigerung bzw. die Optimierung vorhandener Effizienzmaßnahmen. Angefangen bei der Großindustrie, in der für aufwändige Produktionsverfahren Wirkungsgradverbesserungen sinnvoll erscheinen, können selbst Privathaushalte einen wesentlichen Beitrag hierzu leisten. So können durch die Verbesserung der Dämm- und Isolierungseigenschaften der Außenwände und die Verwendung von effizienten elektrischen Geräten, wie etwa Energiesparleuchten, Einsparungen erzielt werden.

1.1.2 Anforderungen an die Automobilbranche

Die Automobilbranche sieht sich aufgrund der wandelnden Kundenansprüche und des steigenden Energiebedarfs mit neuen Aufgaben konfrontiert. Als markantes Beispiel kann in diesem Zusammenhang China genannt werden. Im Jahre 2005 waren etwa 20% der chinesischen Bevölkerung der Mittelschicht zuzuordnen, während es im Jahre 2025 80% sein dürften [66]. Dieser Umstand und die Bildung von sogenannten „Megacities“ führen zu einem starken Bedürfnis nach Individualmobilität mit Fokus auf Kurzstrecken, wobei jedoch die Langstreckenmobilität idealerweise weiterhin ermöglicht werden soll. Die Parkplatzknappheit ermöglicht der Industrie die Entwicklung von geeigneten Stadtfahrzeugen. So ist der Smart fortwo bereits seit dem Jahr 1998 auf dem Markt und Renault bietet seit 2011 mit dem Twizy ein Elektrofahrzeug speziell für den urbanen Gebrauch an.

Es sind jedoch nicht nur die Kundenwünsche und die Rohstoffthematik, welche die Automobilentwicklung auf neue Wege leitet. Auch die Gesetzgebung, vor allem innerhalb der EU, prägt die Forschungsrichtungen. So sind bereits seit 2011

für Erstzulassungen die sogenannten Euro5-Grenzwerte vorgeschrieben und seit September 2014 gelten für die Ausstellung von Betriebserlaubnissen die strengen Euro6-Grenzwerte, welche auch erstmals die Partikelanzahl in den Abgasen beschränken [1]. Die Gesetzgebung schreibt weiterhin sogenannte Flottenverbräuche vor, wobei der durchschnittliche CO_2 -Ausstoß der verkauften Fahrzeuge eines Automobilherstellers bewertet wird. Grundlage der Ermittlung von Verbräuchen und Emissionen bildet in der EU eine Prüfvorschrift namens „Neuer europäischer Fahrzyklus (NEFZ)“. Es handelt sich hierbei um einen äußerst synthetischen Zyklus mit moderaten Beschleunigungen und Verzögerungen und einer v_{max} von $120 km/h$. Häufig wird der Zyklus wegen seinen praxisfremden Anforderungen kritisiert [9]. Realverbräuche können deutlich über den Ergebnissen im NEFZ liegen. Ähnliche Eigenschaften werden z.B. dem „10-15 Mode“ in Japan vorgeworfen. Die „EPA Federal Test Procedure“ in den USA besteht aus 4 Teilen (u.a. dem Stadtkurs „FTP-75“) und bildet weniger synthetische Fahrzyklen ab. Momentan plant eine Kommission bei den Vereinten Nationen eine Überarbeitung der Messprozedur mithilfe der sogenannten WLTPs (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures), welche zumindest eine stufenweise Zuordnung von Fahrzyklus zu Fahrzeug erlauben sollen [92]. Die Berechnung des NEFZ-Verbrauchs für Plug-In-Hybridfahrzeuge wird in Kapitel 1.2.2 thematisiert. Im Jahr 2015 hat die EU-Kommission einen Vorschlag zur Bewertung von Abgasemissionen im realen Fahrbetrieb, also nicht auf einem Prüfstand, erarbeitet. Der Beschluss dieses Prüfverfahrens namens „real driving emissions“ durch das EU-Parlament ist derzeit (November 2015) noch ausstehend [22].

Geprägt wird die Entwicklung im Kfz-Bereich in den letzten Jahren durch den wachsenden Wettbewerb, vor allem durch aufstrebende Marken aus dem asiatischen Raum. All diese Einflussfaktoren zwingen die Verantwortlichen in der Führungsriege der Automobilhersteller zu einer Anpassung und Diversifikation der Produktpalette, wobei die Akzeptanz der Fahrzeugneuentwicklungen beim Kunden stets an vorderster Stelle steht. [94]

1.2 Alternative Antriebe

Neben der Optimierung und Weiterentwicklung herkömmlicher Motoren und Antriebe (z.B. Brennvfahren) stellt die priorisierte Erforschung und Entwicklung von sogenannten „Alternativen Antrieben“ eine Möglichkeit dar, den zuvor genannten - sich stetig wandelnden - Randbedingungen im Mobilitätsverhalten zu begegnen.

Diese Antriebe sollen im folgenden Kapitel vorgestellt werden. Anders als im klassischen konventionellen Fahrzeugtriebstrang mit einem Verbrennungsmotor, welcher chemische in mechanische Energie mit Betriebspunkt-abhängigen, teilweise geringen Wirkungsgraden wandelt, vereint alle derartige Antriebe zumindest **eine zusätzliche oder substituierende Antriebs- und/oder Energiequelle** [82]. Es soll an dieser Stelle nicht unerwähnt bleiben, dass das Mobilitätsverhalten zukünftiger Generationen aus heutiger Sicht nur erahnt werden kann und konventionelle Triebstränge wahrscheinlich noch geraume Zeit den Großteil der Fahrzeuge antreiben werden. Alternative Antriebe ermöglichen neuartige Methoden der Fortbewegung, wobei der Anteil an Marktpenetration zum heutigen Zeitpunkt noch ziemlich gering ist [35]. Die Weiterentwicklung der verschiedenen Lösungsansätze ist wesentlich geprägt von politischen Maßnahmen und der Verfügbarkeit von diversen Rohstoffen.

1.2.1 Ausgewählte Varianten alternativer Antriebe

Im Folgenden sollen einige Varianten und Lösungsansätze für alternative Antriebe vorgestellt werden.

Alternative Kraftstoffe Bereits seit 1994 sind in Deutschland Erdgasfahrzeuge auf dem Markt erhältlich, welche über einen herkömmlichen Ottomotor antreiben. Es wird zwischen monovalenten Motoren (Antrieb nur mit Erdgas möglich) und bivalenten Motoren (Betrieb auch mit Benzin möglich) unterschieden [12]. Die monovalente Variante ist auf den Erdgas-Betrieb optimiert und kann dessen Vorteile vollständig erschließen. Diese stellen sich durch reduzierte Emissionen von Kohlenwasserstoff, Treibhausgas, Russpartikeln, Stickstoffoxid und Kohlendioxid im Vergleich zum Benzin-Betrieb dar. Ein Nachteil ist der aufwändige Transport in einem eigenen Tank und die geringe Dichte von Erdgastankstellen. [82]

Ein Großteil der benzinbetriebenen Fahrzeuge kann mit relativ geringem Aufwand auf den Betrieb mit LPG, auch bekannt als Flüssiggas oder Autogas, ein Gemisch von Propan und Butan, umgerüstet werden. Dieses entsteht als Nebenprodukt bei der Raffinierung von Erdöl bzw. Aufbereitung von Erdgas. Der Betrieb mit Autogas kann, ähnlich dem Erdgas, die Emissionen leicht verringern und es wird ein gesonderter Tank benötigt. [82]

Im Zuge der Diskussion um nachhaltige Rohstoffe spielen Biokraftstoffe (Bioethanol, Biodiesel, Biogas, Algenkraftstoffe, usw.) eine entscheidende Rolle. Diese werden aus nachwachsenden Rohstoffen gewonnen. So sind dem Benzin in Deutsch-

land 5% Ethanol beigemischt und es ist eine Mischung mit 10% Ethanol (E10) an Tankstellen verfügbar, wobei nicht alle Ottomotoren für einen hohen Ethanolgehalt geeignet sind. Stellenweise wird in Europa bereits E85 oder sogar E100 vertrieben, z.B. in Schweden. Die Diskussion über die Sinnhaftigkeit derartiger Treibstoffe ist umfangreich. Gegner argumentieren mit der zunehmenden Nachfrage nach Lebensmitteln (vor allem Getreide) als Rohstoff und den dadurch getriebenen Preissteigerungen. Weiters kritisieren sie die steuerliche Begünstigungen und Mehrverbrauch aufgrund des geringeren Heizwerts von Ethanol im Vergleich zu Benzin. Befürworter heben die Alternative zu fossilen Brennstoffen aufgrund der Nachhaltigkeit, der Erneuerbarkeit, geringerer Emissionen und der neutralen Klimabilanz heraus. [52; 53; 77]

Reine Elektrofahrzeuge Reine Elektrofahrzeuge verfügen über mindestens eine E-Maschine als Energiewandler und eine (Hochvolt-)Batterie als Energiespeicher. In derartigen Antrieben kann zumeist auf schaltbare Getriebe und Anfahrkuppelungen verzichtet werden, da E-Maschinen die Eigenschaft aufweisen, bereits aus dem Stillstand heraus das maximale Drehmoment absetzen zu können [75]. Im Vergleich zu einem konventionellen Antrieb bietet sich der Vorteil, dass die primäre Energiegewinnung in einem Kraftwerk mit optimierten Wirkungsgrad stattfinden kann und nicht direkt im Fahrzeug durch die Verbrennung von Kraftstoff. Die möglichen Triebstrangtopologien in Elektrofahrzeugen stellen sich variantenreich dar. Die Lösung mit Radnabenmotoren an einer oder beiden Achsen ist aufgrund der sogenannten ungefederten Massen im Rad besser für Schienenfahrzeuge geeignet [27]. Gängig ist der Antrieb mit einer (karosseriefesten) E-Maschine pro Rad in 2WD- (z.B. Tango T600) oder 4WD-Ausführung (z.B. Mercedes SLS AMG E-Cell) oder einer E-Maschine und Verteilerdifferenzial pro angetriebener Achse (z.B. Tesla Roadster, Smart Fortwo ED). Es sind auch Kombinationen mit z.B. 3 Motoren denkbar, wobei stets Bauraum, Gewicht, Fahrdynamik, Komfort und Kosten entscheidende Randparameter darstellen. Ist eine Elektrische Maschine (EM) pro Rad verbaut, lässt sich auf einfache Weise sogenanntes „Torque Vectoring“ realisieren. Dieser Begriff bezeichnet die seitenindividuelle, fahrdynamisch vorteilhafte Verteilung der Antriebsmomente in Kurven. In allen Konfigurationen lässt sich der Betriebszustand der Rekuperation (vgl. 1.5.2) darstellen. In diesem Zustand arbeiten der/die E-Maschine(n) generatorisch und verzögern dadurch das Fahrzeug. Somit kann zumindest ein Teil der kinetischen Energie des Fahrzeugs in die Batterie zurückgespeist werden und wird dadurch nicht (nur) über die mechanischen Bremsen

in Form von Wärme an die Umwelt abgegeben.

Eben jene Batterie bildet momentan den Flaschenhals in der Entwicklung von Elektrofahrzeugen, da je nach Bauart die maximale Lade- und Entladeleistung sowie die Maximalladung beschränkende Faktoren darstellen (vgl. Kapitel 2.3.1). Ein Nachladen ist nur über Rekuperation oder durch eine externe Quelle - klassischerweise ein Ladekabel mit Licht- oder Starkstromversorgung - möglich. Die Ladezeiten können abhängig von Batteriekapazität, Ladegerät und Stromversorgung bis zu mehrere Stunden betragen. Diesen Umstand nehmen Kunden, vor allem auf längeren Reisen, nur ungern in Kauf. Daher beschränkt sich der Einsatz von Elektrofahrzeugen derzeit wesentlich auf den urbanen Kurzstreckeneinsatz. Die Industrie ist gefordert sinnvolle Lösungen für den Kunden anzubieten. So kann durch Induktion berührungs- und kabelloses Laden realisiert werden [19]. Die Firma Tesla bietet vereinzelt ihren Kunden kostenlose Lademöglichkeiten mit hoher Ladeleistung an. Der deutsche Nutzfahrzeughersteller MAN hat ein Fernreisekonzept für Autobahnrouen vorgestellt, bei dem die Passagiere in einem Bus transportiert und deren Elektrofahrzeuge in einem Anhänger während der Fahrt geladen werden [66]. Es ist zu erkennen, dass die Ansätze zur Verlängerung der Reichweite und Verkürzung der Ladezeiten von Elektrofahrzeugen sehr vielfältig sind und aktuell nicht absehbar ist, ob und in welchem Ausmaß sich rein elektrische Antriebe in der PKW-Entwicklung durchsetzen werden.

Der Brennstoffzellenantrieb Beim Brennstoffzellenantrieb handelt es sich prinzipiell um ein elektrisch angetriebenes Fahrzeug (vgl. vorh. Abschnitt), wobei die Energie nicht (ausschließlich) aus einem rein elektrischen Speicher bezogen wird. Dieser verkörpert meist lediglich eine Pufferfunktion zwischen dem/den Elektromotor(en) und der Brennstoffzelle und beschränkt unter Umständen auch das Rekuperationspotenzial durch seine maximale Ladungsmenge. Die Brennstoffzelle (im Speziellen die Wasserstoff-Sauerstoff-Brennzelle) ist ein Energiewandler, in dem H_2 als Kraftstoff mit O_2 als Oxidationsmittel reagiert und dadurch elektrischer Strom (und Wärme als Verlustenergie) freigesetzt wird [85]. Der Sauerstoff wird hierbei aus der Umgebungsluft entnommen, während der Wasserstoff z.B. durch Elektrolyse gewonnen und in einem eigenen Tank im Fahrzeug transportiert werden muss. Ähnlich wie beim Elektrofahrzeug verlagert sich der Ort der primären Energiegewinnung vom Fahrzeug auf ein Kraftwerk. Jedoch ist die Lagerung und der Transport von Wasserstoff mit hohem Aufwand und zusätzlichem Energiebedarf verbunden. Lokal entsteht bei der Energiewandlung der Brennstoffzelle als

Abgas reiner Wasserdampf. Nichts desto trotz sollte dem Umstand Rechnung getragen werden, dass die Gewinnung des Wasserstoffs (bzw. die Gewinnung elektrischer Energie zum Laden eines Elektrofahrzeugs) mit umweltbelastenden Emissionen einhergehen kann.

1.2.2 Hybride Antriebskonzepte

Unter einem hybriden Antrieb versteht man den Einsatz von mindestens 2 Energiewandlern und mindestens 2 Energiespeichern zum Vortrieb (und teilw. Verzögern) eines Fahrzeugs. Die Energiewandler können je nach Antriebsstrangkonfiguration (teilweise eingeschränkt) unabhängig voneinander betrieben werden und die Möglichkeiten Fahrzeuge zu hybridisieren stellen sich äußerst variantenreich dar. Bei den Energiewandlern handelt es sich üblicherweise um einen Verbrennungsmotor und mindestens einen Elektromotor. Die Energiespeicher sind in der Regel ein Kraftstofftank und ein elektrischer, mechanischer oder thermischer Speicher. So ist z.B. für den Renneinsatz im Porsche GT3 R Hybrid ein kinematischer Schwungradspeicher verbaut, der beim Anbremsen einer Kurve die Energie aufnimmt und beim Herausbeschleunigen wieder freisetzt. Vorteil dieser Lösung ist die hohe Leistungsaufnahme, Nachteile die kurze Speicherdauer und geringe Kapazität [21]. Ähnliche Eigenschaften werden den elektrischen Superkondensatoren („Supercaps“) zugeschrieben [34]. Es wird auch an Systemen mit Drucktanks als Energiespeicher geforscht [78].

In Serienhybridfahrzeugen ist heutzutage der Verbau einer Hochvoltbatterie (vgl. 2.3.1) als elektrischer Speicher üblich. Hybride Antriebe vereinen die Vorteile eines Elektrofahrzeugs (lokale Emissionsfreiheit, Drehmomentcharakteristik, gute Wirkungsgrade, Rekuperation) mit denen eines konventionell angetriebenen Fahrzeugs (Reichweite, Leistung, schnelle Betankung) bzw. nutzen Synergieeffekte der beiden Antriebsarten. Das Zusammenspiel der verschiedenen Antriebskomponenten wird durch die sogenannte **Betriebsstrategie** koordiniert. Dabei handelt es sich um eine umfangreiche und komplexe Software, welche je nach Antriebsstrang- und Bauteilauslegung die dynamische Ansteuerung der einzelnen Bauteile und Betriebsmodi definiert. Übliche Anforderungen stellen hierbei Performance, Komfort, Sicherheit, Bauteilschutz und klarerweise Verbrauch dar (vgl. auch 1.5.2 und Kapitel 3). Hybridfahrzeuge implizieren zusätzliche Anforderungen an die Fahrzeugsicherheit. Benzindämpfe in Verbindung mit elektrischem Funkenschlag können schnell zu einem Brand führen und gerade bei Unfallfahrzeugen ist Vorsicht geboten, da Rettungskräfte leicht in den Stromkreis geraten könnten [63]. In der

Regel sind Hybridfahrzeuge aufgrund der zusätzlichen Komponenten (später mehr dazu) deutlich schwerer und dadurch auch teurer als vergleichbare konventionell angetriebene Fahrzeuge. Es gibt verschiedene Möglichkeiten derartige Fahrzeuge zu entwickeln. Eine davon ist die gezielte Entwicklung eines Hybridfahrzeugs (z.B. Toyota Prius) ohne konventionell angetriebene Variante. Eine andere weit verbreitete Methode ist die Hybridisierung eines bereits bestehenden konventionellen Antriebsstrangs. Aktuell verfolgen die großen Automobilhersteller die sogenannte Plattform- bzw. Baukastenentwicklung, welche darauf abzielt in verschiedenen Varianten eines Fahrzeugs möglichst viele Gleichteile zu verbauen, dadurch die Stückzahlen einzelner Komponenten zu erhöhen, Skaleneffekte zu erzielen und dadurch Kosten einzusparen. Dieser Ansatz beschränkt sich nicht nur auf einzelne Fahrzeuge. So versucht man beispielsweise im VW-Konzern markenübergreifend (VW, Skoda, Seat, Audi, Porsche, Bentley,...) ähnliche Effekte zu erzielen. So bauen etwa der VW Touareg, der Audi Q7 und der Porsche Cayenne auf der selben Plattform auf [97]. Im Zuge dieser Baukastenentwicklung ist darauf zu achten, den notwendigen Bauraum für hybridspezifische Komponenten vorzuhalten.

In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze der Einteilung hybrider Antriebsstränge, wobei prinzipiell nach Hybridisierungsgrad und Antriebsstrangkonfiguration unterschieden werden kann.

Einteilung hybrider Antriebsstränge nach Hybridisierungsgrad Die folgende Aufzählung ordnet die **Hybridisierungsgrade** nach **aufsteigender**, üblicherweise installierter elektrischer **Leistung** nach [25].

1. **Mikro-Hybrid:** Derartige System unterscheiden sich von konventionellen Antrieben im Wesentlichen durch den Entfall von Lichtmaschine und Anlasser und den Verbau eines Riemen-Starter-Generators (RSG), welcher die Funktion der beiden Bauteile übernimmt. Durch den Einsatz einer zyklenfesten Batterie lässt sich mit diesem System der Start/Stop-Betrieb eines Fahrzeugs darstellen. Oftmals kann die bestehende Niedervoltarchitektur übernommen werden. Durch die intelligente Ansteuerung des RSG (z.B. Entlastung bei hoher Last der Verbrennungskraftmotor (VKM), eingeschränkte Rekuperation) können weitere Einsparungspotenziale erschlossen werden.
2. **Mild-Hybrid:** Gegenüber Mikro-Hybrid-Systemen kann diese Bauweise das komplette Abschalten der VKM während der Fahrt ohne Lastanforderung („Stop-on-the-move“) ermöglichen. Diese Funktion setzt jedoch eine Elektri-

fizierung sicherheitsrelevanter (Servolenkung, Bremskraftverstärker,...) und komfortrelevanter (Klimakompressor,...) Bauteile voraus. Durch die größere Leistung wird der Elektromotor meist direkt an der Kurbelwelle installiert und das gängige 12V-Bordnetz kann nicht ausreichend Leistung bereitstellen. Daher wird ein paralleles Hochvoltnetz mit eigener Batterie integriert. Die Konfiguration ermöglicht Betriebszustände wie Boosten, Rekuperation, Segeln und Lastpunktverschiebung (LPV) (vgl. 1.5.2).

3. **Voll-Hybrid:** Kennzeichnend für einen Voll-Hybrid-Antrieb ist die Fähigkeit des rein elektrischen Fahrens. Das bedeutet, dass alleine die E-Maschine die notwendige Antriebsleistung erbringt und die VKM steht. Sollte die Lastanforderung das E-Motorenpotenzial übersteigen oder die Batterie leer sein, spätestens dann wird der Verbrenner hinzugeschaltet. Sinnvollerweise verfügen Vollhybride über eine größere Batteriekapazität und EM-Leistung im Vergleich zum Mild-hybriden, wobei die möglichen Betriebsmodi unangetastet bleiben.
4. **Plug-In-Hybrid:** Bei dieser Antriebsvariante handelt es sich um einen Voll-Hybriden, bei dem es zusätzlich möglich ist, über eine externe Stromquelle die Batterie zu laden und stellt somit die letzte Elektrifizierungsstufe vor dem reinen Elektrofahrzeug dar. Üblicherweise ist die E-Maschinenleistung ausreichend konzipiert, um moderate Beschleunigungen in der Stadt und auf Überlandstrecken darstellen zu können. Die VKM ist ja nach Antriebsstrangkonfiguration mechanisch mit dem Antrieb verbunden oder sie fungiert nur noch als Stromgenerator zur Reichweitenverlängerung („Range-extender“). **74% aller Fahrten** in der Langzeitdatenerfassung von Nutzungsverhalten nach [46] waren **kürzer als 30km**, daher erscheint es sinnvoll die Batteriekapazität so auszulegen, dass Strecken dieser Länge rein elektrisch absolvierbar sind. Aktuell schreibt die Gesetzgebung in Europa [2] für Plug-In-Fahrzeuge folgende Verbrauchsberechnung vor:

$$C = \frac{D_e \cdot C_1 + D_{av} \cdot C_2}{D_e + D_{av}} \quad (1.1)$$

In Tabelle 1.1 sind die einzelnen Variablen erläutert, wobei auf die Beschreibung der beiden Modi in Abschnitt 3.4 detailliert eingegangen wird. Sollte ein NEFZ-Zyklus komplett elektrisch durchfahren werden können, dann ist C_1 , also der Verbrauch im *depleting mode*, und damit der erste Sum-

Symbol	Einheit	Beschreibung
C	[l/100km]	Gesamtverbrauch nach NEFZ
C_1	[l/100km]	Verbrauch im <i>charge depleting (CD) mode</i>
C_2	[l/100km]	Verbrauch im <i>charge sustaining (CS) mode</i>
D_e	[km]	Elektrische Reichweite
D_{av}	[km]	25km (angenommene durchschnittliche Strecke zwischen zwei Batterieaufladungen)

Tabelle 1.1: Die Variablen der Verbrauchsberechnung für Plug-In-Hybridfahrzeuge

mand im Zähler in 1.1 gleich 0. Dieser Umstand resultiert in teilweise sehr niedrigen Verbrauchsangaben für Plug-In-Hybridfahrzeuge, auch wenn reale Verbräuche, vor allem mit niedrigem Batterieladestand, deutlich höher liegen können. Eine ähnliche Berechnungsvorschrift gilt für die Ermittlung der CO_2 -Emissionen.

Einteilung hybrider Antriebsstränge nach Antriebsstrangkonfiguration

Die folgende Zusammenstellung, welche von [30] übernommen wurde, soll hybride Antriebsstränge nach ihrer Konfigurationen einteilen und im Kurzen mögliche, sinnvolle Betriebsmodi beschreiben.

- Bei **seriellen Hybrid**-Fahrzeugen handelt es sich prinzipiell um elektrisch angetriebene Fahrzeuge, in denen zusätzlich und unabhängig vom restlichen Antrieb ein Generator und ein Verbrennungsmotor verbaut sind. Die VKM stellt mechanische Leistung, welche von dem angeflanschten Generator in elektrische Energie gewandelt wird. Diese kann wiederum in der Batterie gespeichert oder direkt zur Versorgung der elektrischen Antriebsmotoren verwendet werden. Derartige Konfigurationen sind naturgemäß Voll- bzw. Plug-In-Hybride und finden in der Regel in „Range-Extender“-Fahrzeugen Anwendung. Das erste Hybridfahrzeug der Welt, der von Ferdinand Porsche in Wien konstruierte „Lohner-Porsche“ war ein seriell Hybridfahrzeug [87]. Durch die Entkopplung des Verbrennungsmotors von den Antriebsmaschinen, kann der befeuerte Betrieb auf einen Lastzustand ausgelegt werden, in welchem die Energieverluste minimal sind. Es ist hierbei die gesamte Wirkungskette von VKM über Generator bis zur Batterieladung zu betrachten. Bei hoher Lastanforderung erweist sich die „doppelte“ Energiewandlung als nachteilig gegenüber einer direkten mechanischen Kraftübertragung. Streng genommen handelt es sich auch bei einem Brennstoffzellenfahrzeug um ein seri-

elles Hybridfahrzeug, wobei statt Verbrennungsmotor-Generatoreinheit eben eine Brennstoffzelle verbaut ist.

- In einem **parallelen Hybrid**-Fahrzeug ist der mechanische Antrieb - je nach Betriebsmodus - über die VKM und/oder die EM möglich. Diese Untergruppe lässt sich nach der Art der Kopplung weiter aufschlüsseln.

Unter der *Drehzahladdition* versteht man die Verbindung von EM, VKM und Antriebswelle (in Richtung Rad) über ein Planetengetriebe, wodurch die Drehmomentverhältnisse zueinander gegeben sind. Unter der stationären Betrachtung einer konstanten Antriebswellendrehzahl und Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse des Planetengetriebes, sind die Drehzahlen von VKM und EM in einem Freiheitsgrad zueinander wählbar. Somit können die Betriebspunkte im hybridischen Fahren auf die typischen o.g. Kriterien optimiert werden. Elektrisches Fahren ist bei stehender VKM möglich, jedoch wird der Geschwindigkeitsbereich meist über die Maximaldrehzahl des E-Motors beschränkt. Schnelleres Fahren ist möglich, sobald der Verbrennungsmotor (über einen separaten elektrischen Motor) gestartet wird und dadurch höhere Drehzahlen am Antrieb ermöglicht werden.

Bei der *Drehmomentaddition* ist das Verhältnis der Drehzahlen der antreibenden Komponenten gegeben. Ist die E-Maschine direkt an der Kurbelwelle verbaut, spricht man von einem parallelen Hybrid in *Einwellenbauweise*, ansonsten in *Zweiwellenbauweise*. In beiden Ausführungen ist für den Betriebsmodus des elektrischen Fahrens ein zusätzliches Bauteil vonnöten, welches die VKM vom restlichen Triebstrang entkoppeln kann. Die Erkenntnisse dieser Arbeit werden sich hauptsächlich auf den Hybriden in Einwellenbauweise beziehen, daher sei für eine genaue Erklärung der Betriebsmodi auf 1.5.2 und Kapitel 3 verwiesen.

Unter der *Zugkraftaddition* versteht man einen konventionellen Antrieb auf einer, und einen elektrischen Antrieb auf der anderen Achse. Auf diese Weise lässt sich ein sogenannter elektrischer Allrad ohne mechanische Verbindung der Achsen realisieren, da sich die Antriebskräfte direkt auf der Straße summieren. Elektrisches Fahren ist bei Entkopplung der VKM (z.B. über eine Anfahrkupplung) möglich. Bei der Wahl des Betriebsmodus muss dem Umstand Rechnung getragen werden, dass der Energiefluss zwischen den antreibenden Achsen einen langen Weg über die Straße gehen muss.

- Das **kombinierte Hybrid**-Fahrzeug ist eine Mischform aus serieller und

paralleler Bauweise, bietet Vorteile dieser beider Arten, erhöht jedoch die Komplexität maßgeblich. Es kann zwischen zwei Unterarten unterschieden werden.

Der *kombinierte Hybrid mit Leistungsverzweigung* lässt sich am einfachsten verstehen, wenn man den parallelen Hybrid mit Drehzahladdition zusätzlich an der Antriebswelle um eine antreibende E-Maschine ergänzt. Der andere E-Motor übernimmt lediglich Generatorfunktionen. Ein bekanntes Beispiel ist der Toyota Prius.

Der *kombinierte Hybrid ohne Leistungsverzweigung* ist ein paralleler Einwellenhybrid mit einem zweiten, an der Kurbelwelle verbauten, Generator.

1.3 Virtuelle Produktentwicklung im Kfz-Bereich

Der Produktentwicklungsprozess eines Fahrzeugs wird stetig kürzer, wobei gleichzeitig die Angebotsvielfalt an verschiedenen Fahrzeugen bzw. Derivaten eines einzelnen Herstellers aufgrund der Neuorientierung für potenzielle Zukunftsszenarien und des Wettbewerbseinflusses kontinuierlich zunimmt. Um aufwändige Erprobungsinhalte zu reduzieren und in einem frühen Entwicklungsstadium Herausforderungen zu analysieren, Bauteilfunktionalitäten sicherzustellen und Kosten-, Gewichts- und Bauraumoptimierungen durchzuführen, finden vermehrt virtuelle Methoden ihre Anwendung [79]. Abbildung 1.1 illustriert, wie diese virtuellen Techniken durch die Entwicklung von virtuellen Prototypen dazu beitragen können, den gesamten Entwicklungsfortschritt frühzeitig zu heben. Diese virtuellen Fahrzeugmodelle sind je nach Datenstand und Zeitfortschritt unterschiedlich weit entwickelt und demnach erscheint es sinnvoll, die Berechnungsmethoden je nach Berechnungsziel zeitlich differenziert im Entwicklungsprozess anzusetzen. Im Folgenden soll anhand einiger Beispiele dargelegt werden, welche virtuellen Entwicklungsmethoden in der Automobilentwicklung vermehrt genutzt werden, wie sie zeitlich einzuordnen sind und welche Vorteile und Herausforderungen sich dadurch ergeben.

CAD, FEM und CFD Unter computer-aided design (CAD) versteht man die rechnergestützte Konstruktion von Bauteilen. Mittels Spezialprogrammen können verschiedene Materialien bzw. Komponenten 3-dimensional zusammengefügt und bearbeitet werden. In der Software sind bereits Werkstoff- und Oberflächeneigenschaften hinterlegt. Derartige Zeichnungen bilden heutzutage die Grundlage für die Herstellung von Bauteilen, die Programmierung von Produktionsmaschinen bzw.

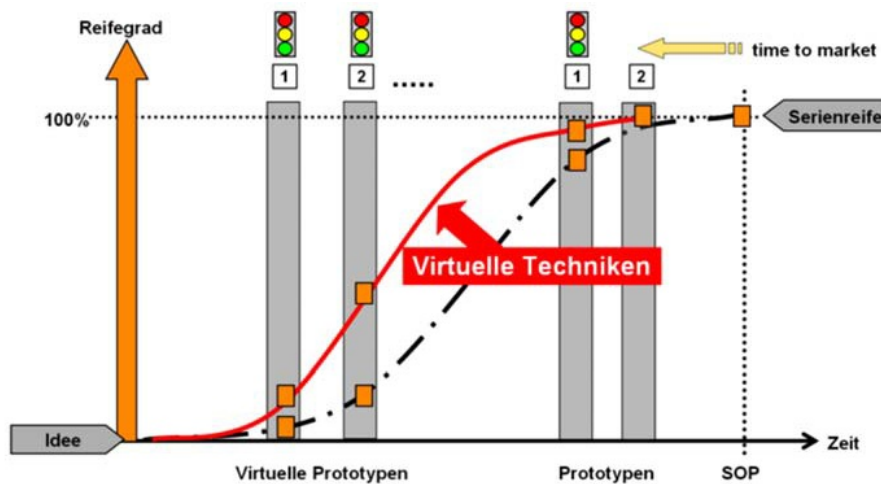


Abbildung 1.1: Virtuelle Techniken in der Entwicklung. Aus [79]

die Herstellung von Produktionshilfsmitteln wie Gussformen. Weiters werden mittels der Software Schnittstellen wie z.B. Flanschbilder definiert und auch Bauraumverhältnisse festgelegt.

Bei der Anwendung der Finite Elemente Methode (FEM) dienen CAD-Daten als Grundlage, daher sind belastbare Ergebnisse direkt mit der Verfügbarkeit dieser verbunden. Das untersuchte Objekt wird anhand von Referenzpunkten räumlich diskretisiert und dadurch in geometrische Formen unterteilt. Die FEM beschreibt das mathematische Verfahren, welches zur Anwendung kommt, um die Differentialgleichungen, welche die Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften des untersuchten Objekts unter einer äußeren Anregung beschreiben, zu lösen. Klassische Anwendungen der Methode sind beispielsweise die Berechnung von elastoplastischen Deformationen (virtuelle Crashtests) und die Spannungs- und Schwachstellenanalyse von Fahrwerks- und Antriebskomponenten. [6] Der Begriff computational fluid dynamics (CFD) fasst numerische Problemstellungen in der Strömungsmechanik zusammen. Gerade Fragestellungen in der Thermodynamik wie z.B. der Kühlauslegung, der Luftwiderstandsberechnung aber auch die Berechnung von Einspritzverfahren sind relevante Anwendungsgebiete. Eine der numerischen Lösungsmethoden ist die zuvor genannte FEM. [89]

Co-Simulationen Es ist oft der Fall, dass die Aufgabenstellung einer Simulation von einem Teilmodell einen hohen Detaillierungsgrad erfordert, während andere Untersuchungsbereiche zur Verbesserung der Rechenperformance rudimentär abge-

bildet werden können oder aber es sind die verschiedenen Komponenten eines Modells in unterschiedlicher Spezialsoftware abgebildet. In beiden Fällen bietet sich die Methodik der Co-Simulation an. Hierbei koordiniert ein übergeordnetes Programm die Schnittstellen zwischen den Komponenten und regelt bei zeitkontinuierlichen Berechnungsaufgaben die Schrittweitensteuerung. [81]

HiL und SiL Unter hardware in the loop (HiL) versteht man ein Verfahren, in welchem ein Teil eines Simulationsmodells durch reale physikalische Komponenten auf einem Prüfstand ersetzt wird. Das virtuelle Modell übernimmt hierbei die Steuerungsfunktionen, welche zum Betrieb der Komponente(n) erforderlich sind. Diese Methode erweist sich als sinnvoll, wenn reale Prozesse (z.B. Abgasemissionen eines Verbrennungsmotors oder ein Steuergerät) nur unzureichend genau simulativ berechnet werden können. Der Begriff software in the loop (SiL) bezeichnet ein ähnliches Verfahren mit dem Unterschied, dass Fahrzeugsoftware nicht am originalen Steuergerät betrieben wird. Die Methode dient beispielsweise der Validierung sicherheitsrelevanter Funktionen oder dem Testen von Fahrerassistenzsystemen. Sowohl HiL als auch SiL sind Spezialfälle von Co-Simulationen.

MKS Zur Abbildung des mechanischen Bewegungsverhaltens von technischen Systemen erweist sich die Mehrkörpersimulation (MKS) als ergiebige und zielführende Methodik [73]. Die einzelnen Komponenten werden dabei durch ihr Systemverhalten beschrieben, wobei die Freiheitsgrade der Bewegung sinnvoll einzuschränken sind. Im automobilen Bereich findet die MKS intensive Anwendung. MKS-Modelle bieten den Vorteil, dass der Detaillierungsgrad variiert werden kann und somit bereits in frühen Entwicklungsphasen, wenn Fahrzeugdaten teilweise noch als Prognosewerte vorliegen, Berechnungen durchgeführt werden können [73]. Je nach Aufgabenstellung und Untersuchungsziel verschiebt sich der Fokus der zu betrachtenden Randbedingungen und physikalischen Effekte. In folgender Aufzählung sollen einige Beispiele dargelegt werden, welche unterschiedliche Ausprägungen von Mehrkörpersimulationen im Automobilbereich Anwendung finden [73; 32].

- *Rundenzeitoptimierung auf Rennstrecken:* Neben den Antriebskomponenten spielen in dieser Betrachtung vor allem querdynamische Effekte und die korrekte Abbildung von Fahrwerkskomponenten und der Reifen (vgl. 2.2.4) eine entscheidende Rolle.
- *Radaufhängungsberechnungen bei Schlechtwegüberfahrten:* Neben der Abbil-

derung der Dämpfungseigenschaften der Reifen stellt die Fahrbahnmodellierung einen entscheidenden Parameter dar.

- *Verbrauchsberechnung:* Bei der Verbrauchsberechnung spielen Fahrwerkskomponenten eine untergeordnete Rolle und der Fokus ist auf die korrekte Abbildung der Triebstrangkomponenten bzw. deren Ansteuerung zu legen.
- *Schwingungsanalysen:* In der Antriebsstrangentwicklung ist darauf zu achten, die Anregungen in Eigenfrequenzbereichen (geringer Ordnung) zu dämpfen bzw. zu vermeiden, um erhöhter Bauteilbelastung vorzubeugen. Für derartige Analysen sind umfangreiche Daten der Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften der Bauteile vonnöten. Sie sind daher erst vergleichsweise spät im Entwicklungsprozess sinnvoll anwendbar.

Eine weit verbreitete Software zur Berechnung von Mehrkörpersystemen ist Simulink von der Firma Mathworks. In dieser Software lassen sich die zugrundeliegenden kinematischen (Differential-)Gleichungen auf einfache Weise implementieren. Im Zuge der Softwareerweiterung SimScape, welches die bidirektionale Verbindung von physikalischen Komponenten ermöglicht, bietet Mathworks die Toolbox SimDriveline an. Diese Erweiterung inkludiert vorgefertigte Modelle von Antriebsstrangkomponenten. Ähnliche Vorzüge bietet die Software Cruise der Firma AVL. Als Nachteil ist jedoch zu nennen, dass die vorgefertigten Komponenten vielleicht nicht in dem Detaillierungsgrad vorliegen, der für die Untersuchung am besten geeignet ist. Das physikalische Modell des Triebstrangs, der dieser Arbeit zugrunde liegt, ist ebenfalls ein Mehrkörpersystem (siehe Kapitel 2).

1.4 Lastkollektive im Hybridtriebstrang

Das Wort „Kollektiv“ beschreibt mathematisch formuliert nichts anderes als eine Statistik, im Speziellen die sinnvolle Raffung der Information, welche eine Zeitreihe charakterisiert [36]. Diese Zeitreihe ist in diesem Fall der zeitliche Verlauf einer physikalischen Größe, welche die Beanspruchung (oder eben Last) auf ein Bauteil repräsentiert. Die Art der Raffung hängt vom Schädigungsmechanismus eines Bauteils ab (vgl. 1.7.1). Die Materialermüdung von Metallen unter schwingender Beanspruchung wurde von dem Werkstoffwissenschaftler August Wöhler erstmals ausgiebig untersucht und stellt heute noch den Standard in der Betriebsfestigkeitsrechnung dar [31]. In diesem Zusammenhang trat auch der Begriff eines „Lastkollektivs“ erstmals auf.

In der automobilen Anwendung lässt sich der Begriff auf alle Statistiken erweitern, welche die Rahmenbedingungen und Anforderungen an Bauteile definieren. Lastkollektive dienen dabei hauptsächlich zwei Aufgaben, welche im Fahrzeugentwicklungsprozess unabkömmlich sind. Dies ist einerseits die Versorgung von Lieferanten mit Anforderungsprofilen zur Auslegung und Konstruktion von Bauteilen. Durch die Kommunikation dieser Zielwerte wird garantiert, dass beispielsweise eine Welle auf genau jene Lasten dimensioniert wird, welche im Gesamtfahrzeug zu erwarten sind. Durch diese Vorgehensweise können die Herstellungskosten und das Bauteilgewicht optimiert und ein frühzeitiges Versagen aufgrund von Unterdimensionierung verhindert werden. Den zweiten Anwendungsbereich stellt die Ableitung von Prüfprogrammen dar. So können - aufgrund der Daten eines Lastkollektivs - Prüfprogramme gerafft werden und Komponenten gezielt derart hohen Belastungen ausgesetzt werden, wie sie erst im Nachfahrversuch des Gesamtfahrzeugs nach maßgeblich längerer Prüfdauer erfahren hätten. Es ist auch möglich, verschiedene Lastkollektive gegeneinander zu bewerten. Daraus ergibt sich die Möglichkeit, bei geänderten Randkriterien (z.B. Fahrverhalten, Applikation,...) eine Aussage darüber zu treffen, ob sich die Belastungssituation für ein Bauteil verändert hat und etwaige Absicherungsmaßnahmen ergriffen werden müssen.

In den folgenden Unterkapiteln sollen verschiedene Arten von Lastkollektiven im (hybriden) Triebstrang, deren Raffungsmechanismen und numerische Bewertungen vorgestellt werden.

1.4.1 Diskrete Ereignisse

Die diskreten Ereignisse beschreiben zeitlich begrenzte Vorgänge aus einem kontinuierlichen Verlauf, die voneinander abgegrenzt bewertet werden. Ein ganz einfaches Beispiel ist die Anzahl an Schaltungen bzw. der Ausrückvorgänge verschiedener Kupplungen. Bei Reibkupplungen ist bei der Auslegung darauf zu achten, dass aufgrund von eingetragener Wärme im schlupfenden Zustand eine maximal zulässige Temperatur nicht überschritten wird und vor erneuter Betätigung genügend Wärme in das umgebende, kühlere Medium abgeführt werden kann. Daher bilden für eine Reibkupplung und deren Aktuatorik eine Statistik über die Anzahl und Frequenz an Betätigungen, die Verteilung der Energieeinträge, Reibleistungen, Schlupfdauern und der daraus resultierende Reibbelagsverschleiß entscheidende Randparameter. Die Lebensdauer von Reibbelägen kann mit Kenntnis des Verschleißverhaltens auf recht simple Weise berechnet werden. Für die Auslegung von Klauenkupplungen bzw. Gangsynchronisierungen spielen hauptsächlich die Anzahl der Vorgänge, Dif-

ferenzdrehzahlen und deren Gradienten und die Synchronisationskräfte eine Rolle.

Prüfprogramme für Kupplungen, Synchronringe aber auch elektrische Komponenten wie Startermotoren lassen sich relativ einfach raffen, indem die belastenden Zustände sequenziell in kurzem Abstand zueinander dargestellt werden. Es ist jedoch darauf zu achten, dass die thermischen Randbedingungen gewahrt bleiben.

1.4.2 Einparametrische Zählverfahren

Unter einem einparametrischen Zählverfahren ist allgemein die Darstellung des Bezugs von einer Anzahl an Ereignissen zu einer zeitveränderlichen Größe zu verstehen. Diese ist dabei zu klassieren, d.h. in Zählbereiche zu diskretisieren, um die Einzelereignisse ihrer Häufigkeit nach eben jenen Bereichen zuordnen zu können. Im Folgenden sollen einige Beispiele für derartige Zählverfahren angeführt werden, im Speziellen die Überrollungsklassierung und deren besondere Bedeutung in der Betriebsfestigkeitsrechnung. [70]

Die Klassendurchgangs-/Spitzenwertzählung In der Klassendurchgangszählung wird die Anzahl an Überschreitungen von Klassengrenzen (positiver oder negativer Gradient) einer Größe über ihr selbst aufgetragen. Bei, aufgrund von Messschwankungen verrauschten Größen, sollte das gemessene Signal vor der Klassierung mit einem Tiefpassfilter behandelt werden, um hochfrequente Zählungen zu vermeiden. Die Spitzenwertzählung berücksichtigt statt der Klassendurchgänge die lokalen Minima und Maxima. Derartige Klassierungen vereinen eingeschränkte Informationen über die Frequenz- und Amplitudeneigenschaften und beschreiben beispielsweise, wie oft eine gewisse Drehzahl/Geschwindigkeit/Temperatur oder dergleichen überschritten bzw. maximal erreicht wird. In dieser Arbeit werden diese Methoden keine direkte Anwendung finden.

Die Verweildauerklassierung Die Verweildauerklassierung in Gleichung 1.2 illustriert die Aufenthaltsdauer einer Größe x innerhalb der durch x_i definierten diskreten Klassen durch numerische Integration der Zeit. Diese häufig verwendete, aussagekräftige Zählmethode findet bei Temperaturen, Strömen, Drehzahlen und anderen physikalischen Größen, aber auch der Klassierung von Zuständen (wie etwa der hybridischen Betriebszustände) ihre Anwendung. In dieser Darstellungsform geht zwar jegliche Frequenzinformation verloren, jedoch reicht sie aus um beispielsweise temperaturkritische Bereiche bewerten und daraus geraffte Prüfprogramme ableiten zu können (vgl. 1.7.1).

$$T_i = \int_{t_0}^{t_{max}} t \cdot I_i(t) \cdot dt \quad (1.2)$$

$$\text{mit } I_i(t) = 1 \text{ falls } x_i \leq x(t) < x_{i+1} \quad (1.3)$$

$$= 0 \text{ sonst} \quad (1.4)$$

Gewichtete Verweildauerklassierungen Bei dieser Methode wird in Gleichung 1.5 einer Klasse eines Signals nicht die Summe der Zeiten innerhalb dieses Bereichs zugeordnet, sondern ein gesondert berechnetes Signal wie etwa die Strecke ($f(t) = v(t)$) oder die Anzahl an Überrollungen ($f(t) = \frac{\omega(t)}{2\pi}$). Unter einer Überrollung ist eine vollständige Umdrehung einer Welle oder eines Rades zu verstehen. Der Begriff „Umdrehung“ wird absichtlich vermieden, um ihn nicht mit der umgangssprachlichen Bezeichnung einer Drehzahl zu verwechseln. Der Darstellung „Überrollungen über Drehmoment“ für eine Verzahnung kommt hierbei eine besondere Bedeutung zu, da bei einer Überrollung jeder Zahn des betrachtenden Rades einmal im Eingriff war. Das bedeutet pro Überrollung eine schwellende Beanspruchung eines Zahnes, wobei die Größe der Spannung direkt mit dem übertragenen Drehmoment und damit der Kraft und Dehnung zusammenhängt.

$$T_i = \int_{t_0}^{t_{max}} f(t) \cdot I_i(t) \cdot dt \quad (1.5)$$

Der Zusammenhang zwischen der Anzahl an schwellenden (oder auch wechselnden) Lastspielen und der Dauer bis zum Eintritt von Materialversagen kann mittels des Wöhlerversuchs quantitativ ermittelt werden [55]. Dabei wird eine Materialprobe einer gleichförmigen Schwingungsbeanspruchung mit konstanter Mittelspannung σ_m und konstanter Amplitude σ_a unterworfen bis ein Ermüdungsbruch zu erkennen ist. Werden diese Versuche für verschiedene Spannungsamplituden durchgeführt und die Ergebnisse in ein doppellogarithmisches Diagramm 1.2 aufgetragen, ergibt sich die sogenannte **Wöhlerkurve**, die sich idealisiert in drei Bereiche gliedern lässt.

1. Der *Kurzzeitfestigkeitsbereich* ist begrenzt durch die maximal ertragbare Amplitude $\sigma_{A,max}$ und den dadurch verbundenen Gewaltbruch.
2. Der *Zeitfestigkeitsbereich* zwischen σ_{A1} und σ_{AD} spielt für die Auslegung von Bauteilen im Fahrzeug die entscheidende Rolle. Im doppeltlogarithmischen

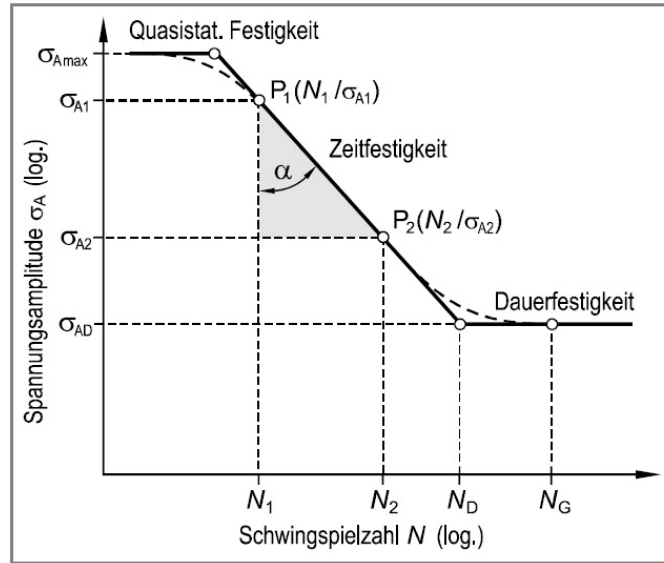


Abbildung 1.2: Die Bereiche der Wöhlerlinie [55]

Wöhlerdigramm erweist er sich als Gerade, daher besteht der folgende Zusammenhang:

$$N = N_1 \cdot \left(\frac{\sigma_A}{\sigma_{A1}} \right)^{-k} \quad (1.6)$$

Der Wöhlerexponent k ist dabei u.a. von der geometrischen Bauteilstruktur und vom Werkstoff abhängig und kann ohne entsprechendem Wöhlerversuch der Literatur entnommen werden.

3. Der horizontale Verlauf der Wöhlerlinie im *Dauerfestigkeitsbereich* unterhalb von σ_{AD} ist nur für einige Werkstoffe zutreffend. Bei anderen Materialien muss in diesem Bereich ebenfalls von einem (flachen) Anstieg der Linie ausgegangen werden. [70]

In einer einfachen Bauteilfestigkeitsrechnung kann die Analyse auf den Zeitfestigkeitsbereich beschränkt werden. Unterliegt nun ein Bauteil (z.B. ein Zahn) einer Schwingungsbeanspruchung mit variabler Amplitude, so ist die Annahme einer linearen Schadensakkumulation zulässig und in Form der *Miner-Regel* festgehalten [31]. Dabei werden die einzelnen Schwingungen anhand ihres Anteils an der Gesamtschädigung bewertet und aufsummiert. Bauteilversagen tritt daher auf, wenn

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{1}{N(\sigma_i)} \geq 1 \quad (1.7)$$

wobei N die ertragbare Anzahl an Lastwechseln bei Spannungsniveau σ_i bezeichnet und über die Wöhlerlinie definiert ist.

Durch diese Bewertungsmethode einer variablen (schwellenden oder wechselnden) Schwingbeanspruchung erweist es sich als relativ einfach, Prüfprogramme zu raffen. Hierfür ist es nicht vonnöten, die exakte Lage der Wöhlergerade im Zeitfestigkeitsbereich zu bestimmen, sondern es genügt die Kenntnis des Wöhlerexponenten k aus Gl. 1.6. Soll beispielsweise für ein Lastkollektiv mit variabler Schwingbeanspruchung eine schädigungsäquivalente Anzahl an Lastwechseln N_s bei einem gegebenen Spannungsniveau σ_s ermittelt werden, kann folgendermaßen vorgegangen werden:

$$D = \sum_i \frac{1}{N(\sigma_i)} \stackrel{!}{=} N_s \cdot \frac{1}{N(\sigma_s)} \quad (1.8)$$

$$\sum_i \frac{1}{N_1 \cdot \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{A1}}\right)^{-k}} \stackrel{!}{=} N_s \cdot \frac{1}{N_1 \cdot \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_{A1}}\right)^{-k}} \quad (1.9)$$

$$S_p(k) = \sum_i \sigma_i^k \stackrel{!}{=} N_s \cdot \sigma_s^k \quad (1.10)$$

$$\Rightarrow N_s = \sum_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_s}\right)^k \quad (1.11)$$

Der (physikalisch nicht interpretierbare) Ausdruck S_p wird als Pseudoschädigung bezeichnet und oft gemeinsam mit k dazu verwendet N_s zu berechnen. In der speziellen Anwendung eines Zahnrades, lässt sich die Prüfdauer t_p (in h) bei konstanter Prüfdrehzahl ω_p über den Zusammenhang $N_s = t_p \cdot \frac{\omega_p \cdot 3600}{2 \cdot \pi}$ berechnen.

1.4.3 Zweiparametrische Zählverfahren

Zweiparametrische Zählverfahren charakterisieren eine Zeitreihe anhand von **zwei** statistischen Merkmalen. Im folgenden Abschnitt werden zwei Beispiele erläutert, wobei in beiden Fällen lediglich lokale Minima und Maxima (ähnlich der Spitzenwertzählung im vorhergehenden Abschnitt) betrachtet werden und damit die Information über Gradienten vollständig verloren geht.

Die Markov-Klassierung Die Markov-Matrix stellt eine einfache Methode dar, das Frequenz- und Amplitudenverhalten einer Zeitreihe vereinfacht zu visualisieren. Die Wertemenge wird wie bei den einparametrischen Zählverfahren in Klassen diskretisiert, wobei die Zeilen der Matrix den Ausgangspunkt und die Spalten den Endpunkt für den Wechsel zwischen zwei lokalen Extrema repräsentiert. Signalabschnitte mit positivem Gradienten finden in dieser Methode ihre Berücksichtigung überhalb der Hauptdiagonalen. Um hochfrequente Schwingungen eines Signales bei der Zählung zu vermeiden, bietet es sich an, die Zeitreihe mit einem Filter zu behandeln oder ein dynamisches Toleranzband zu definieren, um die Anzahl an lokalen Extrema zu verringern. [49]

Sinnvoll erscheint diese Art der Klassierung z.B. bei der Analyse von Übergangsszenarien (**Gangwechsel**) oder der Bewertung von Temperaturwechseln (ohne Gradienteninformation), welche zu Spannungszuständen in Bauteilen führen können. Jedoch wirken sich derartige Spannungen zumeist auf metallische Werkstoffe aus, die eine besondere Form des Verhältnis zwischen Spannung und Dehnung aufweisen, welche in der Markov-Klassierung keine Berücksichtigung finden.

Die Rainflowklassierung Metallische Werkstoffe zeigen die Eigenschaft eines „Memory-Effekts“, d.h. dass sich der Bezug von Spannung zu Dehnung im Metall als dynamisch erweist und sogenannten geschlossenen Hystereseschleifen folgt [4; 17]. Grafik 1.3 illustriert eben jene Eigenschaft, dass der Dehnungsverlauf aufgrund einer Spannungsänderung durch den vorhergegangenen Dehnungsverlauf in Gegenrichtung definiert ist. Sollte die Größe der aktuellen Dehnungsänderung die vorhergegangene Dehnung in Gegenrichtung überschreiten, folgt der Dehnungspfad der übergeordneten Hystereseschleife. So folgt der Pfad zwischen Punkt 5 und 6 zuerst der kleinen Schleife mit Punkt 4 und dann der größeren, die durch die Dehnung in Gegenrichtung (Punkt 3) definiert wurde. Bei Punkt 6 ist eben jene Hystereseschleife mit Punkt 3 beendet.

Diese Eigenschaften metallischer Werkstoffe berücksichtigt das sogenannte Rainflow-Zählverfahren, welches explizit derart, in sich geschlossene, Spannungs-Dehnungs-Hysteresen berücksichtigt. Der Name dieses Verfahrens ist dadurch zu begründen, dass ein um 90° gekippter Zeitverlauf einer Beanspruchung an ein japanisches Pagodendach erinnern soll und die Rainflowklassierung dem Verlauf eines Regentropfens auf eben jenem Dach Rechnung trägt [70]. Für numerische Berechnungsalgorithmen und die Behandlung von nicht geschlossenen Hystereseschleifen (Residuum) sei an dieser Stelle auf [31] verwiesen. Auf alle Fälle liegt als Ender-

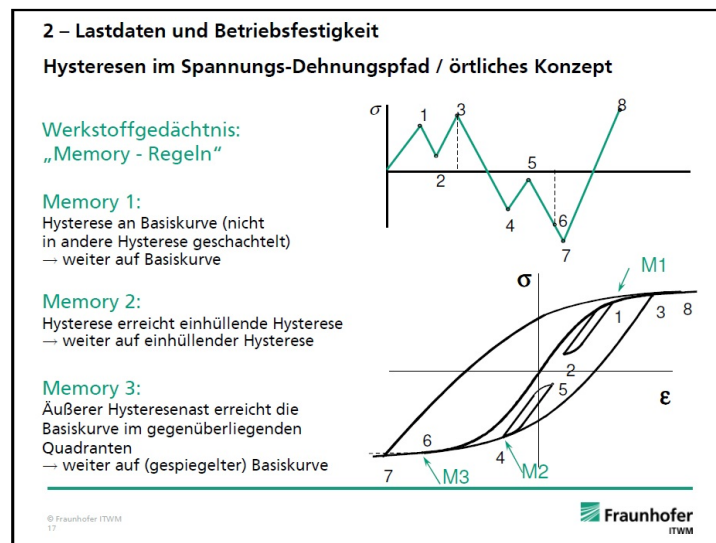


Abbildung 1.3: Illustration des Dehnungsverlaufs metallischer Werkstoffe unter dynamischer Spannung. Aus [17]

gebnis einer Rainflowklassierung ähnlich der Markov-Klassierung eine Matrix vor, die die Spannungswechsel (unter Berücksichtigung des Dehnungsverhaltens) nach Ursprungs- und Zielspannung klassiert darstellt. Eine alternative Darstellungsform ist die Klassifizierung nach Mittelspannung und Spannungsamplitude.

Die numerische Bewertung der Schädigung von metallischen Bauteilen unter variabler Spannungsbeanspruchung mit variabler Mittelspannung erweist sich als nicht trivial. Im Gegensatz zur schwellenden Beanspruchungen (Unterspannung = 0) erweist sich der Mittelspannungseinfluss als eklatant. Die Anzahl an ertragbaren Lastspielen sinkt stark mit der (betragsmäßig) steigenden Mittelspannung der Lastwechsel. Für die numerische Bewertung der Schädigung eines Werkstoffs müssen daher die Wöhlerlinien für verschiedene Mittelspannungen vorliegen. In der Literatur finden sich verschiedene Faustformeln und Ansätze zur Bewertung des Mittelspannungseinfluss bzw. zur Amplitudentransformation. Darunter versteht man die Umrechnung des Lastkollektivs auf ein Kollektiv schwellender oder wechselnder Beanspruchung. In dieser Arbeit soll jedoch keine dieser Bewertungen zum Tragen kommen.

1.5 Das parallele Einwellenhybridfahrzeug als Referenzfahrzeug

Der vorliegenden Arbeit liegt (wie bereits in 1.2.2 erwähnt) exemplarisch ein paralleler Einwellenhybrid zugrunde. Diese Konfiguration eignet sich aufgrund der leicht verständlichen Triebstrangkonfiguration besonders gut, um die entwickelten Methoden und Techniken zu veranschaulichen. Als ein besonders interessanter Vertreter derartiger, zukunftsweisender Antriebe soll der Porsche Panamera S E Hybrid, der 2013 in Serienproduktion gegangen ist, im folgenden Abschnitt genauer beschrieben werden. Im Besonderen wird zuerst im Detail auf die Triebstrangkomponenten und anschließend auf die darstellbaren Betriebsmodi (inkl. Fahrervorgaben) eingegangen.

1.5.1 Der Triebstrang des Referenzfahrzeugs

Der Panamera S E Hybrid basiert auf dem konventionell angetriebenen Panamera-Modell. Durch die Integration eines sogenannten Hybridmoduls konnte bereits in der allerersten Fahrzeuggeneration eine Hybridvariante (Panamera S Hybrid) als heckgetriebenes Fahrzeug angeboten werden. Als Verbrennungsmotor diente damals ein 3,0l TFSI-Motor mit Kompressoraufladung und als Getriebe ein 8-Gang-Automatikgetriebe. Als Anfahrerelement des Getriebes fungierte ein Drehmomentwandler, wobei zusätzlich eine Wandlerüberbrückungskupplung (WÜK) verbaut wurde, die Energieverluste im Wandler vermeiden kann und den Schubetrieb (Rekuperation) ermöglichte. Die E-Maschine verfügte über eine Spitzenleistung von $34kW$ oder $47PS$, der Verbrennungsmotor über $245kW$ oder $333PS$. Die Trennkupplung (neben der EM Teil des Hybridmoduls) zwischen Verbrenner und E-Maschine diente klarerweise zum Trennen der beiden Komponenten und ermöglichte somit das elektrische Fahren bei stehender VKM. Die hydraulische Steuerung des Ausrückweges übernahm ein Spindelaktuator. Zusätzlich konnte die Kupplung (kurz K0) über ihre Reibflächen einen Drehimpuls für den Verbrennerstart übertragen. Somit war der Verbau eines separaten Startermotors bzw. einer Lichtmaschine nicht notwendig, da alle diese Funktionen von der EM alleine realisiert werden konnten. Als Batterie diente dem Fahrzeug eine Nickel-Metallhydrid-Batterie. [80]

In der Produktaufwertung der ersten Generation des Panameras entschied sich Porsche, die Hybridvariante mit einer Plug-In-Funktion zu versehen. Diese Funktion setzte jedoch auch sinnvollerweise eine Leistungssteigerung der E-Maschine auf $70kW$ ($95PS$) und eine andere Batterie voraus, um auch längere Strecken rein

elektrisch fahren zu können. Die Batterie auf Lithium-Ionen-Basis mit einem Energieinhalt von $9,4kWh$ ermöglichte im NEFZ eine elektrische Reichweite von $36km$. Gegenüber der „konventionellen“ Hybrid-Variante blieben die restlichen antriebsrelevanten Bauteile unverändert. Abbildung 1.4 zeigt eine abstrahierte Darstellung des Triebstranges, wobei die steuerbaren Momentenquellen **rot** und die elektrischen Komponenten **grau** hinterlegt sind. Die Eigenschaften der Komponenten und deren Modellierung werden Thema des Kapitels 2 sein.

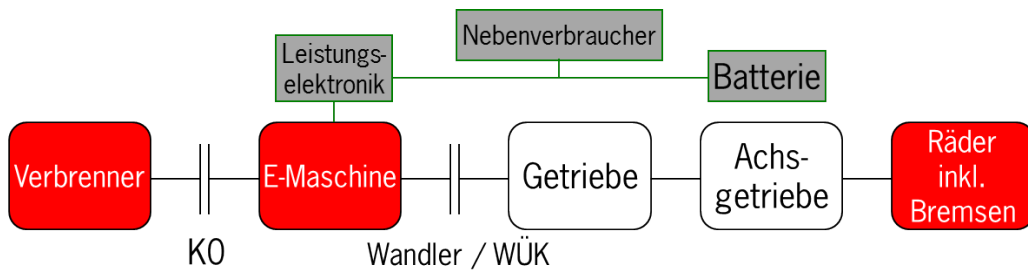


Abbildung 1.4: Triebstrangschema des Panamera S E Hybrid

Die Methodik soll sich in dieser Arbeit nicht nur auf die bereits beschriebenen Triebstrangkomponenten beschränken. Als Beispiele für zusätzliche Komponenten seien an dieser Stelle verschiedene Längsdifferenziale - wie etwa das Torsen- und das Hang-On-Allradssystem - genannt. Ein weiteres interessantes Bauteil ist das Doppelkupplungsgetriebe, welches funktional aus 2 Teilgetrieben besteht und über die geschickte Ansteuerungen der beiden Kupplungen am Getriebeeingang äußerst dynamische Schaltzeiten ermöglicht. Genauere Ausführungen werden in 2.2.3 folgen.

1.5.2 Die Betriebsmodi des Referenzfahrzeugs

Wie bereits mehrfach erwähnt, zeichnet sich ein Hybridfahrzeug durch die Vielfalt an darstellbaren Betriebsmodi aus. Dem Fahrer werden in der Regel nur eingeschränkte Möglichkeiten geboten, die Wahl des Betriebsmodus direkt zu beeinflussen. Stattdessen übernimmt eine äußerst komplexe Entscheidungsstruktur in der Motorsteuerung, die Betriebsstrategie, diese Aufgabe durch Interpretation der Fahrervorgaben wie dem Pedal- und Lenkverhalten. Die Betriebsstrategie ermöglicht somit die Ausschöpfung der spezifischen Vorteile eines Hybridfahrzeugs bei gleichzeitiger Absicherung sicherheits- und komfortrelevanter Parameter. [59]

Die folgende Aufzählung bietet eine Übersicht über die Betriebsmodi inkl. deren

Randparameter, die mit einem parallelen Einwellenhybridfahrzeug (im Speziellen dem Referenzfahrzeug) sinnvoll darstellbar sind. Zuerst werden die *elektrischen Betriebsmodi* erläutert, die sich durch eine offene K0 und einen stehenden Verbrenner charakterisieren lassen:

- Das **elektrische Fahren** ist gekennzeichnet durch einen positiven Fahrpedalwert, wobei die Leistungsanforderung das maximale E-Maschinenpotenzial nicht überschreitet, da diese alleinig für den Vortrieb sorgt. Die Dauer dieses Zustandes ist klarerweise aufgrund der Batteriekapazität beschränkt, da nur sie für die Energieversorgung verwendet wird.
- Der Zustand des **Segelns** ist dem elektrischen Fahren ähnlich, bis auf den Umstand, dass der Fahrer kein Pedal betätigt und damit die E-Maschine nicht mehr antreibt, sondern gegenteilig meist ein leichtes Generatormoment stellt, um die elektrischen Nebenverbraucher im Fahrzeug direkt mit Energie zu versorgen. Im Unterschied zu einem konventionell angetriebene Fahrzeug entfällt der Motorschub. Daher verzögert das Hybridfahrzeug kaum und nützt die kinetische Energie zur Überwindung der Fahrwiderstände.
- Sollte dem Fahrer die Verzögerung im Segeln nicht ausreichen, kann er das Bremspedal betätigen und damit in den Zustand der **Rekuperation** gelangen. Der Panamera S E Hybrid verfügt über ein sogenanntes Leerwegbremsssystem. Dieses bewirkt auf dem ersten Teil des Bremspedalweges noch keine Druckerhöhung (und dadurch Verzögerung) an den mechanischen Bremsen, sondern eine kontinuierliche Erhöhung des generatorischen E-Maschinen-Moments, wodurch das Fahrzeug verzögert und Energie rückgewonnen wird. Ab einem gewissen Bremspedalweg fangen auch die mechanischen Bremsen zu greifen an, wobei der Pedalweg der maximalen Momentenanforderung an die EM unter Umständen höher liegen kann. Zu beachten ist, dass das generatorische Moment der EM alleine auf die Hinterachse wirkt und daher (in niedrigen Gängen) beschränkt werden muss, um die Fahrzeugstabilität auch in Kurven garantieren zu können.

Hybridische Betriebsmodi vereint der gleichzeitige Betrieb von EM und VKM mit geschlossener K0:

- Bei automatisch schaltenden Fahrzeugen ist in der Regel am Ende des Fahrpedalwegs ein zusätzlicher Druckpunkt installiert. Wird dieser übertreten,

spricht man von einem Kickdown und das Fahrzeug setzt die maximal verfügbare Leistung ab. Im Falle eines Hybridfahrzeugs summieren sich das Drehmoment der VKM und EM und man spricht vom **Boosten**.

- Als ein probates Mittel zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs erweist sich die **Lastpunktverschiebung (LPV)**. Hierbei werden Betriebspunkte des Verbrennungsmotors mit einem schlechten spezifischen Wirkungsgrad durch Momenteneingriffe der E-Maschine vermieden. Wenn die EM als Generator arbeitet, spricht man von einer Lastpunktanhebung, welche manchmal auch dem Überbegriff der Lastpunktverschiebung gleichgesetzt wird. Die generierte Energie wird in der Batterie zwischengespeichert und kann zu einem späteren Zeitpunkt verwendet werden. Eine Lastpunktanhebung ist energetisch am effizientesten, wenn das Verhältnis von zusätzlich verbrannter chemischer Energie zu der Energie, die der Batterie zugeführt wird, maximiert wird [25]. Man kann diesen Prozess sinnbildlich auch als „Kauf“ von elektrischer Energie verstehen. In energetischen Überlegungen sollte beachtet werden, dass das Entladen der Batterie und eine allfällige Rückwandlung in mechanische Energie durch die EM ebenfalls verlustbehaftet ist. Abbildung 1.5 zeigt beispielhaft, wie eine derartige Lastpunktverschiebung zwischen den stationären Betriebspunkten **A** und **B** aussehen könnte, wobei es zu beachten gilt, dass die Farben des Diagramms in z-Richtung den *Gesamtwirkungsgrad* der VKM (und nicht nur des Anteils der LPV) repräsentieren.

Die motorische Unterstützung des Verbrenners durch die EM wird Lastpunktabsenkung genannt, wobei im Gegensatz zum Boosten das Potenzial der VKM nicht vollständig erschöpft wird. Sollte der Batterieladestand im Fahrzeugstillstand sehr gering sein, kommt es zum sogenannten **Standladen**. Streng genommen handelt es sich dabei um eine Lastpunktanhebung, wobei kein explizites Vortriebsmoment gestellt wird.

- Das Zielfahrzeug kann auch ausschließlich über die VKM angetrieben werden, wobei die EM inaktiv bleibt. Dieser Modus macht jedoch nur dann energetisch Sinn, wenn die Entscheidungsstruktur der LPV auf Basis der aktuellen Systemzustände wie dem Batterieladezustand, dies errechnet.
- Im hybridischen Fahren kann ebenfalls rekuperiert werden. Jedoch wirkt hier, im Gegensatz zur rein elektrischen Rekuperation, der unbefeuerte Motor

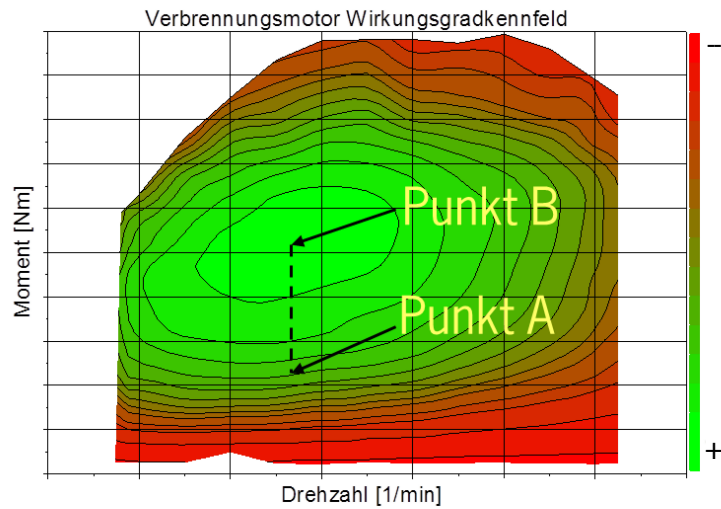


Abbildung 1.5: Wirkungsgradkennfeld eines Verbrennungsmotors mit Lastpunktverschiebung [76]

ebenfalls als verzögerndes Antriebselement. Daher wird die kinetische Energie des Fahrzeugs teilweise in der VKM unvorteilhaft in Wärme gewandelt und kann somit nicht zurückgewonnen werden.

- Der Betrieb des reinen Motorschubes ist vergleichbar mit dem elektrischen Segeln, jedoch mit angekoppelter VKM. Dieser Zustand kann durchaus seinen Zweck erfüllen, wenn beispielsweise nach längerer Bergabfahrt der maximale Batterieladezustand erreicht ist, somit nicht mehr rekuperiert werden kann und ausschließlich die mechanischen Bremsen das Fahrzeug verzögern müssten. Durch den zusätzlichen Motorschub kann die Bremsanlage entlastet und ein Überhitzen vermieden werden.

Der **Wiederstart** des Verbrennungsmotors stellt eine wesentliche Herausforderung in der Entwicklung eines parallelen Hybridantriebs dar. Wie bereits erwähnt erfolgt der Start beim Referenzfahrzeug durch die Übertragung von Drehmoment über die K0. Dieses Moment wird idealerweise während der Startdauer durch die EM kompensiert, sodass im Fahrzeug kein Ruck bzw. Beschleunigungsveränderung wahrnehmbar ist. Eine genaue Beschreibung der verschiedenen Wiederstartabläufe wird in Abschnitt 3.1.2 dargestellt. Der Wiederstart stellt somit den Übergangszustand zwischen elektrischen und hybridischen Betriebszuständen dar. Der Motorstopp repräsentiert den Übergang in Gegenrichtung.

Dem Fahrer bietet sich in dem Referenzfahrzeug dieser Arbeit zusätzlich die

Möglichkeit über Tasten in der Mittelkonsole das bevorzugte Fahrzeugverhalten, im Speziellen das Batterieladeverhalten indirekt zu beeinflussen. So kann er sich etwa dazu entscheiden, das elektrische Fahren zu *bevorzugen* und dabei die Batterie zu entleeren - ein Modus, der vor allem innerorts sinnvoll erscheint. Um es dem Fahrer zu ermöglichen, Motorstarts selbst auszulösen, verfügt das Fahrpedal bei etwa der Hälfte des Pedalweges über einen zweiten Druckpunkt, der nur in diesem Fahrmodus aktiviert wird. Alternativ bieten sich dem Fahrer die Möglichkeiten, den state of charge (SOC) der Batterie auf gleichem Niveau zu halten oder das Laden in den Vordergrund zu stellen, um beispielsweise bei Einfahrt in ein Ortsgebiet über ausreichend Energie für die (bevorzugte) elektrische Fahrt verfügen zu können. Eine genaue Erklärung der Wahlmöglichkeiten wird in Abschnitt 3.4 dargelegt werden.

1.6 Hybridfahrzeuge im Fahrbetrieb

Der folgende Abschnitt soll anhand einiger Beispiele unterstreichen, wie vielfältig sich die Belastungsszenarien bzw. -zustände in Hybridfahrzeugen darstellen und analysieren, welche Einflussfaktoren und Kriterien maßgebend für das Eintreten eben jener Verhältnisse sind und wie diese klassifiziert werden können. Abschließend werden Überlegungen angestellt, auf welche Weise sich Nutzungsszenarien zielführend abbilden lassen.

1.6.1 Vielfalt an Belastungsszenarien in hybriden Triebsträngen

Strategische Überlegungen motivieren Automobilhersteller ihre Fahrzeuge am Markt zu positionieren und dem Kunden die Möglichkeit zu geben, die Fahrzeuge auf verschiedene Arten zu betreiben. Natürlich muss sichergestellt sein, dass entwickelte Fahrzeuge für diese Belastungsszenarien geeignet sind. Im Folgenden soll anhand einiger Beispiele illustriert werden, wie derartige Szenarien aussehen könnten:

- Es ist wahrscheinlich, dass ein Kunde, der sich dazu entscheidet ein Plug-In-Fahrzeug zu kaufen, auch die Ladefunktion über eine externe Stromquelle nutzt. Sollte er hauptsächlich innerorts unterwegs sein, ergibt sich ein hoher Anteil an elektrischem Fahrbetrieb bei nur kurzen Verbrennerlaufzeiten, wobei dieser zu einem Großteil in niederen Temperaturbereichen betrieben wird. Eine derartige Fahrzeugnutzung führt zu Umständen wie etwa einem potenziellen Kraftstoffeintrag in das Motoröl oder der hohen thermischen Belastung

der EM, da diese viel Leistung umzusetzen hat. Als besonders kritisch erweist sich ein Kunde, der beispielsweise den Weg zu einer Autobahnauffahrt elektrisch zurücklegt und am Beschleunigungstreifen nach einem Wiederstart eine hohe Leistungsanforderung an den kalten Verbrennungsmotor stellt.

- Im Gegensatz zu dem zuvor genannten Nutzungstyp gibt es möglicherweise auch Kunden, die die Ladefunktion selten bis überhaupt nicht nutzen, sei es aufgrund mangelnder Infrastruktur oder Unkenntnis der Fahrzeugfunktionen wie etwa der Lademöglichkeit während der Fahrt. Dieses Nutzungsverhalten bewirkt einen permanent niedrigen Ladestand der HV-Batterie und dadurch ein niedriges Spannungsniveau. Die eingeschränkte Möglichkeit des elektrischen Fahrens bewirkt in diesem Zustand eine Vielzahl an Motorstarts, unter Umständen in kurzen Intervallen.
- Gerade die Hybridisierung von *Sportwägen* erweist sich als Herausforderung. So soll mit derartigen Fahrzeugen weiterhin der Rennstreckenbetrieb und die Hochgeschwindigkeitsfahrt auf (deutschen) Autobahnen möglich sein. Klarerweise werden hierbei die Komponenten des Antriebsstrangs äußerst intensiv mechanisch und thermisch belastet.
- Performante Motorisierungen eines Fahrzeugs ermöglichen dem Fahrer allgemein ein vielfältiges Spektrum, das Fahrzeug zu betreiben. Im Falle eines Hybridfahrzeugs erweitert sich dieses Spektrum durch die Verwendung von mehreren Antriebsquellen. Ein „nervöser“ Fahrer, also jemand der ein hochfrequentes Modulationsverhalten der Fahr- bzw. Bremspedalbetätigung zeigt, bewirkt häufige Wechsel zwischen den zuvor beschriebenen Betriebsmodi. Im Speziellen führt das Fahrzeug häufig Wiederstarts durch. Ein gemäßigter und vorausschauender Fahrer bedingt im Gegenzug eher geringere Leistungsdurchsätze am Rad und wird dadurch verstärkt die EM als Motor bzw. Generator nutzen.
- Für die Getriebe und Wellen im Triebstrang stellt allgemein der Zustand der Rekuperation ein Szenario dar, dem in konventionellen Antrieben geringere Bedeutung gebührt, da die Motorschubmomente eines Verbrenners selbst bei hohen Drehzahlen an die generatorischen Schubmomente einer E-Maschine nicht heranreichen. Für Wellen ergibt sich dadurch die Herausforderung, auch Momente in „Gegenrichtung“ übertragen zu müssen. Je nach Werkstoffeigenschaften muss für die Darstellung von Schub durch eine Welle, das Zugmo-

ment um einen Anteil der Schubbelastung verringert werden, um die gleiche Lebensdauer erwarten zu können. Die genaue Berechnung erfolgt, wie in 1.4.3 erwähnt, über Rainflowkollektive. Verzahnungen müssen natürlich auch den Schubbelastungen *mechanisch*, *akustisch* und bezüglich der *Verschleißtragfähigkeit* gewachsen sein, wobei Zug- und Schubkräfte auf verschiedene Seiten der Zähne wirken. [95]

1.6.2 Einflussfaktoren auf Belastungsszenarien

Der vorangegangene Unterabschnitt hat gezeigt, wie vielfältig die Belastungsszenarien in Hybridfahrzeugen sein können. Nun sollen relevante Einflussfaktoren ermittelt werden, da die Belastungsszenarien fundamental das Ergebnis von Lastkollektivermittlungen beeinflussen. Müller-Kose [61] und Fugel [26] beziehen sich in ihren Ausführungen auf den 3F-Parameterraum, den die Freiheitsgrade *Fahrer*, *Fahrzeug* und *Fahrumgebung* aufspannen. Dieser sinnvolle Ansatz findet in dieser Arbeit eine adaptierte Anwendung.

Der Fahrer als Einflussfaktor Eine Erkenntnis, welche die zuvor beschriebenen Belastungsszenarien vermuten lassen, ist, dass die Belastungszustände eines Hybridfahrzeuges - im Vergleich zu einem konventionellen Antrieb - noch weitreichender vom Verhalten des Fahrers abhängen [25]. Aufgrund seines indirekten Einflusses über die Steuergerätfunktionen auf die Komponentenbelastungen gebührt der Betrachtung des Fahrstils bei der Interpretation von Fahrten mit einem Hybridfahrzeug besondere Beachtung. Entscheidende Randparameter stellen das Verständnis und Interesse des Fahrers an der hybriden Antriebstechnik und die explizite Nutzung der hybriden Funktionen dar.

Das Fahrzeug als Einflussfaktor Prinzipiell bildet das zugrunde liegende Fahrzeug eine Haupteinflussgröße auf die Belastungszustände. Abhängig von der Fahrzeugarchitektur, wie der Motorisierung, dem Allradkonzept, dem Fahrwerk, der Fahrzeugmasse und unzähligen weiteren architektonischen Eigenschaften des Fahrzeugs, werden Fahrer dazu motiviert, das Fahrzeug auf verschiedene Arten zu bewegen bzw. werden Belastungszustände erst ermöglicht. Jedoch soll der Fahrzeugeinfluss nicht auf die physikalischen Fahrzeugauslegung beschränkt bleiben, denn wie oben erwähnt, werden die Pedalvorgaben des Fahrers von der Fahrzeugsoftware in Steuerungsbefehle der Antriebsstrangkomponenten umgesetzt. Hierbei bilden die genaue Applikation und Bedatung der Softwarefunktionalitäten entscheidend-

de Randparameter und es sind verschiedenste Konstellationen denkbar. So ist es heutzutage beispielsweise üblich, verschiedene Datensätze für die Vertriebsregionen dieser Erde den Steuergeräten zugrunde zu legen. Dies ist einerseits den verschiedenen Nutzungsverhalten in den ungleichen Umgebungsbedingungen, andererseits den unterschiedlichen gesetzlichen Vorgaben zur Bewertung von Verbrauch und Emissionen geschuldet (vgl. 1.1.2).

Die Fahrumgebung als Einflussfaktor Der Einflussfaktor der Fahrumgebung lässt sich in mehrere Teilbereiche aufschlüsseln. Die folgende Aufzählung versucht, diese Kriterien qualitativ, kurz und wertfrei zu erfassen und Beispiele darzulegen:

- *Gesetzliche Reglementierung*: Tempolimits
- *Verkehrseinflüsse*: Andere Verkehrsteilnehmer, Ampelschaltungen
- *Umwelteinflüsse*: Wetter, Sicht, Außentemperatur, Tageszeit
- *Fahrstrecke*: Kurven, Steigung, Fahrbahnbelag- bzw. beschaffenheit, Feuchtigkeit
- *Fahrprofil*: Stadt, Land, Autobahn, Mischung und Abfolge der Fahrprofile
- *Umfeld des Fahrers*: Ladeinfrastruktur, Fahrzeugnutzungsgrad, Nutzung durch verschiedene Personen, Zuladung, Hängerbetrieb

1.6.3 Abbildung von denkbaren Nutzungsszenarien

Im Zuge der Gesamtfahrzeugerprobung sieht sich die Automobilentwicklung mit der Herausforderung konfrontiert, das Fahrzeug auf sinnvolle und möglichst vielfältige Arten unter verschiedenen Randbedingungen zu betreiben. Klarerweise verfolgen die PKW-Hersteller hierbei verschiedene Ansätze, je nachdem welchem Zielpublikum das Fahrzeug angeboten wird und wie es am Markt positioniert werden soll.

Im Allgemeinen wird ein Fahrzeug vor Freigabe für die Serienproduktion einem sogenannten Dauerlauf unterzogen. Hierbei handelt es sich um die Abbildung **nutzungsrelevanter** Fahrprofile auf öffentlichen Straßen oder abgeschlossenen Prüfgeländen, wobei Fahrstrecken, Randparameter und teilweise auch Fahrerverhalten definierten Anweisungen unterliegen, um die Vergleichbarkeit sicherzustellen und damit in Schadensfällen die Fehleranalyse zu erleichtern. An der Durchführung von Dauerläufen auf Prüfgeländen wird kritisiert, dass einige Einflüsse des realen Kundenbetriebs (z.B. Verkehr) nicht oder nur schwer darstellbar sind. Genau diesen

Ansprüchen kann ein Dauerlauf auf öffentlichen Straßen genügen. Auf Prüfgeländen bietet sich der Vorteil der hohen Reproduzierbarkeit von Mess- bzw. Dauerlauerergebnissen und es eröffnet sich die Möglichkeit, gezielt Dauerläufe derart durchzuführen, sodass einzelne Bauteile möglichst hohen Belastungen ausgesetzt und somit die Erprobungszeiten *gerafft* werden. Auf öffentlichen Straßen sind in der Regel zwischen den einzelnen Fahrten an verschiedenen Tagen Streuungen im Betrieb zu beobachten. Grund hierfür ist eine nicht reproduzierbare Fahrumgebung - insbesondere der Verkehrseinfluss - aber auch die Tagesform des Fahrers. Durch die Datenerfassung über einen längeren Zeitraum wird das Belastungsspektrum statistisch breiter, die Vergleichbarkeit jedoch erschwert. Verbrauchszyklen wie der NEFZ haben (gerade bei Sportwagen) aufgrund des fehlenden Fahrumgebungseinflusses und der geringen Lasten wenig Aussagekraft für die Triebstrangbelastung im Kundenbetrieb.

Um auf die Bauteilbelastungen in einem Dauerlauf schließen zu können, erweist sich die **Lastkollektivmessung** als probates Mittel. Hierbei wird ein Fahrzeug mit Messtechnik ausgestattet und die vorgeschriebenen Fahrstrecken werden nach Anweisung absolviert. Für die Messung der Drehmomente ist es sinnvoll, Kardan- bzw. Seitenwellen des Triebstrangs mit Dehnungsmessstreifen auszustatten. Um der Aussagekraft derartiger Messungen eine statistische Breite zusichern zu können, sollten alle Fahrten mehrfach - wenn möglich mit verschiedenen Fahrern - durchgeführt werden. Als essentiell erweist es sich hierbei, bei diesen Messfahrten darauf zu achten, Fahrsituationen auch nach der Wahrscheinlichkeit des Auftretens im Fahrbetrieb zu erfassen. So kann beispielsweise ein Plug-In-Hybridfahrzeug mit voller Batterie nur beschränkt rekuperieren, ein Umstand dessen Auftretenswahrscheinlichkeit stark streut. Eine gängige Vorgehensweise ist die Definition eines „x%-Fahrers“, wobei dieser Ausdruck die Vielfalt der Nutzungsszenarien nur eindimensional erfasst und daher nicht unmittelbar greifbar ist. Prinzipiell gibt es zwei Ansätze zur Auslegung von Bauteilen im Triebstrang.

1. Die Ermittlung des „maximalen“ Lastkollektivs für ein Bauteil durch Variation der Randbedingungen z.B. mithilfe der 3F-Methodik
2. Die Ermittlung der Belastungen auf nutzungsrelevanten Dauerlaufprofilen

Wie bereits erwähnt, ist die genaue Vorgehensweise stark von der Philosophie des Unternehmens abhängig und daher nur schwer wissenschaftlich greifbar. Es bietet sich auch an, einen Mittelweg zwischen diesen beiden Extremvarianten zu

beschreiten, z.B. durch die intelligente Mischung von Dauerlaufprofilen. Übergeordnetes Ziel ist in jedem Fall die Sicherstellung der Bauteilfunktionalitäten beim Kunden, wobei sich die Erprobung eines Triebstrangs sinnvollerweise in 3 Ebenen gliedern lässt, welche chronologisch auch in dieser Reihenfolge durchlaufen werden.

1. In der **Komponentenerprobung** wird das Bauteil auf einem Prüfstand meist gerafften Lastprofilen unterworfen, die mithilfe vorher genannten Methoden ermittelt werden können.
2. Die **Gesamttriebstrangerprobung** dient der Sicherstellung der Funktionsweise des Triebstrangs im Gesamtverbund und Wechselwirkungen innerhalb dessen, wie z.B. der Resonanzeigenschaften. Auf einem Prüfstand wird dabei der gesamte Triebstrang aufgebaut, wobei die Seitenwelle an E-Maschinen befestigt sind, die die Räder inklusive der Übertragungseigenschaften der Reifen und die mechanischen Bremsen abbilden. Die Profile können gerafft werden, jedoch ist damit die Herausforderung verbunden, mehrere Triebstrangkomponenten gleichzeitig zu raffen.
3. Die **Gesamtfahrzeugerprobung** bildet schlussendlich einen Dauerlauf auf der Straße mit allen Einflussfaktoren und Randbedingungen ab.

1.7 Zielsetzung der Arbeit

In 1.4 wurde bereits erörtert, welche entscheidende Rolle Lastkollektive im Automobilentwicklungsprozess bekleiden. Gerade die Entwicklung von hybriden Antriebssträngen ist stark von politischen, ökonomischen und wirtschaftlichen Interessen getrieben (vgl. 1.2). Erfahrungswerte auf dem Gebiet der Lastkollektive hybrider Triebstränge sind noch nicht auf breiter Basis vorhanden, wobei diese sehr stark von unterschiedlichen Faktoren abhängen, welche in 1.6 beschrieben wurden. Die Qualität und Aussagekraft von Lastkollektiven ist stark von der vorhandenen Datenbasis abhängig. Die Ausgangslage dieser Dissertation sieht vor, es zu ermöglichen, bereits in einem äußerst **frühen** Fahrzeugentwicklungsstadium belastbare Lastkollektive ableiten zu können. Hierbei soll auf virtuelle Entwicklungsmethoden, im Speziellen die MKS-Simulation mithilfe **mathematischer Modellbildung**, zurückgegriffen werden. Die konkreten Forschungsgebiete können daher wie folgt formuliert werden:

- Wie können *Lastkollektive* von Bauteilen im **hybriden** Triebstrang während einer sehr **frühen** Konzeptphase ermittelt werden?

- Welche **Einschränkungen** gilt es bezüglich der Aussagekraft von Berechnungsergebnissen zu beachten?
- Wie können **Erfahrungen** aus vergleichbaren hybriden Projekten auf die Lastkollektive neuer Fahrzeugkonzepte übertragen werden?
- Welche Fahrsituationen sind bei der Berechnung von Lastkollektiven zu betrachten bzw. welche Modelltiefe bzw. Berechnungsgüte gilt es sicherzustellen, um dem Ergebnis die notwendige Qualität zusichern zu können?
- In welchen Details unterscheidet sich die virtuelle Lastkollektivberechnung für **hybride** Triebstränge von derer für konventionelle? In welchem Umfang sind gegebenenfalls die Methoden an dieser Stelle zu erweitern?

Die Arbeit wird sich zu einem Großteil auf den Anwendungsfall eines parallelen Einwellenhybriden, im Speziellen des Panamera S E Hybrid, beziehen. Dieses Themengebiet ist noch nicht in einem hinreichenden Detaillierungsgrad wissenschaftlich erforscht und bietet daher Möglichkeiten und Potenziale umfangreiche Methoden zu entwickeln.

1.7.1 Auswahl der Lastkollektive

Um die allgemeine numerische Herangehensweise an die Problemstellung und die Tiefe der Teilmodelldetaillierung bei eventueller Vernachlässigung physikalischer Effekte und Randbedingungen zufriedenstellend rechtfertigen zu können, ist es im Vorhinein notwendig das Simulationsziel exakt zu definieren. Im Falle dieser Arbeit sollen die Lastkollektive ausgewählter Triebstrangkomponenten ermittelt werden. Im Folgenden wird im Einzelnen auf diese Bauteile (in Antriebsrichtung von VKM zum Rad), deren Schädigungsmechanismen und relevante Auswertungen eingegangen.

Lastkollektive der Verbrennungskraftmaschine Die Schädigungsmechanismen in einem Verbrennungsmotor stellen sich als nicht trivial dar und definieren sich durch eine Vielzahl an Betriebszuständen. Schädigung kann etwa durch Kraftstoffeintrag ins Öl, erhöhte Belastungen im Kaltlaufbetrieb oder durch thermische Effekte erfahren werden. Um Lastkollektive für die einzelnen Komponenten eines Verbrennungsmotor berechnen zu können, ist eine detaillierte Modellierung des Verbrennungsprozesses und der einzelnen mechanischen Komponenten inkl. deren Temperaturübertragungsverhalten vonnöten. Im Zuge dieser Arbeit soll es lediglich

ermöglicht werden, die **Betriebspunkte** der VKM, also der Zeitanteil über Kurbelwellendrehzahl und -moment zu analysieren und nicht weiter bezüglich einer Schädigung zu bewerten.

Lastkollektive der Trennkupplung Die Trennkupplung stellt ein fundamentales Bauteil in einem parallelen Einwellenhybridfahrzeug dar. Da diese im Referenzfahrzeug als Trockenkupplung ausgelegt ist, bilden die **Wärmeeinträge** im Zuge einer Kraftübertragung beim Wiederstart ein auslegungsrelevantes Kriterium, da ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen Kupplungsbelagsverschleiß und eben jenen Wärmeeinträgen besteht. Zusätzlich sollen die Wiederstartdrehzahlen, Reibleistungen, Reibzeiten und die Häufigkeit der verschiedenen Startarten (vgl. 3.1.2) berechenbar sein. Für die thermische Energieabfuhr und die Auslegung der Kupplungsaktuatorik ist die zeitliche Abfolge der Kupplungsbetätigungen, die der Abfolge von elektrischem und hybridischem Fahren entspricht, entscheidend.

Lastkollektive der elektrischen Maschine Die Schädigungsmechanismen der E-Maschine sind mechanischer, elektrischer und thermischer Natur. Gerade das geringe Potenzial Wärme aus dem Rotor abzuführen, verstärkt die Bedeutung von Temperatureinflüssen, wobei zwei Ansätze aus der Literatur zur numerischen Bewertung an dieser Stelle vorgestellt werden [41]. Der **Arrheniusfaktor** A_T beschreibt die Verstärkung der Alterungseffekte bei Erhöhung der (Prüf-)temperatur von T_0 auf T :

$$A_T = \exp \left[\frac{-E_a}{k} \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right] \quad (1.12)$$

E_a entspricht der bauteilspezifischen Aktivierungsenergie in eV und k der Boltzmannkonstante ($= 8,62 \cdot 10^{-5} eV/K$). Der Einfluss von Temperaturwechseln kann anhand von **Coffin-Manson**-Modellen beschrieben werden, wobei der Grundgedanke der Festigkeitslehre nach Wöhler bei konstanter Mittelspannung entspricht. Für zwei unterschiedliche Temperaturwechselamplituden ΔT_1 und ΔT_2 verändert sich die Anzahl an ertragbaren Temperaturwechseln mit dem Faktor

$$\lambda_{CM} = \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)^k \quad (1.13)$$

wobei k als eine werkstoffabhängige Größe analog dem Wöhlerexponenten zu interpretieren ist [41]. Thermische Modelle stellen meist ausgeprägte Anforderungen an die Modellkomplexität und die Bedatung abhängig vom gewählten Kühlkonzept.

Die vorausgesetzte Datenbasis als Grundlage dieser Arbeit kann jedoch meist keine ausreichende Qualität garantieren und belastbare Aussagen zu thermischen Effekten sind daher erst in einem späten Entwicklungsstadium generierbar. In jedem Fall stellt die mechanische (Drehzahl, Drehmoment) und elektrische (Spannung, Strom) Betriebspunktanalyse der EM ein Simulationsziel dar.

Lastkollektive der Hochvolt-Batterie Die Hochvolt-Batterie ist zwar nicht direkt Teil des Antriebsstrangs, stellt jedoch eine wesentliche Komponente eines Hybridfahrzeuges dar. Ähnlich der E-Maschine sind thermische Modelle in einem frühen Entwicklungsstadium nur beschränkt aussagekräftig. Als Simulationsziel ist eine Betriebspunktanalyse von Strom und Spannung, sowie eine Analyse des Ladezustandes vorgesehen. Im Speziellen interessieren hierbei dessen zeitliche Verteilung, sowie die Anzahl und Verteilung der SOC-Hübe, da davon auszugehen ist, dass sich die Batteriekapazität mit der Anzahl an Lade- und Entladezyklen verringern wird. [20]

Lastkollektive der Getriebe Die Betriebspunktanalyse (Drehzahl, Drehmoment) am Getriebeeingang und -ausgang stellt ein essentielles Simulationsziel dar. Auf Grundlage dieser Betriebspunkte können die Schädigungen der Verzahnungen nach der Methode in Gleichung 1.10 berechnet werden, wobei für die verschiedenen Teile der Verzahnung (Zahnflanke, Zahnfuß,...) von unterschiedlichen Wöhlerexponenten auszugehen ist. Diese Methode gilt sowohl für Stirnradverzahnungen im Hauptgetriebe als auch für Kegelradverzahnungen in Achsgetrieben.

In schaltbaren Getriebe stellen einerseits die Schädigung der Verzahnungen der einzelnen Gangstufen, andererseits die Anzahl und Verteilung der Gangwechsel interessante Untersuchungskriterien dar. Die Auswertungsmöglichkeiten bezüglich Letzterem sind vielfältig, jedoch soll die Ebene der Betrachtung im makroskopischen Bereich liegen, da die Abbildung getriebeinterner Vorgänge umfangreiche Modellierung und Verifikation voraussetzt. Der genaue Abstraktionsgrad für die verschiedene Bauarten an Hauptgetrieben ist Thema des Abschnitts 2.2.3. Simulationsziele sind Anzahl und Gangverteilung von Schaltungen inkl. zugehöriger Drehzahlen und Antriebslasten.

Lastkollektive der Lager Bei der Lagerberechnung kann prinzipiell zwischen zwei Belastungsszenarien unterschieden werden. Sollte das Lager ein Drehmoment stützen, findet eine Schädigungsrechnung nach Wöhler mit entsprechendem Ex-

ponenten Anwendung (vgl. 1.10). Lager, die kein Drehmoment stützen, werden aufgrund der Unwucht und der Stützlast des gelagerten Bauteils geschädigt. Für derartige Lager ist es ausreichend, ein Drehzahlkollektiv zu ermitteln, um auch die vermehrt belastenden Resonanzfrequenzen erfassen zu können. [64]

Lastkollektive der Wellen Die Belastung von Wellen kann mit Rainflowkollektiven dargestellt werden (vgl. 1.4.3) und ist stark von den Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Bauteile und Wellen im Triebstrang abhängig. Ungleichmäßige Anregungen der VKM, Torsionsdämpfungseigenschaften (z.B. Zweimasenschwungrad (ZMS)), Fahrbahnanregungen und Federeigenschaften des Reifens stellen u.A. entscheidende Randparameter dar. Eine genaue Schwingungsanalyse ist meist erst spät in der Entwicklungsphase sinnvoll durchführbar, da vorher die benötigten Komponentendaten nicht in der notwendigen Qualität bekannt sind. Der Fokus dieser Arbeit stellt sich abstrahierter dar. Für Wellen sollen zwar wohl die Effekte von Massenträgheitsbeschleunigungen und Rückwirkungen der Längskraftübertragung des Reifens berücksichtigt werden, jedoch werden weitere physikalische Effekte zugunsten der Modellkomplexität vernachlässigt (vgl. 2.1). Diesen Umstand gilt es bei der Interpretation eines Rainflowkollektivs auf jeden Fall zu beachten, wobei bereits erwähnt wurde, dass sich die numerische Bewertung ohne exakte Kenntnis der Werkstoffeigenschaften als nicht zielführend erweist.

Hybridische Betriebszustände Ein Simulationsziel, das aufgrund der Anforderungen an die Berechnung der Bauteilbelastungen auf alle Fälle gefordert wird, ist die Klassierung der hybridischen Betriebszustände (vgl. 1.5.2) nach Zeit und nach Strecke.

1.7.2 Auswahl der Nutzungsszenarien

Abschnitt 1.6.3 hat gezeigt, dass in der Gesamtfahrzeug-, als auch Triebstrangerprobung sogenannte Dauerläufe gefahren werden. Genau jene Dauerläufe stellen auch die Untersuchungsszenarien dieser Arbeit dar, wobei möglichst viele Fahrsituationen abgebildet werden sollen, die im Kundenbetrieb auch auftreten können. Im Folgenden eine stichwortartige Aufzählung, welche Annahmen getroffen werden und welche Fahrsituationen abgebildet werden sollen:

- Eine *ebene* aber nicht zwingend steigungsfreie (horizontale) Fahrbahn mit global konstantem Reibwert wird vorausgesetzt.

- Da Dauerläufe aus Zeit- und Kostengründen meist im Mehrschichtbetrieb absolviert werden, hat der Triebstrang kaum Zeit auszukühlen und es kann daher die Annahme eines *betriebswarmen Fahrzeuges* getroffen werden. Durch diese Annahme entfallen u.a. physikalische Zustände und Sonderfunktionalitäten wie das gezielte Katalysatorheizen oder spezielle Schaltprogramme. Da gesetzliche Verbrauchszyklen und thermische Kollektive nicht den Kernanspruch dieser Arbeit darstellen, ist diese Annahme legitim.
- Abschnitt 1.6.2 hat die verschiedenen Einflussfaktoren auf Belastungsszenarien kategorisiert. Im Speziellen sollen mithilfe der Methodik die Abbildung verschiedener Fahrertypen (vgl. 4.1.2) und Fahrmodi (vgl. 3.4) auf verschiedenen Fahrstrecken ermöglicht werden.
- Die Effekte der Querdynamik sollen nur rudimentär abgebildet werden, da für exakte Berechnungsergebnisse die Modellkomplexität vor allem in der Abbildung des Fahrwerks markant steigt.

1.8 Methoden der Belastungsberechnung für konventionelle Fahrzeuge

Zur simulativen Berechnung von Lastkollektiven **konventioneller** Antriebsstränge finden sich in der Literatur zahlreiche Ansätze. Der folgende Abschnitt wird die Grundideen dieser Ansätze vorstellen und markante Stärken und Schwächen aufzeigen, um anschließend Überlegungen zur Anwendung in Hybridfahrzeugen durchführen zu können. In den entsprechenden folgenden Kapiteln sollen dann die Grundüberlegungen der Ansätze für die Anwendung für Hybridfahrzeuge adaptiert und entsprechend erweitert werden. [74]

1.8.1 Die Rückwärtssimulation für konventionelle Fahrzeuge

Der Begriff der *Rückwärtssimulation* bezeichnet prinzipiell einen quasi-stationären Berechnungsansatz, bei dem ein Gesamtfahrzeugmodell auf einem Streckenprofil geführt wird, das durch die Größen Geschwindigkeit und Steigung charakterisiert ist [71]. Der Grundgedanke des Ansatzes ist die Umkehrung des Prinzips zwischen Ursache und Wirkung [40]. Die Auswirkung ist eine Fahrzeugbeschleunigung und die Ursache ist die Summe der in den Triebstrang eingeleitete Drehmomente von VKM, EM und Bremsen unter Berücksichtigung diverser Verlustmomente.

Konkret bedeutet dies für die Berechnung eine numerische Ableitung des Geschwindigkeitsprofils zur Ermittlung einer Aufbaubeschleunigung. Durch die Addition der Fahrwiderstände auf die notwendige Längskraft, kann über den Hebelarm der Reifen ein Radmoment berechnet werden, das **rückwärts** durch den Triebstrang den entsprechenden Komponenten zugeordnet werden kann. Die genaue Berechnungsmethode (für Hybridfahrzeuge) wird Thema des Kapitels 5 sein, wobei an dieser Stelle die Eigenheiten des Ansatzes bereits aufgezeigt werden können:

- Exakte Absolvierung eines Profils ohne Abweichung;
- Kompletter Entfall eines Fahrermodells, da die resultierenden Pedalwerte direkt mit dem Fahrprofil korrelieren und daher nicht beeinflussbar sind;
- Abbildung von **dynamischen** Zuständen und resultierenden physikalischen Phänomenen nicht oder nur schwer möglich, da die Modellierungsart quasi-stationär ist; z.B.: Schaltungen mit Drehmassenbeschleunigungen, Aufbaubewegungen, dynamische Allradverteilung;
- Abbildung der Getriebesteuerung (Gangwahl) für automatisch schaltende Getriebe aufgrund des nicht vorhandenen Fahrerreglers nur erschwert möglich;
- Zur Abbildung von Volllastphasen muss das zugrunde liegende Geschwindigkeitsprofil exakt den physikalischen Grenzbedingungen (Reifenübertragung, Verbrennervolllast) angepasst werden; andererseits ist sicherzustellen, dass das Fahrzeug dem Profil überhaupt folgen kann;
- Einfache Modellierung, schnelle Berechnungsergebnisse;

1.8.2 Die Vorwärtssimulation für konventionelle Fahrzeuge

Die *Vorwärtssimulation* beschreibt in der Kontrolltheorie eine Anwendung der closed-loop-Regelung für dynamische Gesamtfahrzeugsimulationen. Der Regler an sich ist hierbei der Fahrer, der das Fahrzeug entlang einer Sollgröße führt. Die Regelstrecke bildet das Fahrzeugmodell, wobei hier grob zwischen der Fahrzeugsoftware und dem physikalischen Fahrzeugmodell unterschieden werden. Im Gegensatz zur Rückwärtssimulation, erscheint der Begriff *vorwärts* sinnvoll, da die Rechnungsrichtung sich von Fahrer über Software zum physikalischen Triebstrang hin darstellt. Der Fahrerregler gleicht die resultierenden Fahrzeugzustände (vor allem Geschwindigkeit) mit der Solltrajektorie ab und passt die Stellgrößen dementsprechend an. Die folgenden Eigenheiten können der Vorwärtssimulation zugeschrieben werden:

- Die „Freiheit“ einer Regelabweichung zugunsten der Güte der Stellgrößen, im Speziellen die Darstellung eines *menschlichen* und plausiblen Reglerverhaltens;
- Darstellung von dynamischen Zuständen erforderlich und sinnvoll zu implementieren;
- Integration von dynamischer Steuerungssoftware möglich;
- Fahrsituationen wie Vollastbeschleunigungen bei geeigneter Fahrerregelung physikalisch korrekt abbildbar;
- Der Modellierungsaufwand der Regelstrecke kann abhängig von den Simulationszielen umfangreich werden; im Speziellen ist darauf zu achten, dass Übergangszustände und die physikalischen Effekte korrekt abgebildet werden;

1.8.3 Teilsimulationen und Extrapolationen

Im Gegensatz zu den beiden bereits vorgestellten **gesamtheitlichen** Ansätzen, bieten sich für die Beantwortung **spezifischer** Fragestellungen der Lastkollektivprognose einzelner Komponenten auch eingeschränkte Teilansätze an, wobei dynamische Effekte und Rückwirkungen in der Regel vernachlässigt werden. Daher ähneln die Methoden der Rückwärtssimulation, wobei eine konkrete Realisierung stark von der exakten Formulierung der Fragestellung abhängt und nur unter gewissen Rahmenbedingungen zulässig ist. Im Folgenden ein Beispiel, welches illustrieren soll, wie eine derartige Fragestellung und Lösungsmöglichkeit in *Hybridfahrzeugen* aussehen könnte.

Fragestellung: In einem 2WD-Fahrzeugprojekt mit dem Referenztriebstrang dieser Arbeit soll das Rekuperationsmoment / die Rekuperationsleistung angehoben werden. Es sind bereits Messungen / Gesamtfahrzeugsimulationsergebnisse mit altem Datenstand vorhanden. Wie verändern sich die Schubbelastungen in Haupt- und Achsgetriebe bei gleichbleibender Schaltstrategie?

Lösungsmöglichkeit: Mit steigender Fahrzeugwunschverzögerung bilden in der Regel zuerst VKM, dann EM und dann die mechanischen Bremsen die verzögernden Komponenten. Aufgrund der Annahme, dass sich durch die Softwareänderung das Fahrprofil nicht verändert, kann das EM-Moment für jeden Zeitschritt durch Entlastung der mechanischen Bremsen (bei vorhandenem Bremsdruck) extrapoliert werden. Es ist darauf zu achten, dass abhängig vom Bremssystem die

mechanischen Bremsen bereits greifen könnten, bevor die EM das Momentenlimit erreicht und es Derating-Effekte geben kann. Durch diese Extrapolation kann direkt auf die Erhöhung der Schubbelastungen in den Getrieben geschlossen werden, wobei es sich um eine worst-case Betrachtung handelt.

Derartige Ansätze können u.a. für die Bewertung der Auswirkungen von Softwareänderungen bedingt herangezogen werden. So können z.B. für die Berechnung der Auswirkungen einer geänderten Allradsteuerung auf die Belastung der Achsgetriebe die physikalischen Rückwirkungen auf den Triebstrang vor dem Verteilerge triebe vernachlässigt werden. Andererseits impliziert eine geänderte Schaltstrategie eine derart veränderte Fahrzeugdynamik, dass ein eingeschränkter Ansatz nicht zielführend erscheint.

1.8.4 Übertragung der Methoden auf hybride Fahrzeuge

Zur Prognose der Belastungsdaten und in der Folge zugehöriger Lastkollektive **aller** in 1.7.1 geforderten Komponenten ist ausschließlich ein **gesamtheitlicher** Ansatz geeignet. Wie in obigem Beispiel erwähnt ist es jedoch möglich, Variantenrechnungen (z.B. Softwareänderungen) von Simulationsergebnissen durch intelligente Teilsimulationen und Extrapolationen zu realisieren, ohne aufwändige Gesamtfahrzeugsimulationen erneut durchführen zu müssen.

Die Vorstellung der Rückwärtssimulation hat bereits gezeigt, dass es schwierig ist, Steuerungsfunktionen mit dieser Methode abzubilden. Hybridfahrzeuge weisen einen deutlich höheren Umfang an Software auf, wobei deren Antwortverhalten maßgeblich vom Bedienverhalten des Fahrers abhängig ist - ein weiterer Randparameter, der bei der Rückwärtssimulation nicht direkt beeinflussbar ist. Zur Abbildung von hybridspezifischen, dynamischen Zuständen wie etwa der Wiederstarts erscheint die Methode ebenfalls nicht zielführend. Obwohl es scheint, dass die Rückwärtssimulation für Hybridfahrzeuge ungeeignet sei, sollen in dieser Arbeit beide Simulationsansätze bezüglich ihrer Aussagekraft der Lastkollektivprognose hybrider Triebstränge erneut evaluiert werden. Eine Bewertung wird in 5.3 erfolgen. Abbildung 1.6 zeigt, wie die vorliegende Zielsetzung der Arbeit im Kontext der Kontrolltheorie eingeordnet werden kann.

Da die Vorwärtssimulation eine deutlich höhere Modellierungstiefe ermöglicht, soll zuerst diese Methode im Detail dargelegt werden um in Kapitel 5 die Einschränkungen der Rückwärtssimulation aufzeigen zu können. Es erscheint sinnvoll, das Vorwärtssimulationsmodell in **drei** Teile zu strukturieren. Das **physikalische Fahrzeugmodell** bildet hierbei die Grundlage der Ermittlung von Lastdaten, wo-

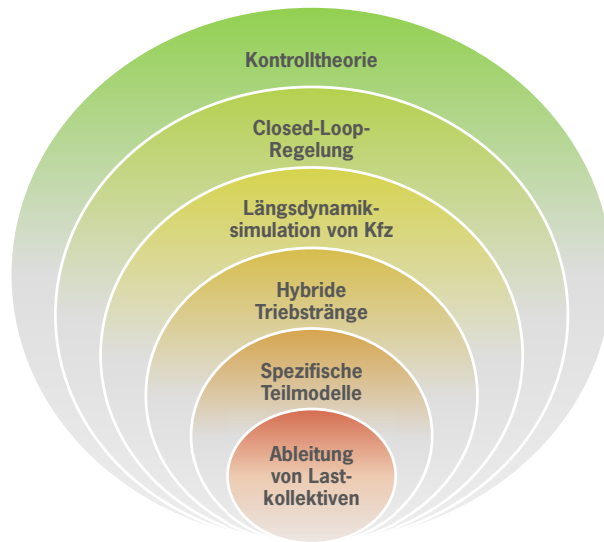


Abbildung 1.6: Von der Kontrolltheorie über die geregelte (Vorwärts-)Simulation zur Zielsetzung der Arbeit

bei die Lastzustände durch die **Fahrzeugsoftware** definiert werden. Der Output der Software ist maßgeblich definiert durch das Bedienverhalten des **Fahrers**, das wiederum vom Fahrzeugverhalten und Solltrajektorien beeinflusst ist. Auf Grundlage der dargelegten kausalen Zusammenhänge wurde dieselbe Reihenfolge der thematischen Abhandlung in den folgenden 3 Kapiteln gewählt.

Kapitel 2

Modelle der physikalischen Komponenten in der Vorwärtssimulation hybrider Fahrzeuge

Das folgende Kapitel soll verschiedene Ansätze zur Modellierung der physikalischen Komponenten hybrider Fahrzeuge mithilfe mathematischer Berechnungssoftware in der Vorwärtssimulation darlegen. Anfangs werden allgemeine Ansätze zur Abbildung eines Hybridfahrzeugs dargestellt und analysiert. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Lastkollektivprognose von Triebstrangkomponenten liegt, gilt es der Modellierung dieser besondere Aufmerksamkeit zu schenken. In einem Hybridfahrzeug beeinflussen auch die Hochvoltkomponenten die Lastzustände und sind zudem Teil des Simulationsziels. Daher sollen adäquate Modellierungsverfahren erörtert werden. Die Betrachtung von Karosserie und Fahrwerk runden das Gesamtfahrzeugmodell ab.

2.1 Auswahl der Modellierungstiefe

Die Herausforderung jedes Simulationsmodelles ist die Frage nach der Modellierungstiefe. Zur Darstellung von physikalischen Tatsachen ist die Realität auf eine abstrahierte Ebene zu übertragen, wobei die gewählten Methoden stets einen Kompromiss zwischen Effizienz und Berechnungsgüte darstellen. In der Arbeit finden bei der Abbildung der physikalischen Komponenten **Struktur- und Verhaltensmo-**

delle ihre Anwendung, welche die physikalischen Eigenschaften ausreichend genau beschreiben, um das Simulationsziel zu erreichen und die Prognose der geforderten Lastkollektive zu ermöglichen. In den folgenden Ausführungen soll versucht werden zuerst die Realität und dann die gewählte Modellierungsmethode und Detailtiefe zu erörtern und zu begründen.

Den Triebstrang eines Fahrzeugs kann man zur Erreichung des Simulationsziels als rotierendes System mit einem Freiheitsgrad klassifizieren, wobei hierbei bereits alle sonstigen Bewegungen des Triebstrangs in axialer oder radialer Richtung vernachlässigt werden. Das Gesamtfahrzeug ist natürlich ein komplexes System verschiedenster Bauteile. Es kann jedoch ein Ansatz mit höchstens zwei Freiheitsgraden gewählt werden, da die Vertikaldynamik in dieser Arbeit keine entscheidende Rolle spielt. In der Literatur finden sich für derartige Probleme zwei etablierte *Mehrkörperansätze* [74; 39]:

- Das **Zweispurmodell** betrachtet in der Regel alle 4 Räder getrennt voneinander und ermöglicht somit eine genaue Abbildung der längs- und querdynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs. Diese Methode findet häufig in der Fahrwerksberechnung ihre Anwendung und impliziert die Berücksichtigung von Querdynamikeigenschaften der Reifen, der Radaufhängung und der Karosserie. Außerdem ist bei der Fahrermodellierung eine Querregelung über die Stellgröße des Lenkwinkels zu berücksichtigen. [32]
- Das **Einspurmodell** führt das Fahrzeug in Längsrichtung entlang einer Linie und bildet die Räder einer Achse nicht separat ab. Die Abbildung von Querdynamik ist somit nur sehr eingeschränkt möglich. Der Ansatz unterscheidet daher nur zwischen Vorder- und Hinterachse.

Der gewählte Modellierungsansatz zur Erreichung aller Simulationsziele ist eine Mischlösung der beiden beschriebenen Methoden. Es werden zwar die 4 Räder individuell abgebildet, jedoch Querschlupfeigenschaften des Reifens komplett vernachlässigt. Das Fahrzeug bewegt sich daher wie auf Schienen geführt entlang einer definierten Solltrajektorie. Ein Modell für eine Querregelung ist somit nicht vonnöten. Bei Einschränkung des Simulationsziels (z.B. ohne Belastung der Achsgetriebe) führt auch ein reines Einspurmodell zu belastbaren Aussagen. Aussagen für Achsgetriebe können auch über einen Teilsimulationsansatz, der die Ergebnisse eines Einspurmodells weiterverarbeitet, generiert werden.

2.2 Modelle der mechanischen Triebstrangkomponenten

Der Triebstrang ist ein rotierendes System und kann als Abfolge von **Drehmassen** und **Drehstabfedern** - einer sogenannten Schwingerkette - modelliert werden. Diese Vorgehensweise impliziert eine Reduktion des Systems auf Punktmassen und masselose Federn. Alle physikalischen Größen dieses Kapitels sind Abbildungen $[t_{min}, t_{max}] \rightarrow \mathbb{R}$. Es berechnet sich die Winkelgeschwindigkeit der Drehmassen über die Summe der angreifenden Drehmomente und dem jeweiligen Massenträgheitsmoment:

$$\omega(t) = \frac{1}{J} \cdot \int \sum_i M d_i(t) \cdot dt \quad (2.1)$$

J bezeichnet hierbei das Massenträgheitsmoment (MTM) und $M d_i$ die Drehmomente, die auf die Drehmasse einwirken, also das der externen Kräfte wie Eingangs- und Ausgangsfeder (Vorzeichen beachten) und der internen Reibungsverluste. Federn übertragen Drehmoment in folgender Abhängigkeit an die beiden anschließenden Drehmassen:

$$M d(t) = c \cdot \int (\omega_{ein}(t) - \omega_{aus}(t)) \cdot dt + d \cdot (\omega_{ein}(t) - \omega_{aus}(t)) \quad (2.2)$$

c bezeichnet hier die Federkonstante, d die Dämpfungskonstante der Drehstabfeder. Die Herausforderung liegt in einer geeigneten Wahl der Diskretisierung des Gesamtsystems. In der frühen Fahrzeugentwicklungsphase, in welcher die Simulation durchzuführen ist, sind v.A. die Federdaten meist noch nicht vorhanden, da die Detailauslegung eben jener Torsionsdämpferelemente im Triebstrang noch nicht abgeschlossen ist. Bei einer zu feinen Auflösung können in der Simulation Resonanzfälle auftreten, die im fertig entwickelten Triebstrang nicht auftreten würden und deren Auslöschung eine aufwändige Feinjustierung bzw. Abänderung der Parameter bedürfen würden, womit die Simulationsgüte keine Steigerung erfährt.

Andererseits ist es auch theoretisch denkbar, den Triebstrang komplett steif zu modellieren, da u.a. die Fahrbahn als ideal angenommen wurde und somit keine hochfrequente Anregung über diese Erregerquelle in das System eingeleitet wird. Dies setzt weiterhin ein tieffrequentes Modulationsverhalten der Momentenquellen voraus, da sämtliche Anregungsveränderungen an einer Stelle des Systems sofort an allen anderen ebenfalls sichtbar wären. Besonders kritisch ist die Modellierung von

Trennelementen und vor allem deren Steuerung, da in einem System ohne Federn als entkoppelnde Elemente höherfrequente Anregungen (z.B. VKM) und ruckhafte Aktuierungen nicht gefedert bzw. gedämpft werden.

Prinzipiell hängt die Auflösung der Diskretisierung des Systems maßgeblich vom Simulationsziel und von den gewählten Modellen ab, um ein Optimum bezüglich einer einfachen Bedatung bei gleichzeitiger maximaler Aussagekraft zu erlangen. Eine Empfehlung für das vorliegende Simulationsziel erfolgt am Ende von 2.2.1.

2.2.1 Kupplungsmodellierung

Es kann zwischen zwei physikalischen Zuständen einer Reibkupplung egal ob nass oder trocken bzw. in Einscheiben- oder Lamellenbauweise unterschieden werden:

1. Unterscheiden sich die Drehzahlen von Primär- und Sekundärseite der Kupplung, dann **schlupft** diese und die Kupplung überträgt Drehmoment abhängig von der Reibfläche, dessen Reibwert und der - in der Regel steuerbaren - Anpresskraft.
2. Nähern sich die Drehzahlen aufgrund des gestellten Moments einander an, so bleibt die Kupplung **haften** und ist damit **geschlossen**. Das übertragene Moment entspricht in diesem Zustand dem Antriebsmoment abzüglich dem Drehmoment für die eigene Drehmassenbeschleunigung, solange bis dieses das gestellte Moment übersteigt, die Kupplung somit **losbricht** und wieder Zustand 1 vorherrscht.

In der Literatur finden sich vielfältige Ansätze, eine Kupplung zu modellieren, wobei im Folgenden einige dargelegt und bewertet werden.

Das Karnopp-Modell Dieses bekannte Modell wurde bereits 1985 von Dean Karnopp entwickelt [43]. Der Autor formuliert Reibwerteigenschaften über Relativbewegung der Reibflächen der beiden Kupplungsseiten. Die Ergebnisse können jedoch der Einfachheit halber direkt auf Drehmomente übertragen werden, da davon auszugehen ist, dass die aktuierbaren Kupplungen des Simulationszieles Reibwertunterschiede durch Anpresskraftveränderungen kompensieren können. Übertragen lässt sich also folgendes festhalten:

1. Im **schlupfenden** Zustand, also wenn die Relativgeschwindigkeit von An- und Abtrieb einen Schwellwert $\Delta\omega$ übersteigt, definiert sich das übertragene

Moment durch das gestellte Moment:

$$Md_{Kupp} = \text{sgn}(\omega_{ein} - \omega_{aus})Md_{Stell} \quad (2.3)$$

$$\text{falls } |\omega_{ein} - \omega_{aus}| > \Delta\omega \quad (2.4)$$

Md_{Kupp} entspricht hierbei dem übertragenen Drehmoment auf die Sekundärseite und Md_{Stell} dem aufgrund der Anpresskraft (und Reibwert) gestellten Drehmoment der Kupplung.

2. Die Grundidee von Karnopp beruht darauf, dass eine **geschlossene** Kupplung so viel Drehmoment überträgt, dass die Winkelbeschleunigungen von Primär- und Sekundärseite gleich sind.

$$Md_{ein} - Md_{Kupp} = J_{ein}\dot{\omega} \quad (2.5)$$

$$\text{und } Md_{aus} + Md_{Kupp} = J_{aus}\dot{\omega} \quad (2.6)$$

$$\Rightarrow \frac{Md_{ein} - Md_{Kupp}}{J_{ein}} = \frac{Md_{aus} + Md_{Kupp}}{J_{aus}} \quad (2.7)$$

$$\Leftrightarrow Md_{Kupp} = \frac{J_{aus}Md_{ein} - J_{ein}Md_{aus}}{J_{ein} + J_{aus}} \quad (2.8)$$

Daher berechnet sich das übertragene Moment wie folgt:

$$Md_{Kupp} = \max \left[-Md_{Stell}, \min \left(Md_{Stell}, \frac{J_{aus}Md_{ein} + J_{ein}Md_{aus}}{J_{ein} + J_{aus}} \right) \right] \quad (2.9)$$

falls $|\omega_{ein} - \omega_{aus}| \leq \Delta\omega$

Einer der Nachteile dieses Modells ist, dass dem Übergang von schlupfenden in den haftenden Zustand also der Unterschreitung des Drehzahlschwellwertes in der Regel ein Sprung von Md_{Kupp} folgt. Numerische adaptive Solver reduzieren daraufhin die Rechenschrittweite und die Berechnung wird langsam. Ein physikalisch exaktes Haften wird auch nicht abgebildet, da sich im geschlossenen Zustand eine Drehzahldifferenz $\neq 0$ - jedoch $\leq \Delta\omega$ - einstellen kann.

Das 2-Zustands-Modell Eine weitere Lösung für die Modellierung einer Kupplung findet sich in der Dokumentation zu der Software Simulink [88]. Der schlupfende Zustand wird analog dem Karnopp-Modell realisiert. Bei einem Nulldurchgang der Differenzdrehzahl wird ermittelt, ob das gestellte Kupplungsmoment höher als das Eingangsmoment ist. Falls dem so ist, wird das gesamte System für Primär- und

Sekundärseite auf eine einzige Drehmasse zusammengefasst und damit auch nur eine Drehzahl berechnet. Ein Schwachpunkt der Realisierung von Mathworks ist die Berechnung des Kupplungsmomentes im haftenden Zustand bzw. beim Übergang in diesen. Eine Berechnung analog 2.8 wäre zielführender, wodurch das Modell eine Realisierung des Karnopp-Modells mit dem Unterschied in der Hafterkennung wäre.

Das klassische Coulomb-Modell Der Ansatz von Heassig und Friedland [13] ist ähnlich dem von Karnopp mit dem Unterschied, dass der haftende Zustand entfällt und der Reibwert und damit das maximal übertragbare Moment rund um den Nulldurchgang der Differenzdrehzahl linearisiert wird. 2.1 zeigt diesen Zusammenhang, wobei vereinfachend $F_d = F_s$ angenommen werden kann. Diese einfache Lösung hat den Charme, dass die Antwort sprunfrei ist und beide physikalischen Zustände mit einer Bedingung erfasst werden können. Größter Nachteil der Lösung ist, dass keine Kraftübertragung ohne Schlupf möglich ist.

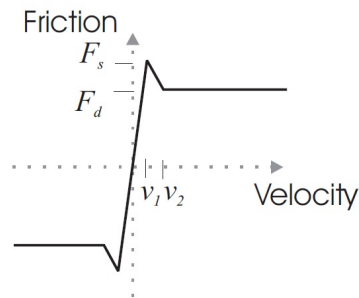


Abbildung 2.1: Das klassische Coulomb-Modell [72]

Das Reset-Integrator-Modell Als besonders elegante Lösung erweist sich das Rest-Integrator-Modell [13]. Die Grundidee dahinter ist es, den Reibwert nicht über *Differenzdrehzahl* wie beim klassischen Modell (vgl. 2.1), sondern über *Differenzwinkel* zu beschränken. Die Kupplung kann somit funktional als eine **beschränkte Feder** gesehen werden. Das Wort „*Integrator*“ im Modellnamen beschreibt die Integration der Differenzgeschwindigkeit, also die Berechnung des Verdrehwinkels zur Bestimmung des Reibwertes. Übersteigt das daraus resultierende Drehmoment das gestellte Kupplungsmoment, wird das effektive Kupplungsmoment auf den gestellten Wert begrenzt und die Kupplung rutscht. In diesem Fall ist es notwendig, den Integrator zurückzusetzen („*reset*“) auf eben jenen Verdreh-

winkel, der dem effektiven Kupplungsmoment entspricht. In der Standardbibliothek der Software Simulink gibt es nur statisch beschränkte Integratoren oder dynamische Beschränkungen, nicht aber einen **dynamisch beschränkten Integrator**. Dieser kann durch den Reset-Port des Integrator-Blocks realisiert werden. Dies wirkt sich jedoch stark mindernd auf die Performance des Systems aus, da die adaptive Schrittweitensteuerung beim Zurücksetzen die Schrittweite reduziert. Zur Minimierung der Rücksetzvorgänge und Maximierung der Performance erweist sich das Modell 2.2 als äußerst zielführend, welches im Folgenden detailliert erklärt wird.

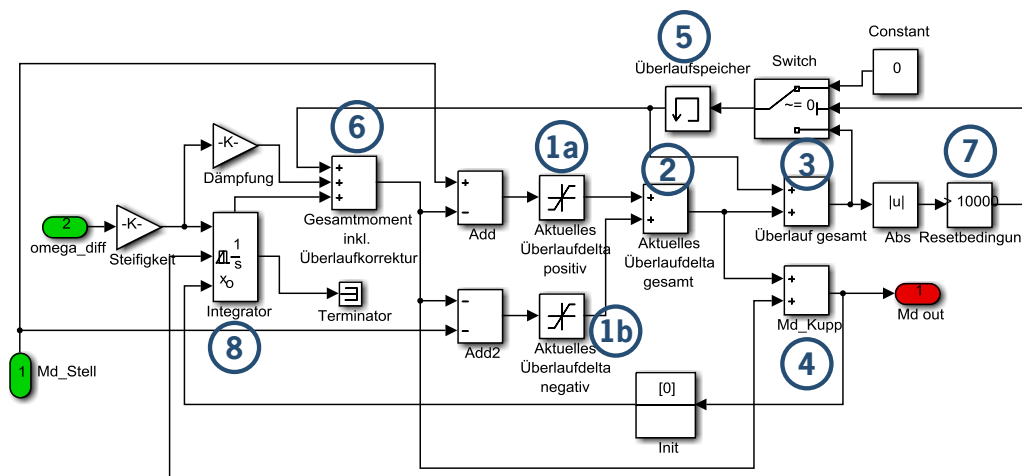


Abbildung 2.2: Der dynamisch beschränkte Integrator in Matlab Simulink

Die Betrachtung der Berechnung beginnt an Stelle **1a**, an welcher der positive Überlauf des aktuellen Zeitschritts gebildet wird. Rutscht die Kupplung also in positiver Richtung durch, ist dieser Wert < 0 . Analog dazu ist bei negativem Schlupf **1b** > 0 . Die Summe der beiden Werte in **2** ist der gesamte Überlauf des aktuellen Zeitschritts, welcher in **3** zu dem kumulierten Gesamtüberlauf der vorherigen Zeitschritte addiert und in **5** für den folgenden Berechnungsschritt gespeichert wird. In Punkt **4** wird das um den Überlauf korrigierte Drehmoment als Kupplungsmoment ausgegeben. Der Überlaufspeicher **5** korrigiert im folgenden Zeitschritt den Wert der Feder in **6**. Dieser Berechnungsschritt **ersetzt den Reset des Integrators**. Da im Simulationsziel die Abbildung von längeren Zeitdauern gefordert ist, kann der Überlauf hohe Werte annehmen und es besteht die Gefahr der numerischen Auslöschung. Daher wird bei Überschreitung des Schwellwertes **7** der Integrator **8** tatsächlich zurückgesetzt und der Überlauf auf 0 gesetzt.

Der Autor empfiehlt an dieser Stelle die Implementierung von Kupplungen als

Reset-Integrator-Modelle in der vorgestellten Variante mit dynamischer Überlaufberechnung. Eine Empfehlung für die Diskretisierung der Massen und Federn im exemplarischen Triebstrang dieser Arbeit (vgl. Abbildung 1.4) lautet:

VKM (inkl. Nebenaggregate, Kurbelwelle, ZMS und K0-Primärseite) - K0 - E-Maschinen-Rotor (inkl. K0 sekundär und Pumpenrad des Wandlers) - Wandlerüberbrückungskupplung - Getriebeeingangswelle (inkl. Turbinenrad) - Getriebeeinterne Synchronisierungen - Getriebeausgang - Kardanwelle - Achsgetriebe - Seitenwellen - Räder (inkl. Bremsen und Reifen)

Zur Erreichung des Simulationsziels ist es auch möglich, die Federn Kardanwelle und Seitenwellen entfallen zu lassen, wobei die Seitenwellen aufgrund des hohen Drehmomentniveaus eine der Federn mit dem höchsten Einfluss im System darstellen könnten. Es ist auch möglich, die Darstellung der getriebeeinternen Synchronisierungen entfallen zu lassen (vgl. 2.2.3).

Die Leistungsverzweigung im Triebstrang über Kupplungen (z.B. Hang-On oder Haldex-Systeme, geregelte Quersperren) kann durch die Verwendung des beschriebenen Kupplungsmodells leicht abgebildet werden. Als besonders vorteilhaft erweist sich dabei die Abbildung des haftenden Zustands, da Längs- und Quersperren auf geringe Differenzdrehzahlen und hohe Drehmomente ausgelegt sind. Nass laufende Kupplungen können mit dem Modell einfach abgebildet werden, indem $Md_{Stell} \geq Md_{Schlepp}(\omega_{diff})$ sichergestellt wird. Bei $Md_{Schlepp}$ handelt es sich um eine Kennlinie des Schleppmoments über Differenzdrehzahl, das aufgrund von Fluidbewegung entsteht. Trocken laufende Kupplungen können aufgrund der geringen Massendichte der Luft ohne Schleppverluste gerechnet werden. Ein Drehmomentwandler (mit WÜK) ist streng genommen auch eine nass laufende Kupplung mit der Besonderheit der Drehmomentstützung am Leitrad (vgl. 2.2.3). Die **mechanischen Bremsen** des Fahrzeugs können ebenfalls als trockene Kupplung modelliert werden, wobei das Ausgangsmoment direkt an der Karosserie gestützt wird. Ein weiterer Vorteil der gewählten Kupplungsmodellierung besteht damit in der Abbildung von haftenden Bremsen. **Klauenkupplungen** können als „binäre“ Federn modelliert werden, indem in dem Kupplungsmodell von oben einfach $Md_{Stell} = 0$ für den offenen und $Md_{Stell} = \infty$ für den geschlossenen Zustand verwendet wird. Es ist natürlich in der Steuerung darauf zu achten, dass beim Schließen ggf. ω_{diff} zu einem Ruck im Triebstrang mit hohen Drehmomenten - wie in Realität - führt. **Freiläufe** können in Sperrichtung wie eine Klauenkupplung und in die Gegenrichtung wie eine Kupplung mit Schleppverlust modelliert werden. Die Unterscheidung erfolgt entsprechend dem Vorzeichen von ω_{diff} .

2.2.2 Verbrennungskraftmaschinenmodellierung

In der Literatur finden sich unzählige Ansätze zur Modellierung von Verbrennungskraftmaschinen der verschiedensten Bauarten und Brennverfahren. Das Simulationsziel fordert für den Verbrennungsmotor selbst jedoch *nur* eine Betriebspunktanalyse, also Drehzahl und Drehmoment an der Sekundärseite des Dämpferelements (i.d.R. ZMS). Daher kann an dieser Stelle auf ein sehr einfaches Modell zurückgegriffen werden, das auch Aussagen bezüglich des Kraftstoffverbrauchs treffen könnte. Zusätzlich ist für die Trennkupplung zwischen Motor und E-Maschine (K0) eine korrekte Abbildung des Wiederstarts gefordert, daher ist für diesen transienten Zustand ein verfeinertes Modell vonnöten.

Der Verbrennungsmotor im rotierenden Zustand Zur Erreichung des Simulationsziel im rotierenden Betrieb (also oberhalb der Drehzahl, welche für einen stabilen Betrieb vonnöten ist) werden von **Saugmotoren** neben dem MTM (inkl. aller Nebenaggregate) nur zwei entscheidende Kenngrößen benötigt:

- Die **Volllastkennlinie** beschreibt die Abhängigkeit des maximalen Drehmoments Md_{VL} der VKM in Abhängigkeit der Kurbelwellendrehzahl ω_{KW} .
- Die **Schubkennlinie** beschreibt das Schleppmoment $Md_{Schlepp}$ der VKM im rotierenden, unbefeuerten Betrieb in Abhängigkeit der Kurbelwellendrehzahl ω_{KW} .

Md_{VL} und $Md_{Schlepp}$ spannen somit den Wertebereich des Verbrennungsmotors auf, welcher von einem Saugmotor dargestellt werden kann. In Abhängigkeit von der Lastanforderung aus der Betriebsstrategie (vgl. 3.1.4) leitet die VKM an ihrem Massepunkt das entsprechende Drehmoment in das System ein. Die Kennlinien werden immer statisch, also mit $\dot{\omega}_{KW} = 0$ gemessen oder berechnet. Saugmotoren benötigen ein wenig Zeit, um das geforderte Drehmoment umzusetzen. Bei steigender Anforderung, muss erst die Drosselklappenstellung angepasst, die entsprechende Kraftstoffmenge eingespritzt, verdichtet und gezündet werden um den Lastwunsch umzusetzen. Bei sinkender Anforderung wird sofort der Zündwinkel auf einen späten Zeitpunkt verschoben (Zündwinkelrücknahme), wodurch nur ein geringer Teil des verbrannten Kraftstoffs in mechanische Energie gewandelt wird. Zusätzlich wird die Drosselklappenstellung angepasst und die Einspritzmenge reduziert [68]. Um all diese Effekte im Modell abzubilden, reicht die Implementierung

einer einfachen Beschränkung des Drehmomentgradienten $\dot{M}d_{KW}$. Die Drehungsgleichförmigkeit, die jeder Verbrennungskraftmaschine aufgrund der Umwandlung von translatorischer in rotatorische Bewegung zugrunde liegt, kann vernachlässigt werden, weil in Serienfahrzeugen in der Regel eine Torsionsdämpferelement an der Kurbelwelle verbaut ist, das die Anregungen des Verbrenners ziemlich gleichmäßig in den Triebstrang einleitet. Eine Ausnahme bilden Rennfahrzeuge, da ein Dämpfer eine Energiesenke darstellt und in derartigen Fahrzeugen der Komfort zweitrangig ist. Bei der Abbildung von **aufgeladenen Motoren** muss differenziert werden. *Kompressor-aufgeladene Motoren* können wie Saugmotoren gerechnet werden, da der Kompressor direkt über den Keilriemen angetrieben wird und die Verdichtungsleistung somit rein von ω_{KW} abhängig und dieser Effekt bereits in $Md_{VL}(\omega_{KW})$ berücksichtigt ist. Eine Anpassung ist allenfalls in der Beschränkung von $\dot{M}d_{KW}$ notwendig. Die Abbildung von Motoren mit *Abgasturbolader* erweist sich als ein wenig aufwändiger. Eine Lösungsmöglichkeit ist die Abbildung der Massenströme zwischen Brennraum, Abgaskrümmen und Turbine bzw. Verdichter, Ladeluftkühler und Brennraum [45]. Eine Ladedruckregelstrategie (je nach Bauweise: variable Turbinengeometrie (VTG) oder Wastegate) ist ebenfalls vonnöten. Durch die Modellierung wäre die genaue Berechnung der Turbinendrehzahl möglich. An dieser Stelle soll jedoch ein stark vereinfachtes, zielführendes Modell vorgestellt werden. Es benötigt 3 Eingangsgrößen:

1. Eine Saugmotor-Volllastkennlinie $Md_{Saug}(\omega_{KW})$ und eine Schleppmomentkurve analog einem reinen Saugmotor. Diese Kennlinie entspricht den Kenndaten des Motors vollständig **ohne** Aufladung. In der Regel ist es schwer, ein derartiges Kennfeld mit einem Turbomotor zu vermessen. Am besten eignet sich die Methode der Ermittlung der Sprungantwort des Kurbelwellendrehmoments auf Volllastanforderung bei möglichst geringer Turbinendrehzahl des Turboladers.
2. Ein Drehmomentaufladungskennfeld $\dot{M}d_{KW}(Md_{KW}, \omega_{KW})$, das den Drehmomentgradienten positiv begrenzt und sich im Drehmomentbereich unterhalb der Saugmotor-Volllastkennlinie mit der beschriebenen Beschränkung eines Saugmotors deckt. Im Bereich oberhalb der Saugmotorkennlinie spielt die Dynamik der Aufladung (Turboloch) die entscheidende Rolle und der Gradient liegt wesentlich tiefer. In Abbildung 2.3 wurde diese Werte zur besseren Veranschaulichung mit einem Faktor > 11 skaliert. In dieser Abbildung ist die steigende Abhängigkeit von $\dot{M}d_{KW}$ von ω_{KW} bzw. der sinkende Zusammen-

hang mit Md_{KW} ersichtlich. Gerade für den Bereich niedriger Drehzahl und hoher Last erweist sich daher der Einfluss der Turboladerdynamik als entscheidend. Für die negative Drehmomentgradientenbeschränkung kann über den gesamten Betriebsbereich das Verhalten des Saugmotors übernommen werden, da zusätzlich zu den bereits beschriebenen Momentenreduktionsverfahren (Zündwinkelrücknahme,...) der Ladedruck durch Öffnen des Wastegates bzw. Verstellung der VTG schnell reduziert werden kann.

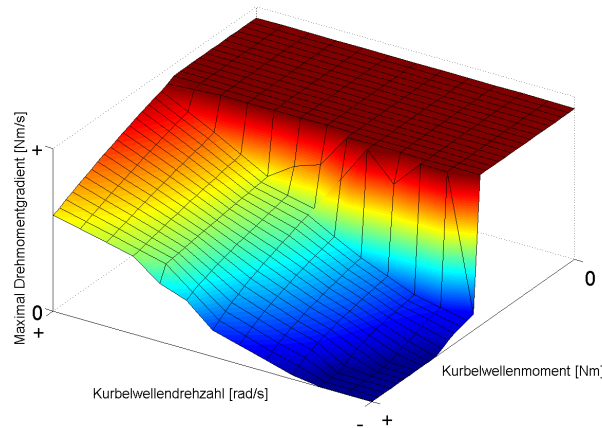


Abbildung 2.3: Die betriebspunktabhängige Beschränkung des positiven Drehmomentgradienten für Turbomotoren in einem mittleren Drehzahlbereich

3. Eine Turbomotor-Volllastkennlinie $Md_{VL}(\omega_{KW})$. In der Regel ergibt sich die Beschränkung des Moments aufgrund der maximalen Aufladung, die im Drehmomentaufladungskennfeld ersichtlich ist (vgl. den Bereich niedriger Drehzahl und hohen Momentes in 2.3) und einem zusätzliche Maximalmoment, das nicht überschritten werden darf, um motor-interne Bauteile (z.B. Pleuel) nicht zu schädigen. Die Beschränkung wird im realen Motor durch die Regelung von Wastegate oder VTG erreicht. Daher reicht im Modell die Beschränkung des Systems auf den Wert $\max(Md_{VL}(\omega_{KW}))$.

Der Verbrennungsmotor beim Wiederstart In Wiederstartphasen ist es nicht ausreichend, allein den Reibungswiderstand des unbefeuerten Verbrenners (über die Schleppmomentkurve) abzubilden, sondern es erweist sich der **Kompressionswiderstand** als entscheidender Einflussparameter auf die K0-Belastung. Fesefeldt beschreibt in seiner Arbeit umfangreich die Modellierung eines Motorstarts [24]. An dieser Stelle soll ein einfacher Ansatz entwickelt werden, wie die Kom-

pressionswiderstände der einzelnen Zylinder berechnet werden können. Grundvoraussetzung der Betrachtung ist, dass an allen Stellen des Motors Umgebungsdruck herrscht. Diese Voraussetzung ist dann erfüllt, wenn der Motor schon einige Zeit gestanden hat und sich der Überdruck in den Zylindern bei geschlossenen Ventilen verflüchtigt hat. Die Grundidee basiert darauf, dass die Restluftmasse nun komprimiert und expandiert werden muss, bis das Auslassventil erstmalig öffnet. Abbildung 2.4 zeigt die wichtigen geometrischen Kenngrößen eines Hubkolbenmotors, welche die Grundlage der folgenden Herleitung bilden. Grundsätzlich kann für Zylinder i mit offenen Einlass- oder Auslassventil(en) das Drehmoment des Kompressionswiderstandes Md_{Komp_i} auf 0 gesetzt werden, wobei die Schließung des Einlasses bzw. die Öffnung des Auslasses vereinfachend als unterer Totpunkt (UT) angenommen werden kann.

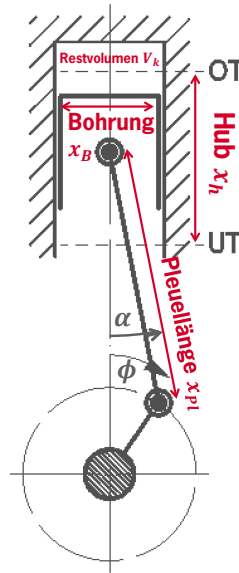


Abbildung 2.4: Die Geometrie eines Hubkolbenmotors

$$Md_{Komp_i}(\phi_i) = 0 \text{ falls } [\text{mod}(\phi_i, 4\pi) < \pi] \vee [\text{mod}(\phi_i, 4\pi) > 3\pi] \quad (2.10)$$

Für Kurbelwinkel mit geschlossenen Ventilen ($\pi \leq \text{mod}(\phi_i, 4\pi) \leq 3\pi$) ist der Kompressionswiderstand zu berechnen.

$$\sin(\phi_i) \frac{x_h}{2} = \sin(\alpha_i) x_{Pl} \quad (2.11)$$

$$\Leftrightarrow \alpha_i = \arcsin \left(\sin(\phi_i) \frac{x_h}{2x_{Pl}} \right) \quad (2.12)$$

x_h bezeichnet den Hub des Kolbens, x_{Pl} die Pleuellänge, α_i den Pleuelwinkel und ϕ_i den Kurbelwinkel des Zylinders i . Entscheidend für den Kompressionswiderstand ist die Bestimmung der Luftmasse m_{L_i} in Zylinder i , wobei die Definition der Masse als Volumen ausreichend ist.

$$V_H = V_h + V_k \quad (2.13)$$

$$V_h = \left(\frac{x_B}{2} \right)^2 x_h \quad (2.14)$$

$$m0_{L_i} = V_H \text{ falls } \phi_i(0) < \pi \vee \phi_i(0) > 3\pi \quad (2.15)$$

$$m0_{L_i} = V_k + \left(\frac{x_B}{2} \right)^2 \pi \left[\frac{x_h}{2} (1 - \cos(\phi_i(0))) + x_{Pl} (1 - \cos(\alpha_i(0))) \right] \quad (2.16)$$

falls $\pi \leq \phi_i(0) \leq 3\pi$

$$m_{L_i}(t) = m0_{L_i} \text{ falls } \phi_i(t) \leq 3\pi \quad (2.17)$$

$$m_{L_i}(t) = V_H \text{ falls } \phi_i(t) > 3\pi \quad (2.18)$$

V_h bezeichnet den Hubraum des Zylinders, V_k das Rest- oder Kompressionsvolumen und V_H das Gesamtvolumen des Zylinders. Analog der Berechnung oben kann die Verdichtung der Luftmasse bei geschlossenen Ventilen $\epsilon_i(t)$ und in weiterer Folge der Druck $p_i(t)$ auf die Kolbenoberfläche berechnet werden.

$$\epsilon_i(t) = m_{L_i}(t) / \left[V_k + \left(\frac{x_B}{2} \right)^2 \pi \left(\frac{x_h}{2} (1 - \cos(\phi_i(t))) + x_{Pl} (1 - \cos(\alpha_i(t))) \right) \right] \quad (2.19)$$

$$p_i(t) = (\epsilon_i(t)^\kappa - 1) \cdot p_{SR} \quad (2.20)$$

κ bezeichnet den Isotropenexponenten der Luft. p_{SR} bezeichnet den Saugrohrdruck, welcher als konstant angenommen werden kann. Da vorausgesetzt werden kann, dass auf der Unterseite des Kolbens (im Kurbelgehäuse) Umgebungsdruck herrscht, muss dieser subtrahiert werden. Die Hebelwirkung $ig_i(t)$ von Kolben über Pleuel auf den Kurbelzapfen und damit die Übertragung der Kraft auf die Kurbelwelle

kann geometrisch berechnet werden:

$$ig_i(t) = \frac{\sin(\phi_i(t) + \alpha_i(t))}{\cos(\phi_i(t))} \quad (2.21)$$

$$Md_{Komp_i}(t) = ig_i(t) \cdot p_i(t) \cdot \left(\frac{x_B}{2}\right)^2 \cdot \pi \cdot \frac{x_h}{2} \text{ falls } \pi \leq \text{mod}(\phi_i(t), 4\pi) \leq 3\pi \quad (2.22)$$

$$Md_{Komp}(t) = \sum_i Md_{Komp_i}(t) \quad (2.23)$$

Der Gesamtwiderstand der VKM ergibt sich durch Addition des Kompressionswiderstandes und des Reibungswiderstandes, der in der Schleppmomentkurve abgebildet ist. Entscheidend sind die ersten 2π Kurbelwinkel, in denen der Kompressionswiderstand einen ausgeprägten Einfluss auf den Motorstart hat. Es ist sinnvoll, den Kompressionswiderstand bis zur Zündfreigabe der Motorsteuerung zu berechnen (vgl. 3.1.2) und danach zur Steigerung der Rechenperformance auszublenen. Abbildung 2.5 zeigt die berechneten Kompressionswiderstände für 2 Motorvarianten und Startkurbelwinkel $\phi(0)$. Es ist dabei jeweils ein Maximum vor π zu erkennen. Für die Auslegung von Md_{K0} in der Praxis sei angemerkt, dass dieses beim Start niedriger als dieses Maximum liegen kann, da die Kurbelwelle über eine kurze Strecke beschleunigen kann, um den Punkt zu überwinden. Problematisch ist es jedoch, falls die Aktuatorik das Drehmoment zu langsam aufbringt. Dann könnte die Kurbelwelle an diesem Punkt hängen bleiben.

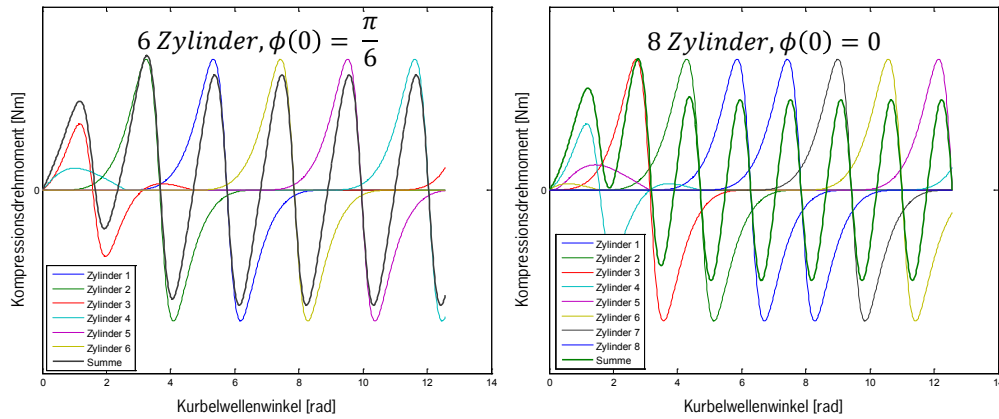


Abbildung 2.5: Der simulierte Verlauf des Kompressionswiderstandmomentes beim Motorstart für 2 Varianten

2.2.3 Getriebemodellierung

Naunheimer et al. [64] beschreiben detailliert den Aufbau der verschiedenen Getriebearten. Die mechanischen Ersatzmodelle sämtlicher Getriebevarianten können durch geschicktes Verschalten bzw. Anpassen der bereits diskutierten Modelle von Kupplungen und Federn modelliert werden, um das Simulationsziel zu erreichen. Im folgenden Abschnitt erfolgt die Beschreibung der entwickelten Ansätze nach steigender Komplexität.

Einstufige Getriebe Den einfachsten Fall eines einstufigen Getriebes stellt eine **Verzahnung** dar. Diese kann als Massepunkt modelliert werden, wobei die Ein- und Ausgangsdrehzahl in folgendem Verhältnis stehen:

$$\omega_{aus} \cdot ig = \omega_{ein} \quad (2.24)$$

ig bezeichnet dabei die *Übersetzung* des Getriebes, die aufgrund des Zähnezahlsverhältnisses $\frac{z_{ein}}{z_{aus}}$ gegeben ist. Das MTM J kann entweder auf den Getriebeeingang oder -ausgang bezogen werden, wobei bei der Umrechnung von einer auf die andere Seite zu beachten ist, dass

$$J_{aus} = J_{ein} \cdot ig^2 \quad (2.25)$$

gilt. Drehmoment aus der entsprechend anderen Wirkrichtung ist mit der Übersetzung ($Md_{aus} = Md_{ein} \cdot ig$) umzurechnen. Verzahnungen wandeln abhängig von der Bauart aufgrund von Reibung mechanische Energie in Wärme. Daher muss dieses Verlustdrehmoment mithilfe eines (gemessenen) Verlustkennfeldes $Md_{Verl}(Md_{ein}, \omega_{ein})$ berücksichtigt und an der Punktmasse aufsummiert werden. In der Praxis zeigt sich, dass das Verlustmoment durch eine quadratische Funktion von Md_{ein} und ω_{ein} hinreichend genau approximiert werden kann. Bei der beschriebenen Modellierung einer Verzahnung als eine Masse kann entweder das Eingangsmoment Md_{ein} oder genauer $Md_{Zahn} = Md_{ein} - J_{ein} \cdot \omega_{ein}$ für die Lastanalyse verwendet werden, J_{ein} beschreibt in diesem Fall das MTM vor der Verzahnung.

Wirkungsgradkennfelder, mit denen mechanische Komponenten allgemein in der Praxis gerne charakterisiert werden, sind mit Vorsicht zu verwenden, da derartige Kennfelder relative Werte repräsentieren und es damit zu numerischen Problemen und ungenauen Ergebnissen bei Interpolation um den 0-Bereich kommt. Daher ist es besser, Verluste immer **absolut** anzugeben.

Planetengetriebe verbinden 3 Systeme und eignen sich daher als leistungsverzweigendes Element im Triebstrang, z.B. zum Antrieb der Räder oder Achsen. Im

Gegensatz zu einer einzelnen Verzahnung ist es nicht ausreichend, das Getriebe als eine Masse zu modellieren, da die ω_i der 3 Systeme in 2 Freiheitsgraden gebunden sind [83]. Die Modellierung der 3 Massen erweist sich daher als nicht trivial und der Ansatz bzw. die Herleitung wurde aus [18] übernommen und um die Annahme masseloser Planeten vereinfacht. Im folgenden die Ergebnisse zur Berechnung der 3 Drehzahlgradienten des Planetengetriebes:

$$\dot{\omega}_H = \frac{m_{12}(Md_{So} + Md_{St}(1 - k)) - m_{11}(Md_H + Md_{St} \cdot k)}{m_{12}^2 - m_{11} \cdot m_{22}} \quad (2.26)$$

$$\dot{\omega}_{So} = \frac{Md_H + Md_{St}k - m_{22} \cdot \dot{\omega}_H}{m_{12}} \quad (2.27)$$

$$\dot{\omega}_{St} = (1 - k)\dot{\omega}_{So} + k \cdot \dot{\omega}_H \quad (2.28)$$

$$\text{mit } m_{11} = J_{So} + J_{St}(1 - k)^2 \quad (2.29)$$

$$m_{12} = J_{St}(1 - k)k \quad (2.30)$$

$$m_{22} = J_H + J_{St} \cdot k^2 \quad (2.31)$$

Der Index H bezeichnet das Hohlrad, So das Sonnenrad und St den Steg, also den Träger der Planeten. k wird oft vereinfachend als Übersetzung des Planetengetriebes bezeichnet und kann geometrisch oder aus Zähnezahlen berechnet werden. Die Bezeichnung ist irreführend, da k zwar die Verteilung der Drehmomente, nicht jedoch ein fixes Drehzahlverhältnis widerspiegelt. Analog der einstufigen Verzahnung müssen Verluste des Planetengetriebes berücksichtigt werden, wobei die Verlustinformation zur Erhöhung der Genauigkeit über 2 Drehzahlen und einem Moment aufgespannt sein sollte.

Ein Planetengetriebe spezieller Bauart ist das **Differentialgetriebe**. Dabei handelt es um eine Kombination aus Kegolverzahnung (bei querliegendem Antrieb auch Stirnradverzahnung) und einem Planetengetriebe mit $k = 1/2$. Dadurch und aufgrund der Symmetrie das Bauteils ($J_{So} = J_H$) vereinfachen sich die Berechnungsvorschriften beginnend bei 2.26 wesentlich. Bei Einspurmodellen kann die Ausgleichswirkung des Differentials vernachlässigt und das Ausgangsmoments der Kegolverzahnung sogar einfach durch 2 dividiert werden, da die Drehzahlen linker und rechter Seite identisch sind ($\omega_{So} = \omega_H$ nach der Nomenklatur von oben). Die Modellierung eines geregelten Sperrdifferentials macht natürlich nur im Zweispurmodell Sinn. Dieses kann einfach dadurch realisiert werden, dass zwischen den Massepunkten der Sonne und des Hohlrades eine steuerbare Kupplung nach der be-

schriebenen Systematik implementiert wird. Bei Torsen-Ausgleichsgetrieben handelt es sich um Planetengetriebe, in denen aufgrund von Schrägverzahnungen Axialkräfte auf Reibringe wirken, die zusätzlich Drehmoment zwischen den 3 Massepunkten übertragen. Die Grundidee dahinter ist, dass ein derartiges Getriebe als Längsverteiler im Fahrzeug eingebaut wird und damit das Antriebsdrehmoment in die Richtung der langsamer drehenden Achse umverteilt wird. Die Reibringe können ebenfalls als Kupplung modelliert werden.

Mehrstufige Getriebe Mehrstufige Getriebe vereint, dass verschiedene Pfade des Kraftfluss, je nach interner Verschaltung, möglich sind. Diese verschiedenen Pfade sind die Gänge des Getriebes, wobei es unzählige Bauarten derartiger Getriebe gibt. [64]

Für ein **Schaltgetriebe (manual transmission) (MT)** und ein **automatisiertes Schaltgetriebe (automated manual transmission) (AMT)** kann vorausgesetzt werden, dass dieses lastfrei, also bei vollständig offener Kupplung am Getriebeeingang (bauartabhängig) (K1) geschaltet wird. Daher kann das gesamte Getriebe als eine Masse modelliert werden, so wie es für Verzahnungen bereits beschrieben wurde. Die K1 ist als Standardkupplung und die Getriebeausgangswelle als Feder abgebildet. Während Schaltvorgängen werden auf einfache Art das Massenträgheitsmoment und die Übersetzung auf den neuen Gang linear oder über $\sin^2$ überblendet:

$$ig(t) = ig_{alt} + (ig_{neu} - ig_{alt}) \cdot f\left(\frac{t - t_0}{c}\right) \text{ für } t_0 \leq t \leq t_0 + c \quad (2.32)$$

$$\text{mit } f(x) = x \text{ oder } f(x) = \sin\left(\frac{2x}{\pi}\right)^2 \quad (2.33)$$

Analoges gilt für das Massenträgheitsmoment J , wobei es zu empfehlen ist, dieses (und daher auch die Drehmomente) auf den Getriebeausgang zu beziehen, da die Drehzahl an dieser Stelle sich während Schaltungen nur wenig verändert. Bei der Modellierung wird für die Schaltphase die Getriebeeingangswelle demnach als masselos angenommen. Sollte diese Vereinfachung zur Erreichung eines Simulationsziels nicht ausreichend sein, bietet es sich an, die Getriebesynchronisierungselemente als eine zusätzliche Kupplung zu modellieren. Eine besondere Form des automatisierten Schaltgetriebes ist das **Doppelkupplungsgetriebe (double clutch transmission) (DCT)**, das prinzipiell aus 2 Teilgetrieben besteht, die jedoch beide von derselben Primärseite der Doppelkupplung angetrieben werden. Daher sind mit diesem Getriebe prinzipiell Fahrstufenwechsel ohne Zugkraftunterbrechung möglich,

indem eine Kupplung geöffnet und überschneidend die andere Kupplung geschlossen wird (Genaueres in 3.2.2). Für die Gangwechsel in einem Teilgetriebe kann jedoch angenommen werden, dass diese lastfrei ablaufen. Daher können sie analog der oben beschriebenen Methodik mit Übersetzungs- und MTM-Überführung umgesetzt werden. Es ist zu beachten, dass das Massenträgheitsmoment am Getriebeausgang von den eingelegten Wellen beider Teilgetriebe abhängig ist. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich die Winkelbeschleunigung am Getriebeausgang durch folgende Bewegungsgleichung berechnen lässt.

$$\dot{\omega}_{DCT_{aus}} = \frac{\sum_{i=1}^2 [(Md_{Kupp_i} - Md_{Verl_i}) ig_i] - Md_{Feder_{aus}}}{J(ig_1, ig_2)} \quad (2.34)$$

In der Regel ist als entkoppelndes Element vor einem **Automatikgetriebe** (**automatic transmission**) (**AT**) ein hydrodynamischer Drehmomentwandler (kurz: Wandler) verbaut, der in modernen Getrieben zur Wirkungsgradverbesserung mit einer steuerbaren Kupplung überbrückt werden kann (WÜK) [64]. Daher lässt sich das gesamte Bauteil als Standardkupplung, also eine Feder, modellieren, wobei zusätzliches Drehmoment auf dem hydraulischen Weg übertragen und addiert wird. Dieses lässt sich folgendermaßen berechnen [64; 57]:

$$\nu := \frac{\omega_{aus}}{\omega_{ein}} \quad (2.35)$$

$$Md_{Wandler_{ein}} = \kappa(\nu) \cdot \omega_{ein}^2 + Md_{WÜK} \quad (2.36)$$

$$Md_{Wandler_{aus}} = \mu(\nu) \cdot Md_{Wandler_{ein}} + Md_{WÜK} \quad (2.37)$$

κ bezeichnet in diesem Fall den Kapazitätsfaktor und μ den Überhöhungsfaktor, welcher einen der entscheidenden Vorteile eines Wandlers charakterisiert. Die Charakteristika von oben zeigen bereits, dass ein AT-Getriebe **nicht** lastfrei schaltbar ist. Daher sind die Stellelemente im Getriebe zur Veränderung der Übersetzung lastschaltbare Kupplungen. An dieser Stelle bietet es sich an, derartige Getriebe durch Serienschaltung folgender bereits diskutierter Modelle abzubilden:

Wandler mit WÜK (Feder) - Getriebeeingangswelle (Masse) - Doppelkupplung
(Feder) - DCT (Masse)

Durch die Vereinfachung die getriebeinternen Kupplungen als Doppelkupplung darzustellen, kann die Schaltung unter Last realistischer abgebildet werden. Ein **stu-**

fenloses Getriebe (continuously variable transmission) (CVT) kann auf einfache Weise wie eine Verzahnung mit kontinuierlich steuerbarem $ig(t)$ (und hohen Verlusten) modelliert werden, wobei Gleichung 2.25 zeitabhängig ist.

2.2.4 Reifenmodellierung

Ein Rad wird als Massenpunkt modelliert, auf den die Drehmomente der Seitenwelle, der steuerbaren mechanischen Bremse (karosseriefeste Kupplung und daher letzte Feder des Systems), Lagerverluste und Längskraft $F_{Reifen,x}$ des Reifens mit dem Hebel des dynamischen Reifenhalbmessers r_{dyn} wirken [51].

$$Md_{Reifen} = F_{Reifen,x} r_{dyn} \quad (2.38)$$

$$\text{mit } r_{dyn} = \frac{x_{Abroll}(\omega_{Rad}, F_{Reifen,z})}{2\pi} \quad (2.39)$$

$F_{Reifen,z}$ bezeichnet hierbei die Radlast (siehe 2.4) und x_{Abroll} den Abrollumfang des Reifens. r_{dyn} ist daher nicht mit r_{stat} zu verwechseln, welcher dem vertikalen Abstand von idealer Fahrbahnoberfläche zur sturzf freien Raddrehachse entspricht. In Messungen zeigt sich eine quadratische Abhängigkeit von ω_{Rad} (Aufweitung aufgrund von Fliehkraft). Die Abhängigkeit von $F_{Reifen,z}$ darf zur Erreichung des Simulationsziels, in welchem auch die Berücksichtigung von Querschlupf ausgeschlossen wurde, ggf. an dieser Stelle vernachlässigt werden. Generell erweist sich die Berechnung von Reifenkräften aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den Elastomeren, den verstärkenden metallischen Elementen im Reifen, der Gasfüllung, der Fahrbahnoberfläche und der Radfelge als besonders nichttrivial. Der Niederländer Hans Pacejka [65] hat Publikationen zu diesem Thema veröffentlicht, die heute als weit verbreiteter Standard in der Reifenmodellierung gelten [32]. Insbesondere das sogenannte Magic-Formula-Modell kann für die Berechnung der Reifenlängskraft in vereinfachter Form herangezogen werden:

$$F_{Reifen,x} = F_{Reifen,z} \cdot [D \cdot \sin \{C \cdot \arctan [B \cdot S - E (B \cdot S - \arctan(B \cdot S))]\} - c_r(\omega_{Rad} \cdot r_{dyn})] \quad (2.40)$$

$$\text{mit } S = \frac{\omega_{Rad} \cdot r_{dyn} - v_{Rad}}{|v_{Rad}|} \quad (2.41)$$

S bezeichnet den Radschlupf und v_{Rad} die Geschwindigkeit des Radmittelpunktes über Grund und wird (wie $F_{Reifen,z}$) in Abschnitt 2.4 erklärt. Nach diesem Modell sind also die Längsschlupfeigenschaften lediglich durch die 4 konstanten Parame-

ter B, C, D, E und einer den Rollwiderstandsbeiwert c_r beschreibenden Funktion hinreichend genau beschrieben. Die beschriebene Modellierung impliziert numerische Probleme bei stehendem Fahrzeug, daher erwähnt Pacejka die Möglichkeit, den Nenner nach unten auf ein kleines ϵ zu beschränken. Dies löst allerdings nicht die Problematik, dass der Reifen ohne Schlupf keine Längskraft übertragen kann und das Fahrzeug daher auf einer Steigung nicht anhalten kann. Dieser Umstand ist prinzipiell für das Simulationsziel nicht ausschlaggebend, jedoch sollte dem Integrator die Fahrzeuggeschwindigkeit 0 zugeführt werden, um in der Sollwertgenerierung (vgl. 4.4.1) im wahrsten Sinne des Wortes nicht zu verrutschen.

2.3 Modelle der elektrischen Komponenten

Der Ansatz der Abbildung der elektrischen Komponenten eines Hybridfahrzeugs beschränkt sich auf die Modellierung einer HV-Spannungsquelle, der Batterie, und Stromverbrauchern. Der Strombedarf der Nebenaggregate (Klimakompressor, Zylinderheizer, Niederspannungskomponenten über Gleichstromwandler,...) kann hierbei fix vorgegeben werden. Es kann entweder ein (gemessenes) Stromprofil $I_{NA}(s_{Fzg})$ in Abhängigkeit der zurückgelegten Fahrzeugstrecke oder überhaupt nur ein konstanter Verbrauch eingebunden werden. Somit bleibt im Zielfahrzeug die einzige Komponente mit variablem Stromverbrauch die Leistungselektronik, die in weiterer Folge den Traktions-Elektromotor mit elektrischer Leistung versorgt.

2.3.1 Batteriemodellierung

Für das elektrische Ersatzmodell der Batterie kann Homogenität der einzelnen Zellen vorausgesetzt werden, da thermische Effekte im Simulationsziel ausgeschlossen wurden. Daher wird die Betrachtung auf die Zellebene reduziert und es gelten folgende Zusammenhänge:

$$U_{Batt}(t) = U_{Zelle}(t)n_s \quad (2.42)$$

$$C_{Batt} = C_{Zelle}n_p \quad (2.43)$$

$$SOC_{abs}(t) = \frac{Q(t)}{C_{Batt}} \quad (2.44)$$

$$Q(t) = Q_0 + \int_0^t I_{Batt}(x) \cdot dx \quad (2.45)$$

$$I_{Batt}(t) = -I_{NA}(s_{Fzg}(t)) - I_{LE}(t, U_{Batt}(t)) \quad (2.46)$$

U_{Batt} bezeichnet die Klemmspannung der Batterie bzw. U_{Zelle} die einer einzelnen Zelle - die entscheidende Ausgangsgröße des Batteriemodells. n_s und n_p die Anzahl der seriell geschalteten Zellen bzw. die Anzahl der parallelen Zellstränge. SOC_{abs} bezeichnet den absoluten SOC, also den relativen Ladezustand der Batterie, wobei das Wort „absolut“ nur darauf hinweist, dass es sich um eine Angabe relativ zur Gesamtkapazität handelt. Dieser Wert ist eine der wichtigsten Eingangsgrößen in 3.1. Die Berechnung von I_{LE} ist Thema von 2.3.2. Nach [69] ist eine weit verbreitete Möglichkeit das Gesamtverhalten einer galvanischen Zelle durch deren Ersatzschaltbild (Abb. 2.6) zu modellieren, wobei die Modellgüte durch Reihenschaltung von RC-Gliedern, welche wiederum eine Parallelschaltung von Widerstand und Kondensator sind, beliebig verfeinert werden kann. $U_0(SOC_{abs})$ wird als Ruhe- oder

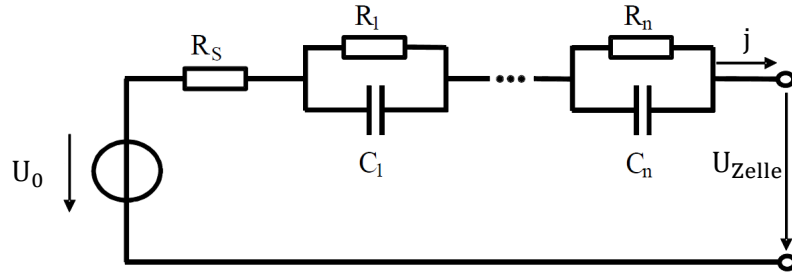


Abbildung 2.6: Das Ersatzschaltbild einer galvanischen Zelle nach [69]

Leerlaufspannung (englisch: OCV = open circuit voltage) der Zelle bezeichnet und wird in aufwändigen Versuchen durch schrittweises Laden bzw. Entladen der Zelle mit mehrstündigen Ruhepausen ermittelt. Betrachtet man die Verzweigung vor einem RC-Glied, so gilt dort aufgrund des Knotensatzes:

$$\sum_j I_j = I_{Zelle} - I_{R_j} - I_{C_j} = 0 \quad (2.47)$$

$$\text{mit } I_{R_j} = \frac{U_j}{R_j} \quad (2.48)$$

$$I_{C_j} = C_j \dot{U}_j \quad (2.49)$$

$$\Rightarrow U_j = R_j (I_{Zelle} - C_j \dot{U}_j) \quad (2.50)$$

Gleichung 2.48 ist das Ohm'sche Gesetz und 2.49 beschreibt das Verhalten eines Kondensators. Weiters ergibt sich für die gesamte Zelle durch Anwendung der Um-

Laufgleichung gemäß der zweiten Kirchhoff'schen Gleichung:

$$\sum_i U_i = 0 \quad (2.51)$$

$$\Rightarrow U_{Zelle} = U_0 - \sum_j U_j \quad (2.52)$$

$\sum_j U_j$ beschreibt den dynamischen Spannungsabfall der Zelle und $P_{Zelle,Verl} = I_{Zelle} \cdot \sum_j U_j$ die Verlustleistung. Im Steuergerät der Batterie sind Schutzfunktionen - die Deratingstrategien - hinterlegt, um sie vor Schädigung zu schützen. Da in dem gewählten Modellierungsansatz sämtliche Softwarefunktionalitäten zentral abgebildet werden, wird zu diesem Thema auf Abschnitt 3.1.4 verwiesen.

2.3.2 E-Maschinen- und Leistungselektronikmodellierung

Der Maschinen-Rotor ist mechanisch nichts anderes als ein Massepunkt, der elektromagnetisch am Stator gestütztes Drehmoment in das System einleiten kann. Der beschriebene, sehr einfache Modellierungsansatz ist unabhängig von der Bauart der elektrischen Maschine, die sich als besonders vielfältig erweisen [75], z.B. Synchron- und Asynchronmaschinen, Innen- und Außenläufer, Radial- und Axialflußmaschinen usw. Die Grundidee besteht darin, das Gesamtsystem aus EM und Leistungselektronik nicht weiter zu detaillieren und somit die Abbildung des Wechselstrompfades komplett entfällt. Das angeforderte Drehmoment $Md_{EM,Soll}$ aus der Steuerungssoftware (3.1.4) wird von der Maschine mit einer Beschränkung von $\dot{M}d_{EM}$ umgesetzt, wobei E-Maschinen die Eigenschaft auszeichnet, sehr schnell das geforderte Drehmoment bereitstellen zu können. Im Gegenzug benötigt die Steuerung Information über das aktuelle Drehmomentpotenzial des elektrischen Antrieb, in Form von $Md_{EM,max_{dyn}}$ und $Md_{EM,min_{dyn}}$. Diese beiden Größen können kennfeldbasiert in Abhängigkeit von ω_{EM} und U_{Batt} bereitgestellt werden. Permanent-erregte Synchronmotoren haben die Eigenschaft, bis zu einer Drehzahl ω_{Knick} (bis auf Wirkungsgradverluste) das maximale Drehmoment abgeben zu können. Oberhalb dieser Drehzahl liegt der Feldschwächungsbereich mit abfallendem Moment, aber annähernd konstanter (elektrischer) Leistung. Maßgebenden Einfluss auf das Drehmomentpotenzial haben außerdem *thermische* Deratingstrategien von Rotor, Stator und Leistungselektronik (LE). Diese wurden durch das Simulationsziel ausgeschlossen. Das Modell kann natürlich an dieser Stelle um thermische Modelle erweitert werden. Ansätze hierfür liefert beispielsweise [47]. Zur Bestimmung von I_{LE} werden die Verlustinformationen in *Gegenrichtung* - also **rückwärts** - der phy-

sikalischen Kausalitäten benötigt, entweder getrennt nach EM und LE oder auch in Summe. Daher gilt über die Umrechnung von mechanischer auf elektrische Leistung:

$$I_{LE}(t) = \frac{\omega_{EM}(t)}{U_{Batt}(t)} \cdot \left[Md_{EM}(t) + \sum_{k \in \{LE, EM\}} P_{Verl,k}(\omega_{EM}(t), Md_{EM}(t), U_{Batt}(t)) \right] \quad (2.53)$$

2.4 Fahrwerk- und Karosseriemodellierung

Das vorgestellte Ersatzmodell für Karosserie und Fahrwerk dient dem Simulationsziel nicht direkt, sondern nur durch die hinreichende Beschreibung der an anderer Stelle geforderter Größen. Diese sind: v_{Rad_i} , $F_{Reifen_i,z}$, a_x , a_y , v_{Aufbau} und v_{Fzg} . Wie bereits erwähnt wurde ein Modellansatz gewählt, der prinzipiell ein Zweispurmodell ist, jedoch sämtliche Quereffekte an den Reifen vernachlässigt und diese in Y-Richtung gebunden führt. Weiters werden dadurch Winkelbeschleunigungen der Karosserie um die Gierachse nicht berücksichtigt. Daher ist es zulässig die Reifenlängskräfte $F_{Reifen_i,x}$ direkt im Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs zu addieren. Zusätzlich wirkt auf diesen Punkt die Luftwiderstandskraft F_W .

$$F_W(v_{Aufbau}) = \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot \rho \cdot v_{Aufbau}^2 \quad (2.54)$$

$$a_x = \frac{\sum_i F_{Reifen_i,x} - F_W}{m_{Fzg}} \quad (2.55)$$

Mit c_w wird der Luftwiderstandsbeiwert des Gesamtfahrzeugs in Längsrichtung bezeichnet und mit A die entsprechend angeströmte Stirnfläche. In der Praxis ist es sinnvoll, die beiden Größen abhängig von Regeleinrichtungen im Exterieur (Heckspoiler, Niveauabsenkung,...) zu gestalten. Falls Daten über die Abhängigkeit dieser Parameter von Kurvenfahrt vorhanden sind, ist es sinnvoll, diese zusätzlich abzubilden. ρ bezeichnet die Massendichte der Luft, m_{Fzg} die Fahrzeuggesamtmasse und a_x die resultierende Längsbeschleunigung. Diese Größe entspricht dem Messsignal eines im Fahrzeug verbauten Längsbeschleunigungssensors und ist daher für den Messabgleich sinnvoll. Daher ergibt sich für den Fahrzeugaufbau:

$$a_{Aufbau} = a_x - g \cdot \sin(\alpha) \quad (2.56)$$

$$v_{Aufbau} = \int a_{Aufbau} \cdot dt \quad (2.57)$$

$$v_{Fzg} := \frac{1}{4} \cdot \sum_{i \in \{HR, HL, VR, VL\}} \omega_{Rad_i} \cdot r_{dyn,i} \quad (2.58)$$

α bezeichnet den Fahrbahnsteigungswinkel und ist Teil der Solltrajektorie (vgl. 4.2) und g die Erdbeschleunigung. Die Unterscheidung von v_{Aufbau} und v_{Fzg} ist sinnvoll, da Steuerungssoftware im Fahrzeug nur zweiteres kennt, meist sogar nur mit konstant hinterlegten Werten für $r_{dyn,i}$, und daher nur auf diese Größe reagiert. v_{Aufbau} wird hingegen für ein physikalisch korrektes Modell benötigt.

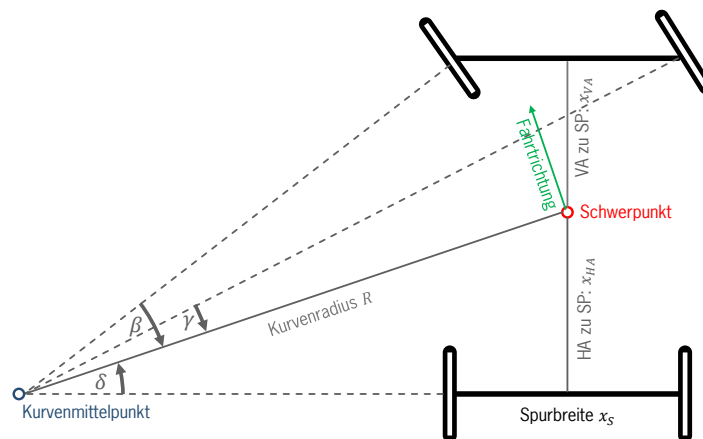


Abbildung 2.7: Einfache Achsschenkelenkung (Ackermann-Geometrie)

Abbildung 2.7 zeigt die sehr einfache Ackermannlenkgeometrie [39]. Da Reifenquerschlupf ausgeschlossen wurde und die Karosserie um den Schwerpunkt giert (um die z-Achse dreht), können mithilfe von einfachen geometrischen Überlegungen die Geschwindigkeiten der Radmittelpunkte über Grund v_{Rad_i} hergeleitet werden:

$$v_{Rad\{HR,HL\}} = v_{Aufbau} \cdot \frac{R_{\{HR,HL\}}}{R} \quad (2.59)$$

$$\text{mit } R_{\{HR,HL\}} := \text{sgn}(R) \cdot \sqrt{R^2 - x_{HA}^2 \pm \frac{x_S}{2}} \quad (2.60)$$

$$v_{Rad\{VR,VL\}} = v_{Aufbau} \cdot \frac{\sqrt{R_{\{HR,HL\}}^2 - (x_{VA} + x_{HA})^2}}{|R|} \quad (2.61)$$

$$a_y = \frac{v_{Aufbau}^2}{R} \quad (2.62)$$

x_{VA} und x_{HA} beschreiben den Abstand des Schwerpunktes von den Achsen und x_S die Spurbreite, wobei von einem an der Längsachse symmetrischen Fahrzeug ausgegangen wird. R bezeichnet den Kurvenradius als Solltrajektorie (vgl. 4.2) und a_y die Querbeschleunigung. β und γ bezeichnen die Schräglaufwinkel der Räder und δ den Kurvenwinkel bei einem neutralen Eigenlenkverhalten ohne Unter- oder Übersteuern. Eine Schwäche des gewählten Modellierungsansatzes ist somit die Vernachlässigung der Winkelbeschleunigung des Gesamtfahrzeugs um die z-Achse und eines zusätzlichen Energiebedarfs bei Kurvenfahrt aufgrund von Reifenquerschlupf. Daher ist das Modell in dieser Form nicht für Rennstreckensimulationen geeignet.

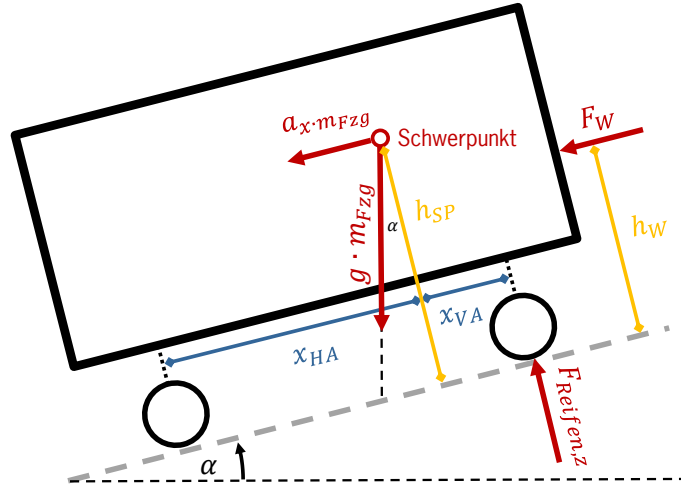


Abbildung 2.8: Illustration der Radlasten bei beschleunigter Bergfahrt

Abbildung 2.8 illustriert eine beschleunigte Bergfahrt. Dabei kann anhand geometrischer Überlegungen die statische Radlast auf folgende Weise (exemplarisch

für rechtes hinteres Rad) berechnet werden:

$$F_{Reifen_{HR,z,stat}} = \Theta_y \cdot \frac{\cos \alpha \cdot m_{Fzg} \cdot g \cdot x_{VA} + h_{SP} \cdot a_x \cdot m_{Fzg} + F_W \cdot h_W}{x_{VA} + x_{HA}} - F_{A,HR} \quad (2.63)$$

$$\text{mit } F_{A,x} := \frac{1}{2} \cdot c_{A,x} \cdot \rho \cdot v_{Rad_x}^2 \quad (2.64)$$

$$\Theta_y := \frac{1}{2} + \frac{h_{SP}}{x_s} \cdot \frac{a_y}{g} \quad (2.65)$$

Die Schwerkraft wirkt auf den Schwerpunkt im Winkel α zur Aufstandsfläche der Reifen. Über den Hebel des Verhältnisses aus Schwerpunkthöhe und Radstand wirkt die Längskraft im Schwerpunkt auf die Hinterachse. Zusätzlich erzeugt der Luftwiderstand F_W mit einem Hebel abhängig von dessen Angriffspunkt Kraft auf die Hinterachse. Daten über geschwindigkeitsabhängigen Auftrieb bzw. Abtrieb $F_{A,x}$ (Berechnung analog Luftwiderstand) können berücksichtigt werden. Der Faktor Θ_y berechnet über das Kräfteverhältnis in Querrichtung die Verteilung der Achslast an der Hinterachse, in diesem Fall auf das rechte Rad. Die Berechnung von oben ist abhängig von a_x , dieses von $F_{Reifen_i,x}$ und dieses wiederum von $F_{Reifen_i,z}$. Daher ergeben sich komplexe algebraische Gleichungen. Es ist ohnehin dem Simulationsziel dienlich, die Radaufhängung zusätzlich als Feder zu modellieren und die entsprechende Masse aus jenem Teil der Karosserie, der die Radlast im statischen Fall bestimmt, zu ermitteln. Die direkte Wechselwirkung zwischen den entstehenden 4 Systemen wird aufgrund der Vernachlässigung der Vertikaldynamik nicht abgebildet. Die folgenden Ausführungen beziehen sich wieder auf das hintere rechte Rad.

$$m_{Fzg_{HR}} = m_{Fzg} \cdot \frac{x_{VA}}{x_{HA} + x_{VA}} \cdot \frac{1}{2} \quad (2.66)$$

$$v_{Fzg_{HR,z}}(t) = \frac{\int (F_{Reifen_{HR,z,stat}}(t) - F_{Feder_{HR}}(t)) \cdot dt}{m_{Fzg_{HR}}} \quad (2.67)$$

$$F_{Reifen_i,z}(t) = F_{Feder_{HR}}(t) = c \cdot \int v_{Fzg_{HR,z}}(t) \cdot dt + d \cdot v_{Fzg_{HR,z}}(t) \quad (2.68)$$

Kapitel 3

Abbildung der Steuerungssoftware in der Vorwärtssimulation hybrider Fahrzeuge

Kapitel 2 hat Methoden zur physikalischen Modellierung der Fahrzeugkomponenten aufgezeigt. In diesem Kapitel soll nun auf die Steuerung der Aggregate eingegangen werden. Die Software, die insbesondere einem Hybridfahrzeug zugrunde liegt, ist weit umfassend und stark an die Triebstrangtopologie gebunden. Sie bildet das Bindeglied zwischen dem Wunsch des Fahrers, den er über seine Stellgrößen formulieren kann und der entsprechenden Umsetzung durch die Generierung von Sollgrößen für das physikalische Fahrzeugmodell. Der Funktionsumfang ist ständig im Wandel, da laufend neue intelligente Ansätze entwickelt werden. Als Beispiel sei an dieser Stelle eine prädiktive Betriebsstrategie genannt, die abhängig von der prädizierten *zukünftigen* Fahrstrecke über Wahrscheinlichkeitsrechnung optimale Steuerungsbefehle errechnet [5]. Daher stellt sich unter den Voraussetzungen der Simulation die Frage, welche Steuerungsfunktionen im Zielfahrzeug Einsatz finden werden und welche davon überhaupt Einfluss auf das Simulationsziel, also die ausgewählten Lastkollektive, haben. Dieser Schritt ist **entscheidend** und stellt das maßgebende Kriterium für die Generierung belastbarer Ergebnisse dar. Ein noch so aufwändiges physikalisches Modell garantiert ohne entsprechend angepasste Software in der richtigen Detaillierung keine Ergebnisqualität. Eine komplette Diskussion der gesamten Fahrzeugsoftware ist an dieser Stelle nicht möglich. Es sollen

jedoch die abgebildeten Steuerungsfunktionen inkl. deren Detaillierungsgrad dargestellt und deren Einfluss auf das Simulationsziel begründet werden. Der Anspruch dieses Kapitels ist nicht primär die quantitative Beschreibung der Funktionen, sondern die Grundideen dahinter. Der Umfang lässt sich in 4 Teilbereiche gliedern: Die Betriebsstrategie, die Getriebesteuerung, die Allradsteuerung und die Ausprägung der Software in den verschiedenen Fahrmodi

3.1 Abbildung der Betriebsstrategie

Das Ersatzmodell der Betriebsstrategie umfasst im Speziellen die Funktionen des Motorsteuergeräts (und einiger Fahrwerksthemen), also in diesem Simulationsansatz die Berechnung von $Md_{KW,Soll}$, $Md_{EM,Soll}$, $Md_{Bremsen,i}$ und Md_{K0} . Abbildung 3.1 zeigt einfach strukturiert den Aufbau dieses Ersatzmodells. In der Literatur finden sich viele Veröffentlichungen zur optimalen Auslegung bzw. Bewertung von Betriebsstrategien [28; 25; 86; 7; 93; 40], wobei der Fokus der Untersuchungen größtenteils auf Verbrauchsaussagen in gesetzlichen Fahrzyklen liegt. Keilhoff beschreibt in seiner Arbeit einen einfachen, modularen Ansatz zur Abbildung der Betriebsstrategie für Simulationszwecke [44].

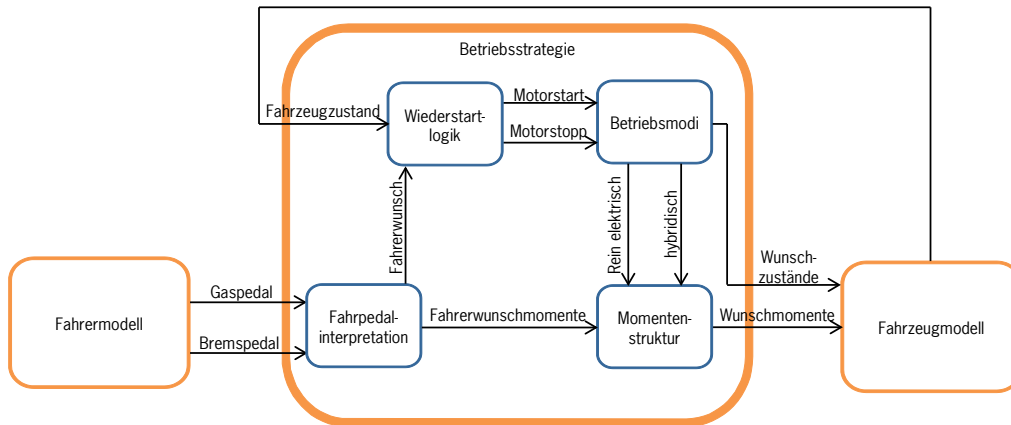


Abbildung 3.1: Vereinfachte Struktur der Betriebsstrategie

Das Ersatzmodell der Betriebsstrategie wird in 4 Komponenten gegliedert. Diese sind die **Fahrpedalinterpretation**, die **Wiederstartlogik**, die Abbildung der **Betriebsmodisteuerung** und die **Momentenstruktur**.

3.1.1 Abbildung der Fahrpedalinterpretation

Die Fahrpedalinterpretation übersetzt betriebs- und fahrmodusabhängig die Pedalwerte in ein Wunschkrehmoment. Dieses bezieht sich typischerweise auf das Drehmoment am Getriebeeingang bzw. an den Rädern in Summe. An dieser Stelle wird die zuerst genannte Methode beschrieben, also die Ermittlung von $Md_{GE,Wunsch}$. Für das in 1.5.2 beschriebene Leerwegbremsystem des Referenzfahrzeugs werden in diesem Teil der Berechnung bereits direkt die Ist-Drehmomente der mechanischen Bremsen in Abhängigkeit des Bremspedalwinkels α_{BP} nach einer starren Bremskraftverteilung BKV_i berechnet.

$$Md_{Bremsen,i} = BKV_i \cdot \max[0, (\alpha_{BP} - Leerweg_{BP})] \quad (3.1)$$

Fahrzeuge mit adaptiver Bremskraftverteilung können durch eine (lineare) Abhängigkeit von BKV_i von $F_{Reifen,z,i}$ dargestellt werden. Blendingfähige Bremsysteme können bei konstantem α_{BP} zur Wahrung von konstantem a_x zwischen $Md_{Bremsen,i}$ und $Md_{EM,Soll}$ verschieben. Es empfiehlt sich daher die Berechnung solcher Systeme in der Momentenstruktur. Das Wunschkrehmoment berechnet sich auf einfache Weise kennfeldbasiert durch Addition der Wunschgrößen der Pedalwerte:

$$Md_{GE,Wunsch} = Md_{GE,Wunsch,FP}(\alpha_{FP}, \omega_{EM}) + Md_{GE,Wunsch,BP}(\alpha_{BP}, \omega_{EM}) \quad (3.2)$$

Somit ist das Modell auch für eine beidbeinige Aktuierung gerüstet. In Abschnitt 4.4 wird diese jedoch explizit vermieden. Eine Drehzahlbegrenzungsfunktion kann auf einfache Weise realisiert werden, indem

$$Md_{GE,Wunsch,FP}(\alpha_{FP}, \omega_{EM}) \leq 0 \quad \forall \alpha_{FP} \wedge \omega_{EM} \geq \omega_{Begrenzung} \quad (3.3)$$

sichergestellt wird. Bei einer gut abgestimmten Fahrstufenwahl(vgl. 3.2.1) sollte diese Funktion nicht zum Tragen kommen.

3.1.2 Abbildung der Wiederstartlogik

Die Wiederstartlogik hat in erster Linie im Fahrzeug des Simulationsziels zu entscheiden, ob im hybridischen Betrieb die VKM abgelegt wird bzw. - umgekehrt - im elektrischen Betrieb gestartet wird. Zusätzlich wird über den Startablauf entschieden, wobei an dieser Stelle 4 Beispiele genannt werden:

- Der **Schleppstart** setzt eine stehende EM und geschlossene K0 voraus. Die EM leitet Drehmoment in das System ein und bringt dadurch den Verbrenner auf Drehzahl bis zur Zündfreigabe.
- Beim **Schlupfstart** stellt die K0 während der gesamten Startphase ein konstantes Moment um die VKM zu beschleunigen, auch nach Zündfreigabe. Die rotierende EM versorgt während dieser Zeit sowohl den Abtrieb als auch die K0 mit Drehmoment. Das K0-Moment muss während dem elektrischen Fahren vor dem Start von der EM vorgehalten werden (Momentenvorhalt), um während des Starts keinen spürbaren Ruck ans Rad zu bringen.
- Der **angerissene Start** unterscheidet sich vom Schlupfstart dadurch, dass nach der Zündfreigabe die K0 wieder öffnet, die VKM ohne Unterstützung auf EM-Drehzahl beschleunigt und die Kupplung bei Drehzahlsynchronität wieder schließt.
- Der **Impulsstart** ist im Prinzip ein angerissener Start, wobei vor der Einleitung des Drehmoments auf die Kurbelwelle ein Trennelement in/vor dem Hauptgetriebe in Schlupf gebracht wird und die EM schneller dreht als die Getriebeeingangswelle. Dieser Impuls wird genutzt um die VKM anzureißen, so dass am Rad keine Drehmomentveränderung zu bemerken ist.

Beim Motorstopp muss nicht zwischen verschiedenen Arten unterschieden werden.

Die Entscheidungsstruktur, die einen Start bzw. Stopp und deren Ablauf festlegt, ist zumeist ziemlich komplex und in aufwändiger Entwicklungsarbeit optimiert worden. Wie oben erwähnt, bildet sie den Inhalt zahlreicher Veröffentlichungen und an dieser Stelle wird auf eine konkrete Realisierung nicht eingegangen. Auf alle Fälle sollte spätestens bei Überschreitung der K0-Grenzdrehzahl - eine Maßnahme zur Beschränkung der Reibleistung und -arbeit an eben jener - ein Start ausgelöst werden. Weitere entscheidende Randparameter stellen SOC_{abs} , v_{Fzg} , α_{FP} und $\dot{\alpha}_{FP}$ dar.

3.1.3 Abbildung der Betriebsmodisteuerung

Im Falle einer Startanforderung der Wiederstartlogik (inkl. Ablauffestlegung) fällt es der Betriebsmodisteuerung zu, den zeitlichen Ablauf von Md_{K0} zu koordinieren. Im Falle eines Motorstopps ist ein Sprung auf 0 ausreichend. Die Steuerung

sendet ein Signal $BM(t)$ an die Momentenstruktur, ob rein elektrisch (e) oder hybridisch (h) (vgl. Abschnitt 1.5.2) gefahren wird bzw. gerade ein Motorstart (W) durchgeführt wird. Sie steuert die Zündfreigabe des Verbrennungsmotors, welche als Drehzahlschwellwert der VKM realisiert werden kann und regelt anschließend ω_{KW} durch Md_{KW} solange kein vollständiger Kraftschluss der K0 vorhanden ist, also die Freigabe des hybridischen Fahrens erteilt wird ($BM(t) = W$). Im Falle einer Schaltungsanforderung (vgl. 3.2.1) während eines Wiederstarts kann die hier dargestellte einfache Modellierung zu unplausiblen Zuständen führen. Eine einfache Lösung stellt die Unterdrückung der Schaltungsanforderung während der Wiederstartphasen bzw. umgekehrt dar.

3.1.4 Abbildung der Momentenstruktur

Die Aufgabe der Momentenstruktur ist es primär den Fahrerwunsch $Md_{GE,Wunsch}$ weiterzuverarbeiten. Das Sollmoment ermittelt sich unter Berücksichtigung von Schalteingriffen (vgl. 3.2.2), der (konstanten) Getriebeschutzmomente und der Kompensation des K0-Momentes in Wiederstartphasen auf folgende Weise:

$$Md_{GE,Wunsch,K1} = \max[\min(Md_{GE,Wunsch}, Md_{GE,Schutz,Zug}), Md_{GE,Schutz,Schub}] \quad (3.4)$$

$$Md_{GE,Soll} = Md_{GE,Wunsch,K1} + Md_{Schalteingriff} + Md_{LL-Regler} + Md_{K0}(BM = W) \quad (3.5)$$

$$\text{mit } Md_{LL-Regler}(\omega_{EM}) > 0 \quad \forall \omega_{EM} < \omega_{LL} \quad (3.6)$$

$$\wedge Md_{LL-Regler}(\omega_{EM}) = 0 \quad \forall \omega_{EM} \geq \omega_{LL} \quad (3.7)$$

$Md_{LL-Regler}$ bezeichnet das Drehmoment des Leerlaufreglers, das unterhalb der Leerlaufdrehzahl ω_{LL} wirksam wird. Ist es für das Simulationsziel erforderlich, auch eine nicht rotierende EM bei stehendem Fahrzeug abzubilden, muss die Logik des LL-Reglers an dieser Stelle erweitert werden. Um die numerische Auslöschung des Regelmomentes zu verhindern, ist auf eine geeignete Bedatung von $Md_{GE,Wunsch,BP}$ aus Abschnitt 3.1.1 zu achten. Aufgrund der beschriebenen Beschränkungen von Md bzw. $\dot{M}d$ von VKM und EM in Kapitel 2 ist zwischen den softwareseitigen Sollwerten aus dieser Steuerung und den Ist-Wert-Rückmeldungen aus dem physikalischen System zu unterscheiden. Unter Vernachlässigung dynamischer Effekte kann das EM-Wunschmodent folgendermaßen festgelegt werden:

$$Md_{EM,Wunsch} = Md_{GE,Soll} - Md_{KW,Ist} \quad (3.8)$$

Sollen dynamische Effekte mithilfe einer Massenträgheitskompensation (der EM) berücksichtigt werden, erweitert sich die Darstellung auf:

$$Md_{EM,Wunsch} = Md_{GE,Soll} - Md_{KW,Ist} + J(BM) \cdot \dot{\omega}_{EM,präd} \quad (3.9)$$

$\dot{\omega}_{EM,präd}$ bezeichnet hierbei einen Schätzwert des zukünftigen Drehzahlgradienten, der über die Einbeziehung der Fahrwiderstände approximiert werden kann, und $J(BM)$ das betriebsmodusabhängige MTM vor dem Getriebe. Aufgrund der hohen Drehmomentdynamik elektrischer Maschinen ist es sinnvoll, das Wunschmoment der EM wie oben beschrieben zu definieren, um somit Drehmomentbereiche darzustellen, die außerhalb des Verbrennerpotenzials liegen (Assist) bzw. das Instationärverhalten der VKM auszugleichen (z.B. Turboloch) und ein verbessertes Ansprechverhalten zu erreichen. Wie bereits erwähnt, existieren im elektrischen System leistungs- bzw. drehmomentbeschränkende Funktionen (Derating), welche auf folgende Art berücksichtigt werden können:

$$Md_{EM,Soll} = \max[\min(Md_{EM,Wunsch}, Md_{EM,max_{dyn}}(SOC_{abs}, U_{Batt}, \omega_{EM})), Md_{EM,min_{dyn}}(SOC_{abs}, U_{Batt}, \omega_{EM})] \quad (3.10)$$

In diesem Fall wird Spannungs- und SOC-Derating berücksichtigt, nicht jedoch thermisches Derating (vgl. 2.3.2). In den dynamischen Grenzen der EM können außerdem weitere Strategien wie etwa die Booststrategie berücksichtigt werden. In der Regel steht nämlich Boost bzw. Assist *nicht unbegrenzt* zur Verfügung, um (thermisches) Derating zu vermeiden und ein *reproduzierbares* Fahrzeugverhalten sicherstellen zu können. Das VKM-Moment berechnet sich betriebsmodusabhängig auf folgende Art:

$$Md_{KW,Soll} = Md_{Schlepp}(\omega_{KW}) \text{ falls } BM = e \quad (3.11)$$

$$Md_{KW,Soll} = Md_{GE,Soll} - \max(Md_{EM,min_{dyn}}, Md_{LPV}(SOC_{abs}, \omega_{KW}, Md_{GE,Soll})) \text{ falls } BM = h \quad (3.12)$$

Im Falle $BM = W$ übernimmt die Verbrennerdrehzahlregelung aus der Steue-

zung der Betriebsmodi die Berechnung von $Md_{KW,Soll}$. Md_{LPV} bezeichnet dabei das Betriebspunkt- und Fahrmodus-abhängige Lastpunktverschiebungsmoment, dessen Auswahl zumeist eine komplexe Entscheidungsstruktur zugrunde liegt, die an dieser Stelle nicht weiter vertieft wird.

3.2 Abbildung der Getriebesteuerung

In diesem Abschnitt sollen jene relevanten Anteile der Steuerungssoftware behandelt werden, die im Fahrzeug großteils im Getriebesteuergerät abgebildet ist. Man kann an dieser Stelle zwischen 2 Unterbereichen unterscheiden: Die Fahrstufenwahl berechnet, **wann** geschaltet wird und die Getriebeaktuierung steuert den Schaltablauf und legt damit fest, **wie** geschaltet wird. Die entscheidenden Ausgangsgrößen stellen $Gang_{Ziel}$, $Gang_{Ist}$, $Md_{Schalteingriff}$ und - für das Beispielfahrzeug dieser Arbeit - $Md_{WÜK}$, $Gang_1$, $Gang_2$, Md_{K1_1} und Md_{K1_2} dar.

3.2.1 Abbildung der Fahrstufenwahl

Die Ausgangsgröße der Fahrstufenwahl (Getriebebeschaltprogramm (GSP)) ist der Zielgang $Gang_{Ziel}$. Im einfachsten Fall kommt dieser als (gemessene) Solltrajektorie vom Fahrer (vgl. 4.2). Dieses Vorgehen kann als manuelle Fahrstufenwahl des Fahrers interpretiert werden. In der Regel ist die Trajektorie aufgrund anderer Übersetzungen, Drehmomentcharakteristika und dadurch Fahrerverhalten nur eingeschränkt übertragbar. Daher sollte diese Methode nur angewandt werden, wenn beispielsweise auf einer gewissen Fahrstrecke immer derselbe Gang nach einer definierten Prüfanordnung zu wählen ist. Bewegt der Fahrer das Fahrzeug mit automatischer Fahrstufenwahl, so berechnet sich der Zielgang über eine komplexe Entscheidungsstruktur, welche in hohem Maße Einfluss auf das Simulationsziel hat. An dieser Stelle soll ein kurzer Einblick gegeben werden, wie man für diese Software ein einfaches Ersatzmodell erstellen kann.

Ein **Schaltkennfeld (SKF)** ist eine Kennlinie, die eine Schaltgeschwindigkeit $v_{n \rightarrow n \pm 1}$ für eine Einfachhoch- bzw. -rückschaltung in Abhängigkeit von α_{FP} definiert. Bei Überschreitung (Hochschaltung) bzw. Unterschreitung (Rückschaltung) dieser Schwelle wird $Gang_{Ziel}$ auf den entsprechenden Wert gesetzt. Es ist darauf zu achten, dass zwischen einem Hochschaltkennfeld und dem entsprechenden Rückschaltkennfeld eine angemessene Hysterese beachtet wird, um (bei „nervöser“ Fahrpedalmodulation) Pendelschaltungen zu vermeiden. Auf diese Art und Weise lässt sich ein einfaches Schaltverhalten realisieren. In einem weiteren Schritt soll-

ten die SKFs betriebsmodusabhängig dargestellt sein. So ist z.B. darauf zu achten, dass im elektrischen Fahren die K0-Grenzdrehzahl nicht überschritten wird. Es ist außerdem sinnvoll, einen Sport(lichkeitsadaptions)faktor einzuführen, welcher der Fahrweise des Fahrers Rechnung trägt und die Schaltkennlinien vom Basisschaltkennfeld hin zu höheren Geschwindigkeiten bzw. Drehzahlen verschiebt:

$$v_{n \rightarrow n \pm 1} = v_{n \rightarrow n \pm 1, Basis} \cdot (1 - Faktor_{Sport}) + v_{n \rightarrow n \pm 1, Sport} \cdot Faktor_{Sport} \quad (3.13)$$

$$\text{mit } v_{n \rightarrow n \pm 1, Basis} \leq v_{n \rightarrow n \pm 1, Sport} \quad \forall n \quad (3.14)$$

Die Berechnung des Sportfaktors kann wiederum abhängig von α_{FP} , $\dot{\alpha}_{FP}$, a_x und a_y sein, wobei Integrationsoperatoren zur Darstellung des Adaptionsverhaltens eine zentrale Rolle spielen. Analog der Vorgehensweise mit dem Sportfaktor können Bergfaktoren $Faktor_{Bergauf}$ und $Faktor_{Bergab}$ eingeführt und steigungsabhängig berechnet werden. Diese Bergfaktoren verschieben in der Regel ebenso das Drehzahlniveau nach oben.

Die bis jetzt genannten Maßnahmen führen zu einer guten Überdeckung des Ersatzmodells für den Zugbetrieb mit $\alpha_{FP} > 0$. Für den Schubbetrieb ist es sinnvoll, einen zusätzlichen Faktor $Faktor_E$ in Abhängigkeit von α_{BP} zu definieren, der vor allem für den Betriebszustand der rein elektrischen Rekuperation das Drehzahlniveau in dem Bereich hält, in welchem die EM über das größte Leistungspotenzial verfügt. Für den Zustand der Rekuperation mit VKM kann das Drehzahlniveau noch weiter angehoben werden, um $Md_{Schlepp}$ zur (zusätzlichen) Fahrzeugverzögerung nutzen zu können.

Allen beschriebenen Methoden nachgeschaltet, können Sonderfunktionalitäten implementiert werden. Als Beispiel sei an dieser Stelle die Hochschaltverhinderung in Kurven genannt. Das heißt, dass ab einem definierten Grenzwert von $|a_y|$ nicht mehr hochgeschaltet wird, um einen möglichen Schaltruck auf Radebene zu verhindern. Der Autor empfiehlt der Abstimmung des beschriebenen Ersatzmodells mithilfe von Referenzmessungen und „reverse engineering“ besondere Aufmerksamkeit zukommen zu lassen, da dieser Teil der Software, wie bereits erwähnt, maßgebend Einfluss auf das Simulationsziel ausübt.

3.2.2 Abbildung der Getriebeaktuierung

Wie alle beschriebenen Softwaremodule, stellt die hier vorgestellte Methode einen Ansatz für ein einfaches Ersatzmodell - in diesem Fall der Getriebeaktuierung

- dar. Prinzipiell ist es sinnvoll (wie in 2.2.3 beschrieben), das AT-Getriebe des Beispielfahrzeuges als DCT-Getriebe mit Wandler und WÜK zu modellieren. Es ist sinnvoll, in der Berechnung von DCTs die ungeraden Gänge auf Welle 1 darzustellen, wobei $Gang_1$ den eingelegten Gang und Md_{K1_1} das übertragene Drehmoment bezeichnen. Analoges gilt für Welle 2 und die geraden Gänge. Die Schleppmomente der nass laufenden Kupplungen werden an dieser Stelle vernachlässigt.

Die Abbildung des Anfahrvorgangs Da das beschriebene Fahrzeugmodell immer im stehendem Zustand initialisiert wird, stellt die Abbildung des Anfahrvorgangs die erste Herausforderung dar. Bei AT-Getrieben kann aufgrund des Drehmomentwandlers mit maximal geschlossener $K1_1$ angefahren werden, also $Md_{K1_1} = Md_{K1_1,max}$. Bei DCT-Getrieben empfiehlt sich die Methodik, dass die $K1_1$ das gewünschte Drehmoment abzüglich eines Anfahr Drehmomentes $Md_{Anfahren}$ ans Rad stellt:

$$Md_{K1_1} = \max(Md_{GE,Wunsch,K1} - Md_{Anfahren}, 0) \quad (3.15)$$

$Md_{Anfahren}$ ist dabei abhängig von α_{FP} und ω_{EM} und bewirkt eben eine Erhöhung der EM-Drehzahl während des Anfahrvorgangs. Bei $Md_{Anfahren} = 0$ würde sich diese nicht erhöhen und der gesamte Anfahrvorgang bei ω_{LL} ablaufen. Durch diese Maßnahme wird das Antriebssystem bei sportlicher Anfahrt schneller in Bereichen mit hohem Leistungspotenzial betrieben. Es ist darauf zu achten, dass $Md_{Anfahren}$ richtig berechnet wird, sonst kann keine Drehzahlsynchronität hergestellt werden. Ist eben jene - also erstmalig $\omega_{ausig1} \geq \omega_{EM}$ - erkannt, kann Md_{K1_1} auf $Md_{K1_1,max}$ linear und schnell hochgerampt werden. Der Anfahrvorgang ist damit beendet. Die beschriebene Methodik funktioniert auch für das sehr langsame Fahren (Kriechen) und das Verzögern in den Stillstand.

Bei der Abbildung von Fahrstufenwechseln kann zwischen 2 Kategorien unterschieden werden: Der **Zug-Hochschaltung** und der **Zug-Rückschaltung**. Schub-Hochschaltungen entsprechen vom prinzipiellen Schaltablauf den Zug-Rückschaltungen mit *umgekehrten* Vorzeichen in den folgenden Erläuterungen. Analoges gilt für den Zusammenhang zwischen Schub-Rückschaltung und Zug-Hochschaltung. Die Entscheidung über die Schaltungsart wird bei Wechsel von $Gang_{Ziel}$ getroffen. Die folgenden Ausführungen beziehen sich vorerst auf DCT-Getriebe.

Die Abbildung der Zug-Hochschaltung In diesem Beispiel wird angenommen, dass der gehende Gang Welle 1 zugeordnet ist und der kommende Welle 2. Es könnte sich demnach um eine $1 \rightarrow 2$ oder $3 \rightarrow 4$ usw. Schaltung handeln. Der Schaltablauf beginnt mit der **Drehmomentüberführung** von einer Kupplung auf die andere, gefolgt von der **Drehzahlüberführung** [58]. Abbildung 3.2 zeigt den Ablauf, auf den im Folgenden eingegangen wird.

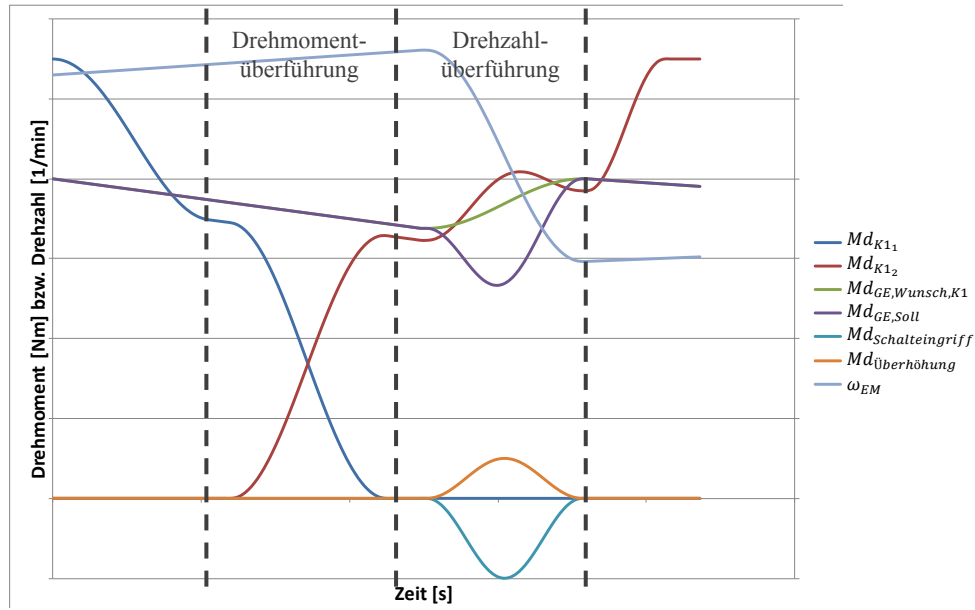


Abbildung 3.2: Der Ablauf einer Zug-Hochschaltung

Die Drehmomentüberführung beginnt damit, dass Md_{K1_1} auf $|Md_{GE,Wunsch,K1,dyn_1}|$ heruntergeramppt wird. Um die Einflüsse der Massenträgheitsmomente im Triebstrang auf das übertragene Moment an der $K1$ (vgl. Gl. 3.9) zu berücksichtigen, kann dieses und der dynamische Abschlag auf folgende Weise berechnet werden:

$$Md_{GE,Wunsch,K1,dyn_1} = Md_{GE,Wunsch,K1} - J(BM) \cdot \dot{\omega}_{GA,präd} \cdot ig(Gang_1) \quad (3.16)$$

Es ist sinnvoll den Drehmomentabschlag über den Gradienten der Getriebeausgangsdrehzahl ω_{GA} zu berechnen. Zu beachten ist, dass sich der Abschlagsterm für die kommende und die gehende Kupplung (aufgrund unterschiedlicher ig) unterscheiden. In Realität wird etwas Zeit benötigt, um den hydraulischen Druck im Getriebe abzubauen. Diese kann genutzt werden, um für Welle 2 der entsprechen-

den Vorbereitungen nach Gleichung 2.32 zu treffen. Es folgt die Überführung des Drehmoments:

$$Md_{K1_1}(t_0 + t) = |Md_{GE,Wunsch,K1,dyn_1}(t_0 + t)| \cdot (1 - f_{DM\ddot{U}}(t)) \quad (3.17)$$

$$Md_{K1_2}(t_0 + t) = |Md_{GE,Wunsch,K1,dyn_2}(t_0 + t)| \cdot f_{DM\ddot{U}}(t) \quad (3.18)$$

$f_{DM\ddot{U}} : [0, t_{DM\ddot{U},max}] \rightarrow [0, 1]$ bezeichnet hierbei eine streng monoton wachsende Funktion zur Drehmomentüberführung, nach dessen Durchführung das gesamte Drehmoment von $K1_2$ gestützt wird. Für die physikalisch nicht weiter relevante Ermittlung von $Gang_{Ist}$ empfiehlt sich die Umschaltung von n nach $n + 1$, sobald $f_{DM\ddot{U}} \geq 0.5$. Im Anschluss folgt die Drehzahlüberführung, wobei diese mithilfe 2er Stellgrößen durchgeführt werden kann. Während dieser Phase gilt:

$$Md_{K1_2} = |Md_{GE,Wunsch,K1,dyn_2}| + Md_{\ddot{U}berhöhung} \quad (3.19)$$

$Md_{\ddot{U}berhöhung}$ bezeichnet dabei das dynamische Schaltüberhöhungs-drehmoment und kann abhängig von α_{FP} , ω_{EM} usw. gestaltet werden. Es ist zu beachten, dass durch diese Schaltüberhöhung die Getriebeschutzzgrenzen $Md_{GE,Schutz,Zug}$ bzw. $Md_{GE,Schutz,Schub}$ kurzzeitig verletzt werden können. Zusätzlich zur Schaltüberhöhung kann über $Md_{Schalteingriff} (< 0)$ das eingeleitete Drehmoment vor der $K1$ und damit ω_{EM} abgesenkt werden. Der Zusammenhang zwischen $Md_{\ddot{U}berhöhung}$ und $Md_{Schalteingriff}$ kann kennfeldbasierend (und fahrmodusabhängig, vgl. 3.4) implementiert werden. Analog der Vorgehensweise beim Anfahren wird bei Erreichen der Drehzahlsynchronität ($\omega_{EM} \leq \omega_{aus} \cdot ig_{n+1}$) Md_{K1_2} auf $Md_{K1_2,max}$ hochgerampft und der Schaltvorgang ist beendet.

Die Abbildung der Zug-Rückschaltung Die Zug-Rückschaltung läuft im Prinzip umgekehrt wie die Zug-Hochschaltung ab. Sie beginnt - wie in Abbildung 3.3 dargestellt - mit einer Phase der Drehzahlüberführung gefolgt von einer der Drehmomentüberführung. Konkret wird das Drehmoment der gehenden Kupplung zuerst auf $|Md_{GE,Wunsch,K1,dyn_1}|$ gerampft. Für die Drehzahlüberführung kann wieder mit $Md_{\ddot{U}berhöhung} < 0$ und $Md_{Schalteingriff} > 0$ an der gehenden Kupplung gearbeitet werden. Zu beachten ist, dass bei einer Vollllastrückschaltung unbedingt eine negative Schaltüberhöhung statt finden sollte, da in der Regel über den Schalteingriff kein zusätzliches Drehmoment mehr zu holen ist. Ist die Zieldrehzahl erreicht, also $\omega_{EM} \geq \omega_{aus} \cdot ig_{n-1}$, kann die Drehmomentphase beginnen und dieses

von der gehenden Kupplung auf die kommende verlagert werden, welche anschließend auf Maximalmoment zugefahren wird.

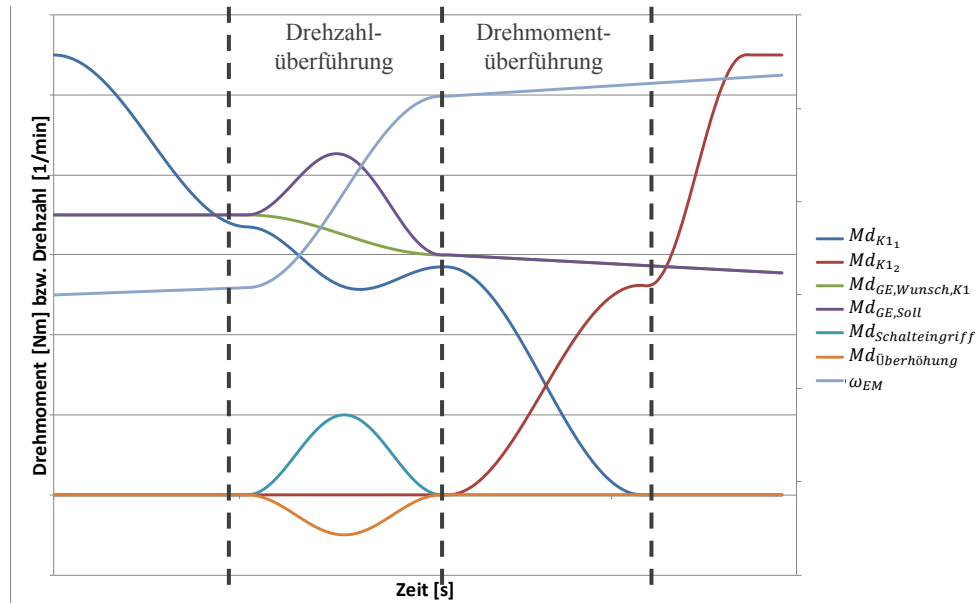


Abbildung 3.3: Der Ablauf einer Zug-Rückschaltung

Wie oben erwähnt, sind die beschriebenen Schaltabläufe für DCT-Getriebe ziel führend. Über die beiden modellierten Wellen kann auch die physikalische Realität abgebildet werden. Direktschaltungen sind immer nur von geraden nach ungeraden Gängen möglich und umgekehrt. Für Mehrfachschaltung von (un)geraden nach (un)geraden Gängen muss eine Stützschaltung durchgeführt werden. Bei diesen kann das vollständige Schließen der kommenden Kupplung am Ende der Stützschal tung entfallen. Für AT-Getriebe ist die beschriebene Methodik ebenfalls sinnvoll, jedoch kann es aufgrund des Wandlerübertragungsverhaltens zu Schwankungen des Drehmomentes am Rad kommen, welche auch in Messungen ersichtlich sind. In der Regel gibt es in AT-Getrieben mehr als die 2 Leistungspfade des gewählten physika lischen Modells, wodurch auch Direkt-Mehrfachschaltungen zwischen (un)geraden und (un)geraden Gängen möglich sind. Dies kann in der Modellierung derart gelöst werden, dass beiden Wellen jeder Gang zugeordnet werden kann. Die Ergebnisse für die 2 Wellen einzeln betrachtet sind dann physikalisch nicht weiter verwertbar.

Für die Steuerung von $Md_{WÜK}$ kann ein recht einfacher Ansatz gewählt wer den. Die WÜK wird in der Regel erst ab einem gewissen Gang geschaltet. Ist die ser Gang erreicht, wird $Md_{WÜK}$ oberhalb einer Grenze von ω_{EM} zugefahren und

bleibt geschlossen bis die nächste Schaltanforderung aus 3.2.1 kommt. Während der Schaltung kann die WÜK komplett geöffnet oder aber bei einem definiertem Drehmoment gehalten werden.

Zuletzt sei erwähnt, dass das Simulationsmodell auch für die Abbildung von Getriebesegeln, also dem Rollen mit geöffnetem Trennelement im Getriebe, geeignet ist und nur um die entsprechende Entscheidungsstruktur und Steuerung von Md_{K1x} erweitert werden muss. Im Zielsimulationsfahrzeug ist Getriebesegeln nicht abgebildet.

3.3 Abbildung der Allradsteuerung

Das Zielsimulationsfahrzeug ist ein heckgetriebenes Fahrzeug ohne Sperrdifferenzial. Daher beziehen sich die folgenden Ausführungen auf mögliche Modellerweiterungen.

Mit **Hang-On-Kupplung (HOK)-Systemen** kann über den Kupplungsdruck das Drehmoment variabel an die nicht permanent angetriebene Achse übertragen werden. Der Steuerung liegt üblicherweise eine komplexe Entscheidungsstruktur zugrunde, jedoch kann diese ähnlich der Fahrstufenwahl approximiert werden. Über geschwindigkeits- und fahrmodusabhängige Grundverteilungen und (Sportlichkeits-)adaptionfaktoren kann Md_{HOK} ermittelt werden. In der Regel gibt es auch noch Sonderfunktionalitäten, z.B. für das kontrollierte Driften. Über das beschriebene physikalische Modell (vgl. 2.2.1) wird die schlupfende und haften-de HOK korrekt abgebildet. Für die Lastkollektive der Achsgetriebe, Kardan- und Seitenwellen ist die korrekte Berechnung von Md_{HOK} essentiell wichtig, daher sollte - falls verfügbar - an dieser Stelle auf Original- oder angepasste Vorgängersoftware zurückgegriffen werden.

Eine **Geregelte Quersperre (GQS)** ist in ihrer Funktionsweise der HOK ziemlich ähnlich, nur überträgt sie Drehmoment von der linken Seitenwelle an die rechte oder (abhängig von der Differenzdrehzahl) umgekehrt. Die Steuerung der Kupplung ist ähnlich komplex wie die der HOK. Es sei erwähnt, dass der gewählte Modellierungsansatz des physikalischen Fahrzeugmodells keine Querschleifeneigenschaften der Reifen berücksichtigt. Daher ist das Modell bezüglich der GQS nur bedingt aussagefähig und es empfiehlt sich für eine detaillierte Betrachtung ein Teilsimulationsansatz mit der korrekten Abbildung der Querdynamik. Ähnlich verhält es sich mit der Abbildung von Bremsengriffen zur Fahrzeugstabilisierung (passives torque vectoring).

3.4 Ausprägung der Software in den Fahrmodi

Prinzipiell können alle applikativen Parameter in diesem Kapitel fahrmodusabhängig gestaltet werden. An dieser Stelle noch einmal eine kurze Aufzählung:

- Die Fahrpedalinterpretationen $Md_{GE,Wunsch,FP}$ und $Md_{GE,Wunsch,BP}$
- Alle Parameter der Wiederstartlogik
- Die Leerlaufdrehzahl ω_{LL} bzw. $Md_{LL-Regler}$ und die Anfahrregelung über $Md_{Anfahren}$
- Die Boost- und Deratingstrategien über $Md_{EM,max_{dyn}}$ und $Md_{EM,min_{dyn}}$
- Die Fahrstufenwahl zur Berechnung von $Gang_{Ziel}$ und insbesondere die hinterlegten SKFs
- Die Drehmomentenüberföhrungsfunktion $f_{DM\ddot{U}}$ beim Schalten
- $Md_{\ddot{U}berh\ddot{o}hung}$ und $Md_{Schalteingriff}$ wärend der Drehzahlüberföhrungsphase beim Schalten
- Alle Funktionen der Allradsteuerung, insbesondere Md_{HOK}

Die Zielsimulationsfahrzeug verfügt über 4, durch den Fahrer anwählbare Fahrmodi, wobei nicht jeder Zustand zu jedem Zeitpunkt zur Verfügung steht. Im Folgenden eine Übersicht der Fahrmodi inkl. einer Beschreibung der Charaktersausprägungen:

- Der **E-Power**-Modus (auch charge depleting mode genannt) ist bei ausreichendem SOC_{abs} der vorgewählte Standardmodus nach Zündungswechsel. In diesem Modus verfügt das Fahrpedal über einen zweiten Druckpunkt und der Motor wird nur bei Übertreten dieses Fahrpedalwertes gestartet um dem Fahrer die Wahl über den Betriebsmodus selbst zu überlassen. Für die elektrische Fahrt in E-Power wird eine spezielle Fahrstufenwahl zur Optimierung des EM-Betriebspunktes verwendet. Fällt SOC_{abs} unter eine definierte Stelle, wird dieser Modus abgeworfen und in den Hybrid-Modus gewechselt.
- Dieser **Hybrid**-Modus (charge sustaining mode) verfolgt das Ziel, durch strategisches Starten der VKM und LPV, SOC_{abs} innerhalb eines kleinen Wertebereichs zu stabilisieren.

- Der **E-Charge**-Modus (charge increasing mode) kann nur angewählt werden, wenn SOC_{abs} unterhalb einer gewissen Schwelle liegt und verfolgt primär das Ziel über LPV eben jenen Wert bis zu dieser Schwelle zu erhöhen. Ist diese erreicht, wird in den Hybrid-Modus gewechselt.
- Der **Sport**-Modus ist immer anwählbar und kann in erster Linie durch eine „steilere“ Fahrpedalinterpretation und sportliche Abstimmung der Getriebesoftware, insbesondere der Gangwahl und der Drehmomentüberhöhung, charakterisiert werden. Der Betriebsmodus des elektrischen Fahrens rückt an dieser Stelle in den Hintergrund und die Booststrategie ist auf Fahrperformance optimiert.

Es ist natürlich denkbar, das Modell um weitere Fahrmodi zu erweitern, bzw. die Ausprägung dieser an laufende Entwicklungsergebnisse anzupassen. Die Herausforderung besteht meist darin, in der frühen Phase des Entwicklungsprozesses, welcher Voraussetzung des Modellansatzes ist, für die genannten applikativen Parameter plausible Annahmen zu treffen.

Die Vorgabe des Fahrmodus FM_{Soll} kommt aus dem Fahrermodell (vgl. 4.2), also z.B. aus einer Referenzmessung oder einer sinnvollen Zuordnung nach Fahrstrecke. Sind Austrittsbedingungen erfüllt (in diesem Fall bei E-Power und E-Charge), empfiehlt sich die Vorgehensweise, den Fahrmoduswechsel durchzuführen und erst bei einem erneuten Sprung des Soll-Fahrmodus (falls erforderlich) im Simulationsmodell einen Wechsel von FM_{Ist} durchzuführen.

Kapitel 4

Fahrermodellierung in der Vorwärtssimulation hybrider Fahrzeuge

Dem Fahrerersatzmodell kommt in dem gewählten Simulationsansatz primär die Aufgabe zu, α_{FP} und α_{BP} geregelt zu generieren und somit den Fahrerwunsch zu formulieren, der von dem Ersatzmodell der Fahrzeugsoftware interpretiert und in Steuerungsbefehle an das physikalische Modell umgesetzt wird.

Im ersten Schritt wird in diesem Kapitel eine Analyse des Fahrerverhaltens durchgeführt. Insbesondere wird darauf eingegangen, wie der Begriff „menschlich“ in diesem Zusammenhang aufgefasst werden kann und welche verschiedene Fahrertypen identifiziert werden können. Auf Grundlage dieser Erkenntnisse werden die Anforderungen an das Ersatzmodell formuliert. Der Abschnitt der Streckenprofilauflbereitung behandelt die Generierung der Solltrajektorien, insbesondere der Sollgeschwindigkeit $v_{Fzg,Soll}$. Es werden 3 Konzeptvarianten eines geregelten Fahrerersatzmodells vorgestellt und bewertet und abschließend wird der gewählte Ansatz detailliert beschrieben.

4.1 Analyse des Fahrerverhaltens

Bereits seit Mitte des 20. Jahrhunderts wird das menschliche Übertragungsverhalten analysiert, wobei die anfänglichen Untersuchungsgebiete militärischer Natur waren [15]. Spätestens im 21. Jahrhundert konzentrieren sich umfangreiche Forschungsaktivitäten auf dem Gebiet der Fahrerassistenzsysteme, wie beispielsweise

Spurhalteassistenten oder Abstandregeltempomaten, deren Verwendung für dieses Simulationsziel ausgeschlossen wird [67; 8]. Im folgenden Abschnitt wird zuerst auf den Begriff des „menschlichen“ Fahrverhaltens und dessen Einfluss in einem Hybridfahrzeug eingegangen. Im Anschluss werden verschiedene Fahrertypen betrachtet, um daraus Anforderungen an das Fahrerersatzmodell ableiten zu können.

4.1.1 Menschliches Fahrverhalten

Das menschliche Verhalten in einer Regelaufgabe kann als nichtlinear, zeitveränderlich, dynamisch und stochastisch beschrieben werden [60; 54]. Im Falle der Fahrzeugführung lassen sich nach [15] und [56] folgende menschliche Charakteristika festhalten:

- **Vorausschau:** Menschen nutzen insbesondere visuelle Informationen, um die gewählte Fahrgeschwindigkeit rechtzeitig an veränderte Randbedingungen anzupassen.
- **Vorhersage:** Nach einer kurzen Lernphase hat sich der Fahrer das Systemverhalten relativ gut angelernet und kann bis zu einem Grad vorhersagen, wie dieses System auf eine veränderte Regelgröße reagiert. Die tatsächlich Umsetzung erfolgt natürlich durch die Fahrzeugsoftware.
- **Schwellwerte in der Wahrnehmung:** Im Gegensatz zu technischen System verfügt das menschliche Gehirn über wesentlich höhere Schwellwerte bevor ein Umstand wahrgenommen bzw. im Zuge der Entscheidungsfindung berücksichtigt wird.
- **Zeitverzögerungen:** Sowohl für die Wahrnehmung und Interpretation eines äußeren (visuellen) Reizes als auch zur physischen Umsetzung des Änderungswunsches (z.B. Veränderung des Pedalwertes) benötigt der Mensch Zeit. Im Wesentlichen heben sich die Reaktionszeit und die Antizipation auf. [90]

Nach Herrin und Neuhardt [33] lässt sich das Kurvenhalten eines individuellen Fahrers durch folgende Ungleichung beschreiben:

$$a_y \leq a_{y,max} \cdot \left(1 - e^{-\beta \cdot (v - v_{max})}\right) \quad (4.1)$$

Die maximale Kurvenbeschleunigung a_y sinkt demnach exponentiell mit steigender Fahrgeschwindigkeit v . Der fahrerindividuelle Parameter β wird als *factor of*

expediency beschrieben, zu deutsch in etwa Zweckmässigkeitsfaktor. Die erhobenen Daten beziehen sich in dieser Studie ausschließlich auf Fahrten mit Geschwindigkeitsbeschränkung. Der Sonderfall deutscher Autobahnen ist damit nicht erfasst.

In seinen umfangreichen Untersuchungen zum menschlichen Bremsverhalten konnte Grzesik [29] interessante Erkenntnisse gewinnen. So zeigt Abbildung 4.1 einen typischen Zeitverlauf des Bremspedalweges. Hervorzuheben sind hierbei die Phasen N_0 , in denen der Fahrer den Pedalwert konstant hält um die gewünschte Verzögerung einzustellen. Er versucht hierbei die gewünschte Geschwindigkeitsänderung räumlich vor dem Wegpunkt des Erreichens der gewünschten Fahrgeschwindigkeit durchzuführen. Führt dieses Verhalten nicht zum gewünschten Ergebnis, wird der Pedalwert verändert und bei einem veränderten Wert N_0 konstant gehalten. Somit unterscheidet sich das beschriebene Verhalten klar von einem kontinuierlichem Regler, wie er in technischen Anwendungen häufig verwendet wird.

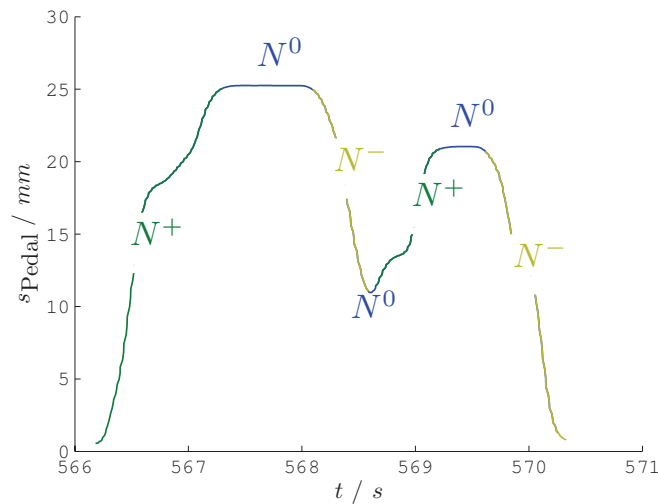


Abbildung 4.1: Ein typischer Zeitverlauf des Bremspedalweges. Aus [29]

Fleckner [25] kommt in seiner Dissertation zu dem Schluss, dass **Hybridfahrzeuge sensitiver auf den Fahrstil reagieren als konventionelle Fahrzeuge**. Gerade die vielen unterschiedlichen Betriebsmodi und deren Übergangszustände stellen jeweils gänzlich andersartige Belastungszustände im Triebstrang dar und so können beispielsweise durch ein hochfrequentes Pedalmodulationsverhalten viele Wiederstarts ausgelöst werden.

4.1.2 Fahrertypen

Um den Ansatz von Herrin und Neuhardt [33] zu überprüfen, widmete sich Liechti [54] der Analyse von Daten aus einem Flottenversuch. Abbildung 4.2 zeigt dabei, dass sich der Ansatz bis in etwa 100 bis 150 km/h als zielführend erweist, ihm darüber hinaus aber keine Bedeutung mehr zukommt, da die Streuung der Querbeschleunigung mit v tendenziell erneut steigt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei diesem Fahrzeug bei (deutschen) Autobahnfahrten die Fahrgeschwindigkeit nicht an die Kurvenkrümmung angepasst wird. Exemplarisch ist daher die quadratische Funktion der Querbeschleunigung bei einem Kurvenradius von 1000m in der Abbildung dargestellt.

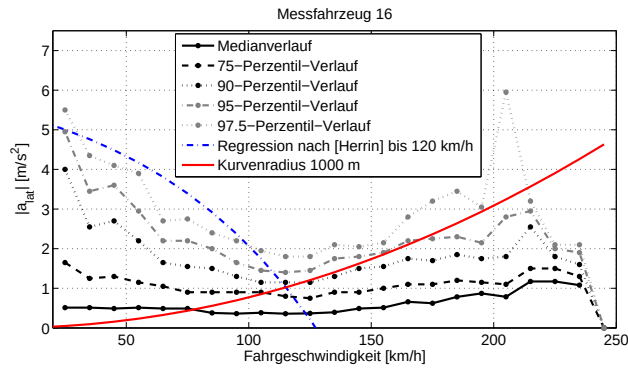


Abbildung 4.2: Häufigkeitsverteilung des Querbeschleunigungs-Absolutwertes über Fahrgeschwindigkeit eines Versuchsfahrzeugs. Aus [54]

Zusammenfassend hat Liechti durch die Analyse des Flottenversuches 5 Sportlichkeitsstufen anhand der Kriterien der maximalen Längs- ($a_{x,max}$) und Querbeschleunigungen ($a_{y,max}$) identifizieren können. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.1 dargestellt.

Stufe	Bezeichnung	$a_{y,max}$	$a_{x+,max}$	$a_{x-,max}$
1	Erzkonservativ	3.950	2.750	-3.350
2	Konservativ	5.239	3.322	-3.961
3	Normalfahrer	5.840	4.155	-4.710
4	Sportfahrer	7.000	4.583	-6.050
5	Rennfahrer	fahrzeugabhängig		

Tabelle 4.1: Definition der Sportlichkeitsstufen mit zugehörigen Maximalwerten. Alle Werte in $[m/s^2]$. Aus [54]

Bei der Analyse der Fahrertypen von *Hybridfahrzeugen* stellt sich die Frage, ob es auch Fahrer gibt, die sich der speziellen Funktionalitäten Ihres Fahrzeuges bewusst sind. Insbesondere ist damit die (begrenzte) Fähigkeit des elektrischen Fahrens bzw. Rekuperation gemeint. Gerade da der Fahrzeugführer im Referenzfahrzeug dieser Arbeit im „E-Power“-Modus durch einen Fahrpedaldruckpunkt Information über die maximale rein elektrische Leistungsfähigkeit erhält, erscheint es sinnvoll, einen Fahrertypen zu definieren, der versucht das elektrische System unter der Einschränkung äußerer Randbedingungen maximal auszunutzen. Dieses Nutzungsverhalten (NV) soll als **Fahrer 2.0** bezeichnet werden und impliziert auch die bewusst frühe Einleitung einer Bremsung, um möglichst viel Energie rekuperativ gewinnen zu können. Es ist sinnvoll, diese Nutzungsverhalten, wie in Tabelle 4.2 gezeigt, zu differenzieren.

Nutzungsverhalten (NV)	1.0	1.3	1.6	2.0
Bewusstes Segeln	×	✓	✓	✓
Bewusstes Rekuperieren	×	×	✓	✓
Bewusstes E-Fahren	×	×	×	✓

Tabelle 4.2: Definition der Nutzungsverhalten eines Hybridfahrzeugs. Aus [54]

4.1.3 Anforderungen an das Fahrerersatzmodell

Die Analyse der Fahrverhalten hat gezeigt, dass es sinnvoll ist, menschliches Fahrerverhalten bezüglich der **Sportlichkeit** und des **Nutzungsverhaltens** zu differenzieren. Dieser Forderung wurde bereits in der Auswahl der Nutzungsszenarien formuliert (vgl. 1.7.2). Die Grundvoraussetzung dieser Arbeit ist, dass synthetische oder gemessene Streckendaten vorhanden sind und diese dementsprechend für das Zielsimulationsfahrzeug aufbereitet werden (vgl. 4.2). Die Unterscheidung der Fahrverhalten muss dabei sowohl in eben dieser Aufbereitung, als auch in der Implementierung des menschlichen Fahrers in der eigentlichen Simulation berücksichtigt werden. Eine Parametrisierbarkeit der Fahrverhalten stellt in Verbindung mit der Mischung der Referenzprofile ein entscheidendes Kriterium zur letztendlichen Generierung belastbarer Lastkollektive dar.

4.2 Streckenprofilgenerierung

Prinzipiell gibt es 2 bewährte Methoden zur Erzeugung von Referenzfahrprofilen. Eine davon ist rein „**synthetischer**“ Natur und beruht beispielsweise auf Geschwindigkeitslimits, maximalen Kurvengeschwindigkeiten, Verkehrszeichen und Ähnlichem. Mit einer derartigen Methode ist es jedoch relativ schwierig, äußere Einflüsse (Wetter, Verkehr und dergleichen; vgl. 1.6.2) abzubilden. Daher widmet sich die hier beschriebene Methode nur der Generierung von Fahrprofilen aus **Referenzmessungen**, wobei im ersten Schritt aus den gemessenen Werten das Basisprofil physikalisch korrekt extrahiert werden muss. Im zweiten Schritt werden diese Daten für das Zielsimulationsfahrzeug und abschließend für ein gewähltes Fahrerverhalten aufbereitet.

4.2.1 Extraktion des Basisprofils

Im Folgendem wird darauf eingegangen, wie aus den Daten einer Referenzmessung die Kenngrößen des Fahrprofils berechnet werden können.

Extraktion der Basisgeschwindigkeit Zunächst könnte die Basisgeschwindigkeit v_{mess} analog 2.58 durch Mittelung der (gefilterten) Radgeschwindigkeiten berechnet werden. Als problematisch erweist sich diese einfache Methode (bei hochperformanten Fahrzeugen) aufgrund des Reifenschlupfes. Hierbei empfiehlt sich der pragmatische Ansatz, dass bei nicht-allradgetriebenen Fahrzeugen nur die nicht angetriebenen Räder verwendet werden. Damit ist für den Antriebsfall Abhilfe geschaffen, nicht jedoch für den einer geregelten Vollbremsung. Es empfiehlt sich daher auf alle Fälle folgende Beschränkung:

$$|a_{mess}| \leq \mu \cdot g \quad (4.2)$$

$$\text{mit } a_{mess} = \dot{v}_{mess} \quad (4.3)$$

μ bezeichnet hierbei den Reibwert (und damit die maximale Übertragungseigenschaft) zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche und kann aus den Pacjeka-Reifendaten (des Messfahrzeuges, vgl. 2.40) ermittelt werden. Moderne Schlupfregelungssysteme versuchen auf eben diesen Punkt zu regeln. Noch besser ist, es diese Beschränkung radindividuell durchzuführen. Die Strecke x_{mess} wird einfach durch Integration von v_{mess} gebildet und ist wichtig, da die gesamte Sollwertzuführung

streckenbasierend erfolgt. Dazu mehr in 4.4.1.

Extraktion der Steigung Die Steigung α könnte auf einfache Art mithilfe der geographischen Höhe über Global Positioning System (GPS)-Daten ermittelt werden. In der Praxis erweist sich diese Methode jedoch als instabil. Gerade bei Verlust oder Neugewinn des Signales von Satelliten reagiert das System mit Neuberechnung und sprunghafter Veränderung der Höhe (auch bei Fahrzeugstillstand). In Tunneln versagt die Methode natürlich komplett. Daher wird an dieser Stelle ein anderer Ansatz vorgestellt, dessen Grundidee darauf beruht, dass der Längsbeschleunigungssensor im Fahrzeug **karosseriefest** verbaut ist. Bei einer beschleunigten Bergfahrt (ohne Nicken des Fahrzeugs, vgl. Abbildung 2.8) entspricht dieser (gefilterte) Wert also $a_{x,mess}$ und unterscheidet sich daher von a_{mess} (aus Gl. 4.3). Es gilt also folgender Zusammenhang:

$$a_{x,mess} = a_{mess} + g \cdot \sin(\alpha) \quad (4.4)$$

Diese Methode liefert bei besonders sportlichen Fahrzeugen mit geringen Aufbau- und Nickbewegungen schon annehmbare Ergebnisse, nur jedoch bei eben diesen, da sich der Fahrzeugaufbau gegenüber der Fahrbahnoberfläche bewegen kann. Dieser **Nickwinkel** θ ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

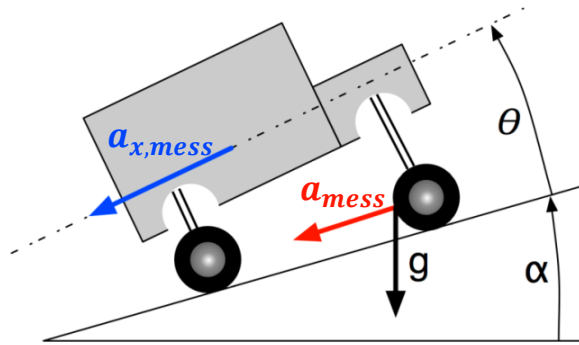


Abbildung 4.3: Der Nickwinkel bei beschleunigter Bergfahrt. Nach [54]

Der stationäre Nickwinkel ist stark abhängig von der Fahrwerkskinematik und den Federungseigenschaften der Reifen. Für eine vertiefende Analyse sei auf [91] verwiesen. An dieser Stelle wird ein vereinfachter Ansatz gewählt, der nur die Aufbau- und Nickbewegung berücksichtigt:

$$\Theta_{stat} = \frac{m_{gef} \cdot h_{SP}}{2 \cdot k_{VA} \cdot x_{VA}^2 + 2 \cdot k_{HA} \cdot x_{HA}^2} a_{x,mess} \quad (4.5)$$

$k_{\{VA,HA\}}$ bezeichnen die Federkonstanten der beiden Achsen in N/m und m_{gef} die gefederte Masse des Fahrzeugs. Die verbleibenden Größen sind analog Abbildung 2.8 zu interpretieren. Zur Berechnung des dynamischen Nickwinkels Θ_{dyn} empfiehlt es sich, Θ_{stat} auf einfache Art mit einem PT2-Glied zu übertragen (analog einem Feder-Masse-System, vgl. 2.68) um auch zu Zeitpunkten hoher Beschleunigungsänderung annähernd gute Ergebnisse zu erhalten. Die Bedatung sollte auf Volllastanfahrten mit hohem $\dot{a}_x$ abgeglichen werden, um die Rutschgrenze richtig abzubilden. Mit Nickwinkelkompensation erweitert sich Gleichung 4.4 als zu:

$$a_{x,mess} = a_{mess} + g \cdot \sin(\alpha) + \Theta_{dyn} \quad (4.6)$$

Bei langen Messfahrten kann es sein, dass (durch Integration der Steigung über Weg) ein Drift in der berechneten Höhe h_{int} entsteht. Dies kann beispielsweise durch Messfehler oder eine nicht exakt waagrechte Einbaulage des Sensors passieren. Es empfiehlt sich daher eine gewichtete Regression des Höhenverlaufs auf die plausibel gemessenen GPS-Höhenwerte (mit beispielsweise 5 oder mehr Satelliten) durchzuführen, um sowohl den Höhenstartwert, als auch einen konstanten Driftfaktor über Strecke zu berechnen.

$$\begin{bmatrix} (h_{GPS,1} - h_{int,1}) \cdot \Delta x_1 \\ \vdots \\ (h_{GPS,n} - h_{int,n}) \cdot \Delta x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Delta x_1 & x_1 \cdot \Delta x_1 \\ \vdots & \vdots \\ \Delta x_n & x_n \cdot \Delta x_n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} C_0 \\ C_1 \end{bmatrix} + \vec{\epsilon} \quad (4.7)$$

$$\Rightarrow h_{korrr} = h_{int} + C_0 + x \cdot C_1 \quad (4.8)$$

Die Gewichtungsfaktoren Δx_i sollten eingeführt werden um bei Fahrten in denen nur wenig bzw. örtlich verteilte, plausible GPS-Messpunkte zur Verfügung stehen, die Regression über die gesamte Strecke homogen zu halten. Abbildung 4.4 zeigt exemplarisch ein Ergebnis der einzelnen Berechnungsschritte.

Extraktion des Kurvenradius Im Folgenden sollen in Kürze 3 Varianten vorgestellt werden, wie aus Fahrzeugmessdaten auf einfache Art der Kurvenradius R

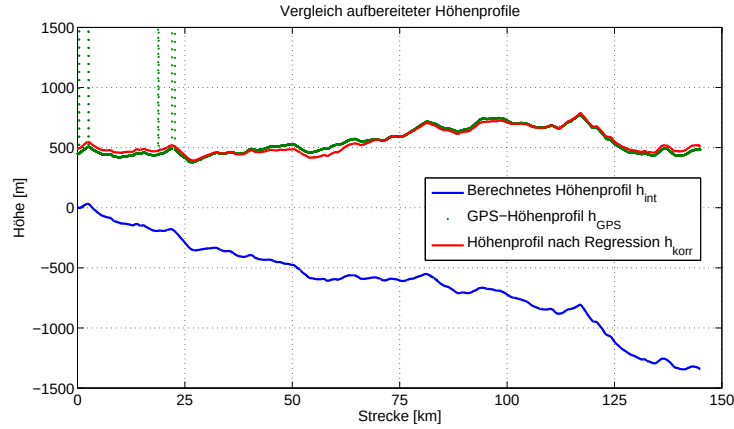


Abbildung 4.4: Vergleich der Arbeitsschritte der Höhenprofilberechnung. Aus [54]

errechnet werden kann. Allen Methoden ist gemein, dass der Schwimmwinkel vernachlässigt werden muss. Wie auch bei den zuvor genannten Berechnungsschritten ist darauf zu achten, dass die Messwerte mit geeigneten Filtern behandelt werden.

$$R = \frac{v_{mess}^2}{a_{y,mess}} \quad (4.9)$$

$$R = \frac{x_{VA} + x_{HA}}{2 \cdot \sin \frac{\delta}{2}} \quad (4.10)$$

$$R = \frac{v_{mess}}{\dot{\psi}} \quad (4.11)$$

- Die Berechnung über die gemessene **Querbesehleunigung** (4.9) kann keine Rollbewegungen des Fahzeugaufbaus bzw. den Effekt einer schiefen Fahrbahnoberfläche kompensieren.
- Durch die Berechnung mithilfe des **Lenkwinkels** δ (4.10) werden der Schräglaufrinkel und die Ackermann-Geometrie vernachlässigt, wodurch ein zu geringer Kurvenradius berechnet wird.
- Im Vergleich zu 4.9 erweist sich die Berechnung über die **Gierrate** $\dot{\psi}$ (4.11) besonders bei niederen Geschwindigkeiten als numerisch robust und stellt daher die favorisierte Variante dar.

Zusätzlich zu den diskutierten physikalischen Solltrajektorien können aus der Referenzmessung auch noch Fahrerwahltrajektorien extrahiert werden. Dabei han-

delt es sich z.B. um die **Wählhebelstellung** des Getriebes. Befindet sich diese auf manuell, wird die Berechnung des Zielganges in der Software (vgl. 3.2.1) ausgesetzt und durch die gemessene Trajektorie ersetzt. Sollte der Übertrag von Referenz- auf Zielsimulationsfahrzeug an dieser Stelle nicht möglich oder sinnvoll sein, empfiehlt sich eine manuelle Überarbeitung (z.B. über Abgleich der Getriebeeingangsdrehzahlen). Ein weiterer Punkt ist die Vorgabe des **Fahrmodus** FM_{Soll} , wobei an dieser Stelle nicht der gemessene Wert verwendet, sondern ein synthetisches Signal erzeugt wird, das alleine die manuellen Betätigungen des Fahrers berücksichtigt und nicht die von der Software durchgeführten Fahrmoduswechsel (vgl. 3.4). Sollte das Referenzfahrzeug über andere Fahrmodi verfügen, ist natürlich eine sinnvolle Übertragungsmethode zu wählen.

4.2.2 Übertragung des Basisprofils auf das Zielsimulationsfahrzeug

Im Folgenden wird darauf eingegangen, welche Berechnungsschritte zur Aufbereitung des Basisprofils für das Zielsimulationsfahrzeug bereits **vor** der eigentlichen Simulation sinnvoll sind. Prinzipiell sollte dabei als Fahrzeug der Referenzmessung immer eines gewählt werden, das in den **querdynamischen** Eigenschaften (Schwerpunkthöhe, Kurvenverhalten und dergleichen) möglichst ähnlich dem Zielsimulationsfahrzeug ist. Dadurch ist sichergestellt, dass vom **selben** Fahrer ähnliche Kurvengeschwindigkeiten gewählt werden. Etwas differenzierter stellt sich die Situation bezüglich der **längsdynamischen** Eigenschaften dar. Es ist sinnvoll an dieser Stelle den Begriff **Leistungs-/Gewichts-Verhältnis (LGV)** zum Vergleich der beiden Fahrzeuge auf folgende Art zu definieren:

$$LG_x = \frac{P_{x,max}}{m_x} \quad (4.12)$$

$$LGV = \frac{LG_{Fzg}}{LG_{mess}} \quad (4.13)$$

$P_{x,max}$ bezeichnen die maximalen Systemleistungen der beiden Fahrzeuge. Ein eklatanter Nachteil des LGVs ist die Vernachlässigung von Roll- und vor allem Luftwiderstand. Im Idealfall ähneln sich die beiden Fahrzeuge bzgl. $c_w \cdot A$. Der Autor empfiehlt folgende Vorgehensweise:

- $LGV < 0.75$: Die Referenzmessung ist nicht geeignet, da Beschleunigungsphasen im Zielsimulationsfahrzeug überzeichnet werden würden.

- $0.75 \leq LGV \leq 1$: Das Basisprofil kann 1 : 1 übernommen werden: $v_{extr} = v_{mess}$
- $LGV > 1$: In diesem Fall würden Vollastbeschleunigungen der Referenzmessung zu keiner Vollastbeschleunigung im Zielsimulationsfahrzeug führen und gerade dieser hochbelastende Zustand unterzeichnet abgebildet werden. Daher ist eine **Extrapolation** durchzuführen.

Die Bereiche der Extrapolation lassen sich am einfachsten durch die Bedingung

$$\alpha_{FP,mess} > \alpha_{FP,FF} \quad (4.14)$$

identifizieren. $\alpha_{FP,FF}$ bezeichnet hierbei einen Fahrpedalschwellwert von beispielsweise 80%, oberhalb dessen **freie Fahrt** ohne Verkehrsbeschränkung angenommen werden kann. Liechti ([54]) beschreibt in seiner Arbeit einen Ansatz um direkt über das LGV zu extrapolieren. Wie bereits erwähnt wird dabei aber der Luftwiderstand vernachlässigt, der das gewünschte Ergebnis bei hohen Geschwindigkeiten verfälscht. Daher werden an dieser Stelle zwei grundlegende Methoden reflektiert:

- Die „Online“-Extrapolation wird direkt in der Simulationsrechnung durchgeführt. Der Fahrpedalwert wird dabei nicht (nur) durch die geregelte Komponente gebildet (vgl. 4.4.3), sondern mit dem gemessenen Wert verrechnet, um eine Extrapolation darzustellen. Durch diese Mischlösung werden Sprünge des Fahrpedalwertes vermieden. Als Herausforderung erweist sich hierbei die Rückführung der Fahrzeuggeschwindigkeit auf den gemessenen Wert v_{mess} am Ende der Extrapolationsphase, da hier in der Regel eine negative Geschwindigkeitslücke zu schließen ist.
- Die „Offline“-Extrapolation errechnet mithilfe eines einfachen längsdynamischen Ansatzes unter Berücksichtigung der Fahrwiderstände, Zugkraftkurven und dergleichen ein extrapoliertes Profil **vor** der Simulationsrechnung. Basis hierfür bildet abermals der gemessene Fahrpedalwert. Diese Vorgehensweise ist numerisch nicht effizient, da Berechnungen doppelt (online und offline) durchgeführt werden. Großer Vorteil dieser Methode ist, dass vom Ende der Extrapolationsphase unter Annahme einer (konstanten) Verzögerung streckenbasierend **rückwärts** die extrapolierte Geschwindigkeit begrenzt werden

kann und damit in der Simulationsrechnung eine kontrollierte Rückführung zur gemessenen Trajektorie gewährleistet ist.

Der Autor empfiehlt eine Lösung, die die Vorteile der beiden Methoden vereint. In den Streckenabschnitten, die durch 4.14 charakterisiert sind, wird v_{extr} wie soeben beschrieben, *durchgehend* vom End- zum Anfangspunkt streckenbasierend rückwärts extrapoliert und stellt damit in diesen Phasen die Trajektorie der maximalen Geschwindigkeit dar. Die Darstellung der eigentlichen Extrapolation erfolgt online durch Berücksichtigung von v_{extr} , $\alpha_{FP,mess}$ und $v_{Fzg,Soll}$ aus dem folgenden Abschnitt. Diese Methode erweist sich als numerisch effizient, da das komplette Simulationsmodell für die Extrapolation verwendet wird und die rückwärts gerichtete Berechnung offline erfolgt.

4.2.3 Übertragung des Basisprofils auf andere Fahrertypen

Wie bereits erwähnt, erhöht sich die Aussagekraft der Simulationsergebnisse, wenn das Referenzfahrzeug dem Zielfahrzeug in den genannten Kriterien möglichst ähnlich ist. Die Methode soll es aber auch ermöglichen, ein anderes Nutzungsverhalten abzubilden. Dies ist insbesondere die Nutzung hybridspezifischer Charakteristika, um Referenzmessungen auf Basis konventioneller Antriebe zu ertüchtigen.

Unter Berücksichtigung von Gl. 4.1 und der fahrerabhängigen Parameter $a_{y,max}$, β und v_{max} , kann über den Kurvenradius R eine querdynamisch beschränkte Grenzggeschwindigkeit $v_{y,max}$ für alle Streckenpunkte ermittelt werden. Dieser Schritt ist natürlich optional und empfiehlt sich bei einem Übertrag auf ein Fahrzeug mit querdynamisch schlechteren Eigenschaften bzw. einem konservativen Fahrertyp (vgl. Tabelle 4.1).

Zur Darstellung der unterschiedlichen Nutzungsverhalten nach Tabelle 4.2 beschreibt Liechti [54] einen intelligenten Algorithmus, dessen Grundzüge an dieser Stelle vorgestellt werden. Je nach Ausprägung des Nutzungsverhaltens werden folgende Beschleunigungen berücksichtigt:

- $a_{hyb}(v)$: Die maximale Beschleunigung des Fahrzeugs (nur zu Illustrationszwecken)
- $a_{x+,max}(v)$: Die maximale, fahrerabhängige positive Longitudinalbeschleunigung, definiert über dessen Sportlichkeit (alle NV)
- $a_E(v)$: Die maximale rein elektrische Beschleunigung des Fahrzeugs ($NV = 2.0$)

- $a_{seg}(v)$: Die Segelverzögerung des Fahrzeugs bei nicht betätigten Pedalen unter Berücksichtigung der Fahrwiderstände ($NV \geq 1.3$)
- $a_{rek}(v)$: Die maximale Rekuperationsverzögerung des Fahrzeugs (ohne mechanisches Bremsen) ($NV \geq 1.6$)
- $a_{x-,max}(v)$: Die minimale, fahrerabhängige negative Longitudinalbeschleunigung, definiert über dessen Sportlichkeit (alle NV)

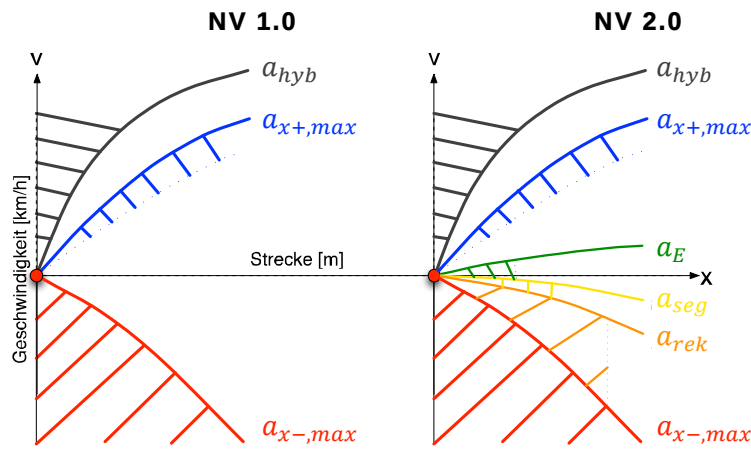


Abbildung 4.5: Exemplarische Beschleunigungsverläufe zur Realisierung der Nutzungsverhalten 1.0 und 2.0. Nach [54]

Die Grundidee der streckenbasierend vorwärts gerichteten Übertragung besteht darin, dass ausgehend von einem Streckenpunkt auf einer Vorschaustrecke die Verläufe der beschriebenen Beschleunigungen (unter der Berücksichtigung der Steigung) berechnet werden. Diese Verläufe - dargestellt in 4.5 - werden dem bis hierhin aufbereiteten Basisprofil (in diesem Fall $\min(v_{y,max}, v_{mess})$) gegenübergehalten. Je nach NV wird einer der Vorausschauunkte das Basisprofils als Zielpunkt definiert und die Geschwindigkeit $v_{Fzg,Soll}$ zu eben jenem Punkt hin über eine konstante Beschleunigung berechnet. Die nächste Betrachtung beginnt an diesem Punkt und es werden erneut die Beschleunigungsverläufe ab diesem Streckenpunkt betrachtet. Da sich $v_{y,max}$ sprunghaft darstellen kann, empfiehlt es sich die Strecke zumindest bis zum nächsten lokalen Extremwert in der Vorausschau zu berücksichtigen.

Numerischer Nachteil dieser Methode ist, dass auch offline längsdynamische Betrachtungen durchgeführt werden, ein Umstand der in der Extrapolationsmethodik noch vermieden werden konnte. Ein weiterer Nachteil ist, dass durch die Bildung

von konstanten Beschleunigungsphasen in $v_{Fzg,Soll}$ über die Streckenabschnitte eine Synthetisierung des Profils erfolgt, welches der Anforderung an die „Menschlichkeit“ teilweise widerspricht. Bei $NV \geq 1.3$ führt diese Methodik immer zu einer Verringerung der Totalvariation von $v_{Fzg,Soll}$ (und daher des Energieumsatzes), da nicht alle lokalen Extrema der Messung in das aufbereitete Profil übernommen werden. Dieser Umstand ist so gewünscht, da diese Nutzungsverhalten eine energetische Optimierung implizieren. Trotz der genannten Schwächen stellt die Methodik - gerade im Zusammenspiel mit dem online-Fahrerregler aus 4.4 - eine sehr gute Möglichkeit dar, differenzierte Nutzungsverhalten zu realisieren, die der Referenzmessung selbst noch nicht zu Grunde lagen.

4.3 Konzeptvarianten des Fahrerersatzmodells

Der folgende Abschnitt stellt einen Überblick über 3 Ansätze eines geregelten Fahrerersatzmodells vor und zeigt Implementierungsmöglichkeiten sowie Vor- und Nachteile dieser auf.

4.3.1 Das Zwei-Ebenen-Modell

Nach Donges [15; 16] lässt sich die Aufgabe des Führen eines Fahrzeuges in zwei Ebenen gliedern. Diese sind die **Führungsebene** und die **Stabilisierungsebene**, wobei sich Donges' Überlegungen primär auf das Lenkverhalten in Kurven beziehen und an dieser Stelle auf das längsdynamische Fahrverhalten übertragen werden. Die Führungsebene entspricht dabei einer **antizipatorischen Steuerung** des Fahrers, also einer Steuerung auf Basis der Vorhersage des Fahrzeugverhaltens. Die Stabilisierungsebene stellt eine **kompensatorische Regelung** dar, um die Vorhersagefehler des Fahrers auszugleichen. Abbildung 4.6 zeigt das Schema dieses Ansatzes.

Die antizipatorische Steuerung, also der Feedforward-Teil des Modells, kann mit dem Ansatz der *Rückwärtssimulation* verglichen werden, da diese auf ähnliche Art und Weise berechnet werden kann. Der kompensatorischen (Feedback)-Regelung kommt demnach die Aufgabe zu, kleine Abweichungen im Vorhersagemodell abzufangen. Daher kann dieser Regelungsanteil die Schwächen einer Rückwärtssimulation nicht vollständig beheben. Gerade das Resultat einer hochfrequenten Pedalanregung widerspricht der Anforderung an ein menschliches Fahrverhalten. Schwellwerte sowie Pedalwechselzeiten lassen sich nicht direkt in das Modell implementieren

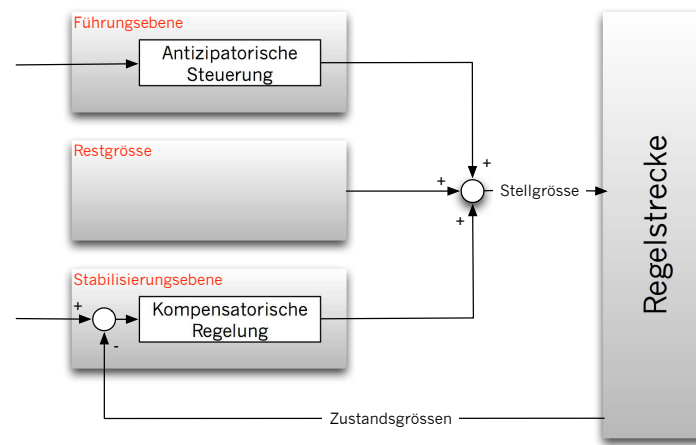


Abbildung 4.6: Das 2-Ebenen-Modell nach Donges [54; 15; 16]

und sind nur a-posteriori möglich. Die Folgegüte kann über die Reglerparameter beliebig erhöht werden.

4.3.2 Heuristischer Ansatz

Die Grundidee des heuristischen Ansatzes ist, dass ein äußerer Anreiz erst einen gewissen Schwellwert überschreiten muss, um von einem Menschen überhaupt wahrgenommen zu werden und damit eine entsprechende Reaktion gezeigt wird. Der Begriff der Heuristik soll dabei den Umstand des begrenzten Wissen bzw. Wahrnehmung ausdrücken. Übertragen auf den Fall der Führung eines Fahrzeugs lässt sich die Methode mithilfe einer Fahrpedalhysterese realisieren, die in Abbildung 4.7 dargestellt ist. Zum leichteren Verständnis wird beispielhaft ein typisches Szenario dargelegt:

1. Das Fahrzeug steht und es wirkt ein äußerer Anreiz in positiver Richtung auf den Fahrer ein. Dieser reagiert vorerst nicht.
2. Erst bei Überschreitung einer Schwelle (Punkt 2) erhöht der Fahrer seinen Fahrpedalwert und zwar linear mit dem Anreiz.
3. Bei Punkt 3 hat der Anreiz sein Maximum erreicht und beginnt wieder zu fallen. Der Fahrer hält aber weiterhin seinen Fahrpedalwert konstant.
4. Erst bei **Unterschreiten** einer Schwelle des Anreizes (Punkt 4) fängt der Fahrer an, seinen Fahrpedalwert wieder zu verringern und tut dies bis zum

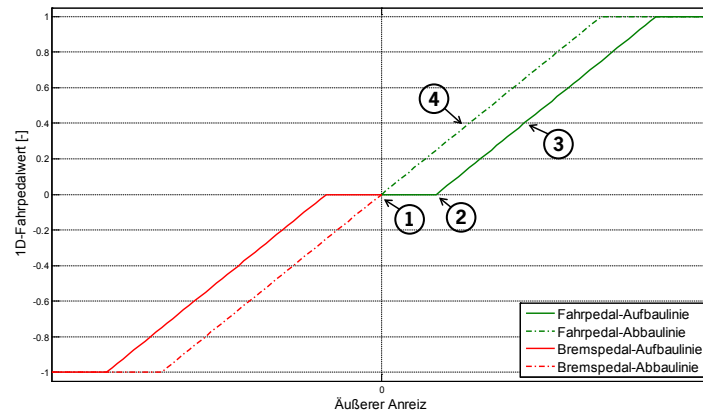


Abbildung 4.7: Die Fahrpedalhysterese des heuristischen Ansatzes

Erreichen des Ursprungspunkts 1.

5. Sollte sich der Anreiz weiter ins Negative verringern, reagiert der Fahrer erst bei Erreichen der Wahrnehmungsschwelle des Bremspedalwertes.

Dieser einfache Ansatz hat zur Folge, dass im Verlauf der Pedalwerte Plateaus, analog N_0 aus Grafik 4.1, entstehen und Pedalwechselzeiten auf einfache Art darstellbar sind. Ein weiterer Vorteil ist die Verhinderung von hochfrequenten Anregungen. Diese sind zwar theoretisch noch immer möglich, jedoch nur mit *demselben* Vorzeichen entlang der Aufbau- bzw. Abbaulinien. Diese Umstände führen dazu, dass im gesamten Ersatzmodell der Fahrzeugsoftware die Zustandsvariablen über längere Zeiträume konstant bleiben und somit ein häufiger Wechsel von Übergangszuständen (Wiederstarts, Schaltungen und dergleichen) vermieden wird, sodass die Ergebnisse mit denen eines menschlichen Fahrers vergleichbar sind. Die Regelgüte verschlechtert sich natürlich mit der Erhöhung der Hysterese und es bleibt an dieser Stelle die Frage nach der Berechnung des äußeren Anreizes offen.

4.3.3 Modellprädiktive Regelung

Unter einer linearen modellprädiktiven Regelung (Model Predictive Control (MPC)) versteht man die optimale Vorhersage der Regelgröße mithilfe eines linearen Ersatzmodells der Regelstrecke [62]. Der Begriff „optimal“ ist bezüglich eines frei definierbaren Gütekriteriums, das auch weitere zukünftige Berechnungsschritte einbeziehen kann, zu verstehen. Das lineare Ersatzmodell bildet sinnvollerweise in diesem Fall einfach die Fahrwiderstände und den Zusammenhang zwischen α_{FP}

und der Zugkraft ab. Die Methodik ähnelt daher etwas der Rückwärtssimulation, die das Kriterium der Folgegüte optimiert, jedoch sind bei der MPC Folgeabweichungen aufgrund des vereinfachten linearen Modells möglich. Die MPC findet Ihre Anwendung eher in Bereichen, in den die Regelstrecke nicht vollständig bekannt ist (z.B. Maschinenregelung) und stellt daher für das vorliegende Problem einen äußerst akademischen Ansatz dar, der die Schwächen der Rückwärtssimulation auf das komplexe Modell der Vorwärtssimulation überträgt. Im Speziellen sind das etwa ein hochfrequentes bzw. unmenschliches Pedalmodulationsverhalten.

4.4 Das Fahrerersatzmodell

Der folgende Abschnitt beschreibt das Fahrerersatzmodell, das sich in der Praxis bezüglich der in 4.1.3 genannten Anforderungen als besonders praktikabel erwiesen hat. Dabei wird zuerst auf den Begriff der Reizgröße Δv_{mod} eingegangen, um aus dieser den Fahrerwunsch abzuleiten. Die Berücksichtigung von Sondersituationen stellt den abschließenden Schritt zur Ermittlung von α_{FP} und α_{BP} dar.

4.4.1 Ermittlung der Reizgröße

Prinzipiell erfolgen alle Berechnungen **streckenbasierend**, weil eben in der Simulation eine gewisse Strecke zurückzulegen ist. Bei einer zeitbasierten Sollwertzuführung wird die Geschwindigkeitsabweichung aufgrund von Regelungenauigkeit integriert und dadurch de facto physikalisch eine andere Strecke gefahren. Es stellt sich die Frage, wie eine Reizgröße Δv_{mod} am aktuellen Streckenpunkt zu ermitteln ist, welche die Grundlage des Fahrerwunsches bildet. Die Bezeichnung der Reizgröße leitet sich von der Eingangsgröße eines klassischen Reglers ab, der die Abweichungen Δ verarbeitet. Im Folgenden die einzelnen Komponenten von Δv_{mod} :

- Die Vorschau-Regelabweichung Δv_{VS} implementiert die Grundidee des Feedforward-Pfades des Zwei-Ebenen-Modells aus 4.3.1. Das heißt sie stellt die zukünftige Regelabweichung dar:

$$\Delta v_{VS} = v_{Fzg, Soll}(x + x_{VS}) - v_{Fzg}(x) \quad (4.15)$$

- Die Vorhersage-Regelabweichung Δv_{pred} stellt eine Komponente dar, die eine Rolle spielt, wenn aufgrund der aktuellen Pedalstellungen an einem zukünftigen Streckenpunkt nicht die gewünschte Geschwindigkeit erreicht wird.

Für diese Vorhersage wird eine Beschleunigungskomponente a_{pred} benötigt, wobei es sich empfiehlt, diese nicht direkt aus dem physikalischen Modell (a_x) zu verwenden, sondern die Wunschwerte aus der Fahrpedalinterpretation zu verarbeiten (vgl. Gl. 3.2), um längsdynamische Stöße bzw. Totzeiten aus Schaltungen, Wiederstarts und dergleichen nicht direkt in die Reizgröße mit einfließen zu lassen.

$$\Delta v_{pred} = v_{Fzg,Soll}(x + x_{pred}) - [v_{Fzg}(x) + a_{pred}(x) \cdot (t(x + x_{pred}) - t(x))] \quad (4.16)$$

- Je höher die Fahrgeschwindigkeit, desto höher ist - insbesondere auf Grund des Luftwiderstands - der Fahrpedalwert zum Halten einer stationären Geschwindigkeit. Daher ist es sinnvoll, eine Stationärwertkomponente als Vollast-Verhältnis ν_{VL} für den Vorhersage-Streckenpunkt unter Berücksichtigung der Fahrwiderstände zu definieren und in die Reizgröße miteinzubeziehen:

$$\nu_{VL} = \frac{(c_r + \sin(\alpha(x + x_{pred}))) \cdot g + F_W(v_{Fzg,Soll}(x + x_{pred}))}{a_{hyb}(v_{Fzg,Soll}(x + x_{pred}))} \quad (4.17)$$

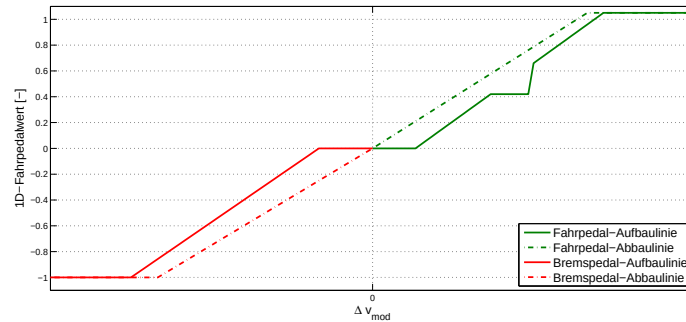
Die Reizgröße ermittelt sich schlussendlich durch Linearkombination der 3 genannten Komponenten:

$$\Delta v_{mod} = \lambda_1 \cdot \Delta v_{VS} + \lambda_2 \cdot \Delta v_{pred} + \lambda_3 \cdot \nu_{VL} \quad (4.18)$$

4.4.2 Von der Reizgröße zum Fahrerwunsch

Die Grundidee der Fahrerwunschbildung basiert auf dem *heuristischen Ansatz* aus 4.3.2, wobei als äußerer Anreiz die Reizgröße Δv_{mod} verwendet wird. Der Ansatz soll an dieser Stelle noch um 2 Ideen *erweitert* werden, dargestellt in Abbildung 4.8.

1. Durch **nicht parallele** Auf- und Abbaulinien aus 4.8 kann ein unterschiedliches Pedalmodulationsverhalten in unterschiedlichen Bereichen der Pedalstellungen erzeugt werden. So kann beispielsweise bei hohen Verzögerungen durch eine verringerte Hysterese die Folgegüte zu Lasten der Modulationsfrequenz verbessert werden. Diese Vorgehensweise erscheint sinnvoll, da auch



Abbildungung 4.8: Die Adaption des heuristischen Ansatzes für das Fahrermodell

ein echter Fahrer bei hohen Verzögerungen sehr wahrscheinlich ein ähnliches Verhalten zeigen wird. Die Fahrpedalhysterese ist damit durch 6 Parameter (4 Steigungen, 2 Nulllagehysteresen) beschrieben und kann auch über das Sportlichkeits- und Nutzungsverhalten variiert werden, um nervöse bzw. gelassene Fahrer darzustellen.

2. Der Bereich des Segelns ist in dem Ansatz über die Pedalwechselzeiten bereits realisiert. Zur Darstellung der maximalen elektrischen Fahrt am Fahrpedaldruckpunkt für $NV = 2.0$, reicht die Methodik aus 4.2.3 alleine nicht aus. Um diesen Druckpunkt darzustellen, kann eine zusätzlicher Schwellwert in der Fahrpedalaufbaukennlinie in Form einer Ausbuchtung bei diesem Pedalwert abgebildet werden. Es ist zu beachten, dass diese Vorgehensweise nur bei einer geeigneten Profilaufbereitung zum Ziel führt, da sonst der steigende Reizwert - aufgrund der entstehenden Regelabweichung - ein Übertreten auslöst.

Es ist sinnvoll, den Wertebereich des Fahrpedalwerts $\alpha_{FP,ger}$ bis 105% aufzuspannen um zwischen Volllast mit ($> 100\%$) und ohne *Kickdown*-Betätigung unterscheiden zu können, da diese Größe markant in die Entscheidungsstruktur der Fahrzeugsoftware einfließt. Eine Hemmschwelle hierfür kann anlog dem Fahrpedaldruckpunkt für das elektrische Fahren realisiert werden.

4.4.3 Berücksichtigung von Sondersituation

Zusätzlich zu der beschriebenen Berechnung der Pedalgrößen gibt es Sondersituationen, in denen zusätzliche Logik zur Darstellung des Bedienverhaltens abzubilden ist. Konkret sind hierbei Stillstandsphasen und die Online-Extrapolation zu

berücksichtigen. Die Ersatzlösungen für Antiblockiersystem (ABS) und Antriebs-schlupfregelung (ASR) werden in dem Simulationsansatz ebenfalls im Fahrermodell realisiert.

Stillstandslogik Durch die streckenbasierende Sollwertzuführung werden Stillstandphasen prinzipiell komplett entfernt. Es wird zwar theoretisch die Zielgeschwindigkeit von 0km/h anvisiert, jedoch nur für einen einzigen Streckenpunkt. Aufgrund der Vorschaukomponente der Reizgröße wird an dieser Stelle die Geschwindigkeit zwar klein, jedoch nicht exakt 0. Es empfiehlt sich daher, in der Streckenprofilaufbereitung zwei zusätzliche Vektoren zu generieren und zwar die Strecken der Stopppunkte x_{Stopp} und deren Dauern t_{Stopp} . Nähert sich x_{Fzg} dem nächsten Stopppunkt auf etwa 5m wird die **Zielbremsung** aktiviert. Nun kann sich der Bremspedalwert $\alpha_{BP,ger}$ nicht mehr verringern und nur erhöhen, wenn die Geschwindigkeitslücke nicht vor der Raumlücke geschlossen werden kann, also wenn nach [29] folgendes gilt:

$$\Delta\tau = -\frac{v_{Aufbau}}{a_{Aufbau}} - \frac{x_{Stopp,i} - x_{Fzg}}{v_{Aufbau}} < 0 \quad (4.19)$$

Sobald v_{Aufbau} unterhalb einer Toleranzschwelle fällt, beginnt die Zeit $t_{Stopp,i}$ abzulaufen. Ist das Ende erreicht, wird wieder gewöhnlich über die Reizgröße und die Heuristik angefahren. Es empfiehlt sich jedoch ein zeit- oder streckenbasierende Überführung auf diesen Wert, um einen Fahrpedalsprung zu vermeiden.

Extrapolation Wie in 4.2.2 erwähnt erfolgt die Extrapolation online über den gemessenen Fahrpedalwert und die bereits offline rückwärts extrapolierte Maximalgeschwindigkeit v_{extr} . Es kann der folgende einfache Ansatz zur (sprungfreien) Verrechnung mit dem heuristisch geregelten Wert $\alpha_{FP,ger}$ gewählt werden.

$$\alpha_{FP,extr} = \max(\nu_{extr} \cdot \alpha_{FP,mess} + (1 - \nu_{extr}) \cdot \alpha_{FP,ger}, \alpha_{FP,ger}) \quad (4.20)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } \nu_{extr} = & \min \left(\max \left(\frac{\alpha_{FP,mess} - \alpha_{FP,FF}}{100 - \alpha_{FP,FF}}, 0 \right), 1 \right) \cdot \\ & \min \left(\max((v_{extr} - v_{Fzg}) \cdot \Theta_{extr}, 0), 1 \right) \end{aligned} \quad (4.21)$$

Natürlich können auch andere Übertragungsfunktionen als der, hier gewählte lineare Ansatz verwendet werden. Ist in der Profilaufbereitung aufgrund einer gerin-

gen Sportlichkeit des Fahrers eine Beschränkung der maximalen positiven Longitudinalbeschleunigungen $a_{x+,max}$ berücksichtigt worden, so ist der positive Wert auch in der Bildung des Fahrpedals an dieser Stelle zu berücksichtigen. Eine Beschränkung außerhalb der Extrapolationsphasen ist nicht notwendig und zielführend.

Ersatzmodelle der Schlupfregelsysteme Hinter Regelsystemen wie ABS und ASR stecken komplexe, hochfrequente Regelungsalgorithmen in der Fahrzeugsoftware. Aufgrund der eingeschränkten Schwingfähigkeit des Triebstrangmodells ist es sinnvoll, derartige Regelsysteme auf einfache Art „an der Quelle“ - nämlich dem Fahrer - zu realisieren, und zwar im Zuge eines Überschlupfreglers in positiver (ASR) als auch in negativer (ABS) Richtung. Bei Betrachtung des charakteristischen longitudinalen Kraftübertragungsverhalten eines Reifens (vgl. Gl. 2.40), ist ein Schlupfwert S_{opt} zu erkennen, bei dem die Längskraft ein lokales Maximum erreicht. Bei handelsüblichen Reifen kann dieser Wert auf trockener Fahrbahn zwischen 5 und 10% angenommen werden. Daher kann durch einen Regeleingriff in das Fahrpedal bei Überschreitung dieses Schlupfpunktes auf eben jenen Wert geregelt werden, wie es die Systeme im Fahrzeug ja auch tun:

$$\alpha_{FP} = \alpha_{FP,extr} - \max(S - S_{opt}, 0) \cdot \Theta_{ASR} \quad (4.22)$$

Gleichung 4.22 zeigt den Regeleingriff für den Antriebsfall, also ASR, mithilfe eines primitiven einseitigen P-Reglers, wobei dessen Verhalten natürlich erweitert werden kann. ABS-Verzögerungen können durch dieselbe Methodik - angewandt auf den Bremspedalwert - dargestellt werden. In derartigen Phasen kann in der Fahrzeugsoftware die Rekuperation durch Beschränkung von $Md_{EM,min_{dyn}}$ unterbunden werden.

Kapitel 5

Die Rückwärtssimulation für Hybridfahrzeuge

In Abschnitt 1.8.1 wurde bereits kurz auf die Rückwärtssimulation konventioneller Fahrzeuge eingegangen. In den letzten 3 Kapiteln wurden umfangreich aufwändige Modellierungsverfahren und -techniken zur Vereinfachung von komplexen technischen Systemen, deren vielfältiger Steuerungssoftware und derer menschlicher Bedienung mithilfe der Vorwärtssimulation dargelegt. In der Rückwärtssimulation müssen prinzipbedingt die Abstraktionsgrade noch weiter gehoben werden, wobei dabei *bewusst* verfahrenstechnische Fehler in Kauf genommen werden. Das folgende Kapitel zeigt eine mögliche Realisierungsvariante einer Rückwärtssimulation für *Hybridfahrzeuge* auf. Es werden zuerst die Abbildungen der physikalischen Komponenten und dann der Steuerungssoftware reflektiert. Ein Ersatzmodell eines Fahrers **entfällt** prinzipbedingt. Der Vergleich der Vorwärts- und Rückwärtssimulation schließt das Kapitel ab.

5.1 Die physikalischen Komponenten in der Rückwärtssimulation hybrider Fahrzeuge

Prinzipiell können alle offline durchgeführten Berechnungsschritte aus der Streckenprofilauflbereitung der Vorwärtssimulation 4.2 übernommen werden, wobei die Extrapolation aufgrund der Zwangsbedingung der fehlenden Regelabweichung offline durchzuführen ist. Es ist darauf zu achten, dass die Solltrajektorien $v_{Fzg,Soll}$ und α mit geeigneten (Tiefpass-)Filtern bearbeitet werden, da sich das Frequenzverhalten direkt auf das Fahrpedal überträgt. Im Gegensatz zum vorwärts gerichteten Ansatz

kann die Rückwärtssimulation **zeitbasierend** erfolgen. Es empfiehlt sich dafür die Interpolation der Trajektorien auf eine fixe Schrittweite von Δt . Sämtliche Zeitschritte werden in der Rückwärtssimulation *quasistationär* also (stark) unabhängig voneinander durchgeführt. Die Berechnung eines solchen Zeitschritts beginnt mit der Ermittlung der Zugkraft am Rad, also nach Gleichung 2.55 und 2.56:

$$\sum_i F_{Reifen_i,x} = m_{Fzg} \cdot (a_{Aufbau} + g \cdot \sin(\alpha)) + F_W(v_{Fzg,Soll}) \quad (5.1)$$

$$\text{mit } a_{Aufbau}(t) = \frac{\Delta v_{Fzg,Soll}(t)}{\Delta t} \quad (5.2)$$

Im nächsten Berechnungsschritt kann optional der Reifenschlupf berechnet werden. Dies ist vor allem sinnvoll um die Rutschgrenze abbilden zu können. Dafür muss zuerst die statische Rad- bzw. Achslast nach 2.63 berechnet werden. Da die Pacjeka-Schlupfkurve (vgl. 2.40) keine bijektive Abbildung ist und der Reifenschlupf rückwärts ermittelt wird, empfiehlt sich eine Begrenzung der Funktion auf den Wertebereich $[-S_{opt}, S_{opt}]$ mit S_{opt} analog der Definition aus Gl. 4.22. Ist die Zugkraft für keinen Schlupfwert darstellbar, erfolgt eine Beschränkung von $\sum_i F_{Reifen_i,x}$ auf den Maximalwert, wodurch (im nächsten Zeitschritt) ein physikalischer **Fehler** begangen wird. Über S wird ω_{Rad} analog Gl. 2.40 berechnet. Die Normalkraft zur Berechnung des Rollwiderstandes kann direkt über die Fahrzeugmasse (für alle Räder) erfolgen und es ergibt sich zur Berechnung des Radsummenmomentes:

$$Md_{Reifen_\Sigma} = \left(\sum_i F_{Reifen_i,x} + c_r \cdot g \cdot m_{Fzg} \right) \cdot r_{dyn} \quad (5.3)$$

Im Falle eines Allradfahrzeugs ist dieses Summenmoment (vorwärts) zwischen den beiden Achsen aufzuteilen. Im Falle eines Torsen-Systems kann das Drehmoment nach Achslast (Gl. 2.63) zwischen den beiden Achsen aufgeteilt werden. Im Falle eines gesteuerten Hang-On-Systems, das dynamisch auf Schlupfdifferenzen zwischen den beiden Achsen reagiert (vgl. 3.3), kann der stabile Betriebspunkt der Allradverteilung iterativ (z.B. über ein Newton-Verfahren) ermittelt werden. Dabei werden zeitbasierend dynamische Komponenten der Steuerungssoftware vernachlässigt. Zur Auffindung eines Übertragungsverhaltens bei haftender Hang-On-Kupplung kann ein klassisches Coulomb-Modell (vgl. 2.2.1) gewählt werden.

Da in der Rückwärtssimulation wie beschrieben keine dynamischen Zustände abgebildet werden, kann immer von einem „geschlossenen“ Triebstrang (Gang eingelegt, K1 und WÜK haften, K0 komplett offen oder haftend) ausgegangen werden (Ausnahme Anfahren). Daher kann nun ausgehend von ω_{Rad} und $Md_{Reifen\Sigma}$ rückwärts bis zum Getriebeeingang gerechnet werden. Es sind dafür Massenträgheitsmomente und Wirkungsgrade zu betrachten. Die MTMs können entweder über $\Delta\omega_{Rad}$ durch Verrechnung mit dem vorherigen Zeitschritt oder - noch einfacher - direkt aus a_{Aufbau} berücksichtigt werden. Der Drehmassenzuschlag berechnet sich hierbei für die Räder auf folgende Art:

$$e_{Rad} = \sum_i \frac{J_{Rad_i}}{r_{dyn,i}} \quad (5.4)$$

$$\Rightarrow Md_{SW\Sigma} = Md_{Reifen\Sigma} + a_{Aufbau} \cdot e_{Rad} \quad (5.5)$$

Eine analoge Vorgehensweise ist für alle Drehmassen im Triebstrang zu empfehlen. Im einfachsten Fall wird der gesamte Triebstrang als eine Masse angenommen, wobei Übersetzungen quadratisch einfließen (vgl. Gl. 2.25). Für das Hauptgetriebe wird (vorerst) $Gang_{Ist}$ aus dem vorherigen Zeitschritt übernommen. Üblicherweise liegen Wirkungsgradinformationen so vor, dass sie die Ausgangsgröße in Abhängigkeit der Eingangsgrößen formulieren. An dieser Stelle wird die Information genau anders herum benötigt, daher empfiehlt sich im Vorfeld offline eine Umrechnung dieser Kennfelder. Am Ende der Berechnungen erhält man ω_{GE} und Md_{GE} bzw. unter Berücksichtigung des MTMs von EM und - bei geschlossener K0 - VKM Md_{sum} , wobei dieses Summenmoment auf die beiden Antriebskomponenten „aufzuteilen“ ist.

5.2 Abbildung der Steuerungssoftware in der Rückwärtssimulation hybrider Fahrzeuge

Mithilfe der vorliegenden Information von Getriebeeingangsdrehzahl und Summenmoment kann das einfache Ersatzmodell der Rückwärtssimulation über Gang, Motorstatus und Momentenaufteilung entscheiden. Im ersten Schritt sind über inverse Pedalkennfelder (vgl. Abschnitt 3.1.1) α_{FP} und α_{BP} zu berechnen, wobei diese bereits die Systemgrenzen der Antriebskomponenten zu berücksichtigen haben. Beim Fahrpedalkennfeld kann es sein, dass es sich um keine bijektive aber trotzdem

monotone Funktion handelt. Eine manuelle Bearbeitung (z.B. Linearisierung) im Vorfeld kann an dieser Stelle Abhilfe schaffen. Sollte Md_{sum} mit keinem Pedalwert darstellbar sein, gibt es zwei Lösungsansätze:

1. Berechnung von $Md_{sum,max}$, Beschränkung auf diesen Wert und Berechnung des Momentenflusses *vorwärts* zum Rad; für diese Vorwärtsrechnung sind zusätzliche Methoden zu implementieren
2. Ermittlung eines Faktors um den Md_{sum} dieses $Md_{sum,max}$ übersteigt und Anwendung des Faktors auf $\sum_i F_{Reifen_i,x}$

Den Methoden ist gemein, dass jeweils die Berechnungen des Radschlupfes und des Momentenflusses rückwärts - also die Schritte aus 5.1 - zu wiederholen sind. Analog der Beschränkung des Radmomentes (aufgrund des Radschlupfes) erfolgt durch diese Beschränkung ein physikalischer Fehler. Mithilfe des Fahrpedalwerts und einer Abbildung der Entscheidungsstruktur der Fahrstufenwahl analog 3.2.1 wird anschließend über einen Gangwechsel entschieden.

Kommt es zur Wahl eines neuen Ganges sind wiederum die Berechnungsschritte aus 5.1 rückwärts, aber nur ab dem Getriebe zu wiederholen, da die Wirkungsgrade und Übersetzungen nun andere sind. Es resultiert nun ein neuer Wert des Fahrpedals α_{FP} und es ist erneut zu prüfen, ob etwa noch eine Schaltung und damit eine Mehrfachschaltung durchzuführen ist. Aufgrund einer ungünstigen Modellierung der Fahrstufenwahl kann es sein, dass die Gangwahl nun wieder auf den Ursprungsgang fällt, wobei diese Schaltanforderung ignoriert und somit die Berechnung der Fahrstufe beendet werden kann.

Im nächsten Schritt der Berechnung wird mit einer Entscheidungslogik analog 3.1.2 entschieden, ob die K0 offen oder geschlossen ist. Ist sie offen, übernimmt die E-Maschine das gesamte Antriebsmoment, ist sie geschlossen kann eine Entscheidungsstruktur analog 3.1.4 über die Aufteilung des Moments zwischen EM und VKM verwendet werden. Sollte die Entscheidung auf einen Motorstart bzw. -stopp fallen, verändert dies das MTM in der Momentenflussberechnung aus 5.1. Es wird empfohlen, diesen Umstand zu vernachlässigen. Alternativ können die Pedalinterpretation und die Gangwahl erneut berechnet werden. Es gilt $\omega_{EM} = \max(\omega_{GE}, \omega_{LL})$ zur primitiven Darstellung einer schlupfenden K1 bzw. acWÜK beim Anfahren. Die VKM-Drehzahl ergibt sich auf triviale Art aus dem Status der K0. Eine aufwändige Batteriemodellierung empfiehlt sich aufgrund der sonstigen Schwächen des Simulationsansatzes nicht. Es genügt eine einfache Modellierung als Energiespeicher ohne dynamische Spannungsberechnung.

5.3 Vergleich der Vorwärts- und Rückwärtssimulation für hybride Fahrzeuge

Die beiden Ansätze der Rückwärts- und Vorwärtssimulation wurden zuerst in 1.8 für konventionelle Triebstränge vorgestellt und anschließend detaillierte Vorgehensweisen zur Übertragung der beiden Methoden auf hybride Fahrzeuge entwickelt. Mit diesem gewonnenen Wissen kann an dieser Stelle abschließend eine **Bewertung** der Ansätze für die in 1.7 geforderten Simulationsziele erfolgen. Grafik 5.1 zeigt noch einmal schematisch die Grundideen der beiden Techniken, wobei der Fokus auf der grafischen Darstellung der Berechnungsrichtung liegt.

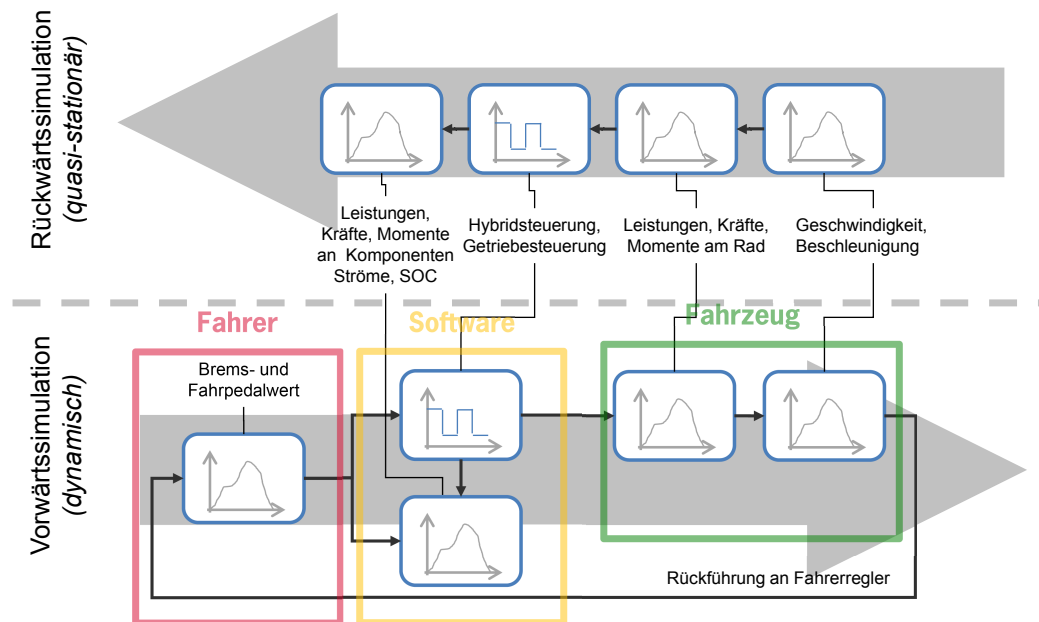


Abbildung 5.1: Schematische Darstellung der Rückwärts- und Vorwärtssimulation für Fahrzeuge mit Hybridantrieb. Nach [50; 96]

Tabelle 5.1 zeigt eine Bewertung der Methoden mithilfe ausgewählter Kriterien. Die Wertebereich wird von 0=sehr schlecht bis 10=sehr gut festgelegt.

Es erfolgt absichtlich keine Gewichtung der vergebenen Punkte, da dieses Bewertungsergebnis *differenziert* betrachtet werden muss. Für die gewählte Zielsetzung der Arbeit aus 1.7 - nämlich ein **gesamtheitlicher** Ansatz zur vollumfänglichen Generierung der geforderten Lastkollektive unter den Nutzungsszenarien - ist die Vorwärtssimulation ganz klar dem rückwärts gerichteten Ansatz zu *bevorzugen*. Verbunden mit einem hohen Modellierungsaufwand, schafft es nur diese physika-

Gebiet	Kriterium	Rückwärts	Vorwärts
Modellierung	Aufwand	7	1
	Flexibilität	2	10
Abbildungsgüte	Fahrer	1	10
	Fahrzeugsoftware	5	7
	Physikalische Komponenten	2	9
Qualität der Lastkollektive von	Achsgetrieben bei 2-WD	9	10
	alle anderen Komponenten	2	9
Abbildung der Nutzungsszenarien		7	9

Tabelle 5.1: Bewertung der Rückwärts- und Vorwärtssimulation für Fahrzeuge mit Hybridantrieb

lisch korrekte Ergebnisse zu erzeugen und auch ein menschliches Nutzungsverhalten abzubilden. Dieses ist gerade für die Ermittlung der Anzahl und Charakteristika transienter Zustände wie Schaltungen und Wiederstarts ein notwendiges Kriterium. Die Qualität der Vorwärtssimulation lässt sich beliebig genau durch die Entfeinerung einzelner Teilmodelle verbessern, während bei der Rückwärtssimulation bewusst physikalische Fehler in der Berechnung in Kauf genommen werden. Lediglich die gewählte Vorgehensweise zur Abbildung einer vereinfachten Fahrzeugsoftware erweist sich in beiden Lösungsansätzen als eine Methode, die ohne Kenntnis von Steuergerätesoftware über „reverse engineering“ nicht beliebig genau verbesserbar ist, wie auch noch Kapitel 6 zeigen wird.

Es erweisen sich somit die in 1.8.4 formulierten Vermutungen als großteils bestätigt. Jedoch ist die Rückwärtssimulation für **eingeschränkte** Simulationsziele sehr wohl geeignet. Zum Beispiel für den in Tabelle 5.1 extra ausgewiesenen Fall des Lastkollektivs des Achsgetriebes bei 2-Rad-Antrieb liefert der Ansatz - mithilfe der beschriebenen Methodik der Berücksichtigung der Radschlupf- und Drehmomentgrenzen - gute und schnelle Ergebnisse. Auch für *Teilsimulationsansätze* kann ein rückwärts gerichteter Ansatz eine brauchbare Lösung darstellen. Nicht zuletzt wurde für die Abbildung der EM und LE in der *Vorwärtssimulation* (vgl. 2.3.2) ebenfalls eine derartige Methode gewählt.

Kapitel 6

Verifikation der Methoden

Die Verifikation der vorgestellten Methoden erweist die gewählten Ansätze als zielführend. Es wird dabei primär die Vorwärtssimulation behandelt. Es werden aber auch an geeigneter Stelle Vergleiche zum rückwärts gerichteten Ansatz dargelegt, auch um die Aussagen aus 5.3 stützen zu können. Es wurde (analog dem Modellansatz) ein **gesamtheitlicher** Verifikationsansatz gewählt. Das bedeutet, dass die einzelnen Teilmodelle nicht isoliert bzw. „freigeschnitten“ sondern im Zuge der Verifikation im *Gesamtverbund* betrachtet werden. Eine Ausnahme bildet das GSP aus 3.2.1. Da eine veränderte Fahrstufenwahl für diesen und alle weiteren Zeitpunkte die Ergebnisse verändert und somit die Verifikation im Gesamtverbund erschwert, wurde die Solltrajektorie des Wunschganges aus den Messungen übernommen. Für die Verifikation eines GSP-Ersatzmodells wird auf [57] und [54] verwiesen.

Die Messungen wurden mit dem Referenzfahrzeug im öffentlichen Straßenverkehr durchgeführt, wobei konkret auf 3 Streckenabschnitte unterschiedlicher Ausprägung eingegangen wird. Die Untersuchung gliedert sich dabei in 2 Schritte. In einem makroskopischen Ansatz werden zuerst die Strecken gesamtheitlich betrachtet, wobei im Speziellen die *Lastkollektive* verglichen werden. Im zweiten Schritt erfolgt eine detailliertere Betrachtung von Einzelfahrmanövern. Das Ziel dieses Kapitels ist es primär, die gewählte Methoden als zielführend zu bestätigen, wobei die Bedatung des Modells **bewusst nicht auf exakte Deckungsgleichheit** getrimmt wurde. Daher sind an einigen Stellen teils hohe Abweichungen der Simulationsergebnisse zu den Messdaten zu beobachten. Abschließend zeigen Ansätze zur weiteren Optimierung des Simulationsmodells bzw. der Bedatung, wie Abweichungen auf *Gesamtmodellebene* auf Basis von *Einzelkomponentendaten* minimiert werden können.

6.1 Verifikation von Streckenabschnitten

Der folgende Abschnitt widmet sich dem Vergleich der Messungs- und Simulationsergebnisse auf längeren Streckenabschnitten. Die Daten wurden nach 4.2 aufbereitet und mit dem Gesamtfahrzeugmodell nachgefahren. Die Bedatung des physikalischen Teils des Modells stammt dabei wiederum aus Messdaten bzw. Simulationsergebnissen der **Einzelkomponenten**. Für die Bedatung der Software wurde eine Mischlösung aus originalen Fahrzeugdaten und geschätzten Ersatzparametern gewählt. Die Analyse beginnt mit einer Betrachtung der Streckenkennzahlen gefolgt von einer Analyse des Fahrerersatzmodells. Der Abschnitt endet nach einem Vergleich der Schädigungen der Verzahnungen - also klassische Lastkollektive - mit einer Verifikation der Belastungsdaten der Hybridkomponenten.

6.1.1 Kenndaten der Strecken

Bei den Streckenabschnitten handelt es sich um jeweils eine willkürlich gewählte Stadt-, Überland-, und Autobahnfahrt (BAB). Tabelle 6.1 zeigt einen Vergleich derer Kennwerte.

Kriterium	Stadt			Überland			Autobahn		
	Msg	RS	VS	Msg	RS	VS	Msg	RS	VS
Fahrstrecke [km]	56.16			32.06			149.03		
Steigung [%]	3.32			3.61			4.56		
Fahrtdauer [s]	9119		9064	1863		1871	3378		3380
$\bar{v}$ [km/h]	6.16		6.2	17.21		17.14	44.12		44.65
Anfahrten	119			12			1		
Gangwechsel	734	730	742	340	326	355	227	216	245

Tabelle 6.1: Kennwerte der betrachteten Strecken

Prinzipbedingt ist die Strecke - hier angegeben in *km* - und daher auch die Steigung für Messung (Msg), Rückwärts- (RS) und Vorwärtssimulation (VS) identisch. Als Kennzahl der Steigung wurde der Effektivwert über Strecke in Prozent gewählt. Zur Verifikation der in 4.2.1 vorgestellten Steigungsberechnung wurde eine bekannte Strecke gewählt, deren Höhendaten frei verfügbar sind: Die Nordschleife des Nürburgrings. Abbildung 6.1 zeigt die berechnete Höhe in [blau](#). Für die Berechnung wurden in diesem Fall keinerlei GPS-Daten verwendet, sondern nur die Information, dass Anfangs- und Endpunkt auf gleicher Seehöhe liegen.

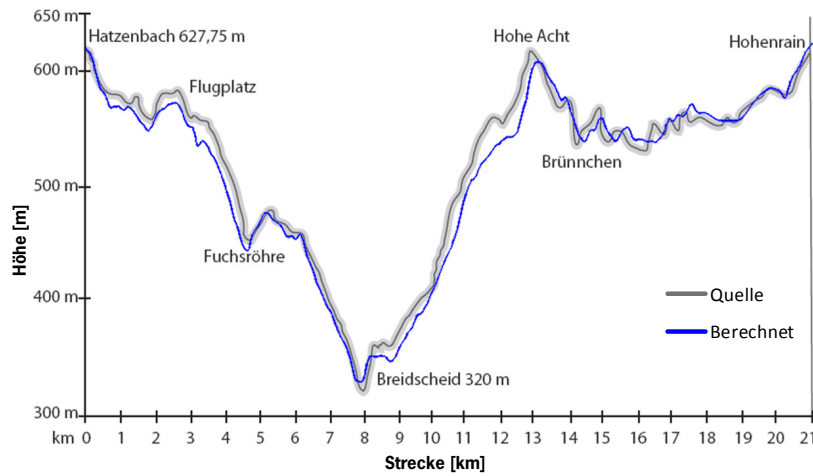


Abbildung 6.1: Ohne GPS-Daten berechneter Höhenverlauf der Nordschleife des Nürburgrings im Vergleich zur Höhenangabe nach [48]

Die Abweichung der Fahrtdauer (in Sekunden) der Vorwärtssimulation in Tabelle 6.1 lässt sich durch einen Blick auf die Geschwindigkeitsverläufe der Stadtfahrt in 6.2 beantworten, in welchem in den orange (1) markierten Bereichen die Regelabweichung zu erkennen ist, die vom Fahrer aufgrund des heuristischen Ansatzes ignoriert wird. Weiters ist zu erkennen, dass in den grünen (2) Bereichen, die Geschwindigkeit 0 km/h gar nicht angefahren wird, sondern diese $\geq 2.5 \text{ km/h}$ gehalten wird. Dadurch werden die extrem langsamen Phasen $0 \text{ km/h} < v < 2.5 \text{ km/h}$ nicht realisiert. Dieser Umstand führt zu einer kleinen Verringerung der Fahrtzeit. Die Autobahnmessung wurde bei nicht stehendem Fahrzeug begonnen. Dafür gibt es 2 Lösungsansätze:

1. Aufwändige Initialisierung der physikalischen Größen auf die ersten Werte der Messung
2. Implementierung einer künstlichen Anfahrt auf die Startgeschwindigkeit; dieser Zeitabschnitt ist nach der Simulation wieder zu verwerfen

Stillstandsphasen wurden zugunsten der Rechenzeit in diesem Fall nicht durch tatsächlichen Stillstand des physikalischen Modell abgebildet. Es werden nur dessen Auswirkungen, in diesem Fall die Entladung der Batterie durch Nebenverbraucher, berücksichtigt. Prinzipiell wird der Wunschgang beiden Simulationsansätzen aus der Messung zugeführt. In der Rückwärtssimulation entfallen aufgrund der groben zeitlichen Auflösung hochfrequente Pendelschaltungen. Darunter sind kurze

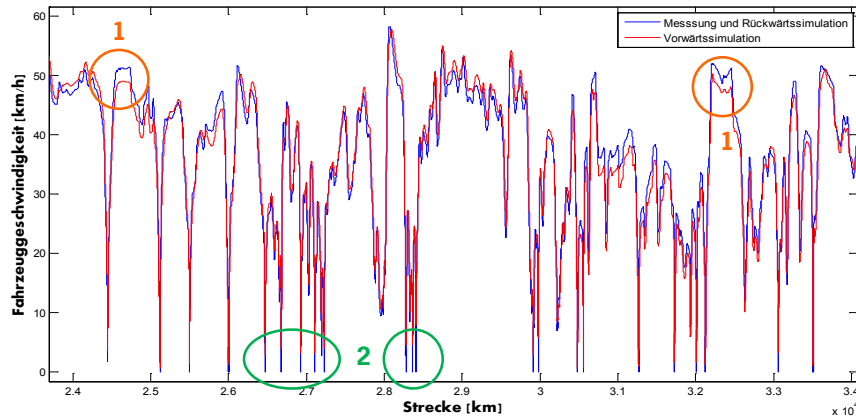


Abbildung 6.2: Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe des Stadtabschnitts

Wechsel des Wunschganges und sofortiger Rücksprung auf den Ursprungswert zu verstehen. Daher ist die Anzahl an Gangwechseln an dieser Stelle geringer. In der Vorwärtssimulation sind Mehrfachschaltungen als schnelle Einfachsaltungen - eine pro Zeitschritt - modelliert und daher erhöht sich an dieser Stelle die Anzahl an Gangwechseln.

6.1.2 Verifikation des Fahrerersatzmodells

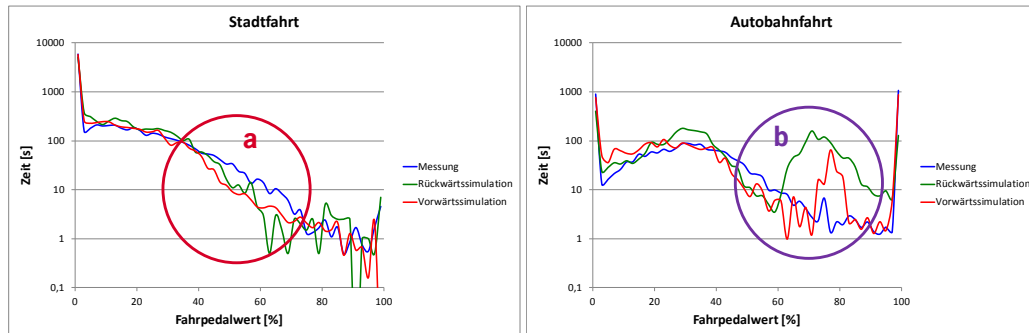


Abbildung 6.3: Zeitklassierung des Fahrpedalwertes der Stadt- und Autobahnfahrt

Abbildung 6.2 hat gezeigt, dass das Fahrerersatzmodell vergleichsweise große Regelabweichungen zulässt. Um die Analyse der Regelgüte bzw. die Bedatung des Modells weiter zu vertiefen, zeigt Abbildung 6.3 Zeitklassierungen des Fahrpedalwertes der Stadt- und Autobahnfahrt. In beiden Fällen ist zu erkennen, dass sich die Bereiche bis ca. 40% überdecken und auch Volllastanteile passabel abgebildet werden. Bei der Stadtfahrt zeigt sich der **Bereich a** mit $40\% \leq \alpha_{FP} \leq 70\%$ bei beiden

Simulationstechniken etwas unterrepräsentiert. In Abbildung 6.4 ist ein möglicher Grund für diese Abweichung zu sehen. Die lokalen Extrema in diesem Bereich (z.B. bei **Bereich 1**) werden vom Fahrerregler nicht vollständig „ausgefahren“. Dies könnte an einer schlechten Bedatung der Fahrpedalinterpretation liegen. Des weiteren ist zu erkennen, dass die Rückwärtssimulation generell schlechtere Deckung mit den Messdaten zeigt.

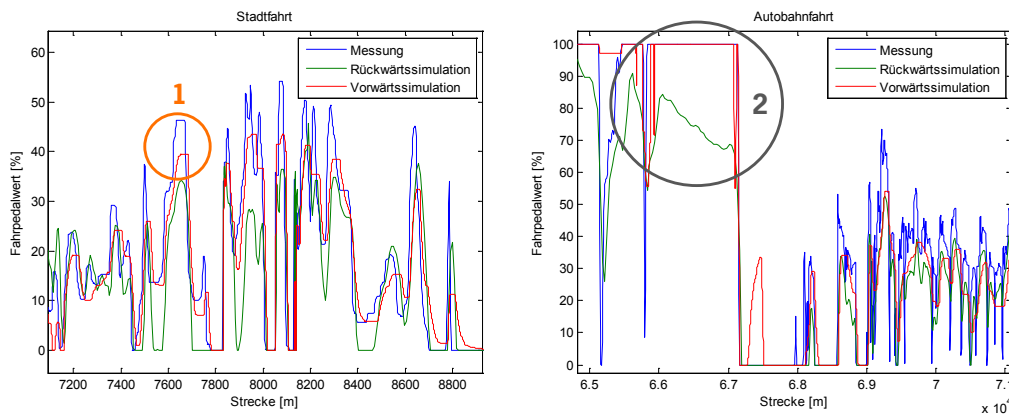


Abbildung 6.4: Auschnitte des Zeitverlaufs des Fahrpedalwerts der Stadt- und Autobahnfahrt

Die Analyse der Autobahnfahrt in Abbildung 6.3 zeigt im **Bereich b** deutliche Abweichungen. Bei der Rückwärtssimulation wird der Hauptgrund in **Bereich 2** in Abbildung 6.4 ersichtlich, nämlich dass Vollastbeschleunigungen der Messung keiner Vollast in der Rückwärtssimulation bedürfen. Die Gründe dafür können vielfältig sein, wahrscheinlich liegt dies jedoch an der Bedatung von Energiesenken ($c_w \cdot A$, Reibungsverluste,...). Bei der Vorwärtssimulation lässt sich erkennen, dass die Häufigkeit der Volllastanteile getroffen wird, jedoch gibt es auch kleinere Abweichungen in **Bereich b**. Bei Betrachtung des Zeitverlaufs sind deutlich die kleinen N_0 -Plateaus ersichtlich, die der Hysterese im Reglerverhalten geschuldet sind.

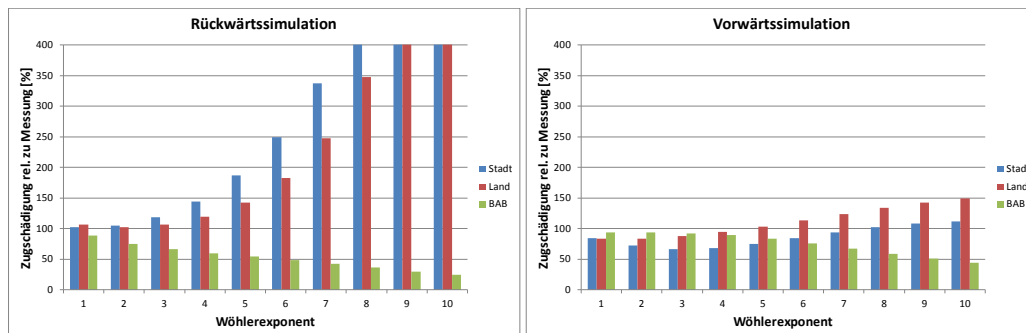
Abschließend zeigt Tabelle 6.2 einen Vergleich der Totalvariation des Fahrpedalwerts. Das Ergebnis stützt die These, dass die Rückwärtssimulation, obwohl die Streckendaten passend aufbereitet wurden, die Totalvariation erhöht. Die Vorwärtssimulation verringert wiederum die Totalvariation - wie auch in **Bereich 1** in Abbildung 6.4 gesehen. Um Messschwankungen zu eliminieren, wurden die Werte der Messung gefiltert.

Strecke	Messung (gefiltert)	Rückwärtssimulation	Vorwärtssimulation
Stadt	38898	43410	30114
Land	11980	13831	10259
Autobahn	14602	14769	13403

Tabelle 6.2: Vergleich der Totalvariation des Fahrpedalwerts $|\alpha_{FP}|$ [%]

6.1.3 Verifikation der Schädigungen

Ein Hauptsimulationsziel ist die Vorhersage der Lastdaten bzw. Schädigungen von Verzahnungen. Im Folgenden wird dabei zuerst auf das Hinterachsgetriebe und anschließend auf das Hauptgetriebe eingegangen. Abbildung 6.5 zeigt die relative Schädigung der Verzahnung im Hinterachsgetriebe. Die Schädigung wurde nach Gleichung 1.10 berechnet und auf die Messdaten normiert, die mithilfe von speziellen Messwellen, Dehnungsmessstreifen (DMS) und einer geeigneten Datenaufbereitung zur Elimination von Messfehlern ermittelt wurden.

Abbildung 6.5: Schädigung der Antriebsverzahnung des Hinterachsgetriebes relativ zur Messung im **Zug**betrieb

Die Abbildung zeigt klar, dass die Rückwärtssimulation hohe Radmomente nur sehr schlecht abbilden kann. Dieses Erkenntnis ist aus dem Anstieg der relativen Schädigung über den Wöhlerexponenten und aus **Bereich 1** in Abbildung 6.6 abzuleiten. Bei der Autofahrt, bei der vermehrt geringe Radmomente auftreten (siehe rechte Grafik in 6.6), schlägt dieser Effekt nicht so stark zu Buche und die Kurve fällt sogar.

Die Vorwärtssimulation offenbart eine bessere Abbildungsgüte. Der positive Radenergieumsatz (entspricht Wöhlerexponent $k = 1$) liegt in allen 3 Strecken unterhalb der Messung. Dies deutet auf eine numerisch zu geringe Bedatung der

Energiesenken hin. Die Abbildungsgüte bleibt bis Wöhlerexponenten 6 in einem annehmbaren Rahmen. Erst bei sehr hoher Drehmomentempfindlichkeit sind größere Abweichungen festzustellen, die den Differenzen in den Bereichen 1 und 2 in 6.6 geschuldet sind.

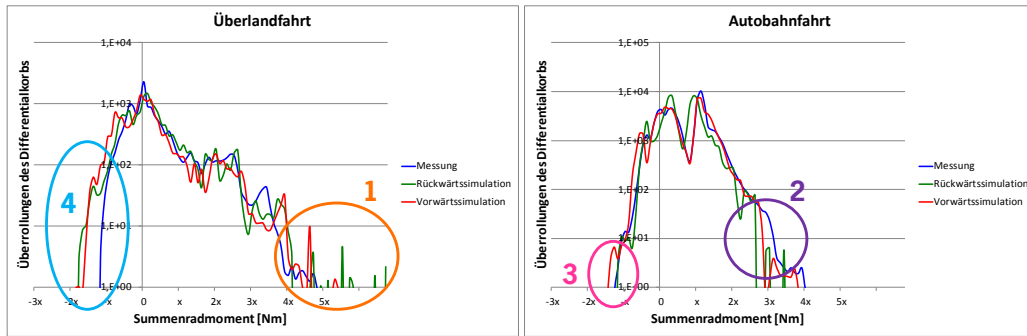


Abbildung 6.6: Überrollungen über Summenradmoment bei Überland- und Autobahnfahrt

Abbildung 6.7 zeigt die relative Schädigung der Antriebsverzahnung des Hinterachsgetriebes analog Abbildung 6.5, jedoch diesmal für den Schubbereich. Weder die Vorwärts- noch die Rückwärtssimulation liefern mit dieser Modellbedatung belastbare Ergebnisse. Ein Grund dafür kann aus Bereich 4 in 6.6 abgeleitet werden, der zeigt, dass die Rekuperationsmomente zu hoch sind. Dies kann der Vernachlässigung von Derating-Effekten oder einer nicht abgebildeten Software geschuldet sein. Interessanterweise liefert die Rückwärtssimulation auf der Autobahnstrecke sehr gute Ergebnisse im Schubbetrieb. Diese würde die Vorwärtssimulation auch ermitteln, wäre da nicht dieser kleine „Hubbel“ in Bereich 3, der vermutlich von einer schlecht gesteuerten Schubrückschaltung stammt.

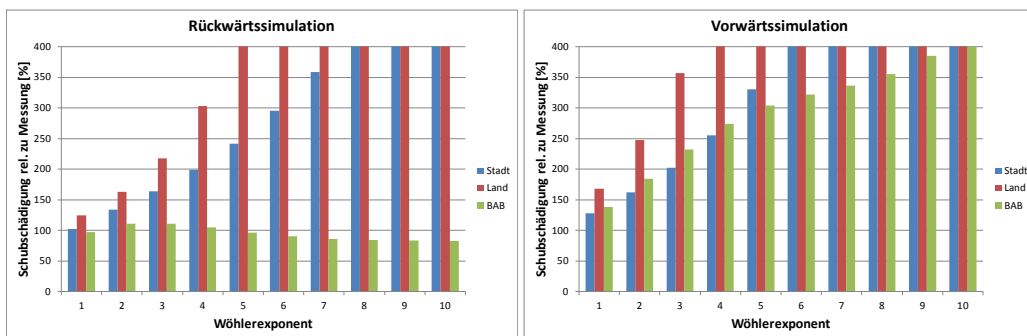


Abbildung 6.7: Schädigung der Antriebsverzahnung des Hinterachsgetriebes relativ zur Messung im Schubbetrieb

Aufgrund der Gangvorgabe in beiden Simulationstechniken übertragen sich die Abweichungen am Hinterachsgetriebe direkt auf das Hauptgetriebe. Da im Messfahrzeug das Drehmoment an den Seitenwellen gemessen wurde, wird an dieser Stelle die Methode angewandt, dass dieses **verlustfrei** mithilfe des Übersetzungsverhältnisses auf den Getriebeeingang zurückgerechnet wird. Um methodische Konsistenz und Vergleichbarkeit zu wahren, wurde dieselbe Vorgehensweise bei beiden Simulationsansätzen angewandt, obwohl es dort kein Problem wäre, das Drehmoment direkt am Getriebeeingang zu ermitteln.

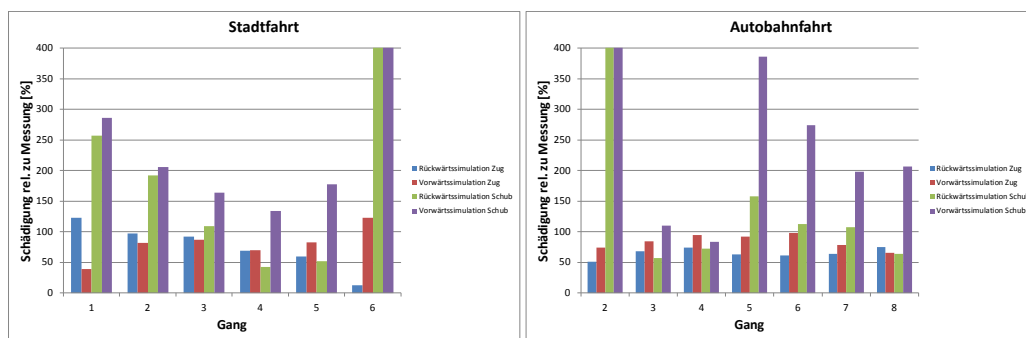


Abbildung 6.8: Schädigung der Gänge des Hauptgetriebes relativ zur Messung für Wöhlerexponent = 3

Abbildung 6.8 zeigt einen Vergleich der Schädigungen am Getriebeeingang mit dem Wöhlerexponenten 3. Für den Zugbereich erweisen sich die Ergebnisse der Vorwärtssimulation als passabel. Im Schubbereich könnte die angesprochene Rekuperationsthematik die Abweichungen erklären. Die Rückwärtssimulation weist tendenziell im Schub- und Zugbereich höhere Abweichungen auf. Wie bereits erwähnt, wurde das Modell nicht auf Gesamtfahrzeugmessdaten „angelernt“. Sämtliche Bedatungen stammen aus Komponentendaten. Daher wird das Ergebnis an dieser Stelle hingenommen und in Abschnitt 6.3 vertiefende Analyse betrieben, um Optimierungsansätze daraus abzuleiten.

6.1.4 Verifikation der Hybridkomponenten

Die Belastungsdaten der Hybridkomponenten werden maßgeblich durch die Steuerungssoftware bestimmt. Die Änderung eines Applikationsparameters kann die Ergebnisse radikal verändern. Die Analyse beginnt mit einem Vergleich der Anzahl an Wiederstarts in Tabelle 6.3. Die Rückwärtssimulation liefert aufgrund des fehlenden Fahrermodells durchwegs zu viele Wiederstarts. Bei der Vorwärtssimulation

sind Abweichungen nach oben und unten zu erkennen. Dieses Ergebnis wird sich spätestens in Abschnitt 6.3 erklären.

Strecke	Messung	Rückwärtssimulation	Vorwärtssimulation
Stadt	98	332	54
Land	20	87	42
Autobahn	30	49	37

Tabelle 6.3: Vergleich der Anzahl an Wiederstarts

Von besonderem Interesse ist die Verteilung der Reibarbeiten an der Trennkupplung pro Start bei der Vorwärtssimulation, da dafür ein Kompressionswiderstandsmodell abgebildet wurde. Abbildung 6.9 zeigt, dass die Energieeinträge im Mittel zu niedrig liegen. Das Streuungsbild deckt sich mit der Messung, da die Wärmeeinträge maßgeblich durch die Startdrehzahlen und damit das GSP - eine vorgegebene Trajektorie der Simulation - bestimmt sind. Die Startzeitpunkte können sich natürlich unterscheiden. In der Grafik fällt in **Bereich b** auf, dass es einige Starts mit sehr geringem Wärmeeintrag - sowohl in Messung als auch Simulation - gibt. Es handelt sich dabei um „change of mind“-Starts, also Starts bei der kurz zuvor die Trennkupplung geöffnet wurde und die Kurbelwelle sich noch dreht. Die hohen Wärmeeinträge der Starts aus **Bereich a** sind vermutlich auf Störgrößen zurückzuführen, welche nur schwer simulativ abzubilden sind. Es kann sich dabei etwa um einen kalten Brennraum und dadurch erhöhtes Schleppmoment handeln. Eine andere Möglichkeit ist eine fehlerhafte Kraftübertragung der Kupplung. Der Modellansatz dieser Arbeit bildet diese Störgrößen nicht ab, könnte jedoch erweitert werden. Zur Lösung des Sachverhalts der tendenziell geringeren Wärmeeinträge werden erneut in 6.3.1 Überlegungen angestellt.

Die 3 Strecken wurden in den folgenden Fahrmodi gefahren (vgl. 3.4):

- Die *Stadtfahrt* wurde in **E-Power** begonnen. Nach 19.896km (35.4%) wurde - aufgrund der Unterschreitung einer SOC-Schwelle - automatisch in den **Hybrid**-Modus gewechselt.
- Die *Überlandfahrt* wurde bis auf einen vernachlässigbar kurzen Abschnitt im **E-Charge**-Modus gefahren.
- Die *Autobahnfahrt* wurde komplett im **Hybrid**-Modus absolviert.

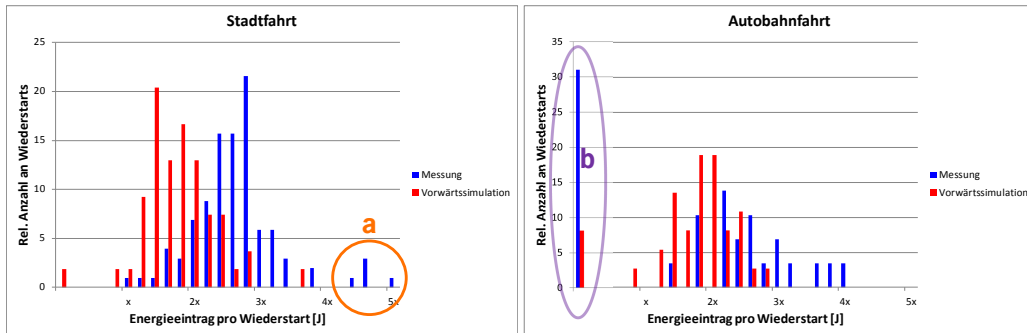


Abbildung 6.9: Relative Verteilung der Reibenergieeinträge pro Wiederstart

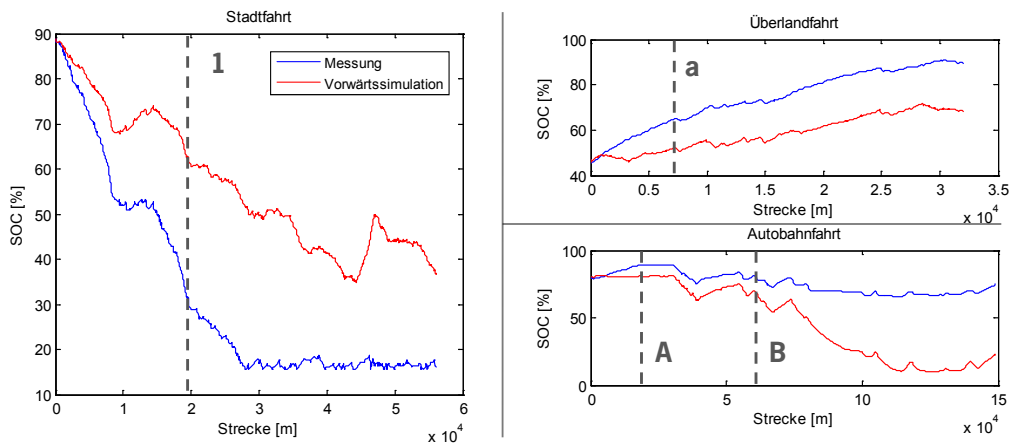


Abbildung 6.10: Vergleich der SOC-Verläufe von Messung und Vorwärtssimulation

Da in der Rückwärtssimulation die Unterscheidung zwischen den Fahrmodi nicht realisiert wurde, wurde der Vergleich des SOC-Verlaufes nur zwischen Messung und Vorwärtssimulation - gezeigt in Abbildung 6.10 - durchgeführt. Aus der Grafik lassen sich etliche Rückschlüsse ziehen:

- Die progressive Differenz zwischen den Kurven bei der Stadtfahrt resultiert aus einer unzureichenden Bedatung der Momentenstruktur, im Speziellen der LPV und auch der WÜK-Steuerung. Das Thema wird daher noch einmal in 6.3.1 aufgegriffen.
- Bei der Analyse der Überlandfahrt fällt auf, dass sich eine Differenz bis zu Punkt a aufbaut, die dann über die restliche Strecke wesentlich konstant bleibt. Wiederum liegt dies an einer verfälschten Bedatung der LPV, da in der Messung (fast) von Beginn an stark geladen wird.

- Ein ähnlicher Effekt - die Differenzbildung am Anfang - ist bei der Autobahnfahrt bis Punkt **A** zu erkennen. Hier ist der Grund dafür jedoch der, dass die Messung nicht direkt nach einem Schlüsselstart begonnen wurde und das vor Messungsstart Geschehene Auswirkung auf das Ladeverhalten am Anfang hat. Der Offset bleibt jedoch nur etwa konstant bis Punkt **B**. An dieser Stelle beginnt ein Hochlastanteil. Dieser wird in 6.2.1 ausführlich analysiert.

6.2 Analyse ausgewählter Fahrmanöver

Nach der Betrachtung von gesamten Streckenabschnitten erfolgt im folgenden Abschnitt eine vertiefende Analyse einzelner Fahrsituation aus diesen Strecken. Konkret werden Vollastbeschleunigungen, Wiederstarts und Schaltungen untersucht. Da in der Rückwärtssimulation die beiden zuletzt genannten Übergangszustände nicht abgebildet werden, beschränkt sich der Vergleich an dieser Stelle auf die Vorwärtssimulation.

6.2.1 Analyse der Vollastbeschleunigung

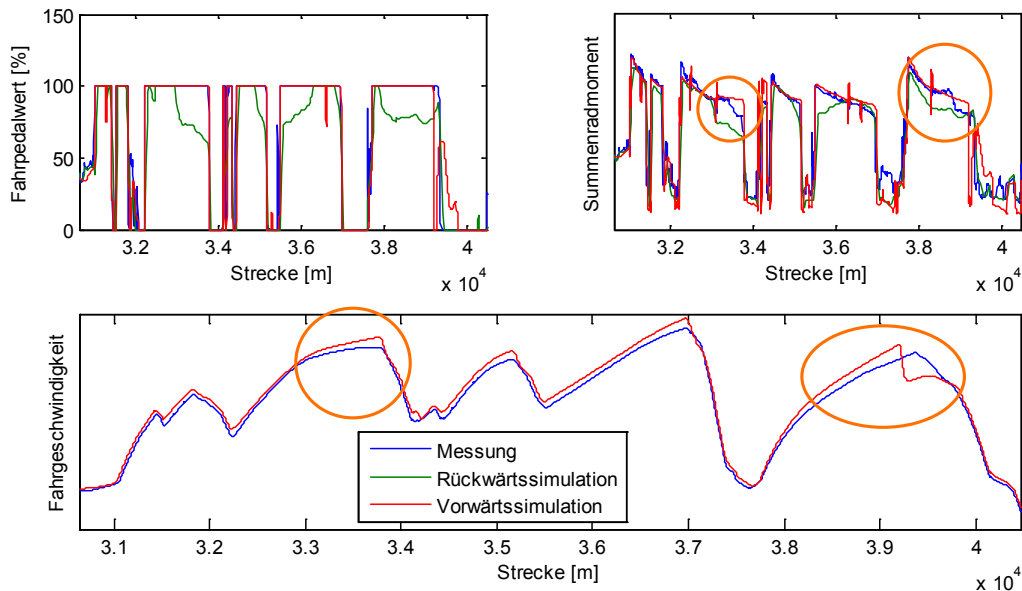


Abbildung 6.11: Vergleich von Vollastbeschleunigungen bei kurzer Vollastdauer

Aufgrund des hohen Volllastanteils eignet sich besonders die Autobahnstrecke für eine Verifikation der Vollastbeschleunigungen. Abbildung 6.11 zeigt eine Voll-

lastbeschleunigung in der Phase zwischen Punkt **A** und Punkt **B** aus Abbildung 6.10. Dabei fällt auf, dass der Geschwindigkeitsverlauf sehr gut getroffen wird, jedoch derjenige der Messung am Ende der Volllastphase abflacht (orange markiert). Dies ist der **Booststrategie** geschuldet, die nach einer gewissen Volllastzeit $Md_{EM,max_{dyn}}$ und dadurch auch a_x reduziert. Das volle Drehmoment ist auch erst wieder nach einer „Erholungszeit“ verfügbar. Diese Logik wurde in der Vorwärtssimulation nicht abgebildet. Die Rückwärtssimulation reagiert auf diesen Umstand durch eine Reduzierung von α_{FP} . Es ist außerdem aufgrund der Differenz im Summenradmoment zu vermuten, dass c_w bei der einfachen Methodik zu gering bedatet wurde. Die gemessenen Drehmomentwerte wurden zur besseren Darstellung etwas gefiltert.

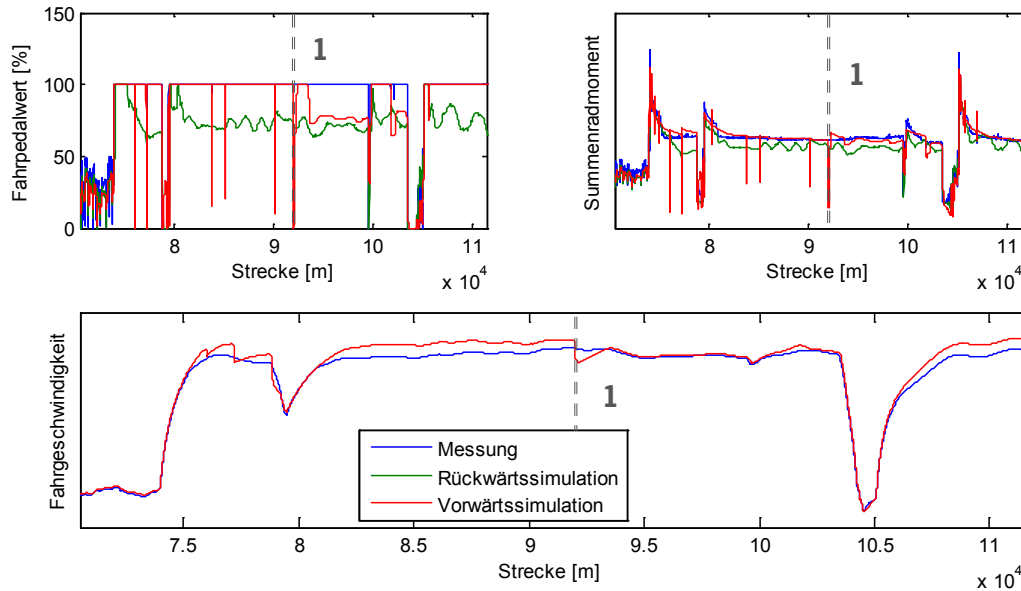


Abbildung 6.12: Vergleich von Volllastbeschleunigungen bei langer Volllastdauer

Sehr stark zu tragen kommt der Effekt der Booststrategie in Abbildung 6.12. In diesem Abschnitt wurde zuerst in der Messung sehr lange mit Kickdown bis v_{max} gefahren, aber das EM-Moment nach kurzer Zeit bereits beschränkt. In der Vorwärtssimulation wurde weiter geboostet, was einerseits zu einer höheren Endgeschwindigkeit und andererseits zu einer Entleerung der Batterie führt (vgl. ab Punkt **B** in Abbildung 6.10). Bei Punkt 1 wurde in der Messung der Kickdownschalter deaktiviert. In der Vorwärtssimulation führt dies dazu, dass die uneingeschränkte Extrapolation aufgehoben wird. Der Fahrerregler reagiert durch eine sofortige Rücknahme des Fahrpedals und sogar einer Unterschreitung der Sollgeschwindig-

keit.

6.2.2 Analyse eines Wiederstarts

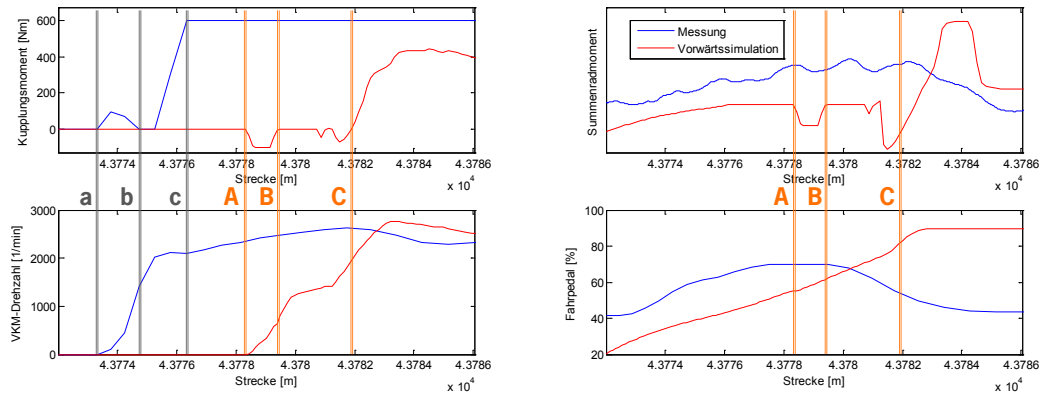


Abbildung 6.13: Vergleich eines Wiederstarts

Da in der Vorwärtssimulation ein Ersatzmodell der Wiederstartlogik abgebildet wurde, erfolgen die Starts in Messung und Simulation zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Zum Abgleich wurde eine Situation aus der Stadtstrecke gewählt, in der in beiden Datensätzen ein Wiederstart unter ähnlichen Bedingungen erfolgt. Es handelt sich dabei um eine Beschleunigung bei ca. 20 km/h im 2. Gang und jeweils um einen angerissenen Start. Die streckenbasierende Darstellung wurde in Abbildung 6.13 aufgrund der geringen Geschwindigkeitsveränderung während der Situation beibehalten. Die Entfernung zwischen den beiden Startanfängen (Punkt a und Punkt A) beträgt in etwa 5 m . Die Anreissphase (bis Punkt b) dauert in der Messung länger und die K0 öffnet bei einer höheren Drehzahl im Vergleich zur Simulation. Es ist außerdem anfangs ein geringerer und später ein höherer Drehzahlgradient zu erkennen. Diese Umstände können die Abweichungen in den Energieeinträgen aus Abbildung 6.9 erklären.

Im Radmomentenverlauf der Simulation kann im Gegensatz zur Messung ein Einbruch beobachtet werden. Das ist auf eine mangelhafte Abbildung der Momentenkompensation der EM zurückzuführen. Insgesamt dauert der Start in der Simulation wesentlich länger, da der Hochlauf der VKM bei geöffneter K0 (Punkt B bis Punkt C) langsamer geschieht. Die K0 schließt in der Simulation etwas zu früh, wodurch erneut ein Einbruch im Radsummenmoment zu erkennen ist. Tendenziell zeigt die Simulation ein plausibles Bild eines Wiederstart, jedoch ist weitere Feinarbeit notwendig. Ein Ansatz dafür wird in 6.3.1 dargelegt.

6.2.3 Analyse einer Schaltung

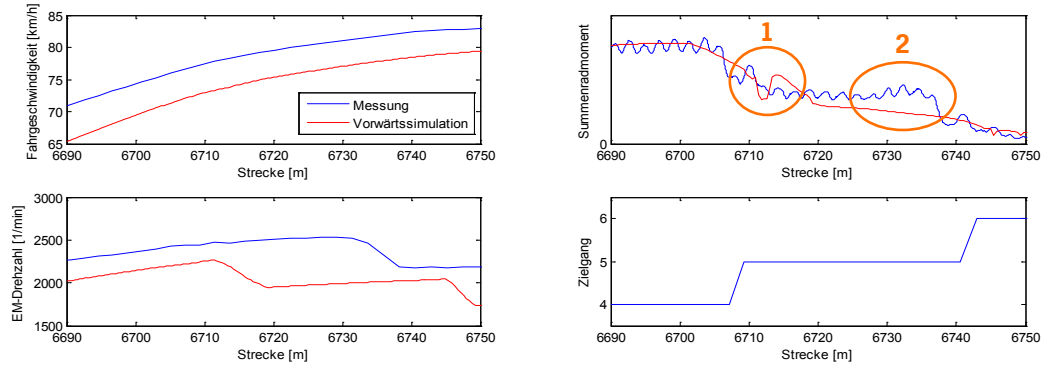


Abbildung 6.14: Vergleich einer Zug-Hochschaltung

Für die Analyse einer Schaltung wurde eine Zug-Hochschaltung aus der Überlandfahrt mit angekoppelter VKM gewählt. Abbildung 6.14 zeigt, dass bei der Gangvorgabe für die Simulation die Totzeit des Getriebes (zur Befüllung der internen Kupplungen) nicht berücksichtigt wurde. Daher erfolgt die Schaltung sofort nach Sprung des Zielgangs in **Bereich 1**. Bei der Analyse der Drehzahlgradienten erweist sich die gewählte Steuerung als passend. Im Radmomentenverlauf sieht man jedoch zuerst eine kleine Verringerung, gefolgt von einer kurzen, geringen Schaltüberhöhung. Diese Verringerung ist im gemessenen Verlauf in **Bereich 2** nicht zu sehen. Im Gegenteil ist die Schaltüberhöhung deutlich ausgeprägt. Es scheint damit fast so, als würde das Gesamtsystem der Simulation in dieser Situation die Radmomentenneutralität höher priorisieren, als dies in der Messung der Fall war.

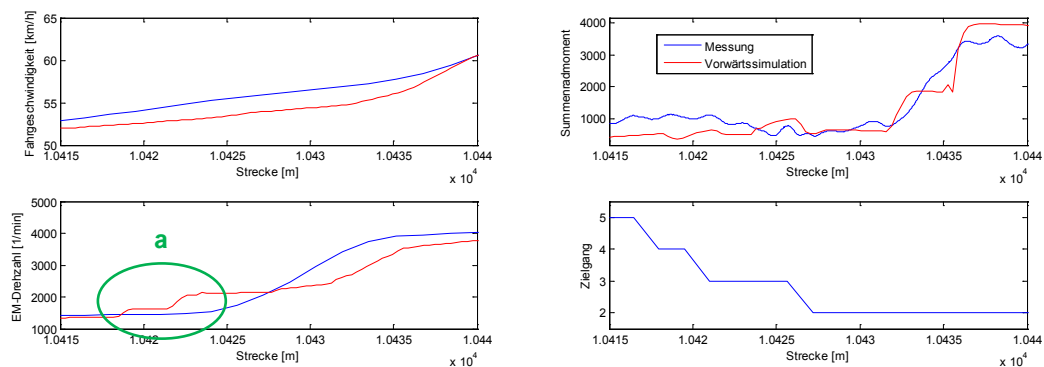


Abbildung 6.15: Vergleich einer Mehrfach-Zug-Rückschaltung

Abbildung 6.15 zeigt den Vergleich einer Mehrfach-Zug-Rückschaltung. Wiederum ist die fehlende Totzeit in der Simulation zu erkennen. Es wurde bereits er-

wähnt, dass Mehrfachschaltungen in der Simulation als mehrere Einzelschaltungen durchgeführt werden. Dies begründet den treppenhaften Verlauf der EM-Drehzahl in **Bereich a**. Kurz nach der zweiten Schaltung wird in der Simulation ein Wiederstart durchgeführt, welcher die dritte Schaltung etwas verzögert. Die Verläufe des Radsummenmoments zeigen eine gute Überdeckung.

6.3 Ableitung von Optimierungsmaßnahmen in der Vortrasssimulation

Aus dem Kapitel 6 haben sich in der Analyse bis hierhin einige Mängel herauskristallisiert. Im folgenden Abschnitt wird gezeigt, wie **mögliche** Lösungsansätze aussehen könnten. Es werden dabei wieder die 3 Strecken aus 6.1.1 behandelt, wobei die Optimierungen - mit Ausnahme des Deratings - auf **allen** Strecken durchgeführt wurden.

6.3.1 Optimierung der Stadtstrecke

Konkret konnten für die Stadtrunde folgende Optimierungen abgeleitet werden:

- Anpassung der Ladestrategie in E-Power
- Totzeit nach Zielgangsänderung (wurde für alle Strecken realisiert)
- Anpassung des inneren Reibmoments der VKM bei sehr geringen Drehzahlen
- Anpassung des Drehmomentgradienten der K0 ($\dot{M}d_{K0}$) bedingt durch Stellgeschwindigkeit des Aktors; die Bedatungen wurde den gemessenen Verläufen entnommen
- Anpassung der WÜK-Steuerung hin zu späteren Schließzeitpunkten

In Abbildung 6.16 ist links zu erkennen, dass die Steuerung der WÜK - und damit der Wandler selbst als Energiesenke - nun wesentlich besser abgebildet wird. Auf der rechten Seite ist zu erkennen, dass die Optimierung die Reibenergien bei Wiederstarts erhöht haben, sich die Ergebnisse jedoch noch nicht exakt mit den Messdaten decken. Die Startanzahl hat sich weiter auf 43 verringert (vgl. Tabelle 6.3). Ein möglicher Grund hierfür könnte sein, dass das SOC-Band im Hybrid-Modus bei leerer Batterie größer gewählt ist, als im Fahrzeug selbst. Dies ist an den unterschiedlichen Verläufen des SOC's ab 30km zu erkennen. Somit würde sich an dieser Stelle weiteres Optimierungspotenzial bieten.

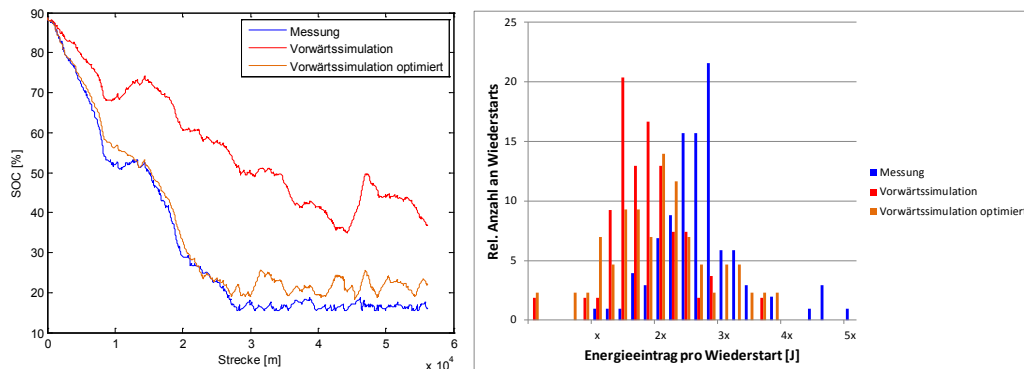


Abbildung 6.16: Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen auf der Stadtstrecke

6.3.2 Berücksichtigung von Derating in der Überlandstrecke

Die Überlandstrecke wurde im E-Charge-Modus gefahren und dadurch ist der Energieumsatz der EM vergleichsweise hoch. Dies führt zu einem Temperaturanstieg der Komponenten des Elektromotors und an dieser Stelle soll untersucht werden, ob eventuell **Derating**-Effekte in der Messung für die stark erhöhte Schubschädigung aus 6.7 verantwortlich sind. Dafür wurden die gemessenen Temperaturwerte von Rotor und Stator dem Simulationsmodell zugeführt, um abhängig davon den Strom bzw. das Drehmoment der EM zu begrenzen.

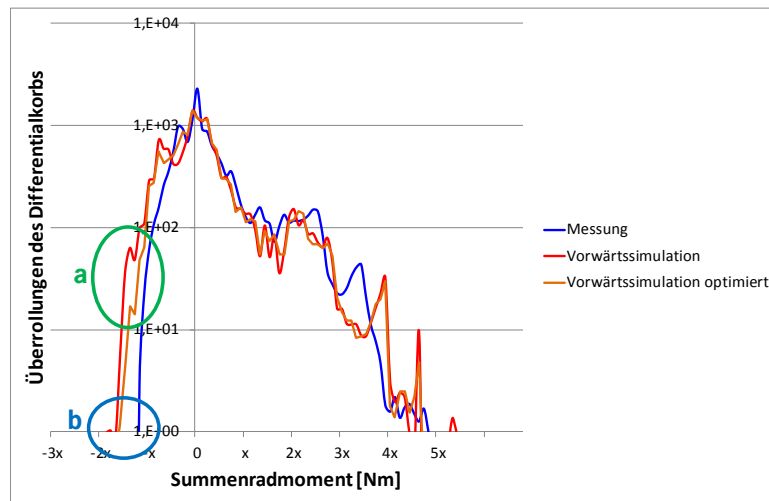


Abbildung 6.17: Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen auf der Landstrecke auf das Hinterachsgetriebe

Analog Abbildung 6.6 zeigt Abbildung 6.17 ein Überrollungskollektiv des Hin-

terachsgetriebes für die beschriebene Optimierungsmaßnahme. Es ist zu erkennen, dass die Erweiterung kaum Veränderungen auf der Zugseite bewirkt hat. Auf der Schubseite zeigt sich im Bereich **a** eine Annäherung an die Messung, jedoch besteht noch einiges an Abstand. Eine vertiefende - hier nicht dargestellte - Analyse zeigt, dass die Abweichungen im Bereich **b** von schlecht gesteuerten Schubrückstellungen stammt. Es kann jedoch noch ein weiterer Grund für die Abweichungen dargelegt werden: Bei starken Bremsungen wird das Rekuperationsmoment reduziert, um in fahrdynamisch relevanten Situationen die Bremsverteilung durch die Rekuperation, die nur an der Hinterachse wirkt, nicht zu verfälschen. Dieser Teil der Software wurde nicht abgebildet und die Überlandstrecke wurde teils mit hohen Verzögerungen gefahren.

Die Analyse zeigt, dass in diesem Fall Derating-Effekte einen Einfluss auf die Schubbelastung haben, jedoch ist es wieder die Abbildung der **Steuerungssoftware**, die - in all ihrer Komplexität - das Ergebnis maßgeblich beeinflusst.

6.3.3 Berücksichtigung der Booststrategie in der Autobahnstrecke

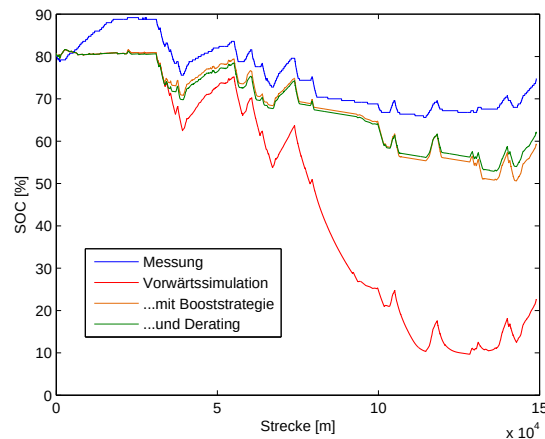


Abbildung 6.18: Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen auf der Autobahnstrecke auf den SOC mithilfe einer Booststrategie und Derating

In Abschnitt 6.2.1 wurden die Vollastbeschleunigungen der Autobahnstrecke analysiert und festgehalten, dass die **Booststrategie** nur unzureichend abgebildet wurde. An dieser Stelle wurde nachgebessert. Die Booststrategie wurde durch einen ganz einfache Beschränkung des positiven EM-Momentes $Md_{EM,max_{dyn}}$ realisiert,

das sich nach einer gewissen Zeit des Kickdowns zeitlich linear verringert und bei Verlassen des Kickdownschalters wieder linear erhöht. Die Auswirkungen auf den SOC sind in Abbildung 6.18 zu erkennen. Nun wird der Verlauf der Messung besser getroffen. In einem zweiten Schritt wurde - analog der Landstrecke in 6.3.2 - Dera-
ting mithilfe von Messdaten berücksichtigt. Dieser Schritt zeigt jedoch nur geringe Auswirkungen, am ehesten noch am Ende der Strecke. Dort hatte sich der Elektromotor aufgrund der langen motorischen Belastung bzw. des Betriebs in hohen Drehzahlbereichen aufgeheizt.

Kapitel 7

Fazit und Ausblick

Die vorliegende Arbeit hat gesamtheitliche Ansätze zur Ableitung von Lastkollektiven in Hybridfahrzeugen ausführlich analysiert. Dafür wurde zuerst auf die Notwendigkeit der Entwicklung von alternativen Antrieben und deren Ausprägungen eingegangen. Nach einer Einführung in die Themengebiete Mobilitätsverhalten, alternative Antriebe, virtuelle Produktentwicklung und Lastkollektive im Antriebstrang konnte die erhöhte **Komplexität** des Themas in *hybriden* Triebsträngen herausgearbeitet werden. Am Beispiel eines parallelen Einwellenhybriden wurden 2 Ansätze zur Ermittlung dieser Lastkollektive im nutzungsrelevanten Fahrbetrieb beleuchtet. Es handelt sich dabei um die Vorwärts- und die Rückwärtssimulation.

Die **Vorwärtssimulation** lässt sich strukturell in 3 Komponenten des Modells gliedern. Das **physikalische Ersatzmodell** bildet die mechanischen und elektrischen Komponenten in unterschiedlichen Detaillierungsgraden ab. Im Speziellen wurden mehrere Varianten der Kupplungsmodellierung, die Abbildung des Verbrennungsmotors, verschiedener Getriebevarianten, der Reifen, der Batterie und des Elektromotors beleuchtet.

Das Ersatzmodell der **Fahrzeugsoftware** generiert die Steuerungsbefehle für die physikalischen Komponenten und bildet eine *Auswahl* der komplexen Programmstruktur eines Hybridfahrzeugs ab. Als Teile der Betriebsstrategie wurden die Fahrpedalinterpretation, die Wiederstartlogik, die Betriebsmodisteuerung und die Momentenstruktur abgebildet. Die Fahrstufenwahl und die Getriebeaktuierung stellen die gewählten Komponenten der Getriebesteuerung dar. Abschließend wurden die Allradsteuerung und Ausprägungen des Programmverhaltens in verschiedenen Fahrmodi diskutiert.

Das **Fahrerersatzmodell** stellt nicht nur ein Regelsystem dar, das das Fahr-

zeug entlang von Solltrajektorien führt. Vielmehr realisiert es „menschliche“ Eigenschaften wie Hesitation und Wahrnehmungsschwellen bei gleichzeitig annehmbarer Regelgüte. Durch die Diskussion von verschiedenen Lösungsansätzen wie der des Zwei-Ebenen-Modells oder des heuristischen Ansatzes konnte ein numerisch effizientes Modell mit diesen Eigenschaften entwickelt werden. Großteils offline - und damit *vor* der eigentlichen Simulation - erfolgt der Berechnungsschritt der **Streckenprofilgenerierung**. Darunter ist die geeignete Extraktion von Solltrajektorien aus Referenzmessungen und eine geeignete Aufbereitung der Daten für das Zielsimulationsfahrzeug zu verstehen.

Mithilfe einer kurzen Präsentation eines Lösungsansatzes für die **Rückwärts-simulation** hybrider Fahrzeuge konnte eine Bewertung durchgeführt werden, die durch eine Verifikation der Simulationsmodelle unterstrichen wurde. Bei dieser Verifikation zeigte sich, dass die gewählte Modellierungstiefe der physikalischen Komponenten dem Anspruch dieser Arbeit genügt und das Fahrerersatzmodell einen geeigneten Regelmechanismus darstellt.

Fast alle Schwächen des Modellansatzes konnten dabei auf unzureichende Modelltiefe der **Fahrzeugsoftware** zurückgeführt werden. Daher bietet dieses Themengebiet weitere Forschungsmöglichkeiten. So könnte beispielsweise die Verwendung von originaler Fahrzeugsoftware mithilfe einer SiL- oder HiL-Lösung zu einer Verbesserung führen, wobei diese Vorgehensweise natürlich mit einer Komplexitätssteigerung einhergeht. Es bleibt natürlich die Frage offen, wie eine derartige Lösung in einer frühen Entwicklungsphase - welche dieser Arbeit vorausgesetzt wurde - aussehen könnte in der in der Regel noch keine vollständig validen Datensätze der Steuergeräte verfügbar sind.

Prinzipiell sind beide Simulationstechniken auf andere Triebstrangarten anwendbar. So bilden die konventionell angetriebenen Fahrzeuge eine Untermenge der hier vorgestellten Modelle. Auch die Abbildung von reinen Elektrofahrzeugen ist auf einfache Art darstellbar, wobei sogar die Rückwärtssimulation für derartige Antriebe (vor allem 2WD) gute Ergebnisse liefern kann. Es sollte beachtet werden, dass Nutzungsverhalten, welche dem jeweiligen Antriebsstrang zuzuordnen sind, bereits in den Messungen des Referenzfahrzeuges abgebildet werden. So hat Brackelmann [11] beispielsweise herausgefunden, dass mit Elektrofahrzeugen anders gefahren wird als in konventionell angetriebenen Fahrzeugen. Übertragungsmethodiken zwischen verschiedenen Antriebsarten bieten Potenzial für weitere Forschungsarbeit. Auch die Zusammensetzung eines Nutzungsprofils zur (marktspezifischen) Auslegung der Triebstrangkomponenten bietet Vertiefungsmöglichkeiten, denn die

beste Simulationstechnik kann nur dann ihr Potenzial entfalten, wenn die Basis dem entspricht, was der Besitzer des Fahrzeuges letztendlich damit macht.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Virtuelle Techniken in der Entwicklung. Aus [79]	14
1.2	Die Bereiche der Wöhlerlinie [55]	20
1.3	Illustration des Dehnungsverlaufs metallischer Werkstoffe unter dynamischer Spannung. Aus [17]	23
1.4	Triebstrangschema des Panamera S E Hybrid	25
1.5	Wirkungsgradkennfeld eines Verbrennungsmotors mit Lastpunktverschiebung [76]	28
1.6	Von der Kontrolltheorie über die geregelte (Vorwärts-)Simulation zur Zielsetzung der Arbeit	43
2.1	Das klassische Coulomb-Modell [72]	49
2.2	Der dynamisch beschränkte Integrator in Matlab Simulink	50
2.3	Die betriebspunktabhängige Beschränkung des positiven Drehmomentgradienten für Turbomotoren in einem mittleren Drehzahlbereich	54
2.4	Die Geometrie eines Hubkolbenmotors	55
2.5	Der simulierte Verlauf des Kompressionswiderstandmomentes beim Motorstart für 2 Varianten	57
2.6	Das Ersatzschaltbild einer galvanischen Zelle nach [69]	64
2.7	Einfache Achsschenkelenkung (Ackermann-Geometrie)	67
2.8	Illustration der Radlasten bei beschleunigter Bergfahrt	68
3.1	Vereinfachte Struktur der Betriebsstrategie	71
3.2	Der Ablauf einer Zug-Hochschaltung	79
3.3	Der Ablauf einer Zug-Rückschaltung	81
4.1	Ein typischer Zeitverlauf des Bremspedalwegs. Aus [29]	87
4.2	Häufigkeitsverteilung des Querschleunigungs-Absolutwertes über Fahrgeschwindigkeit eines Versuchsfahrzeugs. Aus [54]	88

4.3	Der Nickwinkel bei beschleunigter Bergfahrt. Nach [54]	91
4.4	Vergleich der Arbeitsschritte der Höhenprofilberechnung. Aus [54] .	93
4.5	Exemplarische Beschleunigungsverläufe zur Realisierung der Nutzungsverhalten 1.0 und 2.0. Nach [54]	97
4.6	Das 2-Ebenen-Modell nach Donges [54; 15; 16]	99
4.7	Die Fahrpedalhysterese des heuristischen Ansatzes	100
4.8	Die Adaption des heuristischen Ansatzes für das Fahrermodell . . .	103
5.1	Schematische Darstellung der Rückwärts- und Vorwärtssimulation für Fahrzeuge mit Hybridantrieb. Nach [50; 96]	110
6.1	Ohne GPS-Daten berechneter Höhenverlauf der Nordschleife des Nürburgrings im Vergleich zur Höhenangabe nach [48]	114
6.2	Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe des Stadtabschnitts	115
6.3	Zeitklassierung des Fahrpedalwerts der Stadt- und Autobahnfahrt .	115
6.4	Auschnitte des Zeitverlaufs des Fahrpedalwerts der Stadt- und Autobahnfahrt	116
6.5	Schädigung der Antriebsverzahnung des Hinterachsgetriebes relativ zur Messung im Zug betrieb	117
6.6	Überrollungen über Summenradmoment bei Überland- und Autobahnfahrt	118
6.7	Schädigung der Antriebsverzahnung des Hinterachsgetriebes relativ zur Messung im Schubbetrieb	118
6.8	Schädigung der Gänge des Hauptgetriebes relativ zur Messung für Wöhlerexponent = 3	119
6.9	Relative Verteilung der Reibenergieeinträge pro Wiederstart	121
6.10	Vergleich der SOC-Verläufe von Messung und Vorwärtssimulation .	121
6.11	Vergleich von Volllastbeschleunigungen bei kurzer Volllastdauer . .	122
6.12	Vergleich von Volllastbeschleunigungen bei langer Volllastdauer . .	123
6.13	Vergleich eines Wiederstarts	124
6.14	Vergleich einer Zug-Hochschaltung	125
6.15	Vergleich einer Mehrfach-Zug-Rückschaltung	125
6.16	Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen auf der Stadtstrecke .	127
6.17	Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen auf der Landstrecke auf das Hinterachsgetriebe	127
6.18	Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen auf der Autobahnstrecke auf den SOC mithilfe einer Booststrategie und Derating	128

Tabellenverzeichnis

1.1	Die Variablen der Verbrauchsberechnung für Plug-In-Hybridfahrzeuge	11
4.1	Definition der Sportlichkeitsstufen mit zugehörigen Maximalwerten. Alle Werte in $[\text{m/s}^2]$. Aus [54]	88
4.2	Definition der Nutzungsverhalten eines Hybridfahrzeugs. Aus [54]	89
5.1	Bewertung der Rückwärts- und Vorwärtssimulation für Fahrzeuge mit Hybridantrieb	111
6.1	Kennwerte der betrachteten Strecken	113
6.2	Vergleich der Totalvariation des Fahrpedalwerts $ \alpha_{FP} $ [%]	117
6.3	Vergleich der Anzahl an Wiederstarts	120

Literaturverzeichnis

- [1] Amtsblatt der Europäischen Union (2007). VERORDNUNG (EG) Nr. 715/2007 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge. Verordnung. Ändernde Rechtsakte: 692/2008, 595/2009, 566/2011, 459/2012.
- [2] Amtsblatt der Europäischen Union (2010). Regelung Nr. 101 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) — Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Personenkraftwagen, die nur mit einem Verbrennungsmotor oder mit Hybrid-Elektro-Antrieb betrieben werden, hinsichtlich der Messung der Kohlendioxidemission und des Kraftstoffverbrauchs und/oder der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite sowie der nur mit Elektroantrieb betriebenen Fahrzeuge der Klassen M 1 und N 1 hinsichtlich der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite. Regelung. Anhang 8.
- [3] Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen (2012). Entwicklung des Energieverbrauchs nach Sektoren. Website. Onlineressource <http://www.umweltbundesamt-daten-zur-umwelt.de/umweltdaten/public/document/downloadImage.do?ident=25141> aufgerufen am 04. April 2013.
- [4] Ariduru, S. (2004). Fatigue Life Calculation by Rainflow Cycle Counting Method. Master's thesis, Middle East Technical University.
- [5] Back, M. (2005). *Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen*. PhD thesis, Universität Karlsruhe (TH).
- [6] Bathe, K.-J. (2002). *Finite-Elemente-Methoden*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2nd edition.

- [7] Böckl, M. (2008). *Adaptives und prädiktives Energiemanagement zur Verbesserung der Effizienz von Hybridfahrzeugen*. PhD thesis, Technische Universität Wien.
- [8] Bengtsson, J. (2001). *Adaptive Cruise Control and Driver Modeling*. PhD thesis, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology.
- [9] Bloch, A. (2013). Autohersteller in der Kritik, Unrealistische NEFZ-Verbräuche. Website. Onlineresource <http://www.auto-motor-und-sport.de/testbericht/autohersteller-in-der-kritik-unrealistische-nefz-verbraeuche-7252709.html> aufgerufen am 07. Januar 2016.
- [10] BP p.l.c. (2011). BP Statistical Review on World Energy. bp.com/statisticalreview;
- [11] Brakelmann, M. (2015). Empirische und simulative Untersuchung der Abhängigkeit von Lastkollektiven im elektrifizierten Antriebstrang von der Antriebsart und Fahrzeugparametern. Master's thesis, RWTH Aachen University. Veröffentlichung 2020.
- [12] Carle, G. (2004). Erdgasfahrzeuge im Wettbewerb. Technical report, IVT, ETH, Zürich. internes Arbeitspapier.
- [13] David A. Haessig, J. and Friedland, B. (1991). On the Modeling and Simulation of Friction. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 113:354–362.
- [14] D'Inka, W., Kaube, J., Kohler, B., and Steltzner, H. (2016). Kontroverse Debatten aus Politik & Wirtschaft - FAZ. Website. Onlineresource <http://www.faz.net/aktuell/feuilleton/debatten/nachhaltigkeit/> aufgerufen am 07. Januar 2016.
- [15] Donges, E. (1977). *Experimentelle Untersuchung und regelungstechnische Modellierung des Lenkverhaltens von Kraftfahrern bei simulierter Strassenfahrt*. PhD thesis, Technische Hochschule Darmstadt.
- [16] Donges, E. (1978). Ein regelungstechnisches Zwei-Ebenen-Modell des menschlichen Lenkverhaltens im Kraftfahrzeug. *Zeitschrift für Verkehrstechnik*, 24:98–112.

- [17] Dreßler, K., Speckert, M., and Bitsch, G. (2011). Lastdaten – Analyse, Bemessung und Simulation. Technical report, Fraunhofer-Institut für Techno- und Wirtschaftsmathematik ITWM, Kaiserslautern. Seminarunterlagen.
- [18] Dresig, H. and Holzweißig, F. (2012). *Maschinendynamik*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 11th edition.
- [19] Eckard, B. (2014). FORSCHUNG KOMPAKT: Elektroautos effizient induktiv laden. Technical report, Fraunhofer-Gesellschaft.
- [20] Ecker, M. and Sauer, U. (2013). 8. batterietechnik lithium-ionen-batterien. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 74(1):66–70.
- [21] Engel, M. (2008). Konzeptuntersuchung von innovativen Energiespeichersystemen für Hybridfahrzeuge. Master’s thesis, Universität Stuttgart.
- [22] Europäische Kommission (2015). Kommission begrüßt Vereinbarung der Mitgliedstaaten für belastbare Prüfungen der Luftschadstoffemissionen von Fahrzeugen. Website. Onlineresource http://europa.eu/rapid/press-release_IP-15-5945_de.htm aufgerufen am 27. Januar 2016.
- [23] Feldhoff, T. (1998). Pendelverkehr im Ballungsraum Tokyo. *geographie heute*, 158:14–15.
- [24] Fesefeldt, T. F. (2010). *Ganzheitliche Betrachtung zur Auswahl der Starteinrichtung des Verbrennungsmotors eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung*. PhD thesis, Technische Universität Darmstadt.
- [25] Fleckner, M. (2010). *Strategien zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs für ein Vollhybridfahrzeug*. PhD thesis, Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen.
- [26] Fugel, M. (2010). *Parallele Hybridantriebe im Kundenbetrieb*. PhD thesis, Technische Universität Braunschweig. Erschienen im Shaker Verlag.
- [27] Gombert, B., Fischer, R., and Heinrich, W. (2010). Elektrische Radnabenmotoren: Konstruktionskriterien und Fahrzeugintegration. *ATZe Elektronik*, 5:8–14.
- [28] Görke, D., Bargende, M., Keller, U., Ruzicka, N., and Schmiedler, S. (2014). Kraftstoffoptimale Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien für Parallelhybridfahrzeuge unter realen Fahrbedingungen. Technical report, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen. Tag des kooperativen Promotionskollegs HYBRID.

- [29] Grzesik, A. (2009). *Physiologiebasierte Simulation des Bremsverhaltens von Fahrzeugführern*. PhD thesis, TU Ilmenau. Universitätsverlag Ilmenau.
- [30] Guzzella, L. and Sciarretta, A. (2007). *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*. Springer, 2nd edition.
- [31] Haibach, E. (2006). *Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 3rd edition.
- [32] Heißing, B. and Ersoy, M. (2008). *Fahrwerkhandbuch*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag, 2nd edition. Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven.
- [33] Herrin, G. and Neuhardt, J. (1974). An Empirical Model for Automobile Driver Horizontal Curve Negotiation. *Human Factors*, pages 129–133.
- [34] Hofmann, P. (2010). *Hybridfahrzeuge*. Springer-Verlag Wien. Technische Universität Wien.
- [35] Hütter, A. (2013). Verkehr auf einen Blick. Technical report, Statistisches Bundesamt. https://www.destatis.de/DE/Publikationen/Thematisch/TransportVerkehr/Querschnitt/BroschuereVerkehrBlick0080006139004.pdf?__blob=publicationFile aufgerufen am 07. Januar 2016.
- [36] Huber, A. (2010). *Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrentriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladens*. PhD thesis, Karlsruher Institut für Technologie.
- [37] International energy agency (2012). *World energy outlook 2012*.
- [38] International Transport Forum (2014). Statistics Brief, Global Trade and Transport. Technical report, OECD. <http://www.internationaltransportforum.org/statistics/StatBrief/2014-07-Freight-Diverging-Trends.pdf> aufgerufen am 06. Januar 2016.
- [39] Isermann, R. (2006). *Fahrdynamik-Regelung*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 1st edition.
- [40] Isermann, R. (2010). *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*. Vieweg+Teubner Verlag, 1st edition.

- [41] JEDEC Solid State Technology Association (2006). *Failure Mechanisms and Models for Semiconductor Devices*. JEP122C.
- [42] Kalinowska, D., Kuhfeld, H., Kunert, U., and Rüllicke, O. (2005). Die Abgaben auf Kraftfahrzeuge in Europa im Jahr 2005. Technical report, Deutsches Institut für Wirtschaftsforschung. DIW Berlin: Politikberatung kompakt 12.
- [43] Karnopp, D. (1985). Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 107:100–103.
- [44] Keilhoff, D. (2014). Modulare Hybrid-Betriebsstrategie für die simulative Ermittlung von Lastkollektiven. Technical report, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen. Tag des kooperativen Promotionskollegs HYBRID.
- [45] Kessel, J.-A. (2002). *Modellbildung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie an schnellaufenden Dieselmotoren*. PhD thesis, Technische Universität Darmstadt.
- [46] Kickartz, K. (2011). Analyse des Kundenfahrverhaltens und Anforderungsbeschreibung an Plug-In-Hybridfahrzeuge zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Bachelor’s thesis, Hochschule Esslingen. Veröffentlichung 2016.
- [47] Kipp, B. (2008). *Analytische Berechnung thermischer Vorgänge in permanentmagneterregten Synchronmaschinen*. PhD thesis, Universität der Bundeswehr Hamburg.
- [48] Kouri, S. (2012). Grüne Hölle. Website. Onlineressource <https://silkesmarathon.wordpress.com/2012/06/26/grune-holle/> aufgerufen am 27. Dezember 2015.
- [49] Krüger, W., Scheutzwow, M., Beste, A., and Peteresen, J. (1985). Markov- und Rainflowrekonstruktionen stochastischer Beanspruchungszeitfunktionen. Technical report, Universität Kaiserslautern. Fachbereich Mathematik.
- [50] Lange, J. (2012). Simulation des Antriebsstranges eines Plug-In-Hybridfahrzeuges zur Vorhersage von Lastkollektiven. Master’s thesis, Karlsruher Institut für Technologie. Veröffentlichung 2017.

- [51] Leister, G. (2009). *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag, 1st edition. Strategie, Methoden, Tools.
- [52] Leohold, J. (2006). Biogene Kraftstoffe, Potenziale und notwendige Rahmenbedingungen. Technical report, Volkswagen AG, Wolfsburg. Vortragsunterlagen, <http://www.hyforum2000.de/hp2/downloads/vortraege/leohold-vortrag.pdf> aufgerufen am 06. Mai 2013.
- [53] Leschus, L. (2011). Die Nachhaltigkeit von E10: Biokraftstoff. *Wirtschaftsdienst*, 91(4):224–225.
- [54] Liechti, S. (2013). Simulative Untersuchung des Auswirkungen verschiedener Fahrertypen und zugrunde liegender Streckenprofile auf Lastkollektive eines hybriden Antriebsstrangs. Master’s thesis, ETH Zürich. Veröffentlichung 2018.
- [55] Läßle, V. (2008). *Einführung in die Festigkeitslehre*. Vieweg+Teubner Verlag, 2nd edition.
- [56] Macadam, C. C. (2003). Understanding and Modeling the Human Driver. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 40:4101–134.
- [57] Maier, O. (2012). Simulation des Antriebsstrangs eines Hybridfahrzeuges zur Vorhersage von Lastkollektiven. Bachelor’s thesis, Hochschule Pforzheim. Veröffentlichung 2017.
- [58] Matthies, F. (2013). *Beitrag zur Modellbildung von Antriebsträngen für Fahrbarkeitsuntersuchungen*. PhD thesis, Technische Universität Berlin.
- [59] Meinheit, H. (2009). *Konzeption eines vorausschauend fahrenden Hybridfahrzeugs*. PhD thesis, Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen.
- [60] Michon, J. A. (1985). A Critical View of Driver Behavior Models: What Do We Know, What Should We Do? *L. Evans & R. C. Schwing (Hrsg.). Human behavior and traffic safety*, pages 485–520.
- [61] Müller-Kose, J.-P. (2002). *Repräsentative Lastkollektive für Fahrzeuggetriebe*. PhD thesis, Technische Universität Braunschweig. Erschienen im Shaker Verlag.
- [62] Morari, M. and Ricker, N. L. (1998). Model predictive control toolbox. Technical report, The MathWorks, Inc.

- [63] Mörk-Mörkenstein, R. (unbekannt). *Elektro- und Hybridfahrzeuge: Überlegungen zu Sicherheitsfragen beim Feuerwehreinsatz*. Online verfügbar unter http://www.bundesfeuerwehrverband.at/uploads/media/4_Elektro-_und_Hybridfahrzeuge_Moerk-Moerkenstein.pdf.
- [64] Naunheimer, H., Bertsche, B., and Lechner, G. (2007). *Fahrzeuggetriebe*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2nd edition. Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion.
- [65] Pacejka, H. B. and Besselink, I. (2012). *Tire and Vehicle Dynamics*. Butterworth-Heinemann, 3rd edition.
- [66] Piech, F. K. (2012). Innovationsmanagement II: Entwicklung, Prozesse, Erfolgsfaktoren. Technical report, Institut für Fahrzeugantriebe & Automobiltechnik, TU Wien. Vorlesungsunterlagen.
- [67] Pilutti, T. and Ulsoy, A. G. (1997). Identification of Driver State for Lane-Keeping Tasks: Experimental Results. In *Proceedings of the American Control Conference*.
- [68] Pischinger, S. (2011). Verbrennungskraftmaschinen 1. Technical report, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen. Vorlesungsumdruck.
- [69] Quantmeyer, F., Kießling, J., and Liu-Henke, X. (2013). Modellbildung und Identifikation der Energiespeicher für Elektrofahrzeuge. Technical report, Ostfalia, Hochschule für angewandte Wissenschaften. ASIM STS/GMMS Workshop 2013, Düsseldorf.
- [70] Radaaj, D. and Vormwald, M. (2007). *Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 3rd edition.
- [71] Reif, K., Noreikat, K., and Borgeest, K. (2012). *Kraftfahrzeug-Hybridantriebe: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen*. Vieweg+Teubner Verlag.
- [72] Richard, C. (2000). *On the Identification and Haptic Display of Friction*. PhD thesis, Stanford University.
- [73] Rill, G. and Schaeffer, T. (2010). *Grundlagen und Methodik der Mehrkörper-simulation*. Vieweg+Teubner Verlag, 1st edition.

- [74] Schramm, D., Hiller, M., and Bardini, R. (2010). *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 3rd edition.
- [75] Schröder, D. (2013). *Elektrische Antriebe – Grundlagen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 5th edition.
- [76] Schulze, C. (2010). Auswertung von Belastungskollektiven von Hybridfahrzeugen unter Betrachtung spezifischer Randbedingungen. Master’s thesis, TU Wien.
- [77] Schumacher, B. (2008). *Untersuchungen zur Aufbereitung und Umwandlung von Energiepflanzen in Biogas und Bioethanol*. PhD thesis, Universität Hohenheim.
- [78] Süddeutsche Zeitung (2013). Antrieb aus der Pressluftflasche. Website. Onlineresource <http://www.sueddeutsche.de/auto/hydraulik-statt-elektrik-antrieb-aus-der-pressluftflasche-1.1629790> aufgerufen am 06. Mai 2013.
- [79] Seiffert, U. and Rainer, G. (2008). *Virtuelle Produktentstehung für Fahrzeug und Antrieb im Kfz*. Vieweg+Teubner Verlag.
- [80] Semmler, D., Kerner, J., Spiegel, L., Bitsche, O., Rauner, T., Stache, I., and Marques, M. (2013). Der Antriebsstrang des Porsche Panamera S E-Hybrid. Technical report, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach. 34. Internationales Wiener Motorensymposium.
- [81] Smolek, P. (2013). Objektorientierte Modellierung und dynamische Co-Simulation mit CATIA V6 am Beispiel von Kraftfahrzeugsystemen. Diplomarbeit, Technische Universität Wien.
- [82] Stan, C. (2008). *Alternative Antriebe für Automobile*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2nd edition.
- [83] Stangl, M. (2006). *Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe*. PhD thesis, Technische Universität München.
- [84] Statistisches Bundesamt (2015). Boom bei Linienfernbussen hält an: 16 Millionen Fahrgäste im Jahr 2014. Technical report, DESTATIS. Pressemitteilung vom 8. Oktober 2015-377/15, <https://www.destatis.de/DE/>

- PresseService/Presse/Pressemitteilungen/2015/10/PD15_377_461pdf.pdf?__blob=publicationFile aufgerufen am 06. Januar 2016.
- [85] Sternberg, K. (2007). *Simulation, Optimale Steuerung und Sensitivitätsanalyse einer Schmelzkarbonat-Brennstoffzelle mithilfe eines partiellen differential-algebraischen dynamischen Gleichungssystems*. PhD thesis, Universität Bayreuth.
- [86] Stiegeler, M. (2008). *Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge*. PhD thesis, Universität Ulm.
- [87] Technisches Museum Wien (2016). Elektrofahrzeug Lohner-Porsche, 1900. Website. Onlineressource <http://www.technischesmuseum.at/objekt/elektrofahrzeug-lohner-porsche-1900> aufgerufen am 07. Januar 2016.
- [88] The MathWorks, Inc. (2012). Building a Clutch Lock-Up Model. Website. Onlineressource <http://de.mathworks.com/help/simulink/examples/building-a-clutch-lock-up-model.html> aufgerufen am 17. Februar 2015.
- [89] T.J. Chung (2010). *Computational Fluid Dynamics*. Cambridge University Press, 2nd edition.
- [90] Treiber, M. and Kesting, A. (2010). *Verkehrsdynamik und -simulation*. Springer.
- [91] Trzesniowski, M. (2008). *Rennwagentechnik*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner Verlag.
- [92] United Nations Economic Commission for Europe (2013). Vehicle Regulations. Website. Onlineressource <http://www.unece.org/trans/main/welcwp29.html> aufgerufen am 23. April 2013.
- [93] von Grundherr, J. (2010). *Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung*. PhD thesis, Technische Universität München.
- [94] Wallentowitz, H., Freialdenhoven, A., and Olschewski, I. (2009). *Strategien in der Automobilindustrie - Technologietrends und Marktentwicklungen*. Vieweg+Teubner.
- [95] Weck, M. (1992). *Moderne Leistungsgetriebe: Verzahnungsauslegung und Betriebsverhalten*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg.

- [96] Wilde, A. (2009). *Eine modulare Funktionsarchitektur für adaptives und vorausschauendes Energiemanagement in Hybridfahrzeugen*. PhD thesis, Technische Universität München.
- [97] Winterkorn, M. (2013). Redemanuskript anlässlich der Jahrespressekonferenz und Investorenkonferenz am 14. März 2013. Website. Onlineresource http://www.volkswagenag.com/content/vwcorp/info_center/de/talks_and_presentations/2013/03/Teil3.bin.html/binarystorageitem/file2/Rede_Winterkorn_Teil_III.pdf aufgerufen am 07. Januar 2016.

CHRISTOPH SCHULZE

PERSÖNLICHE INFORMATION

- Geboren am: 25.04.1985
- Geburtsort: Wien
- Familienstand: Ledig



AUSBILDUNG

- | | |
|------------------|---|
| Seit 2011: | Doktoratsstudium an der TU Wien |
| 12/2010: | Sponsion an der TU Wien, Diplomarbeitsthema: „Auswertung von Belastungskollektiven von Hybridfahrzeugen unter Betrachtung spezifischer Randbedingungen“ |
| 01/2009-06/2009: | Auslandssemester an der Lunds Universitet in Südschweden |
| 10/2004-12/2010: | Studium der Technischen Mathematik (in den Wirtschaftswissenschaften) an der TU Wien |
| 2003-2004: | Präsenzdienst in Allentsteig (Niederösterreich) |
| 2003: | Matura |
| 1995-2003: | Gymnasium, Wien 21, De-La-Salle Schule Strebersdorf |
| 1991-1995: | Volksschule, Wien 21, Dr. Albert Geßmann-Gasse |

AUSZEICHNUNGEN

- 2003: 3. Platz von Wien bzw. 8. von Österreich beim internationalen Wettbewerb „Känguru der Mathematik“
- 2002: 4. Platz von Wien beim „Känguru der Mathematik“

FREMDSPRACHENKENNTNISSE

- Englisch
- Latein
- Französisch (Grundkenntnisse)

TÄTIGKEITEN

- | | |
|------------------|---|
| Seit 12/2013: | Entwicklungs- und Berechnungsingenieur bei der Porsche AG in Weissach, Baden-Württemberg im Bereich der Entwicklung alternativer Antriebe |
| 12/2010-11/2013: | Doktorand bei der Porsche AG in Weissach im Bereich der Entwicklung alternativer Antriebe |
| 03/2010-08/2010: | Diplomand bei der Porsche AG in Weissach im Bereich der Entwicklung alternativer Antriebe |
| 07/2008-09/2008: | Praktikum bei „Virtuelles Fahrzeug“ in Graz im Bereich der Crashtestsimulation (www.v2c2.at) |
| 07/2007-09/2007: | Praktikum bei der Audi AG in der Werklogistikplanung Ingolstadt (PI-L32) |
| 2006-2009: | Regelmäßig Mathematik-Nachhilfe für alle Schulstufen, privat sowie bei Feriencamps und der Schülerhilfe |
| 06/2004-08/2004: | Ferialpraktikum bei einem Marktforschungsinstitut in der Projektleitung (www.info-ri.at) |
| 07/2001: | Ferialpraktikum in einer Softwareentwicklungsfirma (www.imagination.at) |
| 2000: | EDV-Betreuung bei Feriencamps für Kinder (www.feriencamps.at) |