

Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme
Technische Universität München
Professor Dr.-Ing. Dr.-Ing. h.c. D. Schröder

Andreas Jörg

Optimale Auslegung und Betriebsführung von Hybridfahrzeugen



Technische Universität München
Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme

Optimale Auslegung und Betriebsführung von Hybridfahrzeugen

Andreas Jörg

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. h.c. Dierk Schröder, i.R.
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Georg Herzog

Die Dissertation wurde am 27.08.2008 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik am 22.12.2009 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme der Technischen Universität München im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Transferbereichs TFB 38 „Optimierter Antriebsstrang“, der aus dem Sonderforschungsbereich SFB 365 „Umweltfreundliche Fahrzeugtechnik“ hervorging.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. h.c. Dierk Schröder gilt mein besonderer Dank, für die Anregung und die hervorragende Betreuung dieser Arbeit. Die Unterstützung meiner Ideen und die große Freiheit, die er mir bei meinen Forschungen gewährt hat, haben wesentlich zur zügigen Durchführung und zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Für die Übernahme des Koreferats und das entgegengebrachte Interesse an dieser Arbeit danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Georg Herzog, für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes gebührt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner.

Bedanken möchte ich mich auch bei der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die Finanzierung des Projekts sowie bei den Firmen GM Powertrain Europe, ZF Friedrichshafen AG und ZF-Sachs AG, die sowohl durch finanzielle Unterstützung und die Bereitstellung der Komponenten für die Prüfstände und das Prototypenfahrzeug, als auch durch personellen Einsatz und zahlreiche Diskussionen, zum Erfolg des gesamten Projekts beigetragen haben.

Mein Dank gilt weiterhin Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Robert Höhn, dem Leiter des Lehrstuhls für Maschinenelemente, und der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau der Technischen Universität München sowie Herrn Dr.-Ing. Herman Pflaum und den weiteren Mitarbeitern des Lehrstuhls, für die erfolgreiche, interdisziplinäre Zusammenarbeit im Rahmen dieses Projekts. Insbesondere Herr Dipl.-Ing. Claus Lechner, Herr Dipl.-Ing. (FH) Christian Ebner, Herr Dipl.-Ing. Thomas Johannes Dräxl und Herr Dr.-Ing. Ianislav Krastev haben vor allem durch die Konstruktion, die Begleitung des mechanischen Aufbaus des $i\sqrt{i}$ -Getriebes, der Prüfstände und des Prototypenfahrzeugs, sowie durch zahlreiche Diskussionen, einen erheblichen Anteil zum Projekterfolg geleistet.

Die Arbeit am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme und die Projektarbeit waren durch eine sehr gute Atmosphäre und ein sehr fruchtbares Umfeld geprägt. An dieser Stelle möchte ich all meinen Kollegen für die sehr gute und freundschaftliche

Zusammenarbeit danken. Besonders möchte ich hierbei die sehr konstruktive und erfolgreiche Zusammenarbeit mit Herrn Dipl.-Ing. Jens Schlurmann hervorheben. Der gegenseitige Austausch und die häufigen, offenen Diskussion über verschiedene Aspekte der Antriebstechnik stellen sicherlich eine dauerhafte Bereicherung dar.

Nicht vergessen will ich alle Studenten und Diplomanden, die stets engagiert zum Gelingen des Projekts beigetragen haben.

Für die kompetente Hilfe bei der Textkorrektur bedanke ich mich besonders bei meiner Schwester Brigitte Jörg und bei meiner Freundin Katerina Valova. Ihr danke ich auch für das Verständnis und die Geduld während meiner gesamten Tätigkeit am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme.

Besonderer Dank für die langjährige Förderung und vor allem für die finanzielle Unterstützung meines Studiums gebührt meinen Eltern, die damit den Grundstein für diese Arbeit gelegt haben. Ihnen widme ich diese Arbeit.

München, im August 2008

Andreas Jörg

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit Aspekten der Auslegung und der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen, die am Beispiel des optimierten CVT-Hybrids der Technischen Universität München erläutert werden.

Zunächst werden die grundsätzlichen Einsparpotenziale von Hybridfahrzeugen durch Downsizing, die Verwendung eines kontinuierlich verstellbaren (CVT) Getriebes, durch Taktbetrieb und Rekuperation dargelegt und miteinander verglichen. Daraus werden mögliche Auswirkungen auf den Gesamtenergieverbrauch in Deutschland abgeleitet.

Weiterhin werden Methoden zur Auslegung und Dimensionierung der elektrischen Antriebsstrangkomponenten von Hybridfahrzeugen gezeigt. Dabei wird sowohl auf Aspekte zur Dimensionierung der einzelnen Komponenten, als auch auf die systematische ganzheitliche Auslegung anhand von Fahrzyklen mittels einer Offline-Optimierung eingegangen.

Der Schwerpunkt der Arbeit liegt bei den onlinefähigen Verfahren zur Betriebsführung. Durch die vorgeschlagene priorisierte Momentenaufteilung kann die Anzahl der zu bestimmenden Eingangsgrößen reduziert werden und die Problemstellung vereinfacht sich im Wesentlichen auf die Bestimmung der Variatorübersetzung und Getriebestellung sowie auf die Führung des Energiespeichers.

Durch Ableitung eines inversen Modells aus den Modellgleichungen wird ein idealer Sollladezustand für den Energiespeicher berechnet. Es wird eine Betriebsstrategie auf Basis von heuristisch ermittelten Regeln sowie eine modellbasierte Verlustleistungsminimierung zum Betrieb des Hybridfahrzeugs vorgestellt. Bei beiden Verfahren dient der ermittelte Sollladezustand zum geeigneten Energiemanagement für den Energiespeicher.

Ferner wird ein Verfahren zum Aufzeichnen von vergangenen Fahrsequenzen durch neuronale Netze und durch eine Segmentierung gezeigt. Diese Daten werden zur Vorhersage des zukünftigen Fahrverlaufs herangezogen. Durch die Vorhersage wird wiederum die Berechnung des Sollladezustands mit dem invertierten Modell auf die jeweilige Fahrsituation angepasst und das Energiemanagement kann dadurch verbessert werden.

Weiterhin wird ein Verfahren zur Nutzung einer vorhandenen Vorhersageinformation vorgestellt, wodurch optimale Betriebstrajektorien für die vorhergesagte Fahrsequenz in Realzeit berechnet werden können. Dazu wird aus dem nichtlinearen Längsdynamikmodell ein vereinfachtes lineares Modell mit zusätzlichen Schaltzuständen

abgeleitet. Durch den Algorithmus der Mixed Integer Linearen Programmierung wird dann für dieses vereinfachte Problem eine optimale Lösung berechnet. Es zeigt sich, dass die vorausberechneten Trajektorien in weiten Teilen sehr gut mit den Simulations- und Messergebnissen überein stimmen, woraus abgeleitet werden kann, dass die optimale Lösung für das lineare Problem inklusive der Schaltelemente auch eine sehr gute Lösung für das nichtlineare Antriebsstrangmodell darstellt.

Zur Erläuterung und Verifizierung der vorgestellten Verfahren werden zahlreiche Simulationsergebnisse gezeigt. Die Messergebnisse an den Prüfständen sowie am Prototypenfahrzeug zeigen die praktische Anwendbarkeit der Verfahren.

Abstract

This thesis addresses the problem of rating the components and the operation of hybrid powertrains. This will be shown exemplarily on the optimised CVT-Hybrid powertrain of the Technische Universität München.

First of all, the basic saving potentials of hybrid cars by downsizing, the usage of a continuous variable transmission (CVT), cyclic operation of the combustion engine and regeneration of breaking energy is stated and the results are compared to each other. Hence possible effects to the whole energy consumption in Germany will be derived.

Furthermore, methods for rating the electrical components of the hybrid powertrain will be shown. Therefore, aspects about dimensioning of each component separately as well as a systematic integrated rating regarding to drive cycles by using offline optimisation is explained.

The focus of the thesis lies in methods for the real-time operation of hybrid cars. The proposed prioritised torque split reduces the number of input parameters. The problem of the operation of the hybrid car is therefore reduced to determine the variable gear ratio of the CVT and the gear position, and to pilot the energy storage device.

By derivating an inverse model out of the model equations of the powertrain, an ideal reference value for the state of charge of the energy storage device is calculated. An operating strategy based on heuristic rules as well as a model based loss minimization is shown for the operation of the hybrid powertrain. Both methods use the ideal reference value for the state of charge for an accurate energy management of the energy storage device.

In addition, a method for logging previous driving sequences by neural networks and by segmentation is shown. Future driving behaviour is predicted by this data and the prediction information is used to calculate the ideal reference value for the state of charge by the inverted model individually for each driving situation, so that the energy management can be improved.

Additionally, a method for using the prediction information to calculate an optimal operating trajectory for the predicted driving sequence in real time is shown. Consequently, a linear model with additional switching states is derived from the nonlinear model of the longitudinal dynamic of the powertrain. By using the algorithm of Mixed Integer Linear Programming an optimal solution can be calculated for the simplified model. The previous calculated trajectories show a very good mat-

ching with the simulation and measurement results. The outcome of this is, that the optimal solution for the linear problem including switching states, is also a very good solution for the nonlinear model of the powertrain.

For explanation and verification of the proposed methods various simulation results are shown. The measurement results from the test stands as well as from the prototyping car show the practical applicability of the methods.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeines	1
1.2	Motivation und Ziel der Arbeit	3
2	Der optimierte CVT-Hybrid-Antriebsstrang der TU-München	9
2.1	Struktur des optimierten CVT-Hybrids	9
2.2	Betriebszustände des optimierten CVT-Hybrids	10
2.3	Die Komponenten des optimierten CVT-Hybrids	13
2.3.1	$i\sqrt{i}$ -Getriebe	13
2.3.2	Hydraulikversorgung	24
2.3.3	Verbrennungsmotor	27
2.3.3.1	Kenngrößen des Verbrennungsmotors	27
2.3.3.2	Ermittlung des Energieaufwands zum Anlassen des Verbrennungs- motors	33
2.3.4	Elektromotor und Frequenzwechselrichter	38
2.3.5	Energiespeicher	40
2.3.6	DC/DC-Wandler	43
2.3.7	Bordnetz des Fahrzeugs	47
2.4	Prüfstände und Prototypenfahrzeug	49
2.4.1	HIL-Prüfstand – elektrisches System	50
2.4.2	HIL-Prüfstand – Verbrennungsmotor	52
2.4.3	Gesamtantriebsstrangprüfstand	53
2.4.4	Prototypenfahrzeug/Rollenprüfstand	54
3	Einsparpotenzial von Hybridfahrzeugen	57
3.1	Kleinere Verbrennungskraftmaschine (Downsizing)	57

3.2	CVT-Getriebe	58
3.3	Taktbetrieb, Start/Stop	60
3.4	Rekuperation	70
3.5	Gegenüberstellung der Einspareffekte	80
3.6	Auswirkungen auf den Gesamtenergieverbrauch in Deutschland . . .	83
4	Auslegung und Dimensionierung	87
4.1	Einzelkomponenten	87
4.1.1	DC/DC-Wandler	87
4.1.2	Elektrische Maschine	88
4.1.3	Energiespeicher	88
4.2	Systematische Gesamtauslegung	90
4.2.1	Offline-Betriebsführung mit DIRCOL	90
4.2.2	Offline-Betriebsführung mit Mixed Integer Linearer Programmierung	96
4.2.2.1	Linearisierung hinsichtlich Leistung	96
4.2.2.2	Modellgleichungen für die Optimierung	98
4.2.3	Vergleich der Offline-Betriebsführungen	101
4.2.4	Ergebnisse der Offline-Optimierung	108
5	Online-Betriebsführung von Hybridfahrzeugen	111
5.1	Priorisierte Momentenaufteilung	112
5.2	Idealer Sollladezustand des Energiespeichers	114
5.2.1	Energieäquivalenz: Energiespeicher – kinetische Energie	114
5.2.2	Inverses Modell des Antriebsstrangs zur Berechnung der Sollspan- nungsvorgabe	115
5.2.2.1	Berechnung des Verzögerungsprofils	115
5.2.2.2	Invertierung des Antriebsstrangmodells	117
5.3	Betriebsstrategie anhand einer Steuerungsstruktur	121
5.3.1	Bestimmung der Getriebestellung	121
5.3.2	Vorgabe eines Sollladezustands für den Energiespeicher	123
5.3.3	Bestimmung der Lade-/Entladeleistung für den Energiespeicher . . .	123

5.3.4	Interpretation des Fahrerwunsches	124
5.3.5	Aufteilung der Leistungen und Momente auf die Antriebsstrangkomponenten	124
5.3.6	Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors	125
5.3.7	Bestimmung der Variatorübersetzung	126
5.3.8	Realisierung des Fahrerwunsches durch den Gesamtfahrzeugregler . .	129
5.3.9	Simulations- und Messergebnisse	129
5.4	Verlustleistungsminimierung	143
5.4.1	Betriebspunktabhängige Bestimmung der Verlustleistung	144
5.4.1.1	Reale Verluste	144
5.4.1.2	Virtuelle Verluste	147
5.4.2	Schätzung der Systemgrößen	156
5.4.3	Abschalten der einzelnen Zustände	158
5.4.4	Ablauf der Optimierung	160
5.4.5	Interpolation der Stellgrößen	164
5.4.6	Verfahren zur Minimumsuche	165
5.4.6.1	Systematische Auswertung definierter Stellgrößenkombinationen . . .	166
5.4.6.2	Eindimensionale Suchverfahren	168
5.4.6.3	Zweidimensionale Suche: Gradientenverfahren	174
5.4.6.4	Rechenaufwand	179
5.4.7	Simulations- und Messergebnisse	180
5.5	Verbesserung durch Vorhersage	188
5.5.1	Identifikation und Prädiktion des Fahrerverhaltens mit neuronalen Netzen	188
5.5.2	Identifikation und Prädiktion des Fahrerverhaltens durch Segmentierung	192
5.6	Mixed Integer Lineare Programmierung	204
5.6.1	Einsatz auf einem Realzeitsystem	204
5.6.2	Simulations- und Messergebnisse	205
5.7	Vergleich der Verfahren	215
6	Zusammenfassung	219

Bezeichnungen	223
Abkürzungen	223
Formelzeichen	224
Abbildungsverzeichnis	242
Tabellenverzeichnis	244
Literaturverzeichnis	245

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Die durch den stetig steigenden Energieverbrauch verursachten Umweltprobleme kommen immer mehr in den Fokus der Öffentlichkeit. Insbesondere die Belastung der Atmosphäre durch das klimaschädliche Treibhausgas CO_2 steht in der öffentlichen Diskussion. Dies führt im Bereich des Kraftfahrzeugverkehrs zu der Forderung nach Fahrzeugen mit geringerem CO_2 -Ausstoß und damit auch zu einem verringerten Kraftstoffverbrauch. Unterstützt wird diese Entwicklung durch die ständig steigenden Kraftstoffpreise. Die Ursachen dafür sind unter anderem in den begrenzten Ölvorkommen und dem kontinuierlich steigenden Bedarf an Rohöl in den Schwellenländern begründet, und dieser Trend ist wohl nicht mehr umkehrbar.

Die Politik reagiert darauf, indem sie versucht die Fahrzeugentwicklung in Richtung alternativer Antriebskonzepte zu beeinflussen, wie am Beispiel der Zero-Emission-Vehicle (ZEV) Vorschriften in Californien [71, 73] oder auch an den geplanten Vorgaben der Europäischen Union [111] zur Begrenzung der CO_2 Emissionen erkennbar ist. Dabei steht langfristig das Ziel von emissionsfreien Kraftfahrzeugen im Mittelpunkt. Konzepte von rein elektrisch betriebenen Fahrzeugen mit Batterien oder auch mit Wasserstoff als Energieträger sind noch nicht marktreif und bieten in nächster Zukunft keine echte Alternative zu Fahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschine. Mittelfristig zeigen Hybridfahrzeuge mit Elektro- und Verbrennungsmotor ein großes Potenzial, Kraftstoff einzusparen. Hierbei werden die bekannten Antriebskonzepte erweitert und neue Technologien vor allem im Bereich der Energiespeicher und der Leistungselektronik im Kraftfahrzeug eingeführt. Die Hybridtechnologie wird dadurch auch ein Wegbereiter für zukünftige Elektrofahrzeuge sein.

Bei Hybridfahrzeugen wird der Vorteil der beiden Antriebsmaschinen – Verbrennungsmotor und Elektromotor – ausgenutzt. Beim Verbrennungsmotor ist vor allem vorteilhaft, dass der Energieträger Kraftstoff eine hohe Energiedichte besitzt. Nachteilig ist dagegen der schlechte Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors und die fehlende Möglichkeit z.B. beim Bremsvorgang frei werdende kinetische Energie zurückzugewinnen. Beim Elektromotor in Kombination mit einem elektrischen Energiespeicher ist dies möglich. Zudem hat der Elektromotor einen wesentlich höheren Wirkungsgrad und kann auch im Stillstand ein Drehmoment liefern. Ein Anfahr-element, wie z.B. ein Drehmomentwandler, ist hier also nicht notwendig. Weiterhin

von Vorteil ist, dass der Elektromotor emissionsfrei betrieben werden kann.

Je nach der installierten elektrischen Leistung bezogen auf das Fahrzeuggewicht werden Hybridfahrzeuge in Micro-, Mild- oder Voll-Hybrid eingeteilt [3, 71]. Bei Micro-Hybriden ist die eingebaute elektrische Leistung gering, bei Voll-Hybriden dagegen kann das Fahrzeug in vielen Fahrsituationen (z.B. bei niedrigen Geschwindigkeiten) auch rein elektrisch betrieben werden.

Eine weitere Unterscheidung in seriell, parallel und leistungsverzweigt ist anhand der Struktur des Antriebsstrangs zu treffen [71, 116]. Beim Serienhybrid wird durch den Verbrennungsmotor über einen Generator elektrische Energie erzeugt, die entweder direkt an die rein elektrischen Antriebsmotoren weitergeleitet wird, oder im Energiespeicher zwischengespeichert wird. Der Verbrennungsmotor hat dabei keine direkte Verbindung zu den Antriebsrädern. Beim Parallelhybrid wirken die Antriebe – Verbrennungs- und Elektromotor – direkt oder über eine Getriebestufe auf die Abtriebswelle. Sowohl der Elektromotor als auch der Verbrennungsmotor können also einzeln oder gleichzeitig Drehmoment an die Antriebsräder abgeben. Eine Mischform stellt der leistungsverzweigte Hybrid dar. Hier wird die vom Verbrennungsmotor abgegebene Leistung – meist durch ein Planetenradgetriebe – aufgeteilt. Ein Teil der Leistungsübertragung zu den Antriebsrädern erfolgt mechanisch über die Zahnradstufen des Getriebes. Der andere Teil der Leistung wird über eine elektrische Maschine in elektrische Leistung umgeformt und wie beim Serienhybrid direkt zu einer weiteren elektrischen Antriebsmaschine geleitet oder im Energiespeicher zwischengespeichert.

Je nach Ausprägung und Struktur des Hybrid-Antriebsstrangs ergibt sich ein mehr oder weniger ausgeprägter, höherer technischer Aufwand dieser Fahrzeuge gegenüber konventionellen Fahrzeugen. Im PKW-Bereich sind Mild- und Voll-Hybride mit paralleler oder leistungsverzweigender Struktur bezüglich einer wirtschaftlich realisierbaren Verbrauchseinsparung vielversprechend. Das Einsparpotenzial aller Hybridfahrzeuge ist vor allem im Stadt- und Überlandverkehr mit häufigen Beschleunigungs- und Bremsvorgängen gegeben. Bei konstant hohen Geschwindigkeiten wie z.B. auf der Autobahn kann jedoch kein Kraftstoff eingespart werden.

Als Prototypen wurden vor allem in der letzten Dekade zahlreiche Hybridfahrzeuge, sowohl bei verschiedenen namhaften Automobilherstellern und den Automobilzulieferern, als auch an den Universitäten aufgebaut. An der Technischen Universität München wird bereits seit 1992 an dem Thema geforscht, und es wurden mehrere Prüfstände und zwei Prototypenfahrzeuge dazu realisiert. Das erste in Serie gefertigte Hybridfahrzeug in Europa war der 1997 von der Audi AG angebotene Parallelhybrid Audi Duo. Es wurden jedoch nur wenige Fahrzeuge verkauft und die

Produktion wurde wieder eingestellt. Das derzeit wohl erfolgreichste Hybridfahrzeug ist der Prius, ein leistungsverzweigter Vollhybrid der unteren Mittelklasse des japanischen Herstellers Toyota. Dieser ist bereits in der dritten Generation erhältlich und weltweit wurden bisher über eine Million Fahrzeuge verkauft. Mit der zu Toyota gehörenden Marke Lexus bietet der Konzern weiterhin Hybridfahrzeuge in der Oberklasse an. Von Honda ist mit dem Modell Insight und dem aktuellen Modell Civic ein paralleler Mild-Hybrid ebenfalls im unteren Mittelklassesegment zu kaufen. Seit 2007 vertreibt die BMW AG einige Modelle mit Mild-Hybrid-Funktionen unter dem Namen Efficient Dynamics. Hierbei werden Hybridfunktionalitäten wie die Start-Stop Funktion des Verbrennungsmotors oder rekuperierendes Laden der konventionellen Fahrzeug-Batterie bei Verzögerungsvorgängen realisiert. Zahlreichen Medienberichten zufolge wollen alle großen deutschen Automobilhersteller in den nächsten ein bis zwei Jahren weitere Hybridfahrzeuge anbieten.

1.2 Motivation und Ziel der Arbeit

In dieser Arbeit werden verschiedene Aspekte der Auslegung und der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen beleuchtet. Die Ausführungen werden am Beispiel des optimierten CVT-Hybrids der Technischen Universität München erläutert. Eine allgemeine Beschreibung zu den Komponenten von Hybridfahrzeugen und deren Modellierung ist unter anderem in [34, 87] zu finden. In Kapitel 2 wird die Struktur des optimierten CVT-Hybrids detailliert erklärt und auf die einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs eingegangen. Zudem werden die Prüfstände und das Prototypenfahrzeug vorgestellt, an welchen die gezeigten Messungen durchgeführt wurden.

In der Anfangsphase der Entwicklung von Hybridfahrzeugen stellt sich die Frage nach der Auslegung der einzelnen Antriebsstrangkomponenten. Dazu muss geklärt sein, in welcher Hinsicht ein Einsparpotenzial von Hybridfahrzeugen grundsätzlich möglich ist. Dies wird in Kapitel 3 erörtert. Darauf aufbauend wird in Kapitel 4 näher auf die Auslegung der einzelnen Komponenten eingegangen und eine Methode zur gesamtheitlichen Auslegung vorgestellt.

Im Gegensatz zu normalen PKWs sind beim Hybridfahrzeug zwei oder mehr Antriebsquellen sowie ein Energiespeicher vorhanden, um den über das Gas- und Bremspedal mitgeteilten Fahrerwunsch zu realisieren. Die Aufgabe der Betriebsstrategie ist es, diesen Fahrerwunsch mit den vorhandenen Ressourcen zu realisieren, also die Steuergrößen für die Antriebsstrangkomponenten hinsichtlich einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs möglichst optimal aufzuteilen.

In der Literatur sind dazu verschiedene Ansätze zu finden. Ein kurzer Überblick über verschiedene Verfahren der Betriebsführung ist unter anderem in [108] gegeben. Grundsätzlich ist zwischen Offline- und Online-Verfahren zu unterscheiden.

Bei den Offline-Verfahren wird ausgehend von einem Antriebsstrangmodell für einen vorliegenden Fahrzyklus eine optimale Betriebsführung berechnet. [18] zeigt hierzu einen analytischen Ansatz auf Basis der Lagrange-Optimierung. Dabei wird ein vereinfachtes Antriebsstrangmodell mit einer quadratischen Annäherung der Verbrennungs- und Elektromotorkennfelder verwendet. In [68] wird ebenfalls ein vereinfachtes Modell verwendet um mit dem analytischen Ansatz einer Hamilton-Funktion eine optimale Lösung für einen gegebenen Zyklus zu berechnen.

Zahlreiche Autoren verwenden das Verfahren der Dynamischen Programmierung zur Berechnung einer optimalen Offline-Betriebsführung für einen Zyklus. Dabei werden neben der Minimierung des Kraftstoffverbrauchs [14, 109] auch Emissionen berücksichtigt [65].

[88] zeigt die Berechnung einer optimalen Lösung auf Grundlage der Mixed Integer Linearen Programmierung. Die Antriebsstranggleichungen werden dazu linearisiert und der Schaltzustand des Verbrennungsmotors (Ein/Aus) wird über eine diskrete Zustandsvariable berücksichtigt.

Direkte Verfahren zur Berechnung der optimalen Betriebstrajektorien für einen Fahrzyklus werden in [45, 53, 125] verwendet. Dabei wird das Programmpaket DIRCOL [115] zur Implementierung des Optimierungsproblems eingesetzt. DIRCOL transformiert das Problem, so dass es mit den Problemlösungsalgorithmen der Softwarepakete NPSOL, NPOPT oder SNOPT [29, 30, 31] behandelt werden kann.

Die Offline-Verfahren werden vor allem zur Analyse und zur Auslegung von Hybridfahrzeugen eingesetzt, aufgrund der meist hohen benötigten Rechenzeit sind sie auf einem Realzeitsystem nicht einsetzbar. Weiterhin dienen die damit berechneten Lösungen als Benchmark für Online-Verfahren und es können Erfahrungen und Einstellregeln für die Auslegung von Online-Verfahren gewonnen werden.

In Abschnitt 4.2 dieser Arbeit wird das Verfahren der Mixed Integer Linearen Programmierung sowie das direkte Verfahren mit dem Programmpaket DIRCOL für die Offline-Berechnung einer optimalen Lösung für den optimierten CVT-Hybrid verwendet und erweitert. Die beiden Verfahren werden miteinander verglichen und es werden Aspekte der Auslegung von Hybridfahrzeugen erläutert.

Eine wichtige Anforderung an Online-Verfahren ist, dass sie auf einem Realzeitsystem einsetzbar sind. Verfahren der Online-Betriebsführung werden in Kapitel 5 dieser Arbeit diskutiert. Dazu wird in Abschnitt 5.1 eine priorisierte Aufteilung der

Momente vorgestellt, so dass bei laufendem Verbrennungsmotor eine entkoppelte Steuerung der elektrischen Maschine möglich ist.

In Abschnitt 5.2 wird ein Verfahren vorgestellt, mit dem vor allem bei der Verwendung von kleinen Energiespeichern ein idealer Sollladezustand auf der Grundlage inverser Modellgleichungen und eines Verzögerungsprofils berechnet werden kann.

Ein konventionelles Verfahren zur Betriebsführung ist die Verwendung von Regeln basierend auf heuristischen Überlegungen. Vor allem bei Serienhybriden wird häufig eine Thermostat-Regelung für den Energiespeicher verwendet, die einen Taktbetrieb des Verbrennungsmotors realisiert [37]. Allgemein werden die Regeln für eine Betriebsführung z.B. anhand der Kennfelder der Komponenten und der entsprechenden Wirkungsgradketten im System abgeleitet [12, 99]. Neben boolescher Logik kommt auch Fuzzy-Logik zum Einsatz [3, 13, 121, 122], und es werden gemischte Ansätze mit kennfeldbasierten Regeln und Reglern verwendet [10].

Ein Verfahren basierend auf heuristisch ausgelegten Regeln wird in Abschnitt 5.3 für den optimierten CVT-Hybrid vorgestellt und dient unter anderem als Vergleich für die im Weiteren gezeigten Betriebsführungen. Für die Ableitung und die Auslegung der Regeln werden in der Literatur verschiedene Ansätze genannt. Neben der Auslegung nach heuristischen Überlegungen und anhand der Kennfelder werden Ergebnisse von Offline-Optimierungen wie der Lagrange/Hamilton-Optimierung [21] oder der Dynamischen Programmierung [65] herangezogen, um die Regeln auszu-legen. In [124] werden Fuzzy-Regeln aufgrund einer Offline-Optimierung abgeleitet und die Auslegung der Regeln erfolgt anhand eines genetischen Algorithmus.

In [68] wird eine Offline-Optimierung mit Lagrange/Hamilton durchgeführt und die Ergebnisse der Optimierung werden mit neuronalen Netzen (MLP) identifiziert.

Ein Ansatz basierend auf der Theorie für Robuste Regelung (H_∞ -Regelung) wird in [80] vorgestellt. Dazu wird das Antriebsstrangmodell hinsichtlich der Leistung linearisiert und ein Regelgesetz für die optimale Momentenaufteilung abgeleitet.

Eine andere Art der Betriebsführung wird durch die Verwendung eines Energieäquivalenzfaktors realisiert. Dabei wird die elektrische Leistung im Verhältnis zur Leistung des Verbrennungsmotors mit den jeweils wirksamen Wirkungsgradketten bewertet und damit die optimale Verteilung der Leistungsanforderung auf die jeweiligen Komponenten ermittelt [75, 79]. In [76] wird ebenfalls ein Äquivalenzfaktor für die elektrische Energie verwendet, ein zusätzlicher Faktor berücksichtigt dabei die Stickoxide NO_x . Die Auslegung des Äquivalenzfaktors erfolgt z.B. anhand der Analyse der Wirkungsgradketten im Antriebssystem [75] oder anhand von Offline-Optimierungen mit einem Lagrange-Ansatz [19] oder der Dynamischen Program-

mierung [70, 75, 109]. Der Endladezustand ist dabei extrem sensibel bezüglich der Einstellung des Faktors, dieser wird deshalb adaptiv, abhängig von der Abweichung vom Sollladezustand oder von der Art des aktuell abgefahrenen Zyklus eingestellt [70, 76, 107].

In [26] wird für die Betriebsführung eines Hybridfahrzeugs ein Modell eines offenen Energiemarktplatzes verwendet. Dazu werden den einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs Kosten-Leistungsfunktionen zugewiesen und ein virtueller Preis für die Energie ermittelt. Auf Basis dieses Preises wird der Betriebspunkt der Komponenten ausgewählt.

Ein ähnlicher Ansatz wie bei der Energieäquivalenzmethode wird bei einer Verlustleistungminimierung verwendet. Hier wird auch die mit dem Energiespeicher ausgetauschte Energie bewertet und in Relation zu den übrigen Verlusten im Antriebssystem gesetzt. Über ein Minimumsuchverfahren wird derjenige Betriebspunkt gesucht, der für den gegebenen Zustand des Energiespeichers und die aktuelle Fahranforderung die geringsten Verluste verursacht [53, 59, 60, 110].

In [82] werden drei Ansätze zur Online-Betriebsführung (regelbasiert, H_∞ -Regelung und adaptive Energieäquivalenzmethode) mit Ergebnissen der Dynamischen Programmierung verglichen. Bezüglich des Kraftstoffverbrauchs schneidet die adaptive Energieäquivalenzmethode am besten ab. Der Kraftstoffverbrauch entspricht dabei fast dem der Offline berechneten Lösung der Dynamischen Programmierung (mit vereinfachtem Modell).

Der Ansatz der Verlustminimierung wird in Abschnitt 5.4 aufgenommen, für die Gegebenheiten des optimierten CVT-Hybrid angepasst und erweitert. Zudem werden geeignete Verfahren zur Minimumsuche vorgestellt, sowie Aspekte der Implementierung auf einem Realzeitsystem diskutiert.

Grundsätzlich kann eine Betriebsführung verbessert werden, in dem möglichst viel Information zur Verfügung gestellt wird. Beispielsweise wird der Energieäquivalenzfaktor bei der adaptiven Energieäquivalenzmethode aufgrund vorhergehender Fahrsituationen angepasst [16, 82]. Auch bei [121, 122] werden die Fuzzy-Regeln durch eine Fahrer-, Zyklus- und Umgebungsanalyse eingestellt. In [120] wird eine regelbasierte Betriebsführung auf den Fahrer individuell angepasst um die Boostfunktion eines Hybridfahrzeugs optimal ausnutzen zu können.

Das Prinzip der Anpassung der Betriebsführung aufgrund vergangener Fahrsituationen basiert auf der Annahme, dass bestimmte Strecken vom gleichen Fahrer in ähnlicher Weise wieder abgefahren werden. Das Bundesministerium für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen hat die Wege und deren Zwecke für Deutschland analysiert

[28]. Die Wegezwecke von PKWs sind in Abbildung 1.1 dargestellt. Hierbei kann angenommen werden, dass sich bei Berufspendlern (Beruf, Ausbildung) oder auch bei Fahrten zum Supermarkt, zum Einkaufszentrum (Einkauf) oder zu Bekannten und Freunden bzw. sonstigen Freizeitaktivitäten (Freizeit) viele Fahrten wiederholen.

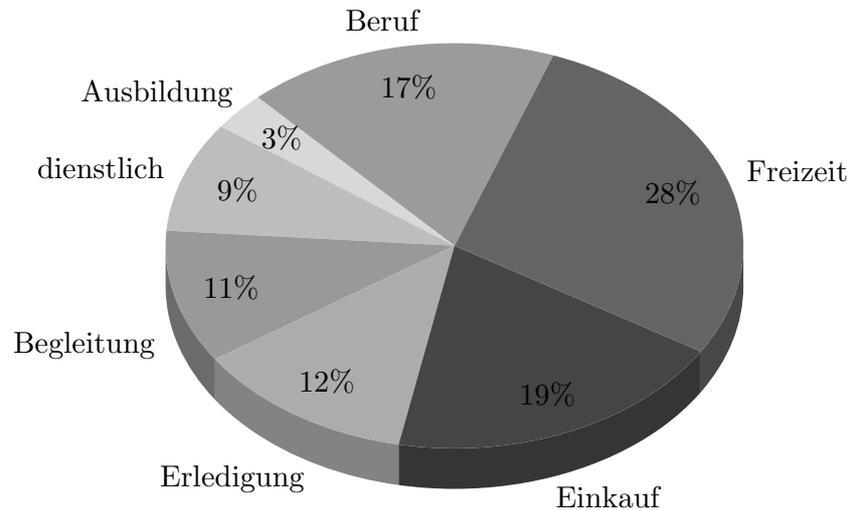


Abbildung 1.1: Wegezwecke in Deutschland [28]

Auf dieser Grundlage wird in [47] eine Aufzeichnung vergangener Fahrsituationen vorgestellt, die in neuronalen Netzen gespeichert werden. Auf Basis der so gesammelten Informationen wird eine Vorhersage des zukünftigen Geschwindigkeitsprofils ausgegeben. Dieser Ansatz wird in Abschnitt 5.5.1 erläutert. In [48, 49] bzw. in Abschnitt 5.5.2 werden diese Informationen in Form von segmentierten Fahrabschnitten gespeichert und zur Vorhersage verwendet. In [62] werden zusätzlich Lenkinformationen zur Vorhersage genutzt, um eine sichere Streckenerkennung zu gewährleisten. Zudem könnte die Nutzung von GPS-Daten eine Vorhersage absichern. In [50] wird eine Charakterisierung von Fahrer- und Streckenprofilen gezeigt. In Kombination mit GPS-Daten kann auch eine Vorhersage für zuvor nicht gefahrene Strecken ermöglicht werden, wie in [120] erläutert.

Sind Vorhersageinformationen über die zukünftig gefahrene Strecke vorhanden, so stellt sich die Frage, wie diese idealerweise genutzt werden können. In [47, 62] bzw. in Abschnitt 5.5.1 kann gezeigt werden, dass durch eine Vorhersage der Energiespeicher bzw. die auftretende Rekuperationsenergie besser ausgenutzt werden kann.

Wie oben beschrieben, können Verfahren wie z.B. die Dynamische Programmierung oder direkte Verfahren (DIRCOL) zur Berechnung einer optimalen Lösung für die Vorhersagesequenz genutzt werden, auf einem Realzeitsystem können sie jedoch nicht eingesetzt werden. Ein Verfahren das sich mit speziellen Anpassungen für die

Implementierung auf einem Realzeitsystem eignet, ist die Mixed Integer Lineare Programmierung [5, 48, 49]. Das in Abschnitt 4.2.2 beschriebene Verfahren wird in Abschnitt 5.6 für eine Online-Berechnung einer optimalen Lösung erweitert.

In Abschnitt 5.7 werden die verschiedenen Online-Verfahren miteinander verglichen. Es werden Ergebnisse von Simulationen sowie von Messungen am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug gezeigt und gegenübergestellt.

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse dieser Arbeit ist in Kapitel 6 gegeben.

2 Der optimierte CVT-Hybrid-Antriebsstrang der TU-München

Im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Transferbereichprojekts „Optimierter Antriebsstrang“ wurde an der TU-München zusammen mit den Firmen GM Powertrain Europe, ZF Friedrichshafen AG und ZF Sachs AG eine Antriebsstrangstruktur für ein Parallel-Hybridfahrzeug mit CVT-Getriebe entwickelt. Für den Antriebsstrang wurde die Bezeichnung „optimierter CVT-Hybrid“ eingeführt. In diesem Kapitel wird die Struktur des Antriebsstrang erläutert. Es werden die einzelnen Komponenten beschrieben und ein mathematisches Modell sowie entsprechende Kennlinien und Kennfelder der Komponenten vorgestellt. Als Basisfahrzeug für den optimierten CVT-Hybrid diente ein Opel Vectra Caravan 1.9 CDTI 88 kW.

Das Konzept wurde anhand von zwei Prüfständen und einem Prototypenfahrzeug realisiert. Ein HIL-Prüfstand wurde zur Inbetriebnahme und für Tests am elektrischen System des HybridAntriebsstrangs aufgebaut. Am zweiten Prüfstand wurde zunächst der Verbrennungsmotor in Betrieb genommen und vermessen. Dieser Prüfstand wurde später zu einem Gesamtantriebsstrang umgebaut. Weiterhin wurde der Antriebsstrang in einem Prototypen realisiert.

Die Ausführungen zum Einsparpotenzial, zur Auslegung und zur Dimensionierung der Komponenten sowie zur Betriebsführung von Hybridfahrzeugen werden am Beispiel des optimierten CVT-Hybrids diskutiert.

2.1 Struktur des optimierten CVT-Hybrids

Der optimierte CVT-Hybrid der TU-München setzt sich aus den Komponenten Verbrennungsmotor, kontinuierlich verstellbarem Getriebe (CVT), Elektromotor und einem Modul aus Doppelschichtkondensatoren (UltraCap) als elektrischer Energiespeicher zusammen. In Abbildung 2.1 ist die Struktur des Antriebsstrangs dargestellt. Der Elektromotor wird über einen Umrichter direkt am UltraCap betrieben und ist fest mit der Welle W_2 verbunden. Über die Lamellenkupplung L_K kann der Verbrennungsmotor an die Welle W_1 gekuppelt werden.

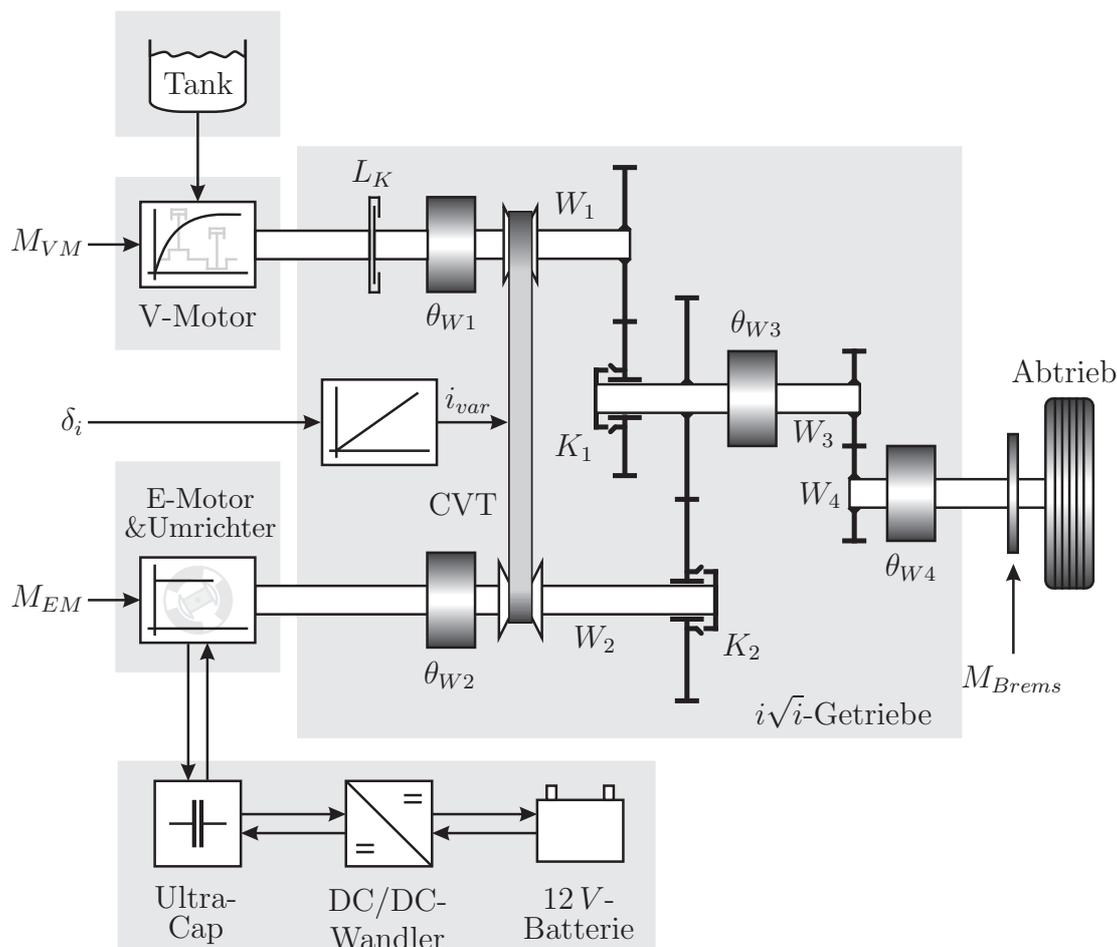


Abbildung 2.1: Struktur des Antriebsstrangs

Die beiden Wellen W_1 und W_2 sind über ein CVT-Getriebe miteinander verbunden. Je nach Betriebssituation kann über die beiden Klauenkupplungen K_1 und K_2 entweder Welle W_1 oder Welle W_2 an Welle W_3 und damit über das Differentialgetriebe an den Abtrieb (Welle W_4) geschaltet werden. Dies ermöglicht die zweifache Nutzung der CVT-Spreizung; Zum Einen kann der Verbrennungsmotor in Getriebebestellung V_1 (K_1 geschlossen), zum Anderen der Elektromotor in Getriebebestellung V_2 (K_2 geschlossen) mit variabler Übersetzung an den Abtrieb gekoppelt werden.

2.2 Betriebszustände des optimierten CVT-Hybrids

In Abbildung 2.2 sind die wichtigsten Betriebszustände des Antriebsstrangs dargestellt. Ein Anfahrvorgang stellt sich im Normalbetrieb wie folgt dar.

Der Antrieb befindet sich im Stillstand in Getriebebestellung V_1 mit einer hohen Anfahrübersetzung des CVT-Variators für den Elektromotor. Beim Beschleunigen des

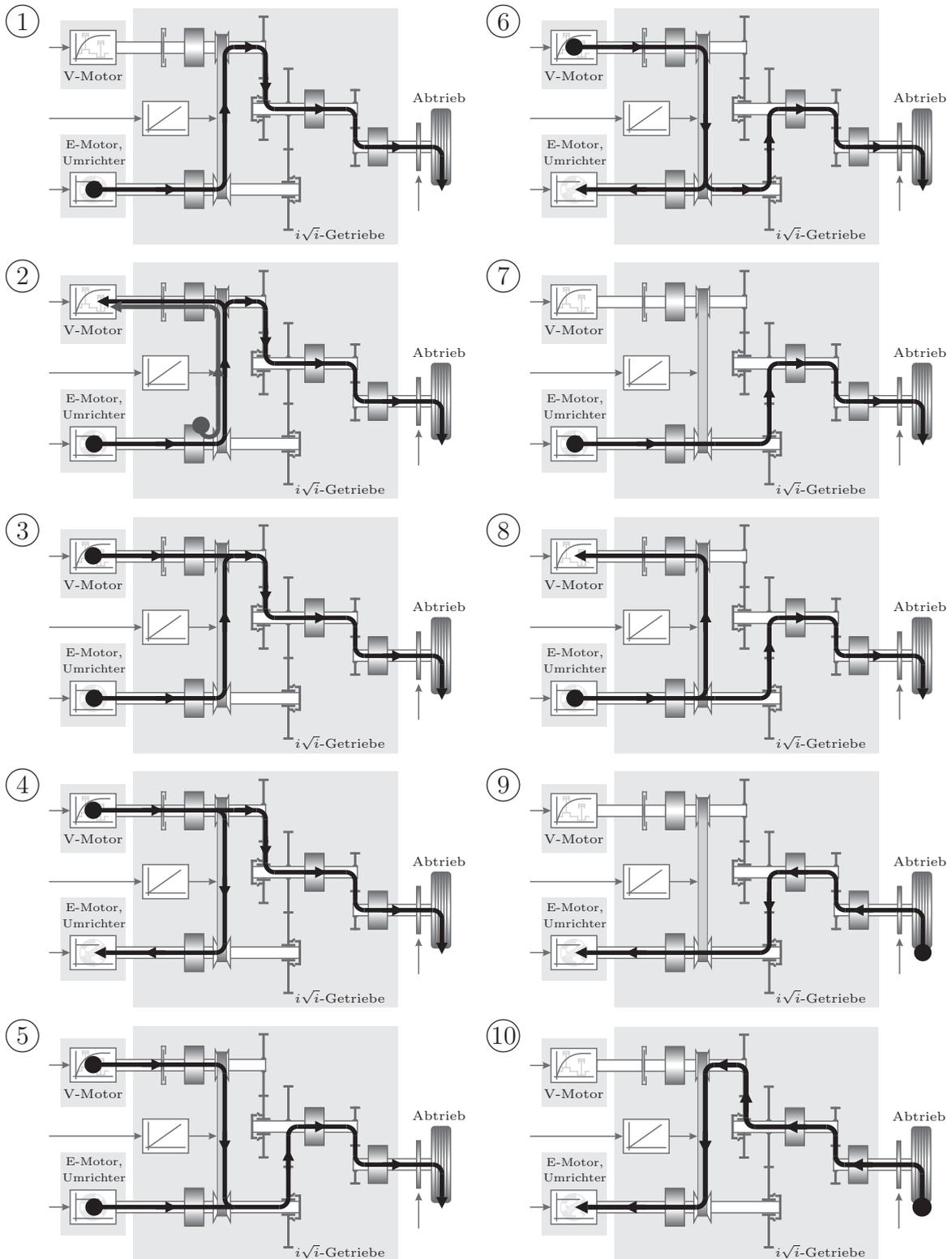


Abbildung 2.2: Betriebszustände des Antriebsstrangs

Fahrzeugs aus dem Stillstand (1) dreht der Elektromotor und damit W_2 sehr schnell gegenüber W_1 .

Wird nun in Getriebestellung V_1 von der Betriebsstrategie der Befehl zum Starten des Verbrennungsmotors z.B. bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 10 km/h erteilt, so wird ein Schwungstart (2) eingeleitet. Dazu wird der CVT-Variator sehr schnell in Richtung niedrige Übersetzung verstellt und die rotatorische Trägheitsmasse an Welle W_2 sehr schnell abgebremst. Die dabei frei werdende Energie wird genutzt, um den abgeschalteten Verbrennungsmotor durch ein kontrolliertes Schließen der Kupplung sehr schnell auf Betriebsdrehzahl zu beschleunigen und anzulassen.

In den Betriebszuständen (3) und (4) ist der Verbrennungsmotor angekuppelt und speist in Getriebestellung V_1 Leistung in den Antriebsstrang ein. Je nach Fahrwunsch und Vorgabe der Betriebsstrategie kann der Elektromotor z.B. einen Beschleunigungswunsch unterstützen (boosten) und positive Leistung abgeben (3), oder einen Teil der vom Verbrennungsmotor gelieferten Leistung aus dem Antriebsstrang entnehmen (4) um damit den Energiespeicher aufzuladen.

Durch einen Umschaltvorgang wird von Getriebestellung V_1 nach V_2 gewechselt. Dazu wird die Kupplung K_2 geschlossen. Ist diese geschlossen, so wird im Anschluss die Kupplung K_1 geöffnet. Es sind also kurze Zeit beide Kupplungen im Eingriff. Diese Kupplungsüberschneidung während des Umschaltvorgang ermöglicht eine Zugkraftunterbrechungsfreie Umschaltung zwischen V_1 und V_2 . Grundsätzlich kann diese Umschaltung aus den Betriebszuständen (1), (3) oder (4) erfolgen, im Normalfall wird jedoch zunächst der Verbrennungsmotor gestartet, bevor in Getriebestellung V_2 umgeschaltet wird.

In den Betriebszuständen (5) und (6) ist die Getriebestellung V_2 ausgewählt. Die Kupplung K_2 ist geschlossen und der Verbrennungsmotor ist über den Variator an den Antriebsstrang gekoppelt. Dadurch lässt sich die Drehzahl des Verbrennungsmotors verändern und die Betriebspunkte können entlang der Leistungshyperbel im Kennfeld in Richtung minimalem Verbrauch verschoben werden (Siehe Abschnitt 3.2). Auch in Getriebestellung V_2 kann Analog zu (3) und (4) der Elektromotor positive (5) oder negative (6) Leistung in den Antriebsstrang einbringen, also boosten oder den Energiespeicher laden.

Die in den Betriebszuständen (3) und (5) realisierte Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors in Kombination mit rein elektrischem Fahren (Taktbetrieb) in den Zuständen (1) und (7) wird in Abschnitt 3.3 ausführlich behandelt.

Wird nur wenig Fahrleistung angefordert und der Energiespeicher ist voll, so kann die Betriebsführung ein Abschalten des Verbrennungsmotors zum rein elektrischen

Fahren (7) bzw. ein späteres Anlassen des Verbrennungsmotors (8) auch in Getriebebestellung V_2 anfordern.

Eine Verzögerung des Fahrzeugs kann teilweise durch den Elektromotor sowohl in Getriebebestellung V_2 (9) wie auch in V_1 (10) realisiert werden. Die kinetische Energie aus dem Fahrzeug kann also teilweise rekuperiert werden. Wird eine höhere Bremsleistung angefordert als der Elektromotor bereitstellen kann, oder ist der Energiespeicher voll, so muss mechanisch zugebremst werden.

In Ausnahmesituationen, wie bei sehr steilen Berganfahrten mit einer zusätzlichen Anhängerlast, kann der Verbrennungsmotor über den Elektromotor auch vorher angelassen werden. Der Anfahrvorgang kann dann mit Unterstützung des Verbrennungsmotors erfolgen. Zudem kann durch Öffnen beider Kupplungen K_1 und K_2 ein Modus zum Laden des Energiespeichers durch den Verbrennungsmotor im Stand genutzt werden.

2.3 Die Komponenten des optimierten CVT-Hybrids

In diesem Abschnitt wird näher auf die einzelnen Komponenten des optimierten CVT-Hybrids eingegangen, es werden mathematische Beschreibungen und Modelle zu den einzelnen Komponenten sowie ein Gesamtantriebsstrangmodell abgeleitet.

2.3.1 $i\sqrt{i}$ -Getriebe

Das Kernstück des optimierten CVT-Hybrid-Antriebsstrangs ist – wie in der Struktur in Abbildung 2.1 zu sehen – das $i\sqrt{i}$ -Getriebe mit dem CVT-Kettenwandler der Firma ZF Friedrichshafen AG. In Abbildung 2.3 ist ein Foto der zwei Variatorscheibensätze mit Kette des Serien-Variators von ZF gezeigt. Dieser wurde in angepasster Form auch für den optimierten CVT-Hybrid verwendet. Der Variator besteht aus zwei Variatorscheibensätzen, die über eine Kette miteinander verbunden sind. Die Variatorscheibensätze bestehen aus zwei gegenüberliegenden, kegelförmigen Scheiben, wobei jeweils eine Scheibe axial beweglich ist. Hinter der beweglichen Scheibe befindet sich ein Hohlraum, der an ein Hydrauliksystem angeschlossen ist. Über das Hydrauliksystem werden die beweglichen Scheiben mit Druck beaufschlagt, die daraus resultierende Kraft drückt die beiden gegenüberliegenden Scheiben gegeneinander, so dass die innenliegende Kette eingeklemmt wird. Die Kraftübertragung von einem Scheibensatz zum anderen erfolgt über die eingespannte Kette.

Wichtig ist, dass die Anpresskraft an den beiden Scheibensätzen je nach Betriebs-



Abbildung 2.3: *Kontinuierlich Verstellbares Getriebe (CVT, Variator) der Firma ZF Friedrichshafen AG*

punkt angepasst wird. Es ist leicht nachvollziehbar, dass die Kette durchrutscht, wenn ein hohes Drehmoment und damit hohe Zugkräfte an der Kette übertragen werden sollen und die Kette nicht fest genug zwischen den Scheibensätzen eingeklemmt ist. Im Gegensatz dazu wirkt sich eine unnötig hohe Anpresskraft negativ auf den Wirkungsgrad des Variators aus.

Dynamik des Variators

Über das Druckverhältnis an den beiden Scheibensätzen lässt sich im Arbeitsbereich von $i_{var,min} = \frac{1}{\sqrt{5.9}}$ bis $i_{var,max} = \sqrt{5.9}$ eine kontinuierliche Übersetzung zwischen den zwei Wellen W_1 und W_2 einstellen. Aspekte der Regelung eines Kettenwandlers sind in [69, 90, 93, 94, 95, 105] ausgeführt.

Die Übersetzung zwischen der Winkelgeschwindigkeit ω_{W_1} an Welle W_1 und der Winkelgeschwindigkeit ω_{W_2} an Welle W_2 sei wie folgt definiert:

$$i_{var} = \frac{\omega_{W_2}}{\omega_{W_1}} = i_{var,min} \dots i_{var,max} = \frac{1}{\sqrt{5.9}} \dots \sqrt{5.9} = 0.412 \dots 2.43 \quad (2.1)$$

Das Übersetzungsverhältnis der Momente am Variator ergibt sich dadurch im Idealfall zu:

$$i_{var} = \frac{M_{W_1}}{M_{W_2}} \quad (2.2)$$

Real müssen die Verluste am Variator berücksichtigt werden. Diese werden von der ZF Friedrichshafen AG in Form eines Kennfelds bereit gestellt. Aus Diskretionsgründen wird dieses Kennfeld hier nicht gezeigt. Die Verluste des Variators $M_{var,loss}(M_{var,in}, \omega_{var,in}, i_{var})$ sind in Abhängigkeit des Eingangsmoments $M_{var,in}$, der Eingangswinkelgeschwindigkeit $\omega_{var,in}$, sowie der Variatorübersetzung i_{var} als Momentenverluste bezogen auf die Eingangswelle für den Serienvariator angegeben.

Die Einbaurichtung im optimierten CVT-Hybrid in Getriebestellung V_2 entspricht der Serienanordnung. In Getriebestellung V_2 wäre Welle W_2 als Eingangswelle anzusehen. Da der Variator dabei in umgekehrter Richtung betrieben wird, muss für diesen Fall auch die Variatorübersetzung mit $\frac{1}{i_{var}}$ berücksichtigt werden. Das am Ausgang des Variators auftretende Drehmoment ergibt sich damit wie folgt:

$$\begin{aligned} M_{W1} &= (M_{W2} - M_{var,loss}(M_{W2}, \omega_{W2}, \frac{1}{i_{var}}))i_{var} \quad \forall V_1 \\ M_{W2} &= \frac{M_{W1} - M_{var,loss}(M_{W1}, \omega_{W1}, i_{var})}{i_{var}} \quad \forall V_2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

Daraus können die Verluste abhängig von der Getriebestellung und bezogen auf Welle W_4 bestimmt werden.

$$M_{loss,W4} = \begin{cases} i_{var}i_{13}i_{34}M_{var,loss}(M_{W2}, \omega_{W2}, \frac{1}{i_{var}}) & \forall V_1 \\ \frac{i_{13}i_{34}}{i_{var}}M_{var,loss}(M_{W1}, \omega_{W1}, i_{var}) & \forall V_2 \end{cases} \quad (2.4)$$

Eine Übersetzungsänderung ist nach der folgenden Differentialgleichung beschrieben:

$$\dot{i}_{var} = 1.18i_{var}\delta_i, \quad \delta_i = [-1 \dots 1] \quad (2.5)$$

Die Stellgröße δ_i ist dabei über den übersetzungsabhängigen Multiplikator $1.18i_{var}$ auf den Bereich $[-1 \dots 1]$ normiert. Der nichtlineare Zusammenhang des Verstellgradienten ergibt sich aus der Kolbengeometrie der Variatorscheibensätze sowie aus dem maximal möglichen Volumenstrom, den die Hydraulikpumpe bereitstellen kann. Näheres hierzu ist in [95, 105] nachzulesen. Die Hydraulikpumpe wird über eine Drehfeldmaschine angetrieben, der Umrichter wird direkt am UltraCap (Abschnitt 2.3.5) betrieben.

Die Übersetzungen der übrigen Getriebestufen aus Abbildung 2.1 sind konstant und Tabelle 2.1 zu entnehmen. Die Wirkungsgrade dieser Getriebestufen sind für

Welle W_1 zu Welle W_3	$i_{13} = \frac{\omega_{W1}}{\omega_{W3}} = \frac{M_{W3}}{M_{W1}} = -2.567$
Welle W_2 zu Welle W_3	$i_{23} = \frac{\omega_{W2}}{\omega_{W3}} = \frac{M_{W3}}{M_{W2}} = -1.06$
Welle W_3 zu Welle W_4	$i_{34} = \frac{\omega_{W3}}{\omega_{W4}} = \frac{M_{W4}}{M_{W3}} = -4.118$

Tabelle 2.1: Übersetzungen der Zahnradstufen i_{13} , i_{23} und des Differentials i_{34}

die beiden Getriebestellungen separat in das Wirkungsgradkennfeld des Variators integriert. Die Übersetzungen i_{13} und i_{23} sind so gewählt, dass sich bei einer Variatorübersetzung welche etwas größer als die minimal mögliche $i_{var,min}$ ist, die Synchronübersetzung

$$i_{var,sync} = \frac{i_{23}}{i_{13}} = i_{var,min} + \epsilon \quad (2.6)$$

ergibt. Bei dieser Übersetzung ist es möglich zwischen den beiden Getriebestellungen V_1 und V_2 ohne Zugkraftunterbrechung umzuschalten, wie oben beschrieben. Ist z.B. in Getriebestellung V_1 die Kupplung K_1 geschlossen, so ist bei der Synchronübersetzung $i_{var,sync}$ die Differenzdrehzahl an der Kupplung K_2 in diesem Fall immer gleich Null. Kupplung K_2 kann also ohne Differenzdrehzahl einrücken. Ist K_2 eingerückt, so kann K_1 ausgerückt werden und der Umschaltvorgang ist vollzogen.

Soll beispielsweise im Boostbetrieb von V_1 nach V_2 umgeschaltet werden (Abbildung 2.2: Betriebszustand (3) \rightarrow (5)), so ist K_1 geschlossen und der Elektromotor treibt über den Variator und die Getriebestufen i_{13} auf die Welle W_3 . Der Verbrennungsmotor liefert ebenfalls ein positives Drehmoment über die Getriebestufe i_{13} auf die Welle W_3 . Während dieses Umschaltvorgangs wird K_2 geschlossen und das am Variator vorhandene Drehmoment kommutiert auf die Kupplung K_2 und damit auf die Getriebestufe i_{23} . Im Weiteren kommutiert das Drehmoment des Verbrennungsmotors auf den Variator und die Zahnradstufe i_{13} bzw. Kupplung K_1 wird entlastet, so dass K_1 ausgerückt werden kann. Die Steuerung der Kommutierungsvorgänge wird durch zusätzlichen Druck auf den einen oder den anderen Variatorscheibensatz veranlasst. Weiteres zum Umschaltvorgang wird in [35, 36] diskutiert.

Dreht der Variator, und wird dessen Übersetzung i_{var} verstellt, so entsteht ein zusätzliches Drehmoment, welches aus der Drehzahlveränderung an den vorhandenen Trägheitsmassen resultiert. Die Zusammenhänge hierzu werden im Folgenden für die beiden Getriebestellungen V_1 und V_2 hergeleitet.

Gleichung (2.1) lässt sich wie folgt umstellen.

$$\omega_{W2} = i_{var}\omega_{W1} \quad (2.7)$$

$$\omega_{W1} = \frac{1}{i_{var}}\omega_{W2} \quad (2.8)$$

Da die Variatorübersetzung i_{var} zeitveränderlich ist, muss dies bei der Ableitung berücksichtigt werden.

$$\dot{\omega}_{W2} = \dot{i}_{var}\omega_{W1} + i_{var}\dot{\omega}_{W1} \quad (2.9)$$

$$\dot{\omega}_{W1} = -\frac{\dot{i}_{var}}{i_{var}^2}\omega_{W2} + \frac{1}{i_{var}}\dot{\omega}_{W2} \quad (2.10)$$

Getriebestellung V_1

Abbildung 2.4 zeigt den freigeschnittenen Variator in Getriebestellung V_1 . Die Trägheitsmassen $\theta_{W1,ges}$ und $\theta_{W2,ges}$ sind jeweils auf die Welle bezogene zusammengefasste Trägheitsmassen. Im Fall von Getriebestellung V_1 sind dies die Trägheitsmassen

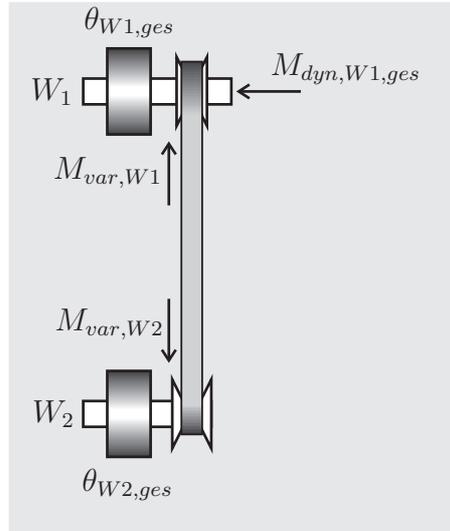


Abbildung 2.4: CVT-Variator in Getriebestellung V_1 freigeschnitten

der Reifen, der (über den Reifenradius r_{Rad}) umgerechneten Fahrzeugmasse m_{Fzg} , der Wellen W_1 , W_3 , W_4 , sowie bei geschlossener Kupplung die Trägheitsmassen des Verbrennungsmotors, welche über die jeweiligen Übersetzungen auf die Welle W_1 wirken. In $\theta_{W2,ges}$ ist das Trägheitsmoment des Elektromotors und der Welle W_2 zusammengefasst.

$$\theta_{W1,ges} = \theta_{W1} + \theta_{VM} + \frac{1}{i_{13}^2} \left(\theta_{W3} + \frac{1}{i_{34}^2} (\theta_{W4} + \theta_{Reifen} + m_{Fzg} r_{Rad}^2) \right) \quad (2.11)$$

$$\theta_{W2,ges} = \theta_{W2} + \theta_{EM} \quad (2.12)$$

Das Drehmoment $M_{dyn,W1,ges}$ ist das auf Welle W_1 umgerechnete Drehmoment aufgrund einer Drehzahl- oder Übersetzungsänderung. $M_{var,W1}$ ist das vom Variator übertragene und an Welle W_1 wirksame Drehmoment. Analog beschreibt $M_{var,W2}$ das vom Variator übertragene und auf Welle W_2 wirkende Drehmoment. Die beiden Drehmomente am Variator sind über die Übersetzung i_{var} ineinander umzurechnen.

$$i_{var} = -\frac{M_{var,W1}}{M_{var,W2}} \quad (2.13)$$

Das negative Vorzeichen ergibt sich aus der entgegengesetzten Definition der Richtung der beiden Drehmomente.

Die Momentenbilanzen an den Wellen W_1 und W_2 ergeben sich nach dem Prinzip von d'Alembert zu:

$$M_{var,W1} + M_{dyn,W1,ges} = \theta_{W1,ges} \dot{\omega}_{W1} \quad (2.14)$$

$$M_{var,W2} = \theta_{W2,ges} \dot{\omega}_{W2} \quad (2.15)$$

Mit Gleichung (2.13) kann Gleichung (2.15) umgeschrieben werden.

$$M_{var,W1} = -i_{var}\theta_{W2,ges}\dot{\omega}_{W2} \quad (2.16)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (2.9) in (2.16) ergibt sich:

$$M_{var,W1} = -i_{var}\theta_{W2,ges}(\dot{i}_{var}\omega_{W1} + i_{var}\dot{\omega}_{W1}) \quad (2.17)$$

Das Drehmoment $M_{dyn,W1,ges}$ das sich an der Welle W_1 ergibt kann durch Substitution von $M_{var,W1}$ aus Gleichung (2.14) mit (2.17) berechnet werden.

$$M_{dyn,W1,ges} = \theta_{W1,ges}\dot{\omega}_{W1} + i_{var}\theta_{W2,ges}(\dot{i}_{var}\omega_{W1} + i_{var}\dot{\omega}_{W1}) \quad (2.18)$$

$$= \underbrace{(\theta_{W1,ges} + \theta_{W2,ges}i_{var}^2)\dot{\omega}_{W1}}_{M_{dyn,W1,\theta}} + \underbrace{\theta_{W2,ges}i_{var}\dot{i}_{var}\omega_{W1}}_{M_{dyn,W1}} \quad (2.19)$$

In Gleichung (2.19) sind die Anteile nach ihrer Wirkungsweise separiert. Der erste Summand ist äquivalent zu einer Getriebestufe mit fester Übersetzung. Der zweite Summand stellt den Anteil des Drehmoments dar, der aus einer Übersetzungsänderung resultiert.

$$M_{dyn,W1} = \theta_{W2,ges}i_{var}\dot{i}_{var}\omega_{W1} \quad (2.20)$$

Abbildung 2.5 zeigt eine Schnellverstellung des Getriebes und das resultierende Drehmoment aufgrund der Übersetzungsverstellung. In der ersten Grafik sind die beiden Drehzahlen N_{W1} und N_{W2} an den beiden Variatorwellen aufgezeichnet. In dieser Simulation wurde die Drehzahl an Welle W_1 mit $1000 U/min$ vorgegeben. Anhand der Variatorübersetzung (zweite Grafik) ergibt sich nach Gleichung (2.1) damit die Drehzahl an Welle W_2 . Die Variatorübersetzung ist mit der Anfahrübersetzung von $i_{var} = 2.43$ initialisiert und wird bei $1.0 s$ mit dem maximal möglichen Verstellgradienten (dritte Grafik) aus Gleichung (2.5) in Richtung Synchronpunkt (Gleichung (2.6)) verstellt. Bei $2.5 s$ ist der Verstellvorgang beendet und die Synchronübersetzung ist erreicht.

Die letzte Grafik zeigt das aus der Variator-Schnellverstellung resultierende Drehmoment (Gleichung (2.20)) an der Welle W_1 . Dieses Drehmoment kann in Getriebestellung V_1 zum Anlassen des Verbrennungsmotors genutzt werden, wie in Bild (2) von Abbildung 2.2 gezeigt wurde. Ein derartiger Anlassvorgang des Verbrennungsmotors, der durch die Energie der Schwungmasse an Welle W_2 bewerkstelligt wird, wird im Folgenden als Schwungstart bezeichnet.

Getriebestellung V_2

Das in Getriebestellung V_2 resultierende Drehmoment aufgrund einer Übersetzungsänderung wird nachfolgend hergeleitet. Abbildung 2.6 zeigt den freigeschnittenen

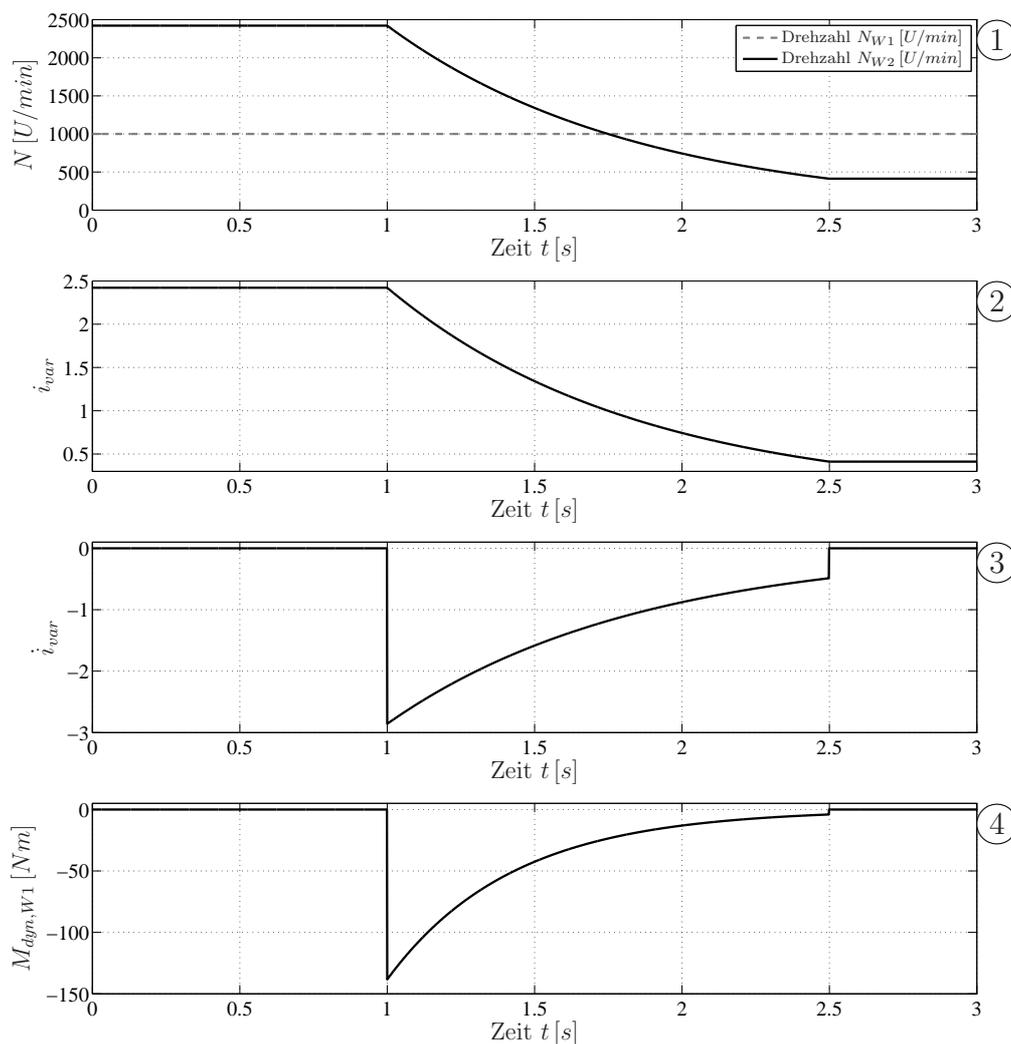


Abbildung 2.5: Schnellverstellung in Getriebestellung V_1

Variator für diesen Fall. In den Trägheitsmomenten $\theta_{W1,ges}$ und $\theta_{W2,ges}$ sind wieder die auf die jeweilige Welle wirkenden Trägheitsmomente zusammengefasst.

$$\theta_{W1,ges} = \theta_{W1} + \theta_{VM} \quad (2.21)$$

$$\theta_{W2,ges} = \theta_{W2} + \theta_{EM} + \frac{1}{i_{23}^2} \left(\theta_{W3} + \frac{1}{i_{34}^2} (\theta_{W4} + \theta_{Reifen} + m_{Fzg} r_{Rad}^2) \right) \quad (2.22)$$

An den Wellen W_1 und W_2 können die Momentenbilanzen nach dem Prinzip von d'Alembert aufgestellt werden.

$$M_{var, W1} = \theta_{W1,ges} \dot{\omega}_{W1} \quad (2.23)$$

$$M_{var, W2} + M_{dyn, W2, ges} = \theta_{W2,ges} \dot{\omega}_{W2} \quad (2.24)$$

In Getriebestellung V_2 ist Welle W_2 über eine feste Übersetzung mit dem Abtrieb verbunden. $\dot{\omega}_{W1}$ wird mit Gleichung (2.10) deshalb als Funktion von $\dot{\omega}_{W2}$ ausge-

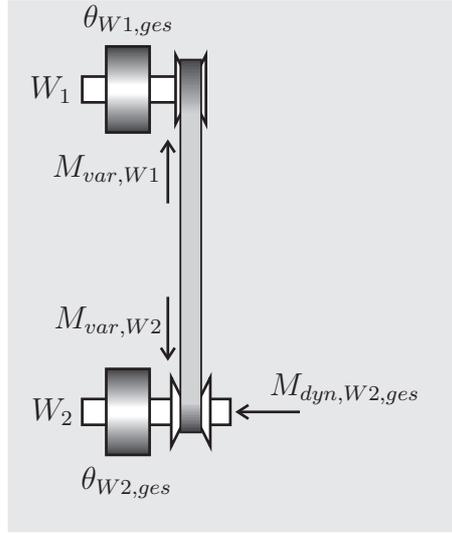


Abbildung 2.6: CVT-Variator in Getriebestellung V_2 freigeschnitten

drückt und mit Gleichung (2.13) wird $M_{var,W1}$ auf $M_{var,W2}$ umgerechnet.

$$M_{var,W2} = -\frac{1}{i_{var}}\theta_{W1,ges} \left(-\frac{\dot{i}_{var}}{i_{var}^2}\omega_{W2} + \frac{1}{i_{var}}\dot{\omega}_{W2} \right) \quad (2.25)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (2.25) in (2.24) ergibt sich das Drehmoment $M_{dyn,W2,ges}$.

$$M_{dyn,W2,ges} = \theta_{W2,ges}\dot{\omega}_{W2} + \theta_{W1,ges} \left(-\frac{\dot{i}_{var}}{i_{var}^3}\omega_{W2} + \frac{1}{i_{var}^2}\dot{\omega}_{W2} \right) \quad (2.26)$$

$$= \underbrace{\left(\frac{1}{i_{var}^2}\theta_{W1,ges} + \theta_{W2,ges} \right) \dot{\omega}_{W2}}_{M_{dyn,W2,\theta}} - \underbrace{\theta_{W1,ges} \frac{\dot{i}_{var}}{i_{var}^3}\omega_{W2}}_{M_{dyn,W2}} \quad (2.27)$$

Dieses lässt sich in zwei Teile separieren, wie in Gleichung (2.27) gezeigt. Der erste Anteil entspricht wieder der Beschleunigung von Trägheitsmassen, die über eine feste Übersetzung miteinander verbunden sind. Der zweite Anteil resultiert aus einer Verstellung der Getriebeübersetzung.

$$M_{dyn,W2} = -\theta_{W1,ges} \frac{\dot{i}_{var}}{i_{var}^3}\omega_{W2} \quad (2.28)$$

Je nach Getriebestellung kann aus den Gleichungen (2.20) und (2.28) das Drehmoment, das aus einer Übersetzungsverstellung resultiert, auf die Abtriebswelle W_4

umgerechnet werden.

$$M_{dyn,W4} = \begin{cases} i_{13}i_{34}M_{dyn,W1} & \forall V_1 \\ i_{23}i_{34}M_{dyn,W2} & \forall V_2 \end{cases} \quad (2.29)$$

$$M_{dyn,W4} = \begin{cases} \theta_{W2,ges}i_{13}i_{34}i_{var}i_{var}\omega_{W1} & \forall V_1 \\ -\theta_{W1,ges}i_{23}i_{34}\frac{i_{var}}{i_{var}^3}\omega_{W2} & \forall V_2 \end{cases} \quad (2.30)$$

Gesamtfahrzeugdynamik

Während einer Konstantfahrt des Fahrzeugs müssen die Fahrwiderstände, die sich aus der Roll- und Luftreibung ergeben, überwunden werden.

Die Kraft F_{Roll} , die sich aufgrund der Rollreibung der Reifen ergibt, bestimmt sich aus der Anpresskraft der Reifen auf den Untergrund $m_{Fzg}g_{Erd} \cos(\alpha_{Steig})$ multipliziert mit einem konstanten Anteil A_0 , einem linear (A_1v_{Fzg}) und einem quadratisch ($A_2v_{Fzg}^2$) von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängigen Anteil.

$$F_{Roll} = (A_0 + A_1v_{Fzg} + A_2v_{Fzg}^2) m_{Fzg}g_{Erd} \cos(\alpha_{Steig}) \quad (2.31)$$

Die Luftwiderstandskraft F_{Luft} lässt sich aus dem Strömungswiderstandskoeffizient c_W , der Luftdichte ρ_{Luft} , der Stirnfläche A_{Fzg} und der Geschwindigkeit v_{Fzg} des Fahrzeugs ermitteln.

$$F_{Luft} = \frac{1}{2}c_W\rho_{Luft}A_{Fzg}v_{Fzg}^2 \quad (2.32)$$

Ist eine Steigung vorhanden, so wirkt die Erdanziehungskraft auf die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs. Diese Kraft F_{Steig} kann aus der Erdanziehungskraft $m_{Fzg}g_{Erd}$ sowie der Steigung α_{Steig} berechnet werden.

$$F_{Steig} = m_{Fzg}g_{Erd} \sin(\alpha_{Steig}) \quad (2.33)$$

Die Welle W_4 stellt die Abtriebswellen des Antriebsstrangs nach dem Differentialgetriebe dar; also die Achswellen der beiden Vorderräder. Für die Betrachtung der Längsdynamik genügt es hierzu nur die Drehzahl einer Welle zu betrachten.

Über den Radius r_{Rad} der Reifen können die Fahrwiderstandskräfte aus den Gleichungen (2.31) bis (2.33) in Drehmomente und die Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} in die Winkelgeschwindigkeit ω_{W4} an den Achswellen umgerechnet werden.

$$v_{Fzg} = r_{Rad}\omega_{W4} \quad (2.34)$$

$$M_{Roll} = (A_0 + A_1r_{Rad}\omega_{W4} + A_2r_{Rad}^2\omega_{W4}^2) m_{Fzg}g_{Erd}r_{Rad} \cos(\alpha_{Steig}) \quad (2.35)$$

$$M_{Luft} = \frac{1}{2}c_W\rho_{Luft}A_{Fzg}r_{Rad}^3\omega_{W4}^2 \quad (2.36)$$

$$M_{Steig} = m_{Fzg}g_{Erd}r_{Rad} \sin(\alpha_{Steig}) \quad (2.37)$$

Die Summe der Fahrwiderstandsmomente $M_{Fahr,Wid}$ wird damit folgendermaßen definiert:

$$M_{Fahr,Wid} = M_{Roll} + M_{Luft} + M_{Steig} \quad (2.38)$$

Die einzelnen Bremsmomente an den vier Rädern werden zu einem Gesamtbremsmoment M_{Brems} zusammengefasst. Unter Anwendung des Prinzips von d'Alembert lässt sich nun die Momentenbilanz an der Welle W_4 aufstellen,

$$0 = -\theta_{W_4,ges}\dot{\omega}_{W_4} - M_{Fahr,Wid} - M_{Brems} + M_{Abtrieb} \quad (2.39)$$

wobei $\dot{\omega}_{W_4}$ der Winkelbeschleunigung der Welle W_4 , $\theta_{W_4,ges}$ dem gesamten Trägheitsmoment des Fahrzeugs und des Antriebsstrangs umgerechnet auf Welle W_4 , und $M_{Abtrieb}$ dem vom Antriebsstrang abgegebenen Drehmoment an der Welle W_4 entspricht. Durch Umstellen von Gleichung (2.39) kann die Differentialgleichung zur Beschreibung der Längsdynamik des Antriebsstrangs angeschrieben werden.

$$\dot{\omega}_{W_4} = \frac{-M_{Fahr,Wid} - M_{Brems} + M_{Abtrieb}}{\theta_{W_4,ges}} \quad (2.40)$$

Bei Bestimmung der Größen $\theta_{W_4,ges}$ und $M_{Abtrieb}$ wird nach Getriebestellung unterschieden. Zur Bestimmung des Trägheitsmoments $\theta_{W_4,ges}$ wird einerseits die Fahrzeugmasse m_{Fzg} über den Reifenradius r_{Rad} , andererseits werden die Trägheitsmassen des Elektromotors, des Verbrennungsmotors sowie der einzelnen Wellen über die Übersetzungsverhältnisse auf die Welle W_4 umgerechnet.

$$\theta_{W_4,ges} = r_{Rad}^2 m_{Fzg} + \theta_{Reifen} + \theta_{W_4} + i_{34}^2 \theta_{W_3,ges} \quad (2.41)$$

$$\theta_{W_3,ges} = \theta_{W_3} + \begin{cases} i_{13}^2 (\theta_{W_1} + \theta_{VM} + i_{var}^2 (\theta_{W_2} + \theta_{EM})) & \forall V_1 \\ i_{23}^2 (\theta_{W_2} + \theta_{EM} + \frac{1}{i_{var}^2} (\theta_{W_1} + \theta_{VM})) & \forall V_2 \end{cases} \quad (2.42)$$

Das Abtriebsmoment $M_{Abtrieb}$ ist dasjenige Moment, das von den Momentenquellen Elektromotor, Verbrennungsmotor und Variatorverstellung abzüglich der Getriebeverluste umgerechnet auf die Welle W_4 aufgebracht wird.

$$M_{Abtrieb} = \begin{cases} i_{13} i_{34} (i_{var} M_{EM} + M_{kuppl}) + M_{dyn,W_4} - M_{loss,W_4} & \forall V_1 \\ i_{23} i_{34} (M_{EM} + \frac{M_{kuppl}}{i_{var}}) + M_{dyn,W_4} - M_{loss,W_4} & \forall V_2 \end{cases} \quad (2.43)$$

Es setzt sich aus den Komponenten Kupplungsmoment M_{kuppl} , Elektromotormoment M_{EM} , dynamisches Moment M_{dyn,W_4} aufgrund einer Verstellung der Variatorübersetzung (Gleichung (2.30)) und den Getriebeverlusten M_{loss,W_4} aus Gleichung (2.4) zusammen, die über die einzelnen Übersetzungen auf die Abtriebswelle wirken.

Die Betätigung der Kupplung erfolgt hydraulisch über ein Hydraulikventil. Das Kupplungsmoment M_{kupp} ist das Drehmoment, das über die Lamellenkupplung L_K übertragen wird. Bei vollständig geschlossener Kupplung entspricht dies dem des Verbrennungsmotors. Ist die Kupplung geöffnet, so ist das Kupplungsmoment Null. Zum Anlassen des Verbrennungsmotors soll die Kupplung ein vorgegebenes Drehmoment übertragen, um die Trägheitsmasse des Verbrennungsmotors θ_{VM} kontrolliert zu beschleunigen. In diesem Fall ist die Kupplung nur teilweise geschlossen, d.h. die Kupplung schleift und es ist eine Differenzdrehzahl $N_{VM} - N_{W1}$ an der Kupplung festzustellen.

Zusammenfassend kann die vollständige Differentialgleichung zur Beschreibung der Längsdynamik des Antriebsstrangs in Abhängigkeit von der Getriebestellung aus den Gleichungen (2.4), (2.30), (2.35) bis (2.37) und (2.40) bis (2.43) formuliert werden.

$$\dot{\omega}_{W4} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{i_{13}i_{34} \left((i_{var}M_{EM} + M_{kupp}) + (\theta_{W2} + \theta_{EM})i_{var}\dot{i}_{var}\omega_{W1} - i_{var}M_{var,loss}(M_{W2}, \omega_{W2}, \frac{1}{i_{var}}) \right)}{r_{Rad}^2 m_{Fzg} + \theta_{Reifen} + \theta_{W4} + i_{34}^2 (\theta_{W3} + i_{13}^2 (\theta_{W1} + \theta_{VM} + i_{var}^2 (\theta_{W2} + \theta_{EM})))} \\ - \frac{(A_0 + A_1 r_{Rad} \omega_{W4} + A_2 r_{Rad}^2 \omega_{W4}^2) m_{Fzg} g_{Erd} r_{Rad} \cos(\alpha_{Steig})}{r_{Rad}^2 m_{Fzg} + \theta_{Reifen} + \theta_{W4} + i_{34}^2 (\theta_{W3} + i_{13}^2 (\theta_{W1} + \theta_{VM} + i_{var}^2 (\theta_{W2} + \theta_{EM})))} \\ - \frac{\frac{1}{2} c_W \rho_{Luft} A_{Fzg} r_{Rad}^3 \omega_{W4}^2 + m_{Fzg} g_{Erd} r_{Rad} \sin(\alpha_{Steig}) + M_{Brems}}{r_{Rad}^2 m_{Fzg} + \theta_{Reifen} + \theta_{W4} + i_{34}^2 (\theta_{W3} + i_{13}^2 (\theta_{W1} + \theta_{VM} + i_{var}^2 (\theta_{W2} + \theta_{EM})))} \\ \frac{i_{23}i_{34} (M_{EM} + \frac{M_{kupp}}{i_{var}}) - (\theta_{W1} + \theta_{VM}) i_{23}i_{34} \frac{i_{var}}{i_{34}} \omega_{W2} - \frac{i_{13}i_{34}}{i_{var}} M_{var,loss}(M_{W1}, \omega_{W1}, i_{var})}{r_{Rad}^2 m_{Fzg} + \theta_{Reifen} + \theta_{W4} + i_{34}^2 (\theta_{W3} + i_{23}^2 (\theta_{W2} + \theta_{EM} + \frac{1}{i_{var}^2} (\theta_{W1} + \theta_{VM})))} \\ - \frac{(A_0 + A_1 r_{Rad} \omega_{W4} + A_2 r_{Rad}^2 \omega_{W4}^2) m_{Fzg} g_{Erd} r_{Rad} \cos(\alpha_{Steig})}{r_{Rad}^2 m_{Fzg} + \theta_{Reifen} + \theta_{W4} + i_{34}^2 (\theta_{W3} + i_{23}^2 (\theta_{W2} + \theta_{EM} + \frac{1}{i_{var}^2} (\theta_{W1} + \theta_{VM})))} \\ - \frac{\frac{1}{2} c_W \rho_{Luft} A_{Fzg} r_{Rad}^3 \omega_{W4}^2 + m_{Fzg} g_{Erd} r_{Rad} \sin(\alpha_{Steig}) + M_{Brems}}{r_{Rad}^2 m_{Fzg} + \theta_{Reifen} + \theta_{W4} + i_{34}^2 (\theta_{W3} + i_{23}^2 (\theta_{W2} + \theta_{EM} + \frac{1}{i_{var}^2} (\theta_{W1} + \theta_{VM})))} \end{array} \right. \quad \forall \quad \begin{array}{l} V_1 \\ \\ \\ V_2 \end{array} \quad (2.44)$$

Die Gleichung enthält die Trägheitsmasse θ_{VM} des Verbrennungsmotors. Ist dieser nicht vollständig angekuppelt, so ist seine Trägheitsmasse in Gleichung (2.44) zu vernachlässigen. Dies gilt auch während des Anlassvorgangs. Eine Beschleunigung der Trägheitsmasse des Verbrennungsmotors während des Anlassvorgangs wird über das Kupplungsmoment M_{kupp} berücksichtigt. Ist die Kupplung vollständig geöffnet, so ist auch das Kupplungsmoment M_{kupp} zu vernachlässigen.

Im Synchronpunkt bei $i_{var} = i_{var, sync} = \frac{i_{23}}{i_{13}}$ und wenn keine Übersetzungsverstellung stattfindet ($\dot{i}_{var} = 0$) sind die nach Getriebestellung unterschiedenen Teilgleichungen aus (2.44) bis auf die Variatorverluste äquivalent.

2.3.2 Hydraulikversorgung

Die hydraulischen Komponenten – Variator und Kupplung – werden von einer Hydraulikpumpe versorgt, die über einen umrichter gespeisten permanent erregten Synchronmotor angetrieben wird. Der Zwischenkreis des Umrichters ist direkt an den UltraCap angeschlossen, die drehzahlvariable Ansteuerung erfolgt bedarfsabhängig über den CAN-Bus.

Die Hydraulikpumpe fördert eine Menge von $V_{Hyd} = 8 \cdot 10^{-6} m^3$ pro Umdrehung. Damit ergibt sich drehzahlabhängig der Volumenstrom der Pumpe.

$$Q_{Hyd} = V_{Hyd} \cdot N_{Hyd} \quad (2.45)$$

Der Volumenstrombedarf wird durch die Leckagen in den Ventilen und an den Variatorscheibensätzen, durch die Verstellgeschwindigkeit des Variators und der Kupplung (und damit die Füllgeschwindigkeit der Kolben) bestimmt. Durch den drehzahlvariablen Antrieb kann die Pumpe auf den Volumenstrombedarf des Systems angepasst werden.

Das Hauptdruckniveau ist über ein Druckregelventil einstellbar. Es wird immer knapp über dem maximal benötigten Druck an den Variatorscheibensätzen gehalten. Das maximale Druckniveau der Kupplung liegt niedriger als der minimal nötige Druck an den Scheiben und beeinflusst das Hauptdruckniveau damit nicht.

Die hydraulische Leistung der Pumpe wird aus dem Volumenstrom Q_{Hyd} und dem Hauptdruckniveau p_{Hyd} bestimmt. Über den volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe und den Wirkungsgrad der elektrischen Maschine mit Umrichter kann daraus die elektrische Leistung P_{Hyd} für die Hydraulikversorgung bestimmt werden.

$$P_{Hyd} = \frac{Q_{Hyd} \cdot p_{Hyd}}{\eta_{Hyd}} \quad (2.46)$$

Zu Beginn des Projekts und damit für die anfänglichen Simulationen wurde die Hydraulikpumpenleistung anhand der Erfahrungen im SFB auf eine konstante Grundversorgung von $P_{Hyd,0} = 450 W$ mit einer zusätzlichen von der normierten Verstellgeschwindigkeit δ_i des Variators abhängigen Komponente abgeschätzt.

$$P_{Hyd} = K_{\delta_i} \cdot |\delta_i| + P_{Hyd,0} \quad (2.47)$$

Abbildung 2.7 zeigt die abgeschätzte Hydraulikleistung. Eine weitere Einflussgröße für die Hydraulikpumpenleistung ist das über den Variator übertragene Drehmoment, das anhand des Eingangsdrehmoments $M_{var,in}$ angegeben wird. Je höher dieses Drehmoment ist, desto größer muss die Anpresskraft sein, um ein Durchrutschen des Variators zu verhindern. Für eine höhere Anpresskraft ist ein höherer Anpressdruck

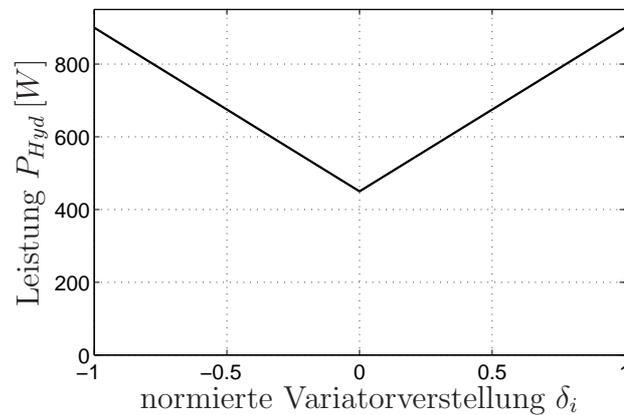


Abbildung 2.7: Elektrische Leistung für die Hydraulikversorgung in Abhängigkeit von der normierten Verstellgeschwindigkeit des Variators

erforderlich, was auch ein höheres Hauptdruckniveau bedingt. Am realen System zeigte sich ein nahezu linearer Einfluss durch die übertragene Leistung des Variators (die in Getriebestellung V_2 auch mit dem Drehmoment der Verbrennungskraftmaschine korreliert). Abbildung 2.8 zeigt Messergebnisse eines Fahrversuchs für einen EUDC-Zyklus (Siehe Abbildung 3.14). In der oberen Grafik ist die Fahrzeugge-

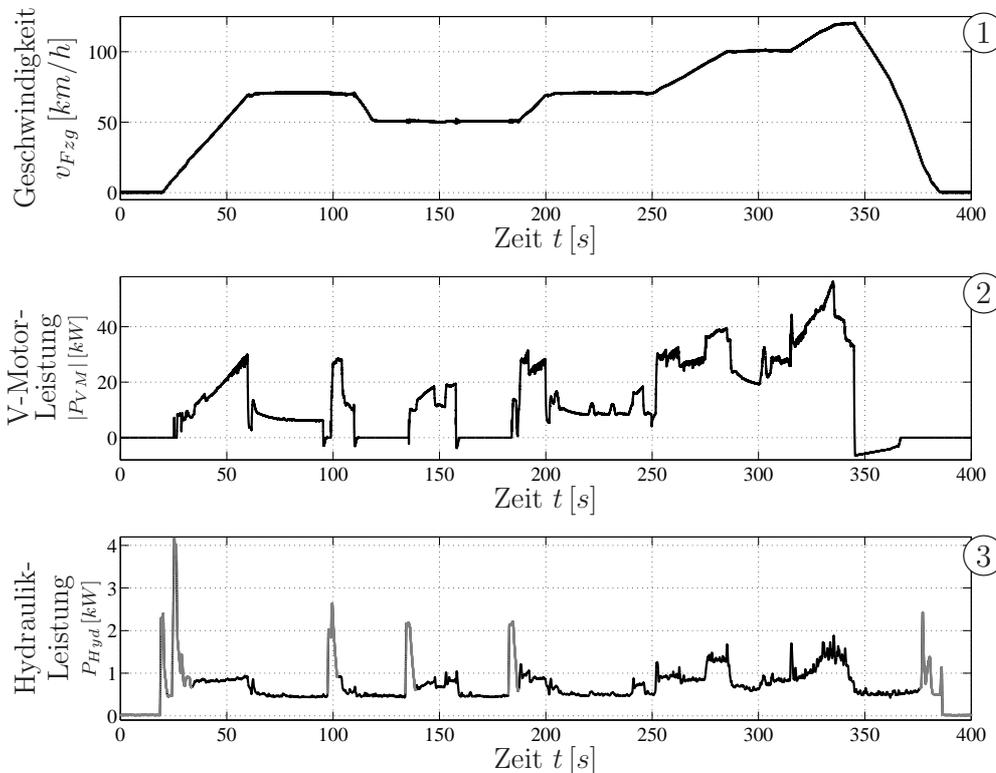


Abbildung 2.8: Messergebnisse zur Hydraulikleistung im EUDC-Zyklus

schwindigkeit eingetragen. Die zweite Grafik zeigt die Leistung des Verbrennungs-

motors, in der dritten Grafik ist die elektrische Leistung für die Hydraulikversorgung dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass vor allem beim Schwungstart, beim Verbrennungsmotorstart in Getriebestellung V_2 , bei schnellen Variatorverstellungen und im Stillstand, wo die Getriebeübersetzung aufgrund einer fehlenden Drehzahlinformation unbestimmt ist, hohe Leistungen für die Hydraulikversorgung benötigt werden. In Abbildung 2.9 ist die Trajektorie zu den beiden Leistungen in hellgrauen und dunkelgrauen Punkten aufgezeichnet. Die Verbrennungsmotorleistung

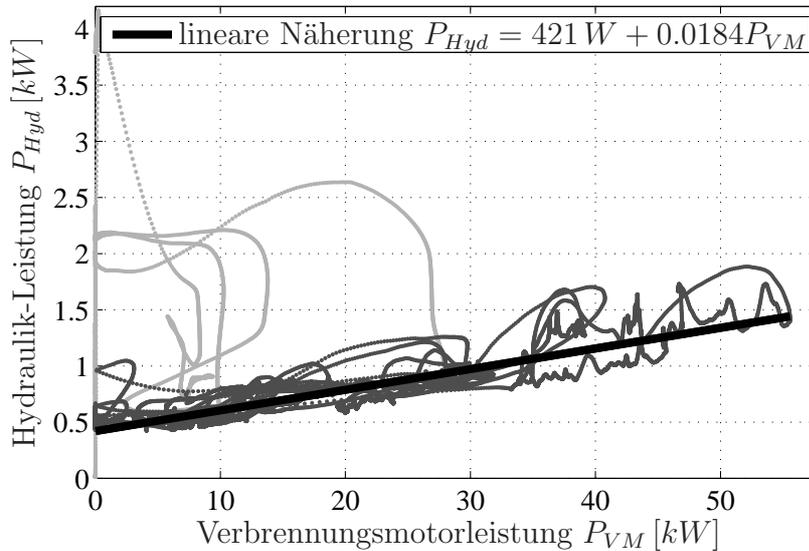


Abbildung 2.9: Elektrische Leistung für die Hydraulikversorgung in Abhängigkeit von der Verbrennungsmotorleistung

ist betragsmäßig angezeichnet. Die hellgrauen Punkte sind die oben beschriebenen Betriebspunkte, bei welchen hohe Leistungen auftreten. Die übrigen Punkte zeigen einen regulären Betrieb des Verbrennungsmotors bei geringer Verstellgeschwindigkeit des Variators. In diesen Bereichen zeigt sich ein linearer Zusammenhang (schwarze Linie) der benötigten Hydraulikleistung P_{Hyd} vom Betrag der Verbrennungsmotorleistung $|P_{VM}|$. Gleichung (2.47) wird damit zu

$$P_{Hyd} = K_{\delta_i} \cdot |\delta_i| + K_{P_{VM}} \cdot |P_{VM}| + P_{Hyd,0} \quad (2.48)$$

erweitert, um diese Einflussgröße mit zu berücksichtigen. Der Grund für die höhere Leistung der Hydraulik während des Verbrennungsmotorstarts ist einerseits die Unsicherheit im übertragenen Drehmoment an der Kupplung und die dadurch bedingte höhere Anpressung der Variatorscheiben, um ein Durchrutschen der Variator-kette zu vermeiden. Andererseits ist ein zusätzlicher Volumenstrom zum Füllen des Kupplungszyklinders notwendig. Beim Schwungstart in Getriebestellung V_1 zeigen

die Messungen einen zusätzlich benötigten Energiebedarf von 7.9 kW s . In Getriebeleistung V_2 sind beim Verbrennungsmotorstart zusätzlich 4.9 kW s an Energie für die Hydraulikpumpe notwendig.

2.3.3 Verbrennungsmotor

Der Verbrennungsmotor des Basisfahrzeugs Opel Vectra Caravan 1.9 CDTI 88 kW wurde direkt übernommen, wobei Teile der Steuergeräte-Software angepasst wurden. Es handelt sich hierbei um einen Dieselmotor mit 1.9 Liter Hubraum und einer Commonrail-Direkteinspritzung. Die Ansteuerung des Motors erfolgt über den CAN-Bus anhand der standardmäßigen Schnittstelle des elektronischen Stabilitätsprogramms (ESP).

2.3.3.1 Kenngrößen des Verbrennungsmotors

In Abbildung 2.10 ist das von der Firma GM Powertrain Europe zur Verfügung gestellte Kennfeld des Verbrennungsmotors als Wirkungsgradkennfeld in % vom Bestpunkt dargestellt. Aus Diskretionsgründen wird das Kennfeld normiert angege-

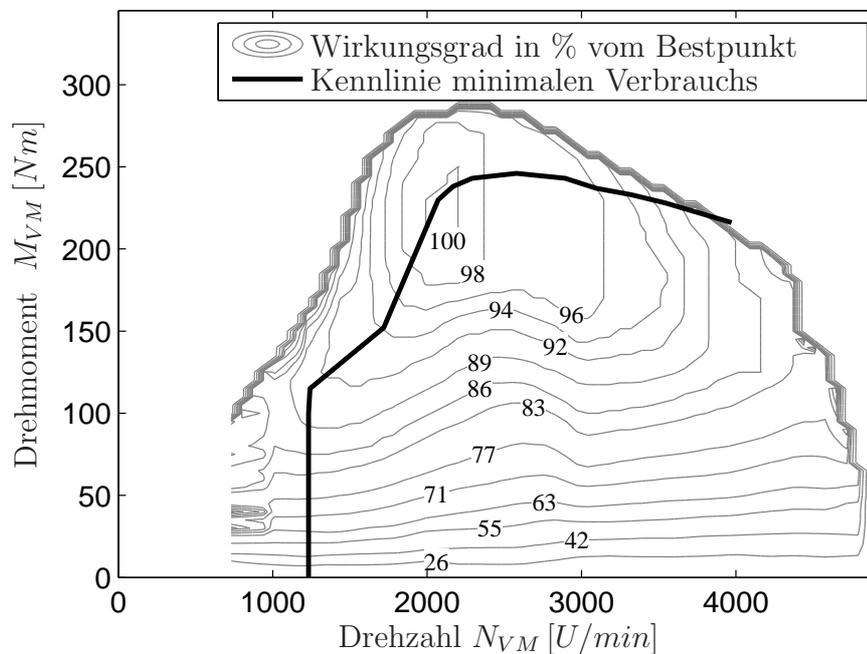


Abbildung 2.10: Kennfeld des Verbrennungsmotors mit der Kennlinie minimalen Verbrauchs

ben. Wie aus dem Kennfeld ersichtlich, ist der Wirkungsgrad η_{VM} und damit auch

der spezifische Verbrauch be_{VM} vom Drehmoment M_{VM} und der Drehzahl N_{VM} des Verbrennungsmotors abhängig.

$$\eta_{VM} = f(N_{VM}, M_{VM}) \quad (2.49)$$

$$be_{VM} = f(N_{VM}, M_{VM}) \quad (2.50)$$

Es ist zu erkennen, dass der Verbrennungsmotor bei einer Drehzahl von etwa $4000 U/min$ seine maximale Leistung von $88 kW$ abgeben kann. Das maximale Drehmoment erreicht der Motor bei Drehzahlen von etwa $1900 U/min$ bis $2500 U/min$. Bei den Simulationen wird dieses Kennfeld als Basis für Berechnungen zum Verbrauch verwendet, es werden keine transienten Vorgänge des Verbrennungsmotors betrachtet.

In das Kennfeld als schwarze Linie eingetragen, ist die Kennlinie minimalen Verbrauchs, wobei der Verbrennungsmotor nur bei Drehzahlen größer als $1200 U/min$ betrieben werden soll. Dabei ist zu beobachten, dass sich der Wirkungsgrad bei höherem Drehmoment bzw. mit steigender Leistung tendenziell verbessert. Den höchsten Wirkungsgrad erzielt der Verbrennungsmotor bei Drehzahlen um $2000 U/min$ bis $2200 U/min$ und Drehmomenten von $200 Nm$ bis $250 Nm$.

Die Dynamik einer Drehmomentänderung wird mit einem PT_1 -Verhalten mit der Zeitkonstante τ_{VM} angenähert. Innerhalb der Bereichsgrenzen ergibt sich die Differentialgleichung für das abgegebene Drehmoment M_{VM} des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit vom Solldrehmoment M_{VM}^* .

$$\dot{M}_{VM} = \frac{1}{\tau_{VM}} (M_{VM} - M_{VM}^*) \quad (2.51)$$

Das Anlassen des Verbrennungsmotors erfolgt nicht über den konventionellen Einrückstarter, sondern wie in Abschnitt 2.3.1 beschrieben, über die Lamellenkupplung L_K .

Um den in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen Schwungstart zu testen, aber auch zur Inbetriebnahme des Verbrennungsmotors sowie zur Verifikation des Kennfeldes aus Abbildung 2.10 und zur Vermessung der Schleppmomentkennlinie wurde der Prüfstand, wie in Abschnitt 2.4.2 beschrieben, aufgebaut.

Der Verbrennungsmotor war dabei über die Lamellenkupplung L_K und eine Drehmoment-Messwelle an eine Lastmaschine mit einer Maximalleistung von $80 kW$ angekoppelt. Zudem war ein Tacho zur Drehzahlerfassung vor und nach der Kupplung vorhanden.

Zur Vermessung des Drehmomentkennfeldes wurden die Betriebspunkte nach Abbildung 2.11 vorgegeben. Dazu wurde an der drehzahlgeregelten Lastmaschine die

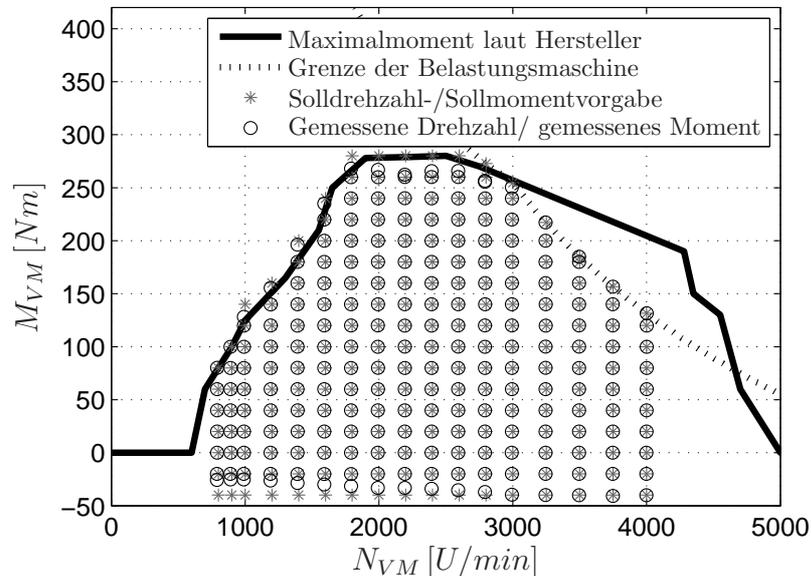


Abbildung 2.11: Soll- und Ist-Messpunkte bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds

gewünschte Solldrehzahl vorgegeben und über einen Drehmomentregler wurden die gewünschten Drehmomentstufen am Verbrennungsmotor nach Abbildung 2.11 eingeregelt. Die grauen Sternchen zeigen dabei den gewünschten Betriebspunkt, die schwarzen Kreise den tatsächlichen Betriebspunkt. Die schwarz durchgezogene Linie zeigt drehzahlabhängig das maximale Drehmoment des Verbrennungsmotors laut Hersteller an. Die gewünschten Betriebspunkte liegen hier teilweise oberhalb des vom Hersteller angegebenen Maximalmoments, sie wurden höher gewählt, um die Betriebsgrenzen des Verbrennungsmotors zu verifizieren. Die schwarz gestrichelte Linie zeigt das maximal mögliche Drehmoment der Belastungsmaschine.

Ein Ausschnitt eines Drehzahl- und Drehmomentverlaufes ist in den Abbildungen 2.12 und 2.13 dargestellt. In Abbildung 2.13 sind dazu deutlich die Drehmoment-schwankungen des Verbrennungsmotors zu erkennen. Zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs wurde ein Durchflussmessgerät mit einem Frequenzausgang verwendet. Über die Ausgangsfrequenz lässt sich, wie in Abbildung 2.14 zu sehen, der Verbrauch bestimmen. Die Abbildungen 2.15 bis 2.17 zeigen vergrößert einen Ausschnitt aus den Abbildungen 2.12 bis 2.14. Hier ist für einen Messpunkt exemplarisch die Bestimmung des Betriebspunkts gezeigt. Es wird zunächst der Betriebspunkt (Drehzahl und Drehmoment) wie oben beschrieben eingeregelt. Jeder Betriebspunkt wird für eine Dauer von 40 s gehalten. Die ersten 20 s dienen zum Einschwingen des thermodynamischen Systems Verbrennungsmotor. Der Bereich von 20 s bis 40 s wird anschließend durch Mittelwertbildung als Messung ausgewertet, wie in den Abbil-

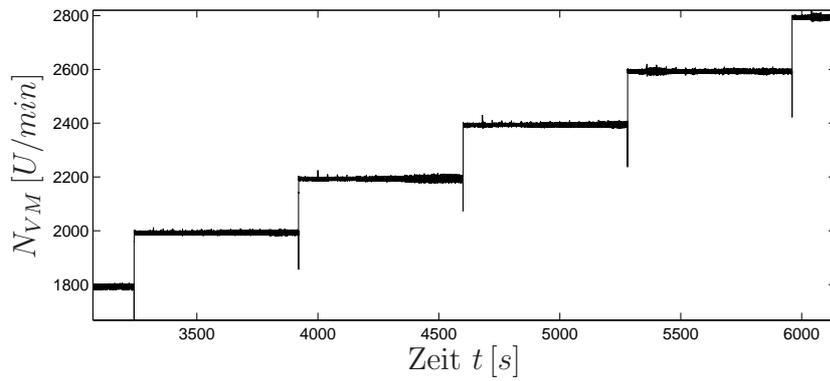


Abbildung 2.12: Drehzahl bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds

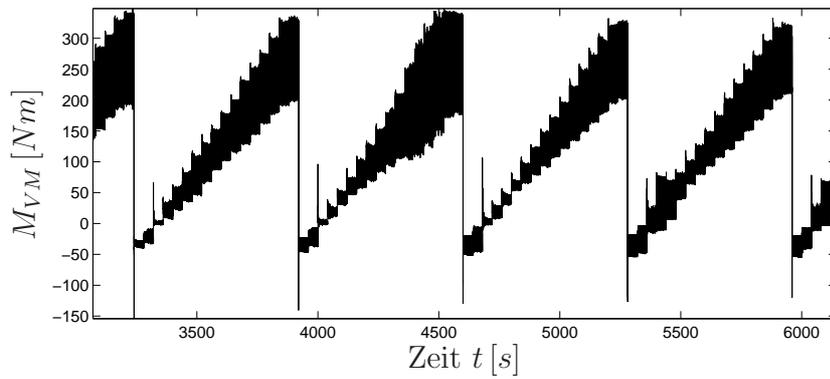


Abbildung 2.13: Drehmoment bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds

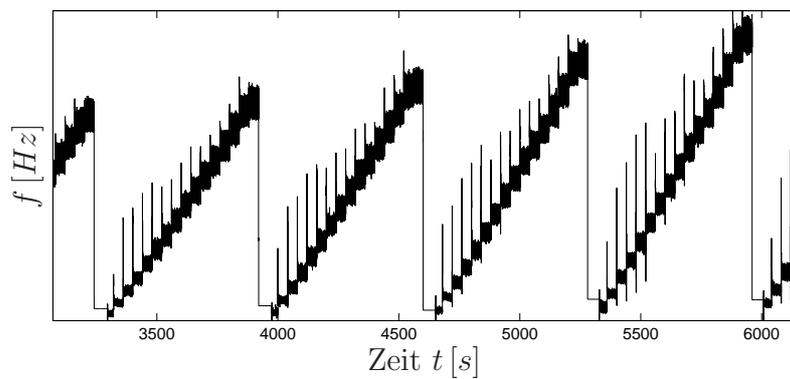


Abbildung 2.14: Ausgangsfrequenz des Durchflussmessgeräts bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds

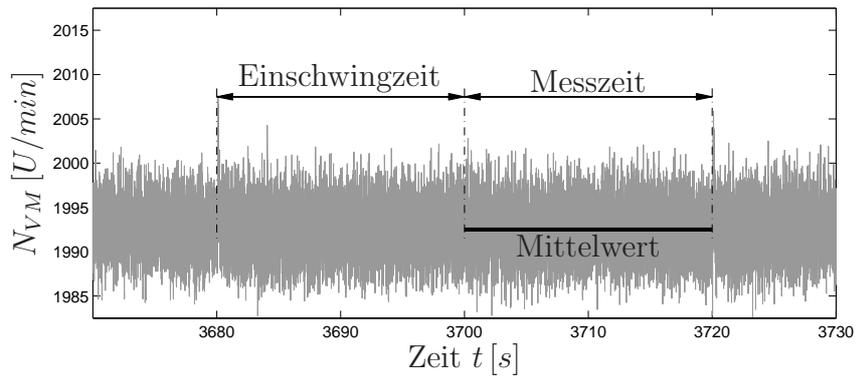


Abbildung 2.15: Drehzahl bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds

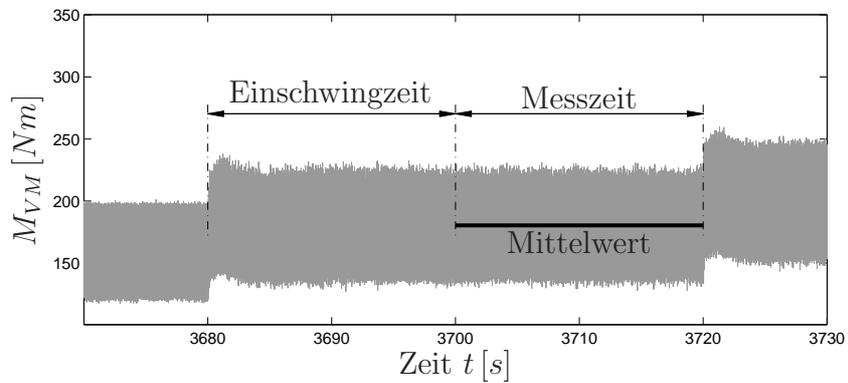


Abbildung 2.16: Drehmoment bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds

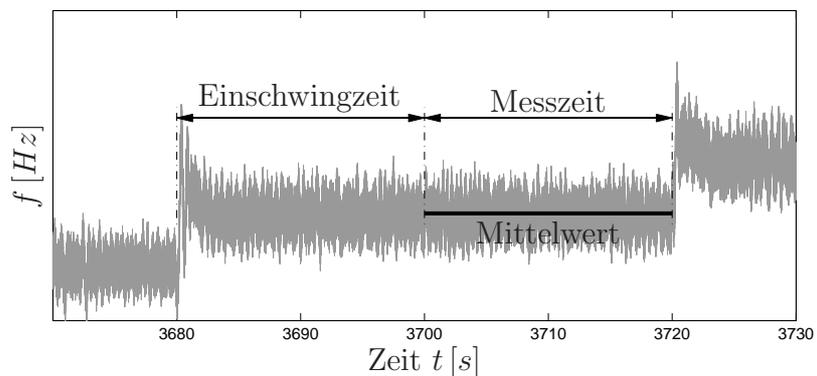


Abbildung 2.17: Ausgangsfrequenz des Durchflussmessgeräts bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds

dungen 2.15 bis 2.17 für die drei Messgrößen Drehzahl, Drehmoment und Frequenz, erläutert. Aus Diskretionsgründen ist in den Abbildungen 2.14 und 2.17 an der Ordinate keine Beschriftung für die Frequenz eingetragen.

Zwischen der Kurbelwelle und dem Drehmomentmessflansch bzw. der Kupplung befindet sich ein Zweimassen-Feder-Dämpfer-System zur Dämpfung der Drehmomentpulsationen des Verbrennungsmotors. Die Drehmomentschwankungen werden jedoch nicht vollständig geglättet. In den Abbildungen 2.13 und 2.16 sind die vom Betriebspunkt abhängigen Drehmomentpulsationen des Verbrennungsmotors deutlich zu erkennen.

Das Ergebnis der Kennfeldverifikation ist in Abbildung 2.18 als Absolutverbrauch in %, normiert auf den Maximalverbrauch, dargestellt. Speziell bei sehr niedrigen

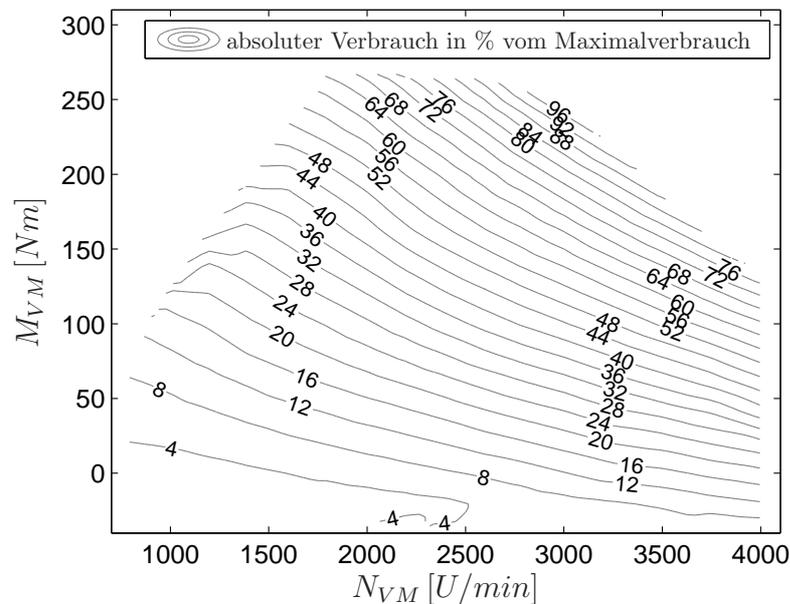


Abbildung 2.18: Am Prüfstand gemessener absoluter Verbrauch des Verbrennungsmotors in % bezogen auf den maximalen Verbrauch

Verbräuchen ist die Auflösungsgrenze des Durchflussmessgeräts erreicht. Dies wird an der 4%-Linie deutlich, die bei negativen Drehmomenten nach links abknickt. In diesem Bereich und darunter ist die Messung fehlerhaft. Grundsätzlich steigt die Genauigkeit des Durchflussmessgeräts mit steigender Durchflussmenge.

Abbildung 2.19 zeigt das gemessene Kennfeld des Verbrennungsmotors analog zu Abbildung 2.10 als Wirkungsgradkennfeld bezogen auf den Bestpunkt des Kennfeldes aus Abbildung 2.10 der Firma GM Powertrain Europe GmbH. Es ist zu erkennen, dass die beiden Kennfelder in den vermessenen Bereichen gut übereinstimmen. Ab-

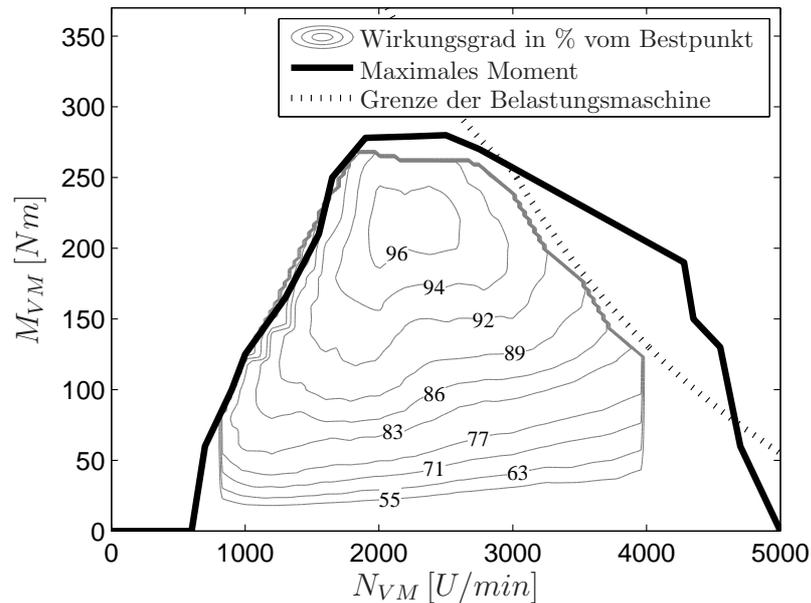


Abbildung 2.19: Am Prüfstand gemessenes Kennfeld des Verbrennungsmotors

weichungen, wie beim maximalen Wirkungsgrad deutlich erkennbar, sind durch die Messtoleranzen des Tachos, der Drehmomentmesswelle und vor allem des Durchflussmessgeräts zu begründen.

Für Verbrauchsmessungen bei Zyklusfahrten wurde ebenfalls das Durchflussmessgerät verwendet, da bei Zyklusfahrten über einen längeren Zeitraum (nicht nur 20 s) gemessen wird und die Durchflussmenge insgesamt wesentlich größer ist, erhöht sich auch die Genauigkeit. Zusätzlich sind die Verbrauchsmessungen bei Zyklusfahrten durch wiegen abgesichert.

Aus den Messungen nach Abbildung 2.11 ist ersichtlich, dass auch negative Drehmomente des Verbrennungsmotors ermittelt wurden. In Abbildung 2.20 ist die resultierende Schleppmomentkennlinie dargestellt, wobei die Kennlinie für Drehzahlen von 0 U/min bis 800 U/min und von 4000 U/min bis 5000 U/min mit dem jeweiligen Endwert extrapoliert wurde.

2.3.3.2 Ermittlung des Energieaufwands zum Anlassen des Verbrennungsmotors

Das Anlassen des Verbrennungsmotors erfolgt über die Lamellenkupplung L_K (Abbildung 2.1). In der Getriebestellung V_1 wird der Verbrennungsmotor durch einen Schwungstart angelassen, wie in Abschnitt 2.3.3 beschrieben. In Getriebestellung V_2 wird der Verbrennungsmotor durch ein zusätzliches Drehmoment des Elektromotors

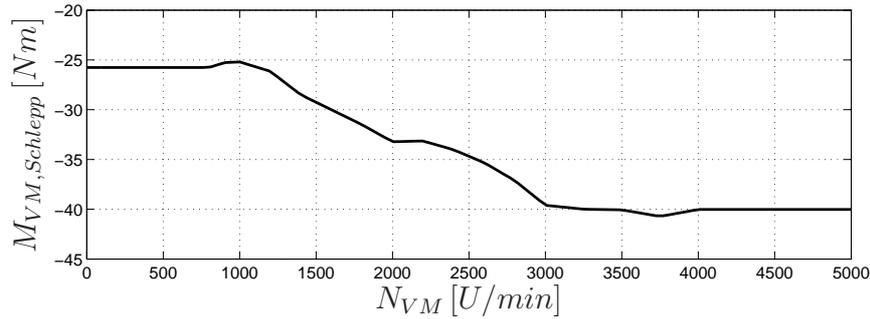


Abbildung 2.20: Schleppmoment des Verbrennungsmotors

angelasen. In beiden Fällen stammt die Energie zum Anlassen aus dem elektrischen Energiespeicher. In Getriebestellung V_1 wird die Energie noch als Rotationsenergie in der Trägheitsmasse zwischengespeichert, zuvor wird die Trägheitsmasse aber von der elektrischen Maschine beschleunigt.

Der mechanische Energieaufwand zum Anlassen des Verbrennungsmotors kann durch das Integral über das Drehmoment $M_{VM,An}$ an der Kupplung L_K und der Winkelgeschwindigkeit ω_{W_1} an der Welle W_1 berechnet werden.

$$E_{VM,An} = \int_{t_{S,An}}^{t_{E,An}} M_{VM,An} \omega_{W_1} dt \quad (2.52)$$

Der Anlassvorgang fängt bei der Zeit $t_{S,An}$ an und endet bei $t_{E,An}$. Der Verbrennungsmotor mit der Trägheitsmasse θ_{VM} wird dabei von Null auf die Drehzahl der Welle W_1 beschleunigt. Das Drehmoment zur Beschleunigung der Trägheitsmasse ist das Anlass-Drehmoment $M_{VM,An}$ abzüglich dem Schleppmoment $M_{VM,Schlepp}$.

$$\omega_{VM} = \frac{1}{\theta_{VM}} \int_{t_{S,An}}^{t_{E,An}} (M_{VM,An} - M_{VM,Schlepp}) dt \quad (2.53)$$

Je nach Getriebestellung und Betriebssituation stehen für das Anlassen des Verbrennungsmotors unterschiedlich große Drehmomente $M_{VM,An}$ bei unterschiedlichen Drehzahlen an der Welle W_1 zur Verfügung. Damit variiert auch die Dauer des Anlassvorgangs und die benötigte Energie $E_{VM,An}$.

Getriebestellung V_1

In Getriebestellung V_1 kann – wie oben erwähnt – neben der elektrischen Maschine auch die Schwungmasse als zusätzliche Momentenquelle genutzt werden. Das resultierende Drehmoment aus der Getriebeverstellung an der Welle W_2 kann nach Gleichung (2.20) bestimmt werden.

$$M_{dyn,W2,\theta} = \theta_{W2,ges} \dot{i}_{var} \omega_{W1} \quad (2.54)$$

Zusätzlich kann der Elektromotor ein Drehmoment zum Anlassen bereitstellen. Das an der Welle W_1 ankommende Moment M_{EM,dyn,W_1} wird damit zu

$$M_{EM,dyn,W_1} = (M_{EM,Mot,max} + M_{dyn,W_2,\theta})i_{var}\eta_{CVT} \quad (2.55)$$

berechnet. Abzüglich der Fahrwiderstandsmomente (Gleichung (2.38)) und der zur Beschleunigung des Antriebsstrangs (Gleichung (2.27)) benötigten Drehmomente $M_{Fahr,Wid}$ und M_{dyn,W_2} kann das Drehmoment zum Anlassen des Verbrennungsmotors bestimmt werden.

$$M_{VM,An} = M_{EM,dyn,W_1} - M_{Fahren}i_{23}i_{34} - M_{dyn,W_2} \quad (2.56)$$

Damit kann sowohl die Zeitdauer des Anlassvorgangs als auch die mechanische Energie, die zum Anlassen benötigt wird, berechnet werden. Über die Wirkungsgrade des CVT-Getriebes (η_{CVT}), der elektrischen Maschine mit Umrichter (η_{EM}) und des UltraCaps (η_{UC}) kann die benötigte elektrische Energie zum Anlassen in Getriebebestellung V_1 bestimmt werden.

$$E_{VM,An,el} = \int_{t_{S,An}}^{t_{E,An}} \frac{M_{VM,An} \omega_{W1}}{\eta_{CVT}\eta_{EM}\eta_{UC}} dt \quad (2.57)$$

Getriebebestellung V_2

In Getriebebestellung V_2 bringt nur der Elektromotor das Drehmoment zum Anlassen des Verbrennungsmotors auf. Die Drehmomentreserve $M_{EM,An,Res}$ zum Anlassen wird aus dem Maximalmoment des Elektromotors $M_{EM,Mot,max}$ abzüglich der Fahrwiderstandsmomente (Gleichung (2.38)) und der zur Beschleunigung des Antriebsstrangs (Gleichung (2.27)) benötigten Drehmomente $M_{Fahr,Wid}$ und M_{dyn,W_2} berechnet.

$$M_{EM,An,Res} = M_{EM,Mot,max} - M_{Fahren}i_{23}i_{34} - M_{dyn,W_2} \quad (2.58)$$

Dieses Moment steht über das CVT-Getriebe zum Anlassen des Verbrennungsmotors an der Welle W_1 bereit.

$$M_{VM,An} = M_{EM,An,Res}i_{var}\eta_{CVT} \quad (2.59)$$

Die Zeitdauer des Anlassvorgangs sowie die Energie, die zum Anlassen in Getriebebestellung V_2 benötigt wird, kann damit bestimmt werden. Aus der mechanischen Energie kann wiederum die elektrische Energie ermittelt werden, die zum Anlassen benötigt wird.

$$E_{VM,An,el} = \int_{t_{S,An}}^{t_{E,An}} \frac{M_{EM,An,Res} \omega_{W2}}{\eta_{EM}\eta_{UC}} dt \quad (2.60)$$

In den Abbildungen 2.21 bis 2.23 sind die Ergebnisse zu den angeführten Überlegungen aufgetragen.

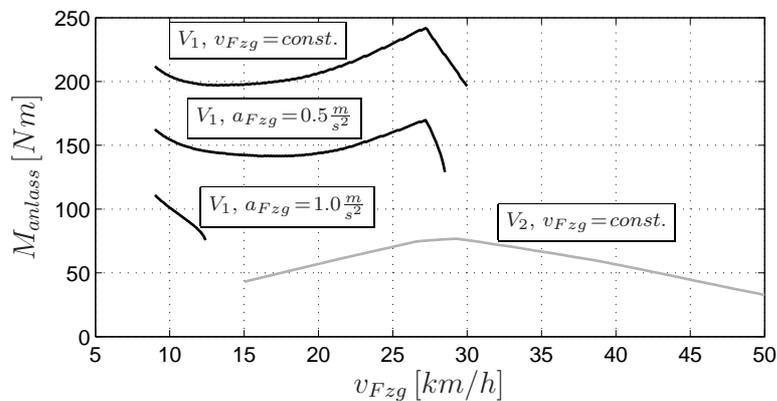


Abbildung 2.21: Drehmoment zum Anlassen des Verbrennungsmotors

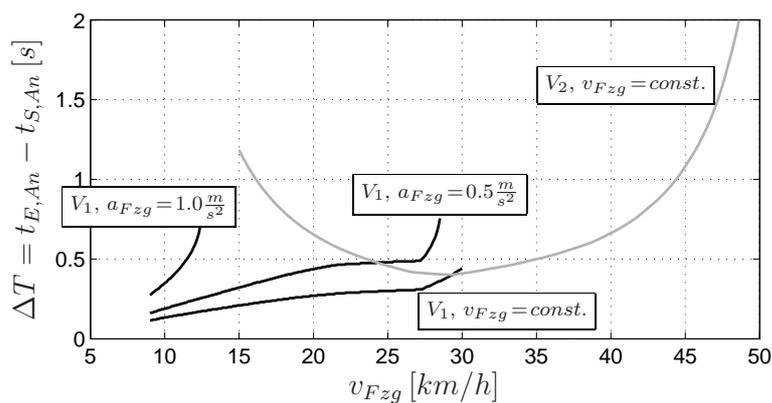


Abbildung 2.22: Dauer des Anlassvorgangs

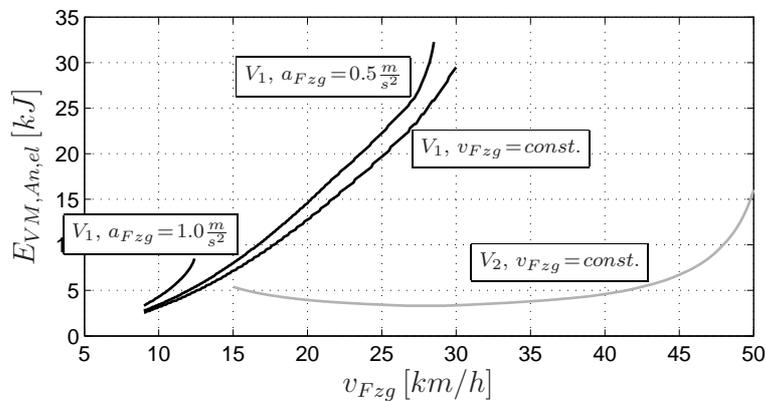


Abbildung 2.23: Elektrische Energie, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors aufgewendet werden muss

Abbildung 2.21 zeigt geschwindigkeitsabhängig das Drehmoment, das zum Anlassen des Verbrennungsmotors an der Welle W_1 bereit steht. Die graue Linie zeigt das Drehmoment für Getriebestellung V_2 . Hierbei wurde angenommen, dass der Verbrennungsmotor bei einer konstanten Geschwindigkeit angelassen wird. Daraus ergibt sich ebenfalls ein nahezu konstantes Drehmoment für den gesamten Anlassvorgang. Die schwarzen Linien zeigen die mittleren Anlassdrehmomente für Getriebestellung V_1 bei verschiedenen Beschleunigungen. Durch das nichtlineare dynamische Drehmoment aufgrund der Variatorverstellung, aber auch durch die Beschleunigung, ist das Drehmoment während des Anlassvorgangs nicht konstant. Zur Veranschaulichung wurden deshalb die mittleren Drehmomente aufgetragen. Auf der Abszisse ist dabei die jeweilige Anfangsgeschwindigkeit, bei welcher der Anlassvorgang beginnt, aufgetragen. Bei einer vorhandenen Beschleunigung des Fahrzeugs ist diese ungleich der Geschwindigkeit am Ende des Anlassvorgangs.

Abbildung 2.22 zeigt die Zeit und Abbildung 2.23 die Energie, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors notwendig ist.

In Getriebestellung V_2 (graue Linien) steigt das zum Start des Verbrennungsmotors verfügbare Drehmoment mit der Geschwindigkeit zunächst an. Gleichzeitig nimmt die Dauer wie auch der Energiebedarf des Anlassvorgangs ab. Der Grund liegt darin, dass die Variatorübersetzung mit steigender Drehzahl an der Welle W_2 günstiger einzustellen ist, da die Drehzahl an der Welle W_1 für den Anlassvorgang ca. 800 U/min nicht unterschreiten soll. Durch die steigende Variatorübersetzung steigt also das an der Welle W_1 ankommende Drehmoment. Ab ca. 30 km/h sinkt das verfügbare Drehmoment wieder ab. Für die Berechnungen in Getriebestellung V_2 wurde eine niedrige Spannung von 30 V am UltraCap angenommen, die elektrische Maschine wird bei dieser Geschwindigkeit deswegen bereits im Feldschwächbereich betrieben. Mit dem sinkenden Anlassmoment steigt auch die Dauer des Anlassvorgangs und der Energiebedarf wieder an.

In Getriebestellung V_1 sind die Anlassvorgänge bei verschiedenen Beschleunigungen über die Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen. Die Drehmomente sind hier höher als in Getriebestellung V_2 , da wie oben erwähnt, neben dem Elektromotor auch durch die Variatorverstellung ein Drehmoment zum Anlassen aufgebracht werden kann. Mit steigender Geschwindigkeit steigt das Drehmoment aufgrund der Variatorverstellung, gleichzeitig steigen auch die Verluste im Variator und das Drehmoment des Elektromotors sinkt mit zunehmender Feldschwächung. Bei der Drehmomentkurve für die Konstantfahrt sowie für die beschleunigte Fahrt mit $a_{Fzg} = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ergeben sich die von ca. 9 km/h bis ca. 27 km/h dargestellten mittleren Drehmomente. Das Abfallen der Drehmomente ab ca. 27 km/h resultiert aus der Drehzahlbegrenzung

der elektrischen Maschine und der damit einhergehenden verringerten Variatorübersetzung. Der Verstellvorgang beginnt deshalb mit steigender Geschwindigkeit bei niedrigeren Variatorübersetzungen, womit sich auch der Übersetzungsgradient reduziert, wie in Abbildung 2.5 zu erkennen. Daher rührt auch die steigende Anlassdauer. Die zum Anlassen benötigte Energie steigt mit der Geschwindigkeit kontinuierlich an. Der Grund hierfür ist, dass in Getriebestellung V_1 auch die Drehzahl an der Welle W_1 ansteigt.

Wird der Verbrennungsmotor bei konstanter Fahrt in Getriebestellung V_1 angefahren, so ist das Anlassdrehmoment am höchsten. Mit steigender Beschleunigung sinkt das für den Anlassvorgang des Verbrennungsmotors verfügbare Drehmoment. Bei hohen Beschleunigungen kann der Verbrennungsmotor daher nicht mehr ohne Drehmenteinbruch am Abtrieb gestartet werden. Mit zunehmender Beschleunigung steigt also die Dauer des Anlassvorgangs und damit auch die benötigte Energie zum Anlassen.

Aus der Summe der elektrischen Energie für das Beschleunigen der Trägheitsmasse und der elektrischen Energie für die Hydraulikversorgung (Abschnitt 2.3.2) ergibt sich der Gesamtenergiebedarf für den Anlassvorgang des Verbrennungsmotors, wie in Abbildung 2.24 dargestellt.

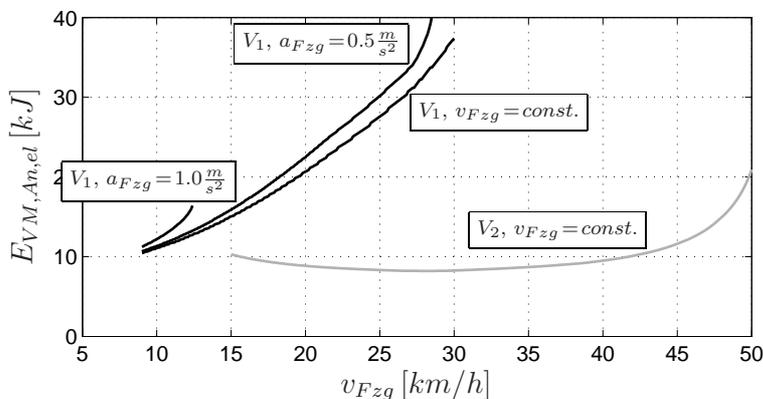


Abbildung 2.24: Elektrische Energie, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors aufgewendet werden muss, inklusive Hydraulikversorgung

2.3.4 Elektromotor und Frequenzwechselrichter

Wie in der Gesamtantriebsstrangstruktur in Abbildung 2.1 ersichtlich, ist der Elektromotor an Welle W_2 fest angeflanscht. Abbildung 2.25 zeigt eine CAD-Zeichnung des Motors. Hierbei sind der Rotor der Außenläufermaschine sowie die konzentrierten Statorwicklungen erkennbar. Es handelt sich um eine permanenterrregte Synchron-

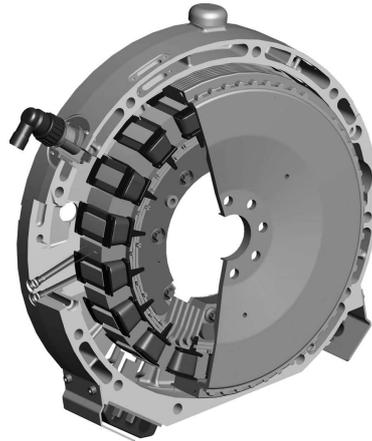


Abbildung 2.25: *Permanent erregte Synchronmaschine der Firma ZF-Sachs AG*

maschine, die an einem Wechselrichter betrieben wird. Der Wechselrichter ist als B6-Brückenschaltung [100] mit Leistungs-MOSFET-Bauelementen [104] ausgeführt. Der Zwischenkreis des Wechselrichters ist direkt an den Energiespeicher, den Ultra-Cap (Abschnitt 2.3.5) angeschlossen. Die Zwischenkreisspannung des Umrichters entspricht damit – bis auf den Spannungsabfall an den Zuleitungen – der Klemmenspannung des UltraCaps und variiert daher mit dessen Ladezustand. Dies hat zur Folge, dass einerseits die Regelung der Drehfeldmaschine auf den weiten Spannungsbereich angepasst sein muss. Andererseits wirkt sich der weite Spannungsbereich auf den Wirkungsgrad und das maximal mögliche Drehmoment, vor allem beim Betrieb im Feldschwächbereich, aus. Je geringer die Spannung ist, desto stärker muss das Magnetfeld aufgrund der Permanentmagneten geschwächt werden, damit die Maschine steuerbar bleibt. Der zum Feldschwächen benötigte Strom ist im Vergleich zum momentenbildenden Strom bei kleineren Spannungen größer. Damit verschlechtert sich zum Einen der Wirkungsgrad bei kleineren Spannungen, zum Anderen sinkt das maximal mögliche Drehmoment im Feldschwächbereich und damit die Maximalleistung der elektrischen Maschine.

Das maximal mögliche Drehmoment, das die elektrische Maschine motorisch bzw. generatorisch ($M_{EM,Mot,max}$, $M_{EM,Gen,max}$) bereitstellen kann, ist sowohl von der Drehzahl N_{EM} als auch von der Klemmenspannung des UltraCaps U_{UC} abhängig.

$$M_{EM,Mot,max} = f(N_{EM}, U_{UC}) \quad (2.61)$$

$$M_{EM,Gen,max} = f(N_{EM}, U_{UC}) \quad (2.62)$$

Der Wirkungsgrad ist zusätzlich noch vom tatsächlich abgegebenen Drehmoment M_{EM} abhängig.

$$\eta_{EM} = f(M_{EM}, N_{EM}, U_{UC}) \quad (2.63)$$

Für die Kombination elektrische Maschine mit Umrichter wurden von der Firma ZF Sachs AG Kennfelder zur Verfügung gestellt, die aus Diskretionsgründen nicht gezeigt werden. Die Nennleistung der Maschine-Umrichter-Kombination ist bei einer Betriebsspannung von 50 V mit 15 kW , das Nenn-Drehmoment mit 82 Nm angegeben.

Im Gegensatz zur direkten Anbindung des Zwischenkreises an den Energiespeicher werden für Hybridfahrzeuge auch Topologien mit einer Zwischenkreistabilisierung verfolgt, insbesondere bei Energiespeichern mit einer hohen Spannungsvariation wie dem UltraCap. Inwieweit sich der Aufwand für eine zusätzliche Zwischenkreisstabilisierung lohnt, wird in [67] diskutiert.

Die Maschine weist eine im Vergleich zum übrigen Antriebsstrang sehr hohe Dynamik auf, die Zeitkonstante des Drehmomentaufbaus liegt bei wenigen Millisekunden. Aus diesem Grund wurde die Dynamik der Maschine für die Simulationen dieser Arbeit als ideal schnell modelliert.

$$M_{EM} = M_{EM}^* \quad (2.64)$$

Angesteuert wird die Maschine durch eine Drehmomentvorgabe über die CAN-Schnittstelle. Um einer Beschädigung der leistungselektronischen Bauelemente und auch des UltraCaps vorzubeugen, wird die Maschine im Spannungsbereich von 51 V bis 53 V abgeregelt, so dass der Energiespeicher nicht weiter geladen wird, auch wenn beispielsweise eine negative Drehmomentanforderung vorliegt. Positive Leistung kann der Motor in diesem Bereich abgeben.

Der niedrige Spannungsbereich des elektrischen Systems resultiert aus den Rahmenbedingungen zu Beginn des Projekts. Die allgemeine Tendenz bei Hybridfahrzeugen geht jedoch klar in Richtung höhere Spannungen. Gründe hierfür sind unter anderem geringere Volumina und geringeres Gewicht der leistungselektronischen Bauelemente, der elektrischen Maschine, der Kabel, sowie höhere Wirkungsgrade [67].

2.3.5 Energiespeicher

Als Energiespeicher wurde von der Firma Epcos AG ein Modul von Doppelschichtkondensatoren (UltraCap) für den optimierten CVT-Hybrid bereitgestellt. In Abbildung 2.26 ist eine CAD-Zeichnung des UltraCap-Moduls dargestellt. Es zeigt 22 in Reihe geschaltete und kreisförmig angeordnete Einzelzellen. Jede der Zellen weist eine Kapazität von 5000 F bei einer Zellenspannung von maximal 2.5 V auf. Das gesamte Modul hat damit eine Kapazität von 227 F bei einer Maximalspannung von 55 V . Um abweichende Zellenkapazitäten und die damit einhergehende unglei-



Abbildung 2.26: Modul mit 22 einzelnen Doppelschichtkondensator-Zellen (Ultra-Cap) der Firma Epcos AG

che Spannungsverteilung auf die einzelnen Zellen auszugleichen, ist jeder Zelle eine aktive Symmetrierschaltung zugeordnet.

Vom Hersteller wurde das Ersatzschaltbild aus Abbildung 2.27 zur Beschreibung der elektrischen Eigenschaften des UltraCaps angegeben. Aus dem Ersatzschaltbild ist

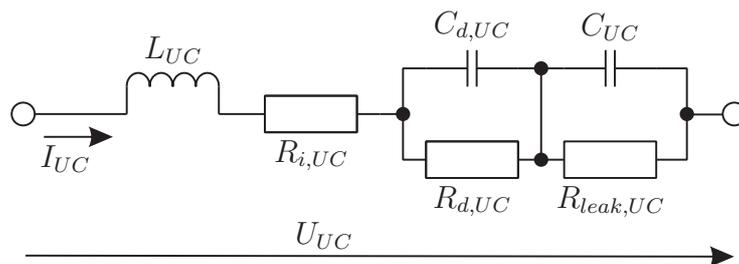


Abbildung 2.27: Ersatzschaltbild des UltraCaps

der in Abbildung 2.28 gezeichnete Signalflussplan abgeleitet. Die Energie ist in der Hauptkapazität C_{UC} gespeichert. In der Literatur wird teilweise eine Abhängigkeit der Kapazität vom Ladezustand beschrieben [97]. Diese Daten liegen für den vorliegenden UltraCap nicht vor, es wird deshalb von der angegebenen Kapazität des Herstellers ausgegangen. Die Vorkapazität $C_{d,UC}$ in Kombination mit dem Vorwiderstand $R_{d,UC}$ ist für Frequenzen ab etwa 1.3 Hz und die Reiheninduktivität ab etwa 65 Hz wirksam. Die Reiheninduktivität wird für die Simulationen vernachlässigt. Über den Innenwiderstand $R_{i,UC}$ sowie den Vorwiderstand $R_{d,UC}$ sind die Verluste des UltraCaps modelliert. Sie entstehen unter anderem an den metallischen Zuleitungen, an der Kohlenstoffschicht sowie im leitenden Elektrolyten zwischen der Doppelschicht. Über den Widerstand $R_{leak,UC}$, der parallel zur Hauptkapazität eingezeichnet ist, wird das Selbstentladungsverhalten des Kondensatormoduls nachgebildet. Dieses ist nur für Langzeitbetrachtungen von z.B. mehreren Wochen relevant und deshalb für die Simulationen und Ausführungen in dieser Arbeit vernachlässigt. Mit den oben genannten Vereinfachungen ergibt sich der in Abbildung 2.29 gezeich-

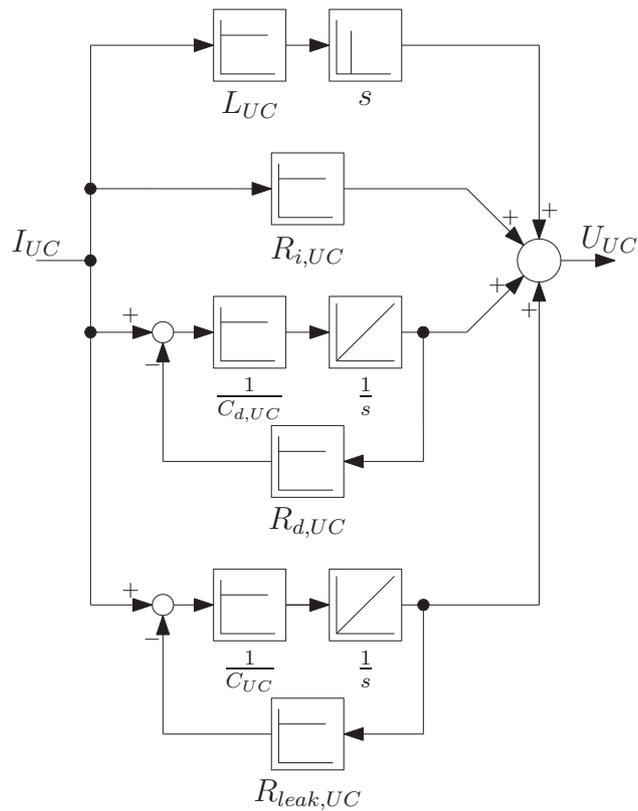


Abbildung 2.28: Signalflussplan des UltraCaps

nete Signalflussplan. Eine weitere Vereinfachung ist im Signalflussplan der Abbildung 2.30 dargestellt. Dieser bildet das Gleichstromverhalten des Antriebsstrangs ab. Dazu wurde die Vorkapazität $C_{d,UC}$ weggelassen und die beiden Widerstände

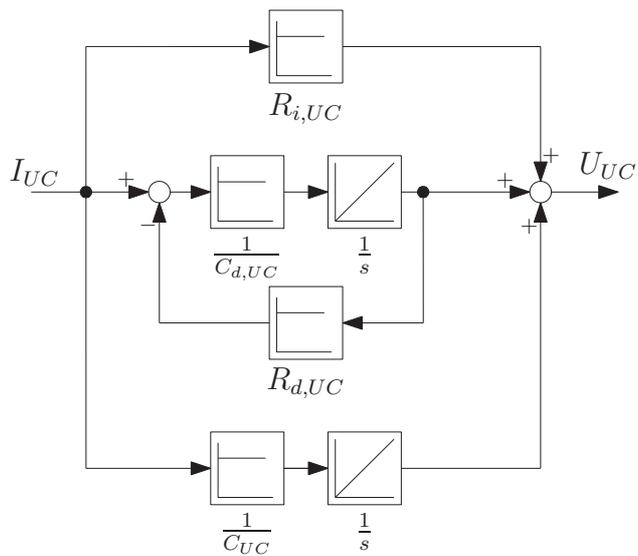


Abbildung 2.29: Vereinfachter Signalflussplan des UltraCaps

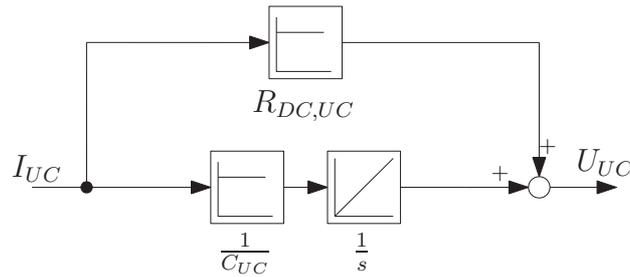


Abbildung 2.30: Signalflussplan für das Gleichstromverhalten des UltraCaps

$R_{i,UC}$ und $R_{d,UC}$ zu einem Gleichstrom-Reihenwiderstand $R_{DC,UC} = R_{i,UC} + R_{d,UC}$ aufaddiert.

Der Zusammenhang zwischen der Energie in einem Kondensator und der Spannung am Kondensator ist durch $E = \frac{1}{2}CU^2$ gegeben. Dieser Zusammenhang gilt auch für die beiden Kapazitäten des UltraCaps. Die Kapazität $C_{d,UC}$ ist gegenüber der Hauptkapazität klein. Die Spannung an $C_{d,UC}$ wird über den Widerstand $R_{d,UC}$ abgebaut. Der Energieinhalt E_{UC} des UltraCaps ist demnach von der inneren, an der Hauptkapazität anliegenden Spannung $U_{i,UC}$, abhängig.

$$E_{UC} = \frac{1}{2}C_{UC}U_{i,UC}^2 \quad (2.65)$$

Um den Ladezustand des UltraCaps zu bestimmen, ist also diese innere Spannung notwendig. In der Simulation kann diese direkt am Integratorausgang abgegriffen werden. Für das reale System wurde dazu ein Luenberger Beobachter nach [103] zur Schätzung der inneren Spannung und damit des Ladezustands aufgebaut.

Über die Zustandsgleichungen des Beobachters

$$\dot{\hat{U}}_{i,UC} = \frac{1}{C_{UC}}I_{UC} + k_1(U_{UC} - \hat{U}_{UC}) \quad (2.66)$$

$$\dot{\hat{U}}_{C_d,UC} = -\frac{1}{C_{d,UC}R_{d,UC}}\hat{U}_{C_d,UC} + \frac{1}{C_{d,UC}}I_{UC} + k_2(U_{UC} - \hat{U}_{UC}) \quad (2.67)$$

lässt sich die geschätzte Ausgangsspannung

$$\hat{U}_{UC} = \hat{U}_{i,UC} + \hat{U}_{C_d,UC} + R_{i,UC}I_{UC} \quad (2.68)$$

sowie die geschätzte innere Spannung $\hat{U}_{i,UC}$ an der Hauptkapazität bestimmen. Damit kann der Ladezustand des UltraCaps am realen System mit Gleichung (2.65) berechnet werden.

2.3.6 DC/DC-Wandler

Der DC/DC-Wandler ist notwendig, um Energie zwischen dem UltraCap und der 12 V-Bordnetzbatterie auszutauschen. Er soll einerseits die Funktion der Lichtma-

schine ersetzen und die 12 V Verbraucher im Fahrzeug speisen. Andererseits besteht der Wunsch, einen eventuell entladenen UltraCap nach längeren Standzeiten des Fahrzeugs aus der Bordnetzatterie aufzuladen. Der Leistungs- bzw. Energiefluss muss also in beide Richtungen (bidirektional) möglich sein. Die Ansteuerung erfolgt über den CAN-Bus.

Am Markt war für die gewünschten Anforderungen kein passender DC/DC-Wandler verfügbar, aus diesem Grund wurde im Rahmen des Projekts „optimierter CVT-Hybrid“ ein DC/DC-Wandler entwickelt. Da für die vorliegende Anwendung keine galvanische Trennung der beiden Spannungsebenen notwendig ist, wurde eine Buck-Boost-Topologie ausgesucht, um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erzielen.

Eine erhöhte Anzahl an Phasen reduziert die auftretenden Rippelströme erheblich, wodurch die passiven Bauelemente wie beispielsweise die Glättungskondensatoren verkleinert werden können. Allerdings erhöht sich dadurch die Anzahl der aktiven Bauelemente, sowie auch die Komplexität in der Ansteuerung. Für den optimierten CVT-Hybrid wurde eine 4-phasige Topologie ausgesucht, wie sie in Abbildung 2.31 zu sehen ist. Zur Ansteuerung und Regelung des DC/DC-Wandlers wurde ein DSP (Digital Signal Processor) verwendet (Abbildung 2.32). Dieser bietet die Möglichkeit eine 4-phasige PWM im gewünschten Frequenzbereich und mit jeweils 90° Phasenversatz direkt zu erzeugen.

Zur Regelung des über den CAN-Bus vorgegebenen Sollstroms wurde ein I-Regler implementiert. Als Messgrößen werden die Spannungen und Ströme am Ein- und Ausgang des DC/DC-Wandlers sowie die Temperatur des Kühlkörpers benötigt. An der Batterie-Seite ist eine Spannung von 8 V bis 16 V spezifiziert. Die Spannung an der UltraCap-Seite ist ab der Batteriespannung bis zu 60 V ausgelegt. Wie aus der Struktur des Wandlers ersichtlich ist, kann die Spannung am UltraCap nicht niedriger werden als die Batteriespannung, da in diesem Fall die interne Diode der oberen Leistungs-MOSFET Transistoren leitend wird. Aus diesem Grund darf ein vollständig entleerter UltraCap nicht an den DC/DC-Wandler angeschlossen werden. Die internen Dioden des DC/DC-Wandler würden dadurch zerstört. Für diesen Fall schützt eine hochflinke Schmelzsicherung die Bauelemente.

Die zu messenden Größen werden durch die Signalanpassung geeignet aufbereitet und über A/D-Wandler eingelesen. Neben der Regelung werden die gemessenen Größen auch zur Fehlerüberwachung ausgewertet, sowie über CAN an den Gesamtfahrzeugregler weitergegeben. Als weiteres Feature werden die Lüfter der eingebauten Zwangskühlung über einen Smart-Switch angesteuert und anhand der gemessenen Temperatur geregelt betrieben.

Die im DSP enthaltene PWM-Einheit erzeugt die pulsweitenmodulierten (PWM)

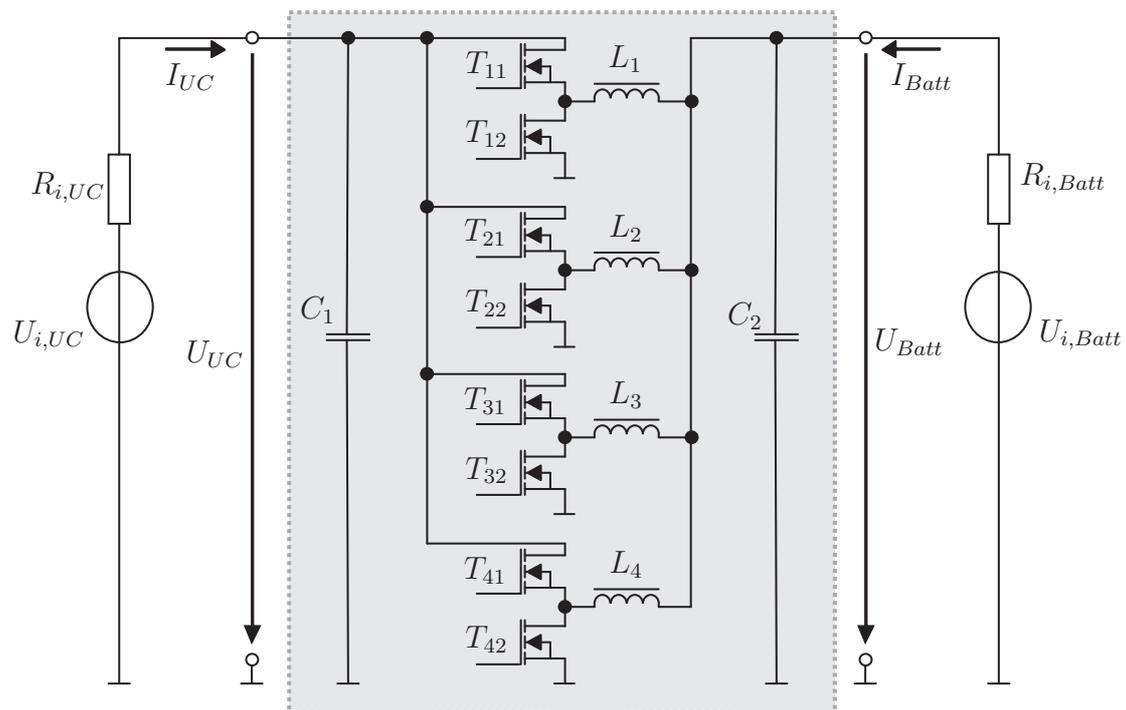


Abbildung 2.31: 4-phasige Buck-Boost Struktur des DC/DC-Wandlers

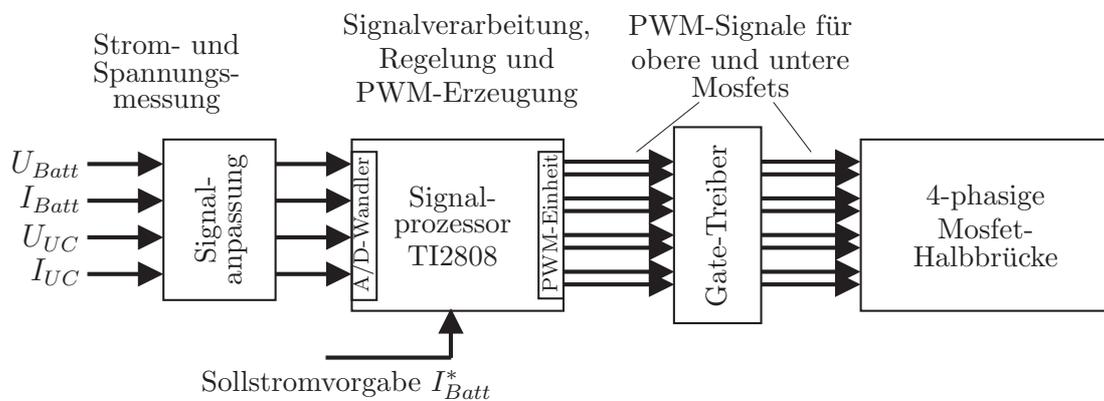


Abbildung 2.32: Signalverarbeitung auf Basis eines digitalen Signalprozessors (DSP)

Signale für die Schaltelemente des Wandlers. Über Gate-Treiber werden diese Signale an die Leistungs-MOSFET Bauelemente T_{11} bis T_{42} (Abbildung 2.31) weitergeleitet. Abbildung 2.33 zeigt ein Foto des vollständig aufgebauten DC/DC-Wandlers ohne Gehäusedeckel. Das DSP-Board ist oben zu erkennen, seitlich sind Teile der Leistungs-MOSFET-Bauelemente angebracht. An der vorderen Seite sind einerseits die Leistungsanschlüsse, die zur Batterie und zu den UltraCaps führen, andererseits der CAN-Bus Anschluss-Stecker zu sehen. Es ist zu erwähnen, dass der Wandler

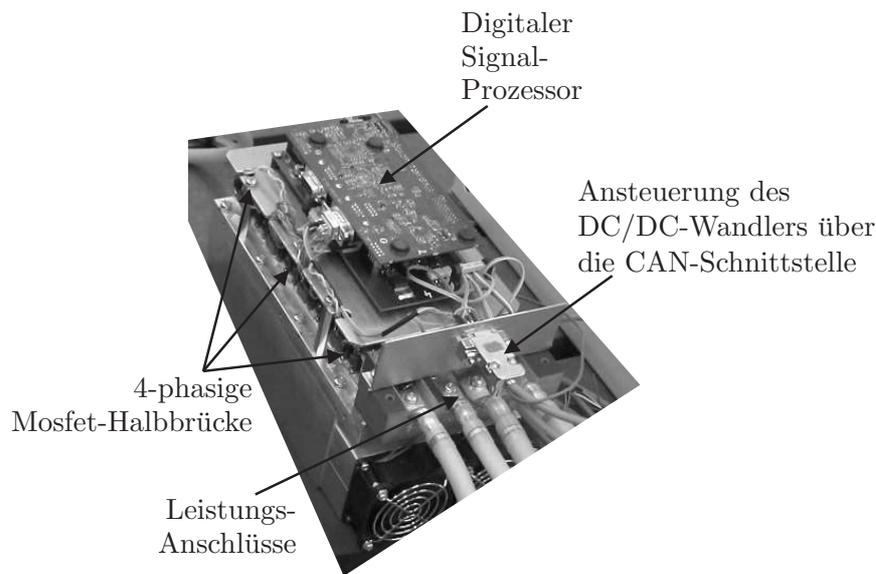


Abbildung 2.33: Foto des DC/DC-Wandlers

zunächst für einen Betrieb am Wasserkreislauf konzipiert wurde. Aus Platzgründen musste der Wandler jedoch im Kofferraum des Fahrzeugs untergebracht werden, so dass nur eine Luftkühlung möglich war. Mit einer Wasserkühlung wäre der Wandler wesentlich leichter und kleiner. Weiterhin wurde eine Prototyp-Entwicklungsplattform für die Ansteuerung verwendet, wie im Bild 2.33 sichtbar. Bei einer Serienanwendung könnte der Wandler auf ca. ein Viertel des Gewichts und der Größe reduziert, oder idealer Weise in den Umrichter für den Elektromotor integriert werden.

Zur Kalibrierung der Spannungs- und Stromeingänge des DC/DC-Wandlers sowie für weitere Messungen wurde das am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme vorhandene Leistungs-Messgerät (Norma D6200) herangezogen. Ein wichtiges Messergebnis – das Wirkungsgradkennfeld – sowohl für Hochsetzbetrieb ($I_{Batt} > 0$) als auch für Tiefsetzbetrieb ($I_{Batt} < 0$), ist in Abbildung 2.34 dargestellt. Es wurde am HIL-Prüfstand (Abschnitt 2.4.1) für das elektrische System aufgenommen. Dazu wurde einerseits die Batterie-Spannung über ein Netzteil konstant gehalten und andererseits die UltraCap-Spannung über die elektrische Maschine auf den gewünschten Wert stabilisiert. Der Sollwert für den Strom wurde über CAN vom dSPACE-Rechnersystem vorgegeben. Aufgrund der kühlen Temperaturen im Labor und der relativ geringen Verlustleistung des DC/DC-Wandlers waren die beiden Lüfter (jeweils ca. 2.5 W) während der Wirkungsgradvermessung nicht in Betrieb. Die häufigsten Betriebspunkte des DC/DC-Wandlers im Hochsetzbetrieb ($I_{Batt} > 0$) sind bei kleinen Spannungen bis ca. 30 V und hohen Strömen zum Aufladen des UltraCaps. Dies bedeutet, dass ein Hochsetzbetrieb bei hohen Spannungen und kleinen Strömen normalerweise nicht vorkommt (schlechter Wirkungsgrad z.B. bei

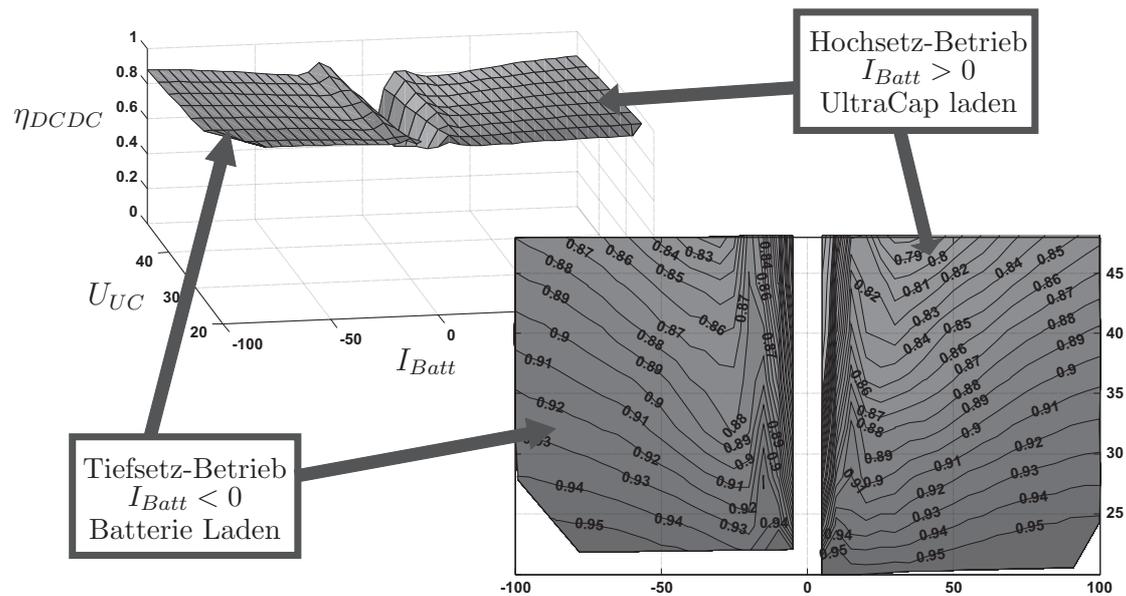


Abbildung 2.34: Wirkungsgradkennfeld des DC/DC-Wandlers

($I_{Batt} \approx 30 \text{ A}$, $U_{UC} \approx 47 \text{ V}$). Im Tiefsetzbetrieb ($I_{Batt} < 0$) erfüllt der DC/DC-Wandler die Funktion einer Lichtmaschine und wird im gesamten Tiefsetzbereich betrieben.

2.3.7 Bordnetz des Fahrzeugs

Das 12 V-Bordnetz des Serienfahrzeugs wurde weitgehend übernommen. Es kamen jedoch noch einige zusätzliche Verbraucher dazu. Die Verbraucher des 12 V-Bordnetzes sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst. Bei der Angabe der Leistungen der Verbraucher wurde nach den Betriebszuständen Stillstand und Fahrt unterschieden, wobei das Fahrzeug im Stillstand betriebsbereit (bei Betätigung des Gaspedals fährt das Fahrzeug los) war.

Da der Verbrennungsmotor nicht ständig in Betrieb ist, wurde eine Unterdruckpumpe zur Erzeugung des Vakuums für den Bremskraftverstärker sowie eine elektrifizierte Lenkhilfe in das Fahrzeug integriert. Während eines Bremsvorgangs ist neben dem Bremskraftverstärker auch das auf LED-Technik basierende Bremslicht eingeschaltet. Im NEDC-Zyklus beträgt der zeitliche Anteil der Bremsphasen an der gesamten Zyklusdauer ca. 16 %. Die meisten Bremsvorgänge können allerdings ohne die Reibbremse durchgeführt werden, so dass die Unterdruckpumpe nicht betrieben wird und nur die Leistung für die LED-Bremsleuchten anfällt. Die gesamte elektrische Leistung während der Bremsphasen ist pauschal mit einer Dauerleistung von 11 W berücksichtigt. Die elektrifizierte Lenkhilfe hat einen konstanten Stillstands-

	Leistung $P [W]$	Stillstand $P [W]$	Fahrt $P [W]$
1 Fahrzeug im Stillstand	125	125	125
2 Zusatz während der Fahrt	155		155
3 Bremslicht & Bremskraftverstärker	110		11
4 elektrifizierte Lenkhilfe	60	60	60
5 Zusatz bei leichtem Lenkeinschlag	220		22
6 dSPACE-Rechnersystem	55	55	55
7 Bildschirm	22	22	22
8 Signalanpassung / Hydraulikventile	36	36	36
9 Pumpe für die Umschaltaktorik	180	4.5 (2.5 %)	6.0 (3.3 %)
10 Schmierölpumpe	49		49
11 Wasserpumpe 1	13		13
12 Wasserpumpe 2	44		44
Summe		302.5	598

Tabelle 2.2: Gemessene Nebenverbraucher im 12 V-Bordnetz

verbrauch, je nach dem Gradienten des Lenkeinschlags benötigt sie zusätzliche Leistung. Diese zusätzliche Leistung wird bei einer Fahrt mit einer Pauschale von 22 W berücksichtigt.

Die elektrische Maschine sowie der Umrichter für den Fahr-Elektromotor und der Antrieb für die Hydraulikversorgung sind wassergekühlt, die Kühlkreisläufe werden mit zwei elektrischen Wasserpumpen betrieben. Für die Kühlung und Schmierung der Variator-Kette, der Kupplung und der Lagerstellen ist eine elektrisch betriebene Schmierölpumpe verbaut. Um Energie einzusparen werden die Kühl- und Schmierölpumpen im Stillstand abgeschaltet.

Das Ein- und Ausrücken der Zahnkupplungen K_1 und K_2 (Abbildung 2.1) zur Umschaltung der Getriebestellung erfolgt hydraulisch. Über eine elektrisch betriebene Pumpe mit einem Druckspeicher wird die Energie dafür bereit gestellt. Die Pumpe hält den Druckspeicher über einen Zweipunktregler auf dem gewünschten Druckniveau. Da diese Kupplungen im Stand gar nicht, und während der Fahrt selten betätigt werden, ist der Verbrauch sehr gering. Die zeitanteilige Einschaltdauer der Pumpe beträgt im Stand etwa 2.5 % und während einer Fahrt durchschnittlich 3.3 %.

Die gesamte Regelung des Antriebsstrangs erfolgt über ein Prototypingsystem der Firma dSPACE, das am 12 V-Bordnetz betrieben wird. Dazu sind Signalanpassun-

gen für die einzelnen Messaufnehmer sowie Verstärker zur Ansteuerung der Hydraulikventile notwendig. Weiterhin ist ein Bildschirm zur Visualisierung der wichtigsten Betriebsgrößen in dem Fahrzeug installiert, der zum Fahren jedoch nicht notwendig ist.

Zusammenfassend konnte im Stillstand ein Verbrauch von 302.5 W , während der Fahrt ein durchschnittlicher Verbrauch von 616 W aus dem 12 V -Bordnetz ermittelt werden. Abzüglich der Leistung für den Bildschirm und das dSPACE-System ergibt sich im Stillstand eine Leistungsaufnahme von 225.5 W und während der Fahrt eine Leistungsaufnahme von 521 W .

Zu Beginn des Projekts optimierter CVT-Hybrid wurde für das Fahrzeug eine Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 750\text{ W}$ abgeschätzt. Diese resultierte aus den Abschätzungen für die Nebenverbraucher im Fahrzeug von 300 W und einer zusätzlichen Leistung für die Hydraulik von 450 W .

Bei einer Weiterentwicklung dieses Antriebsstrangs ist davon auszugehen, dass die Nebenverbraucherleistung von durchschnittlich ca. $P_{NV} = 750\text{ W}$ erreicht werden kann, da zusätzliche Komponenten wie das dSPACE-Rechnersystem oder der Bildschirm in einem Steuergerät integriert oder nicht mehr vorhanden wären. Außerdem könnten die verschiedenen Pumpen sowie die Ansteuerungselektronik besser an die Anforderungen im Fahrzeug angepasst werden.

2.4 Prüfstände und Prototypenfahrzeug

Im Rahmen des Projekts optimierter CVT-Hybrid entstanden am Lehrstuhl für Maschinenelemente und am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme in Zusammenarbeit mit den Firmenpartnern zwei Prüfstände und ein Prototypenfahrzeug.

Ein HIL-Prüfstand diente zur Inbetriebnahme des elektrischen Systems und zur Vermessung der elektrischen Komponenten. Ein weiterer HIL-Prüfstand wurde für die Inbetriebnahme, die Vermessung, sowie für Anlassversuche des Verbrennungsmotors aufgebaut. Nach der Vermessung des Verbrennungsmotors wurde dieser Prüfstand zu einem Gesamtantriebsstrangprüfstand erweitert, welcher die gesamte Längsdynamik des Antriebsstrangs abbildet. Zudem wurde der Antriebsstrang in ein Prototypenfahrzeug integriert.

2.4.1 HIL-Prüfstand – elektrisches System

Bei diesem Hardware-In-the-Loop (HIL) Prüfstand sind die elektrischen Komponenten des Antriebsstrangs in Hardware am Prüfstand aufgebaut. Über ein Modell des Antriebsstrangs wird der mechanische Teil ab der elektrischen Maschine simuliert.

Der schematische Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 2.35 dargestellt. Die zu prüfende elektrische Maschine (ZF-Sachs Motor) aus Abschnitt 2.3.4 ist in der Mitte des Bildes zu erkennen. Über einen Drehmomentmessflansch ist sie mechanisch an

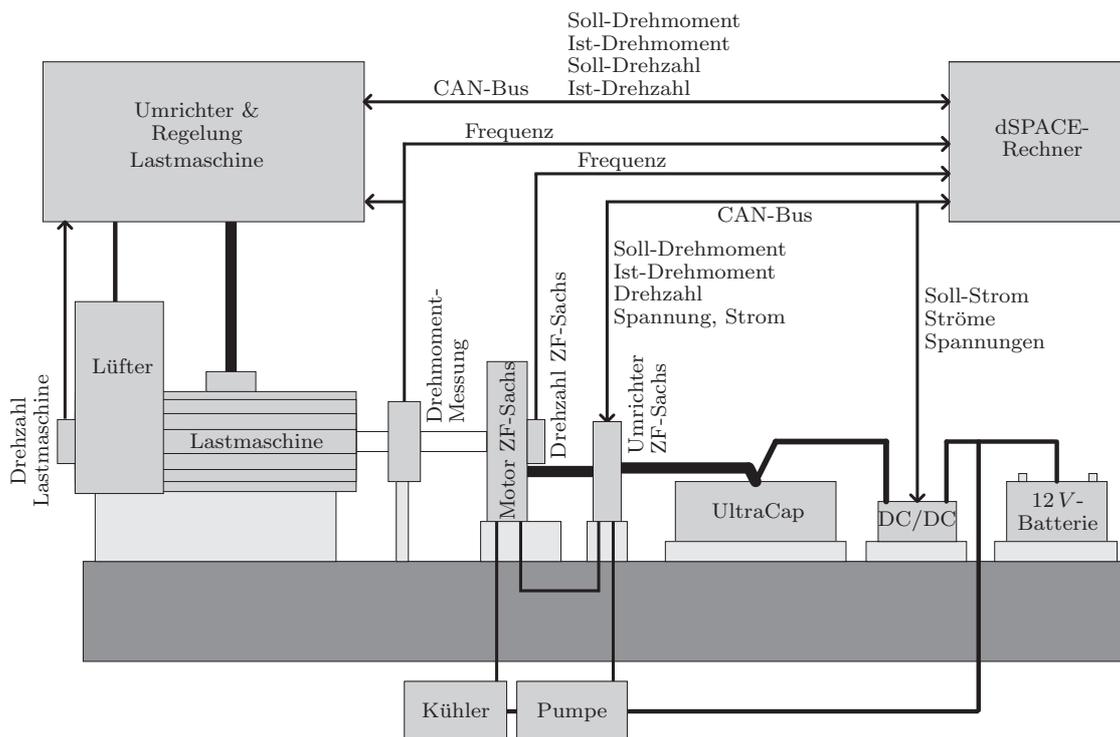


Abbildung 2.35: Schema des HIL-Prüfstands – elektrisches System

die Lastmaschine angekoppelt. Die Lastmaschine wird an einem Frequenzumrichter betrieben und kann über eine CAN-Bus Schnittstelle Drehzahl- oder Drehmomentengeregt betrieben werden.

Der ZF-Sachs Motor ist wie in Abschnitt 2.3.4 beschrieben, ebenfalls über einen Umrichter direkt an den UltraCap angeschlossen. Beide werden über ein Wasserkühlsystem mit einem Wasser-Luft-Wärmetauscher und einer Pumpe temperiert. Über den DC/DC-Wandler (Abschnitt 2.3.6) wird der UltraCap mit der Bordnetzatterie verbunden.

Die Ansteuerung der Komponenten (Lastmaschine, ZF-Sachs-Motor mit Umrichter, DC/DC-Wandler) erfolgt durch ein Prototypingsystem der Firma dSPACE GmbH über den CAN-Bus. Der Prüfstand bietet einerseits die Möglichkeit die Komponenten

ten in Betrieb zu nehmen und bezüglich der Betriebsgrenzen, des Wirkungsgrads und der Dynamik, bei variabler Spannung zu vermessen. Andererseits wurde der Prüfstand dazu genutzt, um Fahrzyklen abzufahren und um das Verhalten und die Belastung der elektrischen Komponenten bei realen Fahrvorgängen zu untersuchen. Über ein Modell wird das mechanische Verhalten des Antriebsstrang auf dem Prototypingrechner simuliert. Das Drehmoment, das sich anhand der Simulation ergibt, wird durch die Lastmaschine an der elektrischen Maschine eingepreßt.

Zur Visualisierung der Messgrößen sowie zur Messaufzeichnung wird das zur Realzeithardware verfügbare Softwarepaket ControlDesk der Firma dSPACE verwendet. Abbildung 2.36 zeigt die Visualisierung am HIL-Prüfstand. Eine entsprechende

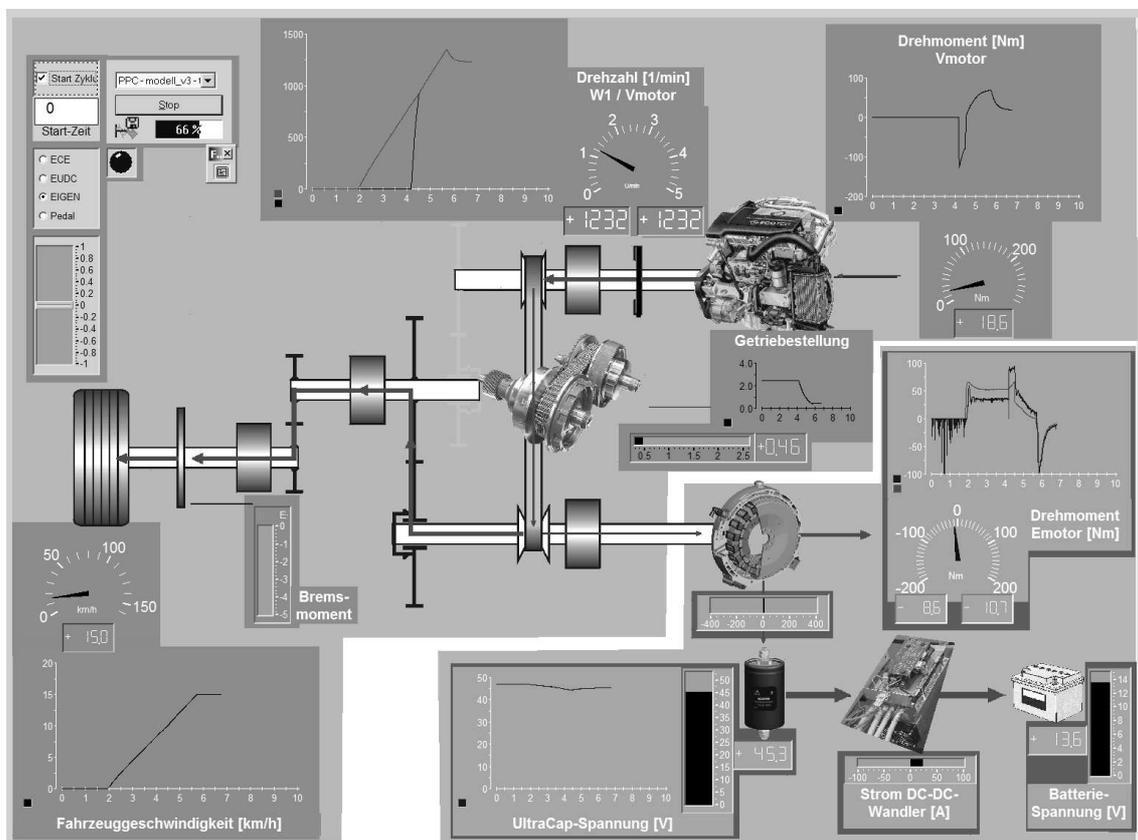


Abbildung 2.36: Visualisierung am HIL-Prüfstand des elektrischen Systems

Visualisierung wurde auch für die unten beschriebenen Prüfstände sowie für das Prototypenfahrzeug verwendet. Analog zu Abbildung 2.1 ist die Antriebsstrangstruktur auf der Benutzeroberfläche in Abbildung 2.36 dargestellt. Die animierten Pfeile visualisieren sowohl die Richtung als auch den Betrag des jeweils aktuellen Leistungsflusses im Antriebsstrang.

2.4.2 HIL-Prüfstand – Verbrennungsmotor

Zur Inbetriebnahme und Vermessung des Verbrennungsmotors wurde ein weiterer HIL-Prüfstand aufgebaut. Der Verbrennungsmotor wurde dabei über eine Drehmomentmesswelle und eine Lamellenkupplung an eine Lastmaschine angekoppelt. Das Schema zum mechanischen Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 2.37 aufgezeichnet. Zusätzlich zum Drehmoment werden auch die Drehzahlen vor und nach der Kupplung erfasst.

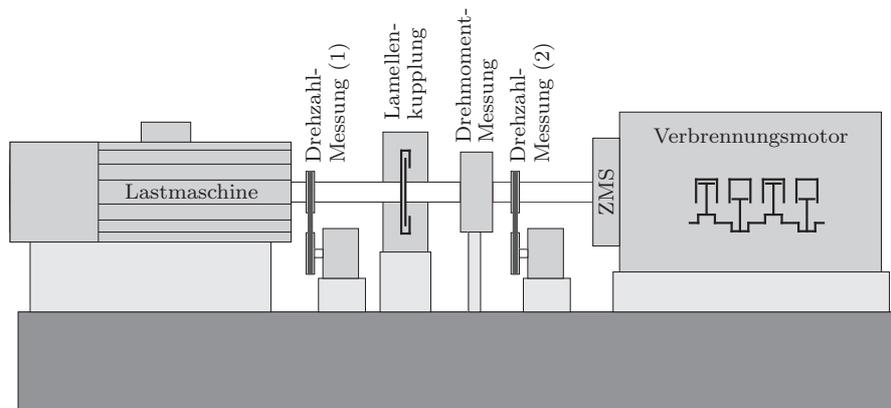


Abbildung 2.37: *Schema des HIL-Prüfstands – Verbrennungsmotor*

Der Verbrennungsmotor wird über die vorhandene Drehmomentschnittstelle angesteuert, die normalerweise das elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) nutzt. Die Inbetriebnahme der Schnittstelle und der Betrieb des Verbrennungsmotors wurde an diesem Prüfstand durchgeführt. Das Anlassen des Verbrennungsmotors sowie das Verhalten beim Schwungstart wurden ebenfalls an diesem Prüfstand untersucht. Weiterhin wurden die Betriebsgrenzen und das Verbrauchskennfeld ermittelt, wie in Abschnitt 2.3.3 beschrieben.

Zur Betätigung der Kupplung wurde das Hydrauliksystem des Gesamtantriebsstrangs mit einer externen Hydraulikversorgung verwendet. Dadurch, dass bereits die endgültigen Verstärker und Ventile verwendet wurden, konnte auch das Verhalten der Kupplung an dem Prüfstand aufgenommen werden.

Wie beim HIL-Prüfstand für das elektrische System (Abschnitt 2.4.1), erfolgt die Regelung und Ansteuerung der Komponenten über ein Prototypingsystem der Firma dSPACE GmbH. Nach Abschluss der Untersuchungen wurde der Prüfstand zu einem Gesamtantriebsstrangprüfstand erweitert. Dieser wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

2.4.3 Gesamtantriebsstrangprüfstand

Der Gesamtantriebsstrangprüfstand bildet die gesamte Längsdynamik des Antriebsstrangs inklusive der Fahrzeugmasse nach. Das Schema des mechanischen Aufbaus ist in Abbildung 2.38 dargestellt. Alle Komponenten des Antriebsstrangs sind bei diesem Prüfstand in Hardware vorhanden. Lediglich die Fahrwiderstände aufgrund der Roll- und Luftreibung werden simuliert und über die Lastmaschine nachgebildet. Die vier einzelnen Radbremsen sind zu einer Bremse zusammengefasst. Die Fahrzeugmasse mit dem Trägheitsmoment der Reifen ist über die eingezeichnete rotatorisch wirksame Trägheitsmasse abgebildet. Damit die Trägheitsmasse im Bezug auf das Volumen nicht zu groß wird, ist sie über ein Anpassgetriebe auf schnellere Drehzahlen übersetzt.

Am Ausgang des Getriebes wird die Drehzahl sowie das Drehmoment erfasst. Der Verbrennungsmotor ist nicht wie im Fahrzeug direkt an das Getriebe angeflanscht, sondern über eine zusätzliche Welle mit dem Getriebe verbunden, um eine Drehzahl- und Drehmomentmessung zu implementieren. Das Getriebe ist äquivalent zu dem Getriebe im Fahrzeug. Die Struktur ist in Abbildung 2.1 gezeigt. Integriert in das Getriebegehäuse ist neben der elektrischen Maschine die Aktorik zur Betätigung der Klauenkupplungen K_1 und K_2 sowie der Hydraulikblock mit den Hydraulikventilen für die Lamellenkupplung L_K und die Variatorscheibensätze.

Ebenfalls an diesem Prüfstand verbaut, ist das gesamte elektrische System des Antriebsstrangs, wie in Abschnitt 2.4.1 beschrieben.

Dieser Prüfstand diente zum Einen der Inbetriebnahme des $i\sqrt{i}$ -Getriebes mit dem CVT-Variator und der Inbetriebnahme aller Komponenten im Verbund. Zum Anderen werden hier die Algorithmen der Gesamtfahrzeugregelung und der Betriebsführung getestet und Verbrauchsmessungen bei Zyklusfahrten durchgeführt.

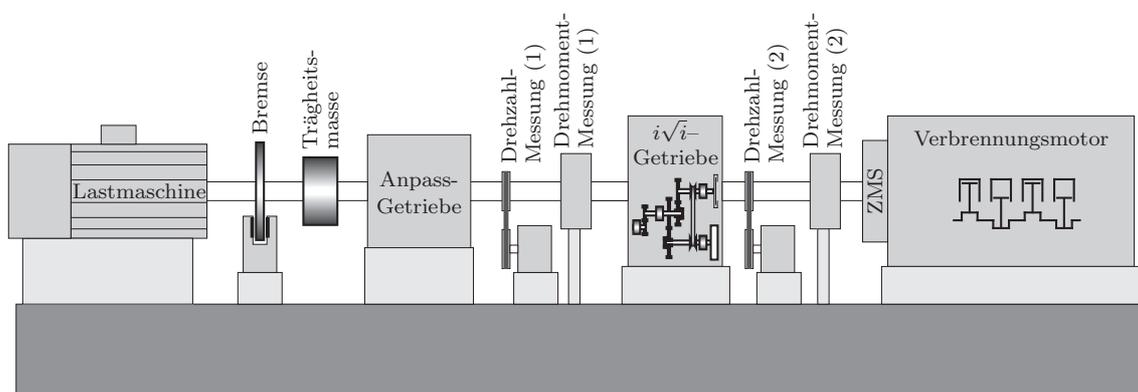


Abbildung 2.38: Schema des Gesamtantriebsstrangprüfstands

2.4.4 Prototypenfahrzeug/Rollenprüfstand

Neben den Prüfständen wurde der Antriebsstrang des optimierten CVT-Hybrid in ein Prototypenfahrzeug integriert. In Abbildung 2.39 ist jeweils ein Foto vom Motorraum und vom Kofferraum des Fahrzeugs dargestellt. Im Motorraum ist der Verbren-

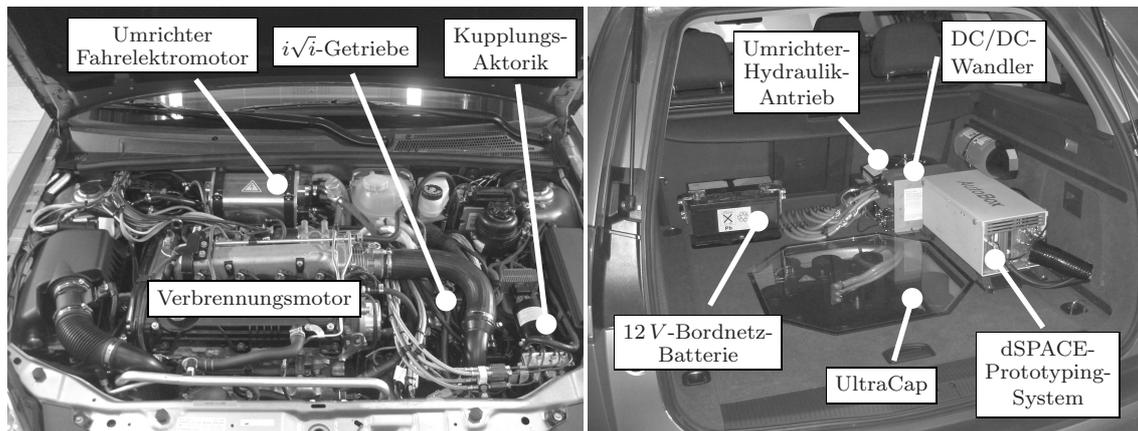


Abbildung 2.39: Fotos vom Motorraum und vom Kofferraum des Prototypenfahrzeugs

nungsmotor zu erkennen. Direkt daneben, an den Verbrennungsmotor angeflanscht, ist das $i\sqrt{i}$ -Getriebe. Aufgrund der darüberliegenden Leitungen ist es nur schlecht zu erkennen. Der Fahrelektromotor ist in das Getriebegehäuse integriert, der zugehörige Umrichter ist am Trennblech zwischen Motorraum und Fahrgastzelle befestigt. Rechts unten im Bild ist die Hydraulikeinheit für die Betätigung der Kupplungsaktorik der Zahnkupplungen K_1 und K_2 zu sehen.

Aus Platzgründen wurden einige Komponenten im Kofferraum des Fahrzeugs untergebracht. Der UltraCap liegt in der Reserveradmulde des Fahrzeugs. Die 12 V-Bordnetzbatterie ist im Kofferraum direkt hinter der Rücksitzlehne angebracht. Weiterhin sind der Umrichter für den Antrieb der Hydraulikpumpe, der DC/DC-Wandler sowie das Prototypingsystem der Firma dSPACE im Kofferraum rechts zu erkennen.

Wie auch an den Prüfständen, erfolgt die Ansteuerung der Hydraulikventile über Ausgänge des Realzeitrechners und nachgeschaltete Verstärker. Zusätzliche Signalanpassungen sind für die Drehzahl-, Druck- und Temperaturmessungen notwendig. Die gesamte Elektronik hierfür ist unter der Verkleidung im Kofferraum verborgen.

Die Ansteuerung der übrigen Komponenten ist über den CAN-Bus realisiert. Hier ist es erforderlich zwei getrennte CAN-Busse zu betreiben. Der CAN-Bus ist hierfür zwischen dem Fahrzeug-CAN-Bus und dem Verbrennungsmotor aufgetrennt. Relevante Daten werden über den dSPACE-Rechner zwischen den Komponenten aus-

getauscht, fehlende Signale werden für die Komponenten simuliert und störende Signale werden ausgeblendet, um die einwandfreie Funktion beider CAN-Bus-Systeme zu gewährleisten. Die zusätzlichen Hybrid-Komponenten sind in den CAN-Bus des Verbrennungsmotors eingeschleift.

Das Regelungssystem des Antriebsstrangs ist auf einem äquivalenten Rechnersystem realisiert, wie beim Gesamtantriebsstrangprüfstand. Die Algorithmen zur Regelung und zur Betriebsführung werden zunächst anhand von Simulationen entwickelt und am Prüfstand getestet, bevor sie am Fahrzeug eingesetzt werden. Da die Rechnersysteme wie auch der gesamte Antriebsstrang (bis auf die Fahrwiderstände) am Prüfstand und am Fahrzeug gleich sind, kann die gesamte Software zwischen beiden Systemen direkt ausgetauscht werden.

Während der Projektierungsphase wurde ein Fahrzeug Opel Vectra 1.9 CDTI 88 kW mit einem Fahrzeuggewicht von 1470 kg zu Grunde gelegt. Für die Hybridkomponenten sowie das neue Getriebe wurde ein Zusatzgewicht von 130 kg abgeschätzt. Unter Berücksichtigung des Gewichts für den Fahrer (75 kg) mit Gepäck (25 kg) wurde in den Simulations- und Auslegungsrechnungen von 1700 kg ausgegangen.

Im weiteren Projektverlauf wurde jedoch ein Opel Vectra Caravan 1.9 CDTI 88 kW mit einem Fahrzeuggewicht von 1590 kg als Prototypenfahrzeug ausgewählt. Vor dem Einbau der hybridspezifischen Komponenten wurden noch einige Modifikationen des Fahrzeugs durchgeführt, so dass sich ein Fahrzeuggewicht von 1623 kg ergab. Nach dem Umbau konnte ein Fahrzeuggewicht von 1818 kg ermittelt werden, so dass für weitere Simulationen ein Gewicht von 1918 kg zugrunde gelegt wurde. Aus der Richtlinie der Europäischen Union für die Kraftstoffermittlung wurde dazu die Schwungmasse für den Gesamtantriebsstrangprüfstand aus Abschnitt 2.4.3 mit einem Gewichtsäquivalent von 1930 kg ausgewählt.

Im Hinblick auf eine Serienentwicklung könnten viele Teile wie z.B. die Hydraulikpumpe mit zugehörigem Umrichter oder der DC/DC-Wandler auf den Einsatz in einem Fahrzeug abgestimmt und das Gewicht verringert werden, so dass sich im Serieneinsatz ein Fahrzeuggewicht von ca. 1720 kg darstellen ließe.

Zum Betrieb des Prototypenfahrzeugs konnte freundlicherweise der Rollenprüfstand des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München genutzt werden, zudem wurden auf Teststrecken und im öffentlichen Straßenverkehr Messungen und Testfahrten durchgeführt.

3 Einsparpotenzial von Hybridfahrzeugen

Das Einsparpotenzial von Hybridfahrzeugen ist einerseits durch die Verschiebung der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors gegeben. Die Verkleinerung der Verbrennungskraftmaschine mit einem entsprechenden Ausgleich durch den Elektromotor, der Einsatz eines CVT-Getriebes oder der Taktbetrieb sind Möglichkeiten, die Betriebspunkte in Richtung günstigerem Verbrauch zu verschieben. Andererseits kann die im Fahrzeug gespeicherte kinetische Energie während des Bremsens durch Rekuperation im Energiespeicher zwischengespeichert und für nachfolgende Fahrvorgänge genutzt werden.

Zum Einen ist das mögliche Einsparpotenzial durch die Konfiguration des Antriebsstrangs vorgegeben. Aspekte der Komponentenauslegung für Hybridfahrzeuge werden in Kapitel 4 diskutiert. Neben der Auslegung und Konfiguration des Antriebsstrangs sind zum Anderen das Fahrerverhalten und insbesondere die Betriebsführung des Hybridfahrzeugs von entscheidender Bedeutung. Methoden und Verfahren zur Betriebsführung werden in Kapitel 5 behandelt.

In den folgenden Abschnitten wird auf das Einsparpotenzial durch die genannten Effekte eingegangen. Eine Hochrechnung inwieweit sich ein verringerter Kraftstoffverbrauch bei Hybridfahrzeugen auf den Gesamtenergieverbrauch Deutschlands auswirken könnte, wird in Abschnitt 3.6 dargelegt.

3.1 Kleinere Verbrennungskraftmaschine (Downsizing)

Der Begriff Downsizing wird im Automobilbereich in Zusammenhang mit der Verkleinerung von Verbrennungsmotoren hinsichtlich Hubraum bei gleichbleibenden Drehmoment- und Leistungsdaten benutzt. Der geringere Hubraum wird durch zusätzliche Maßnahmen wie ein variables Verdichtungsverhältnis oder Turboaufladung des Motors ausgeglichen [2, 24, 78, 106]. Durch eine bessere Ausnutzung des Verbrennungsmotors kann Kraftstoff eingespart werden. Beim Hybrid kann zudem die Verbrennungskraftmaschine bezüglich Drehmoment und Leistung verkleinert und die Differenz durch den elektrischen Antrieb kompensiert werden.

Bei konstanter Fahrt mit niedriger bis mittlerer Geschwindigkeit wird nur wenig

Leistung für die Überwindung der Fahrwiderstände benötigt. Je größer die Verbrennungskraftmaschine ist, desto weiter entfernt sich die Muschel des minimalen spezifischen Verbrauchs (Abbildung 2.10) von der niedrigen Leistungsanforderung bei konstanter Fahrt, und der Verbrauch des Verbrennungsmotors steigt.

Größere Motoren bieten bezüglich Dynamik ein besseres Fahrverhalten. Je höher die Drehmomentspanne, also die Drehmomentreserve bis zum Maximaldrehmoment bei einer gegebenen Drehzahl ist, desto schneller spricht das Fahrzeug auf einen Beschleunigungswunsch des Fahrers an. Durch einen Turbolader kann diese Drehmomentreserve erhöht werden. Bei Parallelhybridfahrzeugen kann der Elektromotor insbesondere bei niedrigen Drehzahlen ein zusätzliches Drehmoment bereitstellen. Dies eröffnet die Möglichkeit den Verbrennungsmotor noch kleiner zu dimensionieren und die Betriebspunkte in Richtung der Muschel des besten spezifischen Verbrauchs zu verschieben, so dass das Hybridfahrzeug gleiche Fahrleistungswerte wie ein Fahrzeug ohne Hybridisierung bietet, jedoch bei geringerem Kraftstoffverbrauch.

3.2 CVT-Getriebe

Ein CVT-Getriebe ist zunächst nicht hybridspezifisch, es wird auch in konventionellen PKWs verbaut. Insbesondere bei leistungsverzweigten Hybriden mit einem Planetenradgetriebe als Leistungsweiche ist die Möglichkeit einer variablen Übersetzungsanpassung des Verbrennungsmotors auf den Abtrieb über den elektrischen Zweig ohnehin gegeben. Beim $i\sqrt{i}$ -Getriebe wird ein Kettenwandler als kontinuierliches Getriebe eingesetzt.

Ein CVT-Getriebe bietet die Möglichkeit einer kontinuierlichen Übersetzungsverstellung innerhalb seines Betriebsbereichs. Dabei sind unterschiedliche Wirkprinzipien bekannt. Wie in Abschnitt 2.3.1 beschrieben, kann die Kraftübertragung über eine Kette erfolgen. Bei Kegel- oder Toroid-Ringgetrieben wird die Kraft ebenfalls mechanisch, jedoch über einen Ring oder eine Scheibe übertragen.

Eine andere Möglichkeit besteht darin die mechanische Energie zunächst in eine andere Energieform umzuwandeln. Beispielsweise bei Baumaschinen wird die vom Verbrennungsmotor gelieferte Leistung zunächst in hydraulische Leistung umgewandelt. Diese kann dann über Hydraulikmotoren z.B. zur Fortbewegung der Maschine genutzt werden. Durch die Hydraulikpumpe mit Hydraulikmotor wird somit ein Hydraulisches Getriebe realisiert.

Dieses Prinzip kann auch in elektrischer Form genutzt werden. Dazu wird ein Generator an den Verbrennungsmotor angekoppelt. Die dabei erzeugte elektrische Leistung

kann über entsprechende Leistungselektronik und einen Elektromotor wieder zum Antrieb eines Fahrzeugs genutzt werden. Wird diese Kombination noch mit einem Energiespeicher versehen, so ergibt sich ein Serienhybridfahrzeug.

Eine Mischung aus einem Parallelhybridfahrzeug, bei welchem der Verbrennungsmotor und der Elektromotor parallel Drehmoment an den Abtrieb abgeben können, und einem Serienhybridfahrzeug, ist der leistungsverzweigte Hybrid. Hier fließt ein Teil der Leistung über den mechanischen Zweig, der andere Teil über den elektrischen Zweig zum Abtrieb. Ein Beispiel hierfür ist das im Toyota Prius realisierte System mit einem Planetenradgetriebe zur Leistungsaufteilung. Auch bei dieser Mischform ist durch die Steuerung des Leistungsflusses über den elektrischen Zweig eine kontinuierliche Übersetzungsverstellung des Verbrennungsmotors möglich.

Alle CVT-Varianten bieten die Möglichkeit die Verbrennungsmotordrehzahl gegenüber dem Abtrieb variabel einzustellen, um entlang der Leistungshyperbel einen günstigeren Betriebspunkt auszuwählen. Die Wirkungsweise ist in Abbildung 3.1 erläutert. Hierbei sind in das Kennfeld aus Abbildung 2.10 zusätzlich zwei Be-

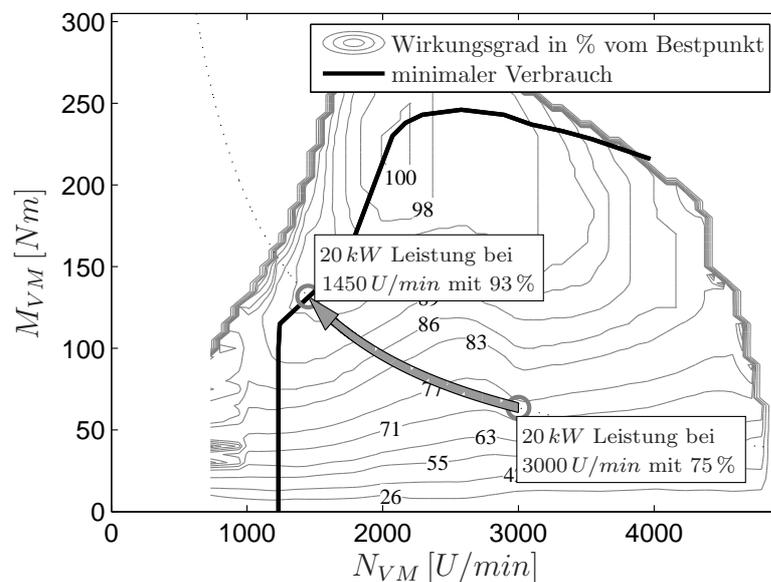


Abbildung 3.1: Betriebspunktverschiebung durch ein CVT-Getriebe

triebspunkte bei einer Leistung von 20 kW eingezeichnet. Durch die Verschiebung des Betriebspunktes bei 3000 U/min entlang der Leistungshyperbel zur Drehzahl 1450 U/min , kann der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors – bezogen auf den Bestpunkt – von 75% auf 93% angehoben werden.

Der Einsatz eines CVT-Getriebes bringt vor allem bei mittleren und hohen Leistungsanforderungen Verbrauchsvorteile. Es ist anzumerken, dass im Bereich der au-

tomatisierten Schaltgetriebe eine wachsende Anzahl an Schaltstufen realisiert wird. Diese Entwicklung bietet zum Einen immer feinere Abstufungen der diskreten Übersetzungsstufen und damit ebenfalls eine Annäherung an den optimalen Betriebspunkt des Verbrennungsmotors. Zum Anderen sind die Verluste der Zahnradstufen eines Schaltgetriebes sehr gering, so dass eine Abweichung vom optimalen Betriebspunkt des Verbrennungsmotors durch den Wirkungsgradgewinn an der nachfolgenden Zahnradstufe eventuell kompensiert oder der Gesamtwirkungsgrad der CVT-Getriebe Variante sogar übertroffen wird. Vor allem Doppelkupplungsgetriebe sind hierbei vielversprechend. Einerseits sind je nach Struktur zwar zusätzlich Verluste aufgrund nass laufender Kupplungen vorhanden, andererseits bieten sie eine hohe Anzahl an Gängen und die Möglichkeit auch ohne Drehmomentwandler über die Kupplungen zugkraftunterbrechungsfrei zu schalten.

3.3 Taktbetrieb, Start/Stop

Eine Verbrennungskraftmaschine hat bei sehr niedrigen Leistungsanforderungen einen sehr schlechten Wirkungsgrad (Abbildung 2.10). Dies wird vor allem im Extremfall, dem Leerlauf deutlich. Im Leerlauf gibt der Verbrennungsmotor – bis auf die Versorgung der Nebenverbraucher – keine Leistung ab und verbraucht dennoch Kraftstoff um die Atmungs- und Reibverluste zu überwinden.

Um den Wirkungsgrad des gesamten Hybridsystems zu erhöhen kann im Stillstand der Verbrennungsmotor abgeschaltet und die Nebenverbraucher aus dem Energiespeicher versorgt werden (Start/Stop). Bei sehr niedrigen Leistungsanforderungen kann ein Taktbetrieb des Verbrennungsmotors realisiert werden. Dazu wird der Verbrennungsmotor bei höherer Leistung betrieben und die Differenz zwischen angeforderter und bereitgestellter Leistung wird zum Laden des Energiespeichers genutzt. Ist der Energiespeicher voll, so wird der Verbrennungsmotor abgeschaltet und der Antriebsstrang wird so lange durch den Elektromotor betrieben, bis der Energiespeicher leer ist. Anschließend wird der Verbrennungsmotor wieder angelassen und der Taktzyklus beginnt von vorn. Der zeitliche Verlauf der Leistung bei einem solchen Taktbetrieb ist in Abbildung 3.2 verdeutlicht.

Während der Einschaltphase des Verbrennungsmotors findet eine Lastpunktanhebung statt. Abbildung 3.3 zeigt, wie sich der Wirkungsgrad bei der niedrigen Leistungsanforderung von 2 kW im Vergleich zu der höheren bereitgestellten Leistung von 16 kW verhält. Durch die Lastpunktanhebung ist eine Steigerung des Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors von 47% auf 92% möglich.

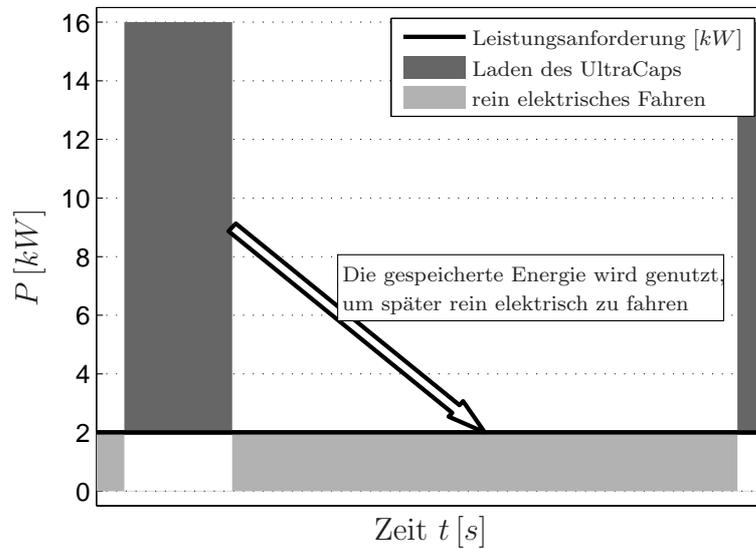


Abbildung 3.2: Zeitlicher Verlauf der Leistung des Verbrennungsmotors bei Taktbetrieb

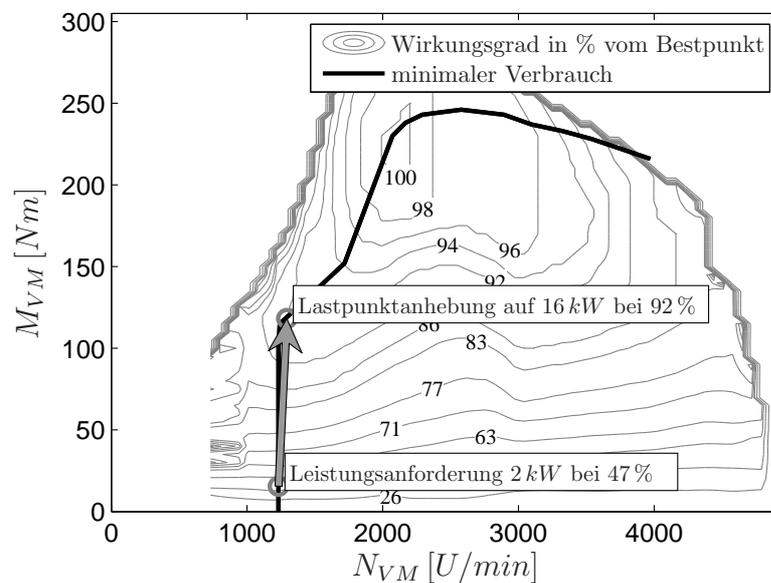


Abbildung 3.3: Betriebspunktverschiebung durch Lastpunktanhebung

Der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors wird durch die Lastpunktanhebung insbesondere bei niedrigen Leistungsanforderungen zwar wesentlich verbessert, inwieweit ein Taktbetrieb jedoch den Gesamtwirkungsgrad des Hybridsystems verbessert und damit den Gesamtverbrauch reduziert, ist von der Konfiguration des Antriebsstrangs, von den einzelnen Komponenten und der aktuellen Leistungsanforderung abhängig.

Abschätzung zum Taktbetrieb

Ab welcher Leistungsanforderung sich Taktbetrieb lohnt, wird im Folgenden abgeschätzt und am Beispiel des optimierten CVT-Hybrid erläutert. Dazu wird der Wirkungsgrad der Kombination Verbrennungsmotor und CVT-Getriebe im Normalbetrieb und im Taktbetrieb verglichen.

Wie aus dem Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors ersichtlich ist, hängt der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors η_{VM} von der Drehzahl ω_{VM} und vom Drehmoment M_{VM} ab.

$$\eta_{VM} = f(\omega_{VM}, M_{VM}) \quad (3.1)$$

Der Verbrennungsmotor soll die angeforderte Leistung möglichst im optimalen Betriebspunkt, d.h. entlang der Kennlinie minimalen Verbrauchs bereitstellen. Abhängig von der Leistungsanforderung kann die optimale Drehzahl des Verbrennungsmotors

$$\omega_{VM} = f(P_{VM}) \quad (3.2)$$

sowie das zugehörige Drehmoment

$$M_{VM} = \frac{P_{VM}}{\omega_{VM}} \quad (3.3)$$

und damit der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit von der Leistung bestimmt werden.

$$\eta_{VM} = f(P_{VM}) \quad (3.4)$$

Für die folgenden Abschätzungen wird der Wirkungsgrad des CVT-Getriebes jeweils in Abhängigkeit von der Verbrennungsmotorleistung P_{VM} angenähert.

$$\eta_{CVT} = f(P_{VM}) \quad (3.5)$$

Der Wirkungsgrad des Elektromotors η_{EM} ist – wie in Abschnitt 2.3.4 beschrieben – von der UltraCap-Spannung U_{UC} , von der Drehzahl N_{EM} und vom Drehmoment M_{EM} abhängig. Für die vereinfachte Abschätzung wird im Folgenden ein angenäherter Wirkungsgrad für den Lade- und Entlademodus in Abhängigkeit von der Leistung P_{EM} verwendet.

$$\eta_{EM} = f(P_{EM}) \quad (3.6)$$

Normalbetrieb

Im Normalbetrieb wird eine gewünschte Fahrleistung vom Verbrennungsmotor über das CVT-Getriebe an den Abtrieb abgegeben. Zusätzlich liefert der Verbrennungsmotor über das CVT-Getriebe, die elektrische Maschine und den Umrichter Leistung an die elektrischen Nebenverbraucher des Systems. Um die erforderliche Fahrleistung am Abtrieb zur Verfügung zu stellen, muss der Verbrennungsmotor neben der Fahrleistung auch die Nebenverbraucher sowie die Verluste im CVT-Getriebe, in der elektrischen Maschine und im Umrichter mit bereitstellen.

Wird der Energiespeicher weder geladen noch entladen, so werden nur die Nebenverbraucher über die elektrische Maschine bei einem Wirkungsgrad von

$$\eta_{EM,P_{NV}} = f(P_{NV}) \quad (3.7)$$

gespeist.

Wird ein Fahrzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit auf ebener Strecke bewegt, so ist dazu eine konstante Leistung P_{Fahren} vom Antriebsstrang bereit zu stellen.

Es kann nun der Gesamtwirkungsgrad des Systems im Normalbetrieb bestimmt werden.

$$\eta_{Normal} = \frac{\eta_{VM}\eta_{CVT}}{1 + \frac{P_{NV}}{\eta_{EM,P_{NV}}P_{Fahren}}} \quad (3.8)$$

Taktbetrieb

Im intermittierenden Betrieb wird die Antriebsstrangleistung einerseits über den Verbrennungsmotor geliefert, wobei gleichzeitig der Energiespeicher geladen wird. Andererseits wird der Verbrennungsmotor ganz abgeschaltet und es wird rein elektrisch mit der zuvor gespeicherten Energie im Energiespeicher gefahren.

Der Energieinhalt des UltraCaps ist spannungsabhängig, wie in Abschnitt 2.3.5 in Gleichung (2.65) beschrieben. Der maximal nutzbare Energiehub ist damit abhängig von der minimalen ($U_{UC,min}$) und maximalen Spannung ($U_{UC,max}$) des UltraCaps.

$$E_{UC} = \frac{1}{2}C_{UC} (U_{UC,max}^2 - U_{UC,min}^2) \quad (3.9)$$

Während der Verbrennungsmotor eingeschaltet ist, wird der Elektromotor mit der maximal möglichen negativen Leistung $P_{EM,Gen,max}$ betrieben.

$$P_{Laden} = P_{EM,Gen,max} \quad (3.10)$$

Beim optimierten CVT-Hybrid ist die Verbrennungsmotorwelle über den CVT-Variator mit der Elektromotorwelle verbunden. In Getriebestellung V_2 ist die Elektromotorwelle über zwei Zahnradstufen mit der Abtriebswelle verbunden. Die Leistung,

die der Verbrennungsmotor zur Fahrt und zum gleichzeitigen Laden des UltraCaps aufbringen muss ($P_{Fahren\&Laden}$), kann damit wie folgt berechnet werden:

$$P_{Fahren\&Laden} = \frac{\frac{P_{Fahren}}{\eta_{Zahnrad}} + P_{Laden}}{\eta_{CVT}} \quad (3.11)$$

Mit dem Ladewirkungsgrad der elektrischen Maschine

$$\eta_{EM,Laden} = f(P_{Laden}) \quad (3.12)$$

und der mechanischen Leistung der E-Maschine sowie der Nebenverbraucherleistung P_{NV} resultiert die Gleichstrom-Klemmenleistung:

$$P_{UC,Laden} = P_{Laden}\eta_{EM,Laden} - P_{NV} \quad (3.13)$$

am UltraCap. Der Wirkungsgrad des UltraCaps während des Ladevorgangs $\eta_{UC,Laden}$ kann über den Gleichstrom-Innenwiderstand $R_{i,UC}$, die Spannung U_{UC} und die DC-Leistung bestimmt werden.

$$\eta_{UC,Laden} = 1 - \frac{P_{UC,Laden}R_{i,UC}}{U_{UC}^2} \quad (3.14)$$

Bei einer konstanten Ladeleistung ergibt sich die Dauer des Ladevorgangs.

$$t_{Laden} = \frac{E_{UC}}{P_{UC,Laden}\eta_{UC,Laden}} \quad (3.15)$$

Ist der Energiespeicher voll, so wird der Verbrennungsmotor abgeschaltet und der Elektromotor stellt die gewünschte Fahrleistung P_{Fahren} zur Verfügung. Wie oben beschrieben, wird der Wirkungsgrad des Elektromotors auch für die Phase rein elektrischen Fahrens leistungsabhängig approximiert.

$$\eta_{EM,Fahren} = f\left(\frac{P_{Fahren}}{\eta_{Zahnrad}}\right) \quad (3.16)$$

In dieser Phase wird der UltraCap entladen, die Klemmenleistung $P_{UC,Fahren}$ ergibt sich wie folgt.

$$P_{UC,Fahren} = \frac{P_{Fahren}}{\eta_{EM,Fahren}\eta_{Zahnrad}} + P_{NV} \quad (3.17)$$

Mit dem Innenwiderstand $R_{i,UC}$ und der Spannung U_{UC} kann der Wirkungsgrad des UltraCaps während des Entladens berechnet werden.

$$\eta_{UC,Fahren} = \frac{1}{1 + \frac{P_{UC,Fahren}R_{i,UC}}{U_{UC}^2}} \quad (3.18)$$

Bei der Bestimmung der Dauer $t_{Entladen}$ dieses Entladevorgangs ist neben der Fahrleistung und den Nebenverbrauchern auch die Energie zu berücksichtigen, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors $E_{VM,An}$ notwendig ist.

$$t_{Entladen} = \frac{E_{UC} - E_{VM,An}}{\frac{P_{UC,Fahren}}{\eta_{UC,Fahren}}} \quad (3.19)$$

Die Taktzykluszeit t_{Takt} eines Lade- und Entladezyklus ist damit festgelegt.

$$t_{Takt} = t_{Laden} + t_{Entladen} \quad (3.20)$$

Der Wirkungsgrad im intermittierenden Betrieb kann nun bestimmt werden.

$$\eta_{Takt} = \frac{P_{Fahren} t_{Takt} \eta_{Fahren\&Laden}}{P_{Fahren\&Laden} t_{Laden}} \quad (3.21)$$

Durch einen Vergleich der Wirkungsgrade im Normalbetrieb (Gleichung (3.8)) und im intermittierenden Betrieb (Gleichung (3.21)) kann nun bestimmt werden, ob sich ein Taktbetrieb lohnt oder nicht.

Abbildung 3.4 zeigt den Gesamtsystemwirkungsgrad im Normalbetrieb (Gleichung (3.8)) in Abhängigkeit von der am Ausgang des Getriebes abgegebenen Leistung (grau gestrichelte Linie). Die schwarze Kennlinie zeigt den Systemwirkungsgrad, wenn der optimierte CVT-Hybrid im Taktbetrieb arbeitet. Die Kennlinie wurde für einen UltraCap mit einer Kapazität von $C_{UC} = 227 F$ und mit einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 750 W$ berechnet. Es zeigt sich, dass bei Leistungen kleiner als ca. $5 kW$ ein Taktbetrieb sinnvoll ist. Bei Leistungen die größer sind als ca. $5 kW$, ist der Wirkungsgrad im Normalbetrieb günstiger. Bei der vorliegenden Antriebsstrangkonfiguration liegt die Taktgrenze damit bei ca. $5 kW$, was einer konstanten Geschwindigkeit von etwa $58 km/h$ entspricht.

Abbildung 3.5 zeigt die zugehörigen Taktzeiten, für die Berechnungen aus Abbildung 3.4. Die grau gestrichelte Linie kennzeichnet die Zeit, bei welcher der Verbrennungsmotor eingeschaltet ist und der Energiespeicher aufgeladen wird (t_{Laden}). Diese Zeit ist konstant und unabhängig von der Fahrleistung, da sie nur von der maximal möglichen generatorischen Leistung des Elektromotors abhängt. Die graue durchgezogene Linie zeigt die Zeit an, wie lange mit der im vollgeladenen UltraCap gespeicherten Energie, bei einer gegebenen Fahrleistung gefahren werden kann ($t_{Entladen}$). Klar ist, dass diese Zeit mit höherer Fahrleistung abnimmt, was mit einem häufigeren Anlassen des Verbrennungsmotors und mit jeweils aufzubringender Startenergie $E_{VM,An}$ verbunden ist. Die Summe der beiden Zeiten und damit die Gesamtzykluszeit t_{Takt} ist durch die schwarze Linie dargestellt.

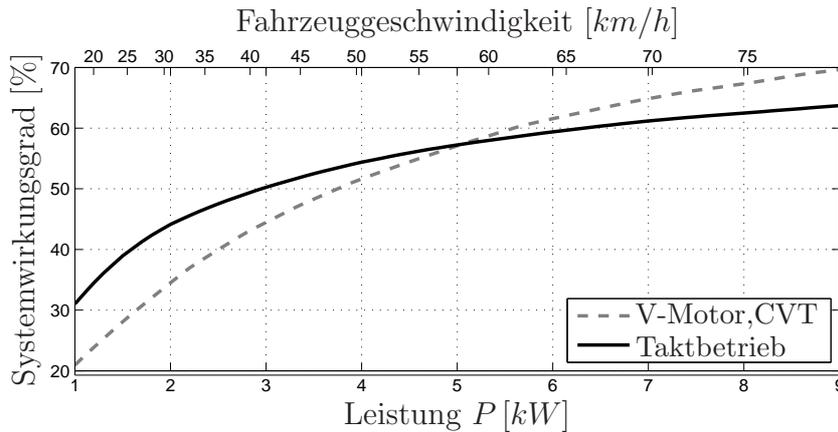


Abbildung 3.4: Gesamtsystemwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Leistungsanforderung im Vergleich mit einem Hybridantrieb, der intermittierend betrieben wird (Taktbetrieb)

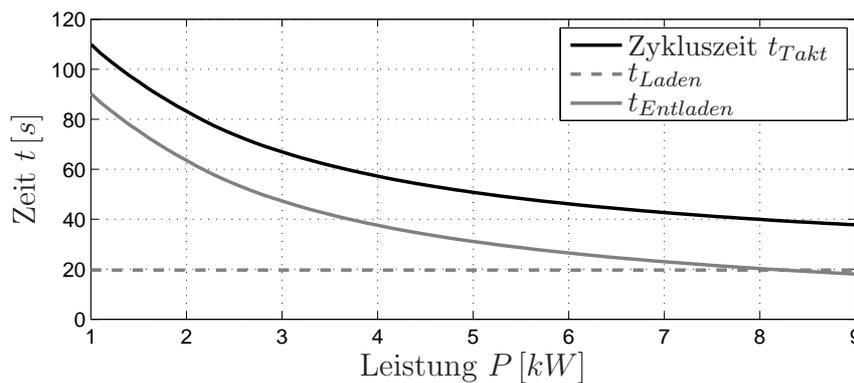


Abbildung 3.5: Taktzykluszeit t_{Takt} sowie Lade- und Entladezeit t_{Laden} und $t_{Entladen}$ in Abhängigkeit von der Leistungsanforderung

Inwieweit die Taktgrenze aus Abbildung 3.4 von der Leistung der Nebenverbraucher P_{NV} abhängt, ist in den Abbildungen 3.6 und 3.7 dargestellt. Es zeigt sich, dass mit einer höheren Nebenverbraucherleistung die Taktgrenze in Richtung niedrigere Fahrleistungen bzw. geringere Geschwindigkeiten geschoben wird. Dieser Zusammenhang ist einfach nachvollziehbar. Werden die Wirkungsgrade der elektrischen Maschine mit Umrichter sowie des UltraCaps vernachlässigt, so kann die Nebenverbraucherleistung auch als zusätzliche Fahrleistung interpretiert werden. Die Wirkungsgradkennlinien und damit auch der Schnittpunkt der beiden Kennlinien aus Abbildung 3.4 verschieben sich somit bei höheren Nebenverbraucherleistungen in Richtung niedrigere Leistungsanforderung am Abtrieb.

In den Abbildungen 3.8 bis 3.10 wurde die Taktgrenze für unterschiedliche UltraCaps untersucht.

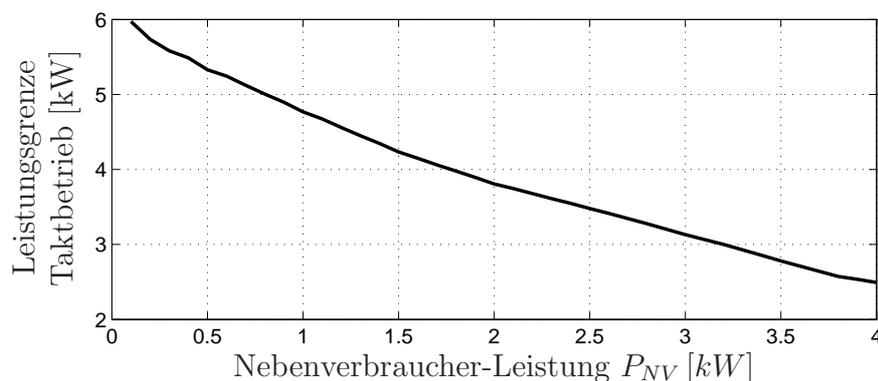


Abbildung 3.6: Leistungsgrenzen bei welchen der Wirkungsgrad im Taktbetrieb dem Wirkungsgrad im konventionellen Betrieb entspricht (Schnittpunkt in Abbildung 3.4) in Abhängigkeit von der Nebenverbraucher-Leistung P_{NV}

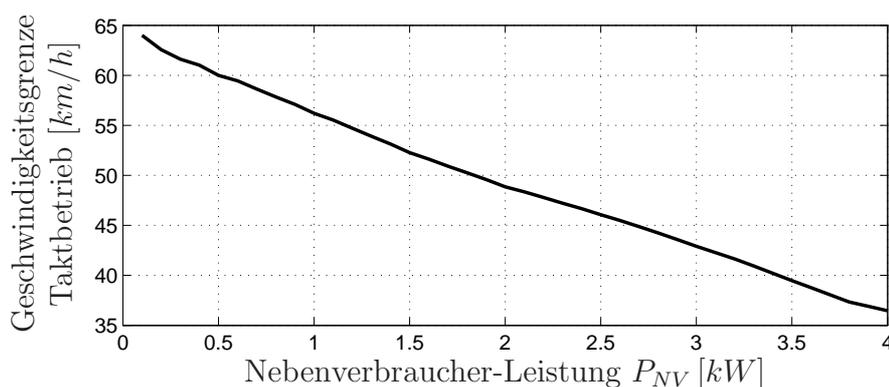


Abbildung 3.7: Die in Abbildung 3.6 gezeigte Leistungsgrenze umgerechnet als Geschwindigkeitsgrenze in Abhängigkeit von der Nebenverbraucherleistung

In Abbildung 3.8 sind die Innenwiderstände sowie die Massen von verschiedenen UltraCap-Modulen in Abhängigkeit von deren Kapazität dargestellt.

Die Taktgrenze ist in Abbildung 3.9 mit der schwarzen durchgezogenen Linie gezeigt. Bei der schwarz gestrichelten Linie wurde zur Berechnung die Energie, welche zum Anlassen des Verbrennungsmotors benötigt wird, auf Null gesetzt. Die Kennlinie verschiebt sich dadurch zu etwas höheren Leistungen. Bei kleinen Kapazitäten und damit einhergehenden kürzeren Taktzykluszeiten ist der Einfluss der Anlassenergie natürlich etwas größer, da der Verbrennungsmotor im Verhältnis öfter angelassen werden muss. Bei der grauen durchgezogenen Linie wurde der Einfluss des Innenwiderstands des UltraCaps ausgeklammert, d.h. für die Berechnung wurde immer der gleiche Innenwiderstand von ca. $R_{DC,UC} = 8.8 \text{ m}\Omega$ verwendet. Beim Vergleich mit

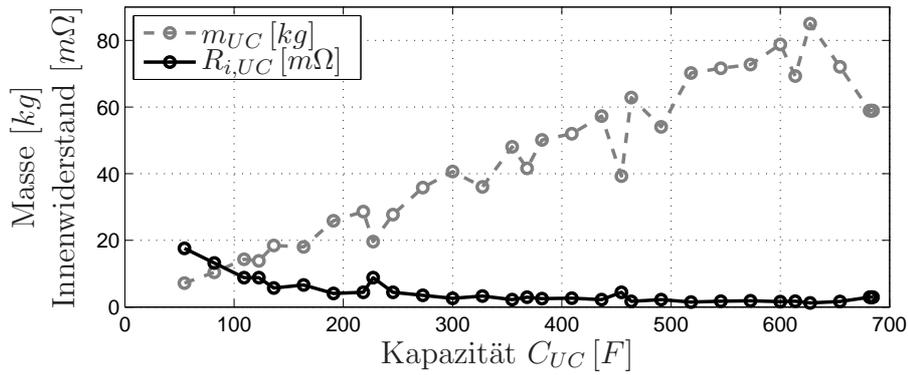


Abbildung 3.8: Masse und Gleichstrominnenwiderstand von verschiedenen Ultra-Cap-Modulen in Abhängigkeit von deren Kapazität

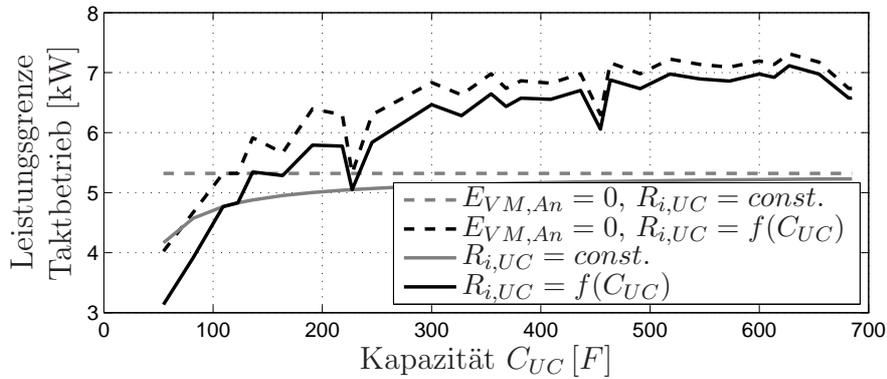


Abbildung 3.9: Leistungsgrenzen bei welcher der Wirkungsgrad im Taktbetrieb gleich dem Wirkungsgrad im konventionellen Betrieb entspricht (Schnittpunkt in Abbildung 3.4)

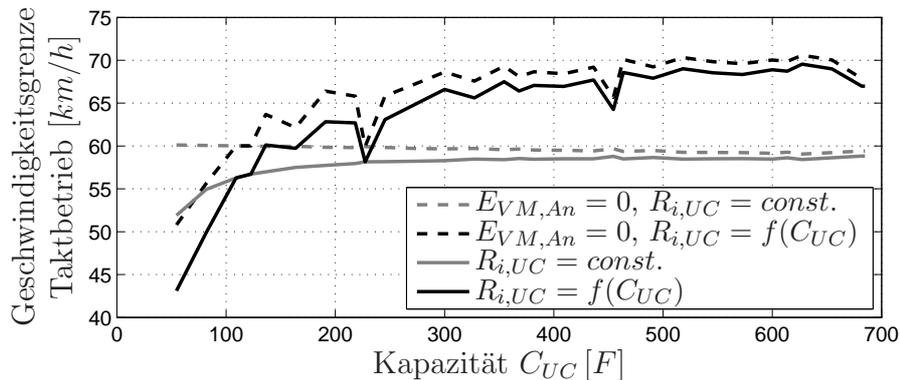


Abbildung 3.10: Die in Abbildung 3.9 gezeigte Leistungsgrenze umgerechnet als Geschwindigkeitsgrenze

der schwarzen Linie zeigt sich ein deutlicher Einfluss der Takt-Leistungsgrenze vom Innenwiderstand. Dieser Einfluss ist darauf zurückzuführen, dass der Wirkungsgrad des UltraCaps vom Innenwiderstand direkt abhängig ist, und die Energie im Taktbetrieb den Innenwiderstand sowohl beim Laden als auch beim Entladen, also zweimal passieren muss.

Wird bei der Berechnung sowohl der Einfluss des Innenwiderstands als auch der der Anlassenergie vernachlässigt, so ergibt sich die grau gestrichelt eingezeichnete Linie konstanter Leistung. Hierbei ist keine Abhängigkeit der Leistungsgrenze für den Taktbetrieb von der UltraCap-Größe festzustellen, da für die Berechnungen jeweils die Leistung am Abtrieb herangezogen wurde. Aus diesem Grund spielt auch die Masse hierfür keine Rolle.

Dies ändert sich, wenn die Abtriebsleistung in eine Geschwindigkeit umgerechnet wird. Hier hat die Masse direkten Einfluss auf die Fahrwiderstände. Für Abbildung 3.10 wurden die in Abbildung 3.9 gezeigten Kennlinien auf eine der Leistung entsprechende konstante Geschwindigkeit umgerechnet. Am deutlichsten wird der Masseinfluss beim Vergleich der beiden grau gestrichelten Linien. Hier ist in Abbildung 3.10 bei kleiner Masse eine geringfügig höhere Geschwindigkeitsgrenze zu erkennen. Da die Masse des UltraCaps im Verhältnis zur Gesamtfahrzeugmasse jedoch sehr gering ist, ist dieser Einfluss erwartungsgemäß klein.

In Abbildung 3.11 sind die zugehörigen Taktzykluszeiten zu den untersuchten Varianten aus den Abbildungen 3.9 bis 3.10 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei

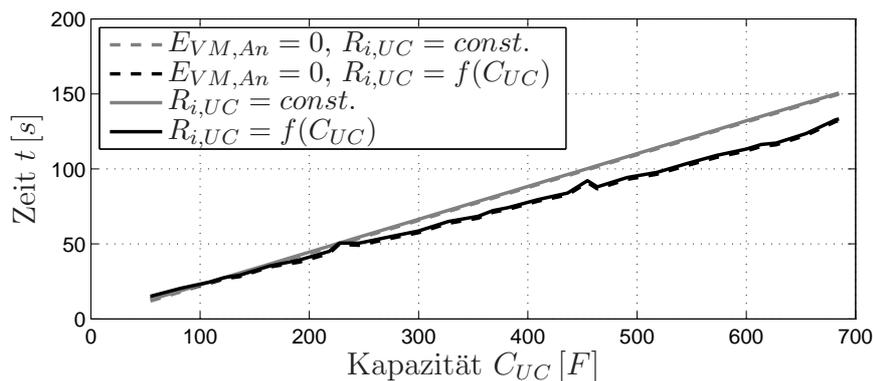


Abbildung 3.11: Zykluszeit des Taktbetriebs zu den Taktgrenzen aus Abbildung 3.9

größeren Energieinhalten des Speichers auch längere Taktzeiten resultieren. Dass die beiden schwarzen Linien bei höheren Kapazitäten unterhalb der grauen Linien liegen, und damit kürzere Taktzeiten anzeigen, liegt an der höheren Leistungsgrenze aus Abbildung 3.9.

In Abbildung 3.12 sind die Taktzeiten für die verschiedenen UltraCap-Module aus Abbildung 3.8 bei einer konstanten Fahrleistungsanforderung von $P_{Fahren} = 5 \text{ kW}$ dargestellt. Neben der Gesamtzykluszeit t_{Takt} sind auch die Zeiten eingetragen, bei

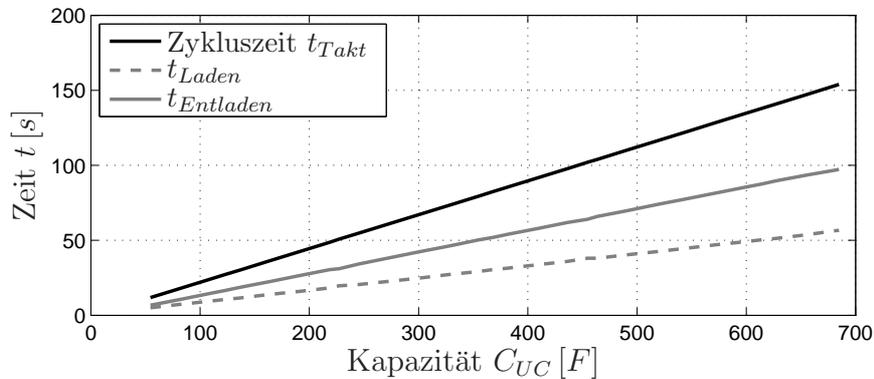


Abbildung 3.12: Zykluszeit im Taktbetrieb für verschiedene UltraCap-Größen bei einer konstanten Fahrleistung von $P_{Fahren} = 5 \text{ kW}$

welchen der Verbrennungsmotor eingeschaltet (t_{Laden}) und ausgeschaltet ($t_{Entladen}$) ist. Erwartungsgemäß ergibt sich ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Größe des Energiespeichers und der Takt-Zykluszeit.

Zusammenfassend kann anhand der obigen Abschätzungen abgeleitet werden, dass eine Kraftstoffeinsparung durch einen intermittierenden Betrieb des Verbrennungsmotors vor allem im niedrigen Leistungsbereich erzielbar ist. Bei höheren Leistungsanforderungen ist es günstiger den Verbrennungsmotor eingeschaltet zu lassen. Die Grenze, ab wann es sinnvoll ist einen Taktbetrieb zu realisieren, hängt von der Antriebsstrangkonfiguration, von den Wirkungsgraden der einzelnen Komponenten, vom Energiespeicher und von der Leistung der Nebenverbraucher ab.

Da vor allem sehr kurze Taktzykluszeiten vom Fahrer als unangenehm und unkomfortabel wahrgenommen werden und eventuell ein höherer Verschleiß der Komponenten zu erwarten ist, muss dies bei der Auslegung und der Betriebsführung berücksichtigt werden, und ein eventuelles Kraftstoffeinsparpotenzial mit anderen Kriterien abgewogen werden.

3.4 Rekuperation

Ein weiteres Potenzial von Hybridfahrzeugen zur Kraftstoffeinsparung ist durch die Rekuperation der Bremsenergie gegeben. Bei normalen PKWs wird die im Fahrzeug gespeicherte kinetische Energie während des Bremsvorgangs durch die vorhandenen

Reibbremsen in Wärmeenergie umgewandelt. Beim Hybridfahrzeug kann diese Energie über die elektrische Maschine in den Energiespeicher zurück gespeist werden.

Wieviel der kinetischen Energie tatsächlich zurückgespeist werden kann hängt hauptsächlich von der elektrischen Maschine, vom Energiespeicher, vom Fahrzeug sowie vom Fahrerverhalten und der Betriebsführung ab.

In Abbildung 3.13 sind Simulationen von vier verschiedenen Bremsvorgängen dargestellt. In der ersten Grafik ist die Geschwindigkeit v_{Fzg} des Fahrzeugs gezeigt. Es sind Bremsvorgänge von einer Ausgangsgeschwindigkeit von 50 km/h bis auf 0 km/h mit unterschiedlichen konstanten Verzögerungen zu erkennen. Die zweite Grafik illustriert die Spannung am UltraCap und damit den Ladezustand des Energiespeichers. Die rekuperierte Leistung P_{rek} (Gleichstrom-Leistung der elektrischen Maschine) ist in der dritten Grafik aufgezeichnet. Die vierte Grafik zeigt die Leistung an der Bremse P_{Brems} .

Die schwarzen durchgezogenen Linien zeigen einen Bremsvorgang innerhalb von 18 s . An der Rekuperations- und an der Bremsleistung ist ersichtlich, dass – bis auf die Reibung – die gesamte kinetische Energie zurück gespeist werden kann.

Bei dem Bremsvorgang, der durch die schwarz gestrichelte Linie dargestellt ist, wurde der gleiche Bremsvorgang mit gleicher Verzögerung, allerdings mit einer etwas höheren Anfangsspannung, simuliert. Ab ca. 5 s ist ein Einbruch bei der Rekuperationsleistung zu erkennen. Dieser Einbruch wird durch einen Eingriff der Bremsen ausgeglichen. Grund für die geringere Rekuperationsleistung ist der volle Energiespeicher. Nähert sich die Spannung des UltraCaps der Maximalspannung, so wird die maximale negative Leistung der elektrischen Maschine abgeregelt. Ab ca. 10 s ist die Maximalspannung nahezu erreicht und die Spannung bleibt fortan nahe dem Maximalwert. Bei der Rekuperationsleistung ist ab ca. 10 s bis ca. 18 s trotzdem eine elektrische Leistung zu beobachten. Diese resultiert jedoch nur zum Teil in einer Spannungsänderung am UltraCap, da während dieser Phase die Nebenverbraucher versorgt werden.

Die grauen Linien aus Abbildung 3.13 skizzieren zwei Extremfälle. Die grauen durchgezogenen Linien zeigen eine Vollbremsung, bei der die Reifen gerade nicht durchrutschen. Die dabei auftretende hohe Bremsleistung kann von der elektrischen Maschine nur zu einem kleinen Teil rekuperiert werden, da die maximal mögliche generatoische Leistung erreicht ist. Der Großteil der kinetischen Energie wird durch die Bremse in Wärme umgewandelt. Wie auch an der Spannung ersichtlich ist, konnte nur ein sehr geringer Teil der kinetischen Energie rekuperiert werden.

Der gegenteilige Extremfall, wenn das Fahrzeug ausrollt, ist durch die grau gestri-

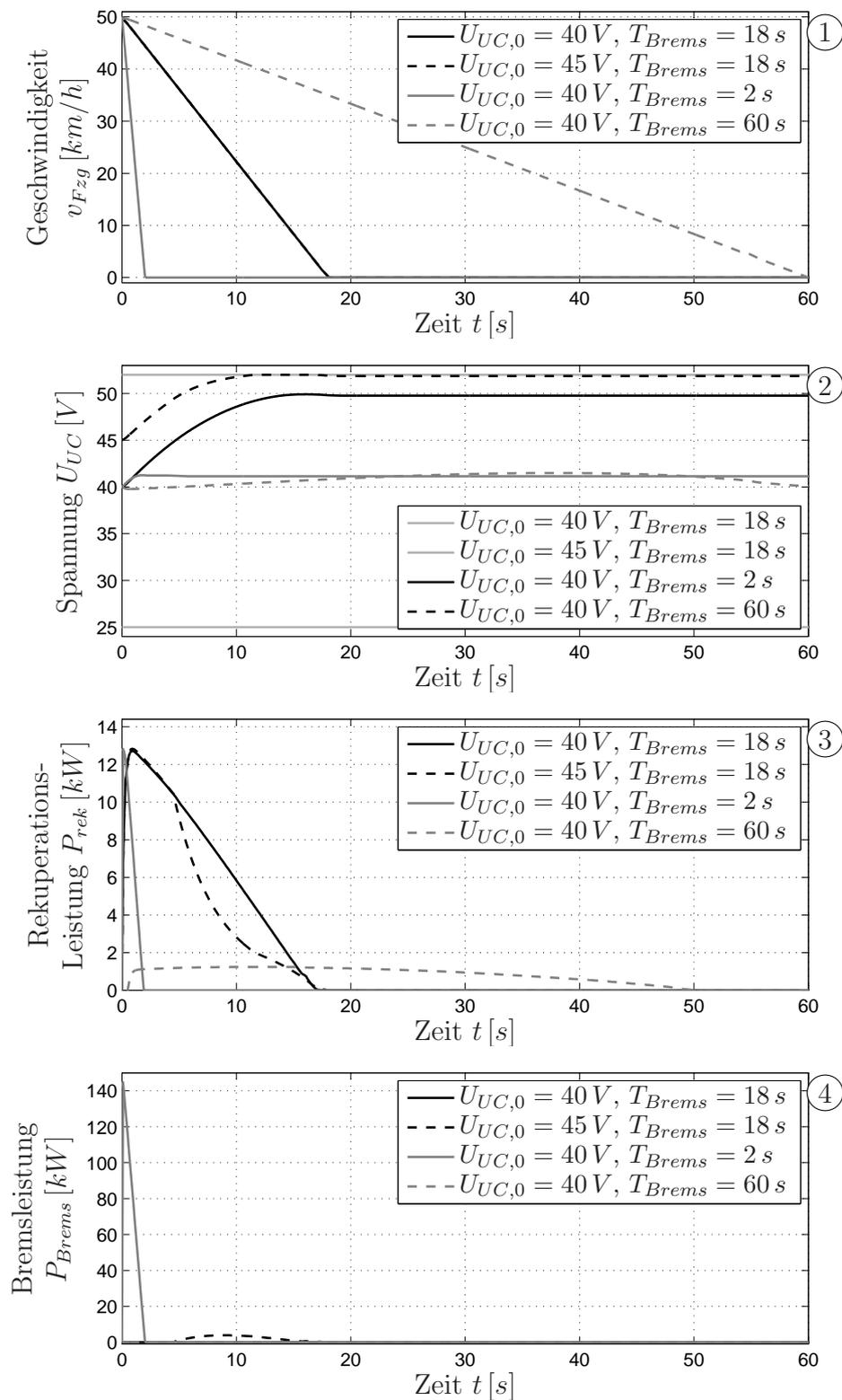


Abbildung 3.13: Bremsvorgänge mit unterschiedlicher Verzögerung und unterschiedlichen Anfangs-Ladezuständen des Energiespeichers

chelten Linien dargestellt. Hier wird die kinetische Energie durch die Roll- und Luftreibung des Fahrzeugs in Wärme umgesetzt und es wird nur ein geringer Teil rekuperiert. Dieser Teil ist zur Versorgung der Nebenverbraucher notwendig und der Ladezustand des Energiespeichers bleibt während des gesamten Verzögerungsvorgangs nahezu konstant. In diesem Fall kann zwar kaum Energie zurück gespeist werden, jedoch legt das Fahrzeug hier eine Strecke zurück und die Energie ist nicht verloren. Für die Betriebsführung wäre es gleichwohl wichtig ein solches Verhalten des Fahrers zu kennen, um das Energiemanagement optimal darauf abzustimmen.

Die maximal mögliche rekuperierbare Energie wird einerseits durch das Fahrerverhalten und andererseits durch die maximale generatorische Leistung der elektrischen Maschine sowie die Größe und Leistung des Energiespeichers begrenzt. Um eine maximale Rekuperation zu erzielen, ist es notwendig, dass die Betriebsstrategie den Energiespeicher stets so führt, dass die auftretende Bremsenergie im Rahmen der Möglichkeiten vollständig rekuperiert werden kann. Je kleiner dabei der Energiespeicher ist, desto wichtiger ist ein intelligentes Energiemanagement. Verfahren zur Betriebsführung sind in Kapitel 5 behandelt.

Welches Einsparpotenzial sich aufgrund der Rekuperation von Bremsenergie ergibt, kann anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung und der energiebezogenen Dichte für einen vorgegebenen Fahrzyklus untersucht werden. Die Normzyklen, die im europäischen Raum zur Bewertung des Kraftstoffverbrauchs verwendet werden, sind in Abbildung 3.14 dargestellt. Der Gesamtzyklus NEDC setzt sich aus vier ECE-Grundstadtfahrzyklen und dem EUDC-Zyklus mit höheren Geschwindigkeiten zusammen [112]. Abbildung 3.15 zeigt den amerikanischen Normzyklus FTP72 [1].

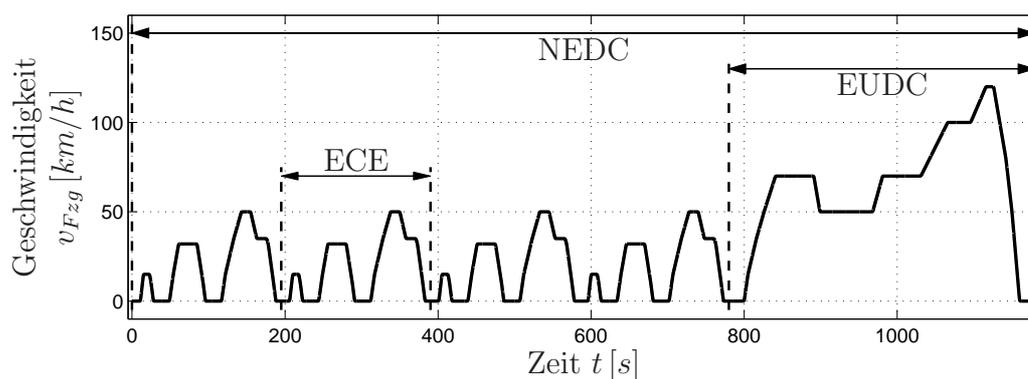


Abbildung 3.14: Europäische Normzyklen *ECE*, *EUDC* und *NEDC*

Hier wird das Einsparpotenzial, wie in [46] beschrieben, ermittelt und am ECE-Zyklus beispielhaft erläutert. Der Geschwindigkeitsverlauf, die Beschleunigungen sowie die Radleistung im ECE-Zyklus sind in Abbildung 3.16 aufgezeichnet. Die Radleistung

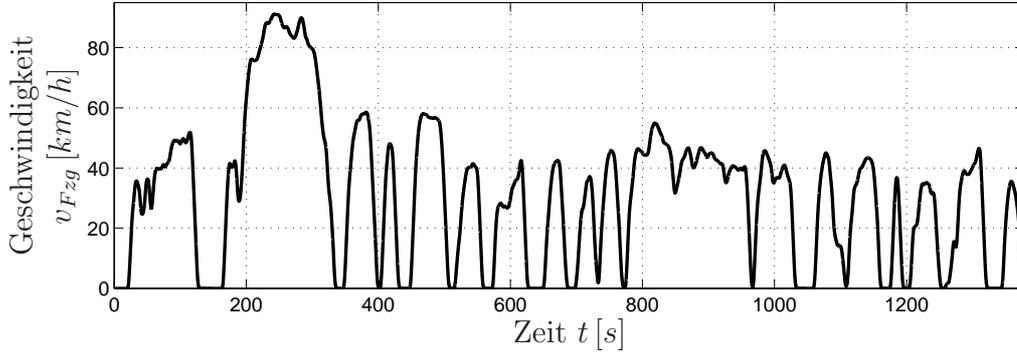


Abbildung 3.15: Amerikanischer Normzyklus FTP72

im Zyklus kann mit Gleichung (2.39) und mit $P = M\omega$ aus den geschwindigkeitsabhängigen Fahrwiderständen sowie der Leistung zur Beschleunigung des Fahrzeugs berechnet werden. Die Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung gibt an, für welche anteilige Zeitdauer eine bestimmte Leistung in diesem Zyklus auftritt. Bei der Analyse des Zyklus hinsichtlich der Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung entstehen bei den zeitlich am längsten dauernden Abschnitten, d.h. bei Leistung Null im Stillstand, aber auch während der Konstantfahrphasen einzelne Spitzen. Zur Glättung dieser Spitzen für die weitere Untersuchung und zur besseren Veranschaulichung wird die Leistung mit $\delta_P = 1 \text{ kW}$ diskretisiert. Der Leistungsbereich im ECE-Zyklus reicht dabei von $P_{Fahren,min} = -14 \text{ kW}$ bis $P_{Fahren,max} = 17 \text{ kW}$ Radleistung.

$$P(i) = i \cdot \delta_P \quad , \quad i = \left\lfloor \frac{P_{Fahren,min}}{\delta_P} \right\rfloor, \dots, \left\lceil \frac{P_{Fahren,max}}{\delta_P} \right\rceil \quad (3.22)$$

Die Wahrscheinlichkeitsdichte für einen Zyklus mit K Abtastschritten wird damit wie folgt bestimmt.

$$\rho_P(i) = \frac{1}{K} \sum_{k=1}^K (|P(i) - P_{Zykl}^k| < \frac{\delta_P}{2}) \quad (3.23)$$

Mit der Gesamtzyklusdauer T errechnet sich durch Multiplikation die energiebezogene Dichte.

$$\rho_E(i) = P(i) T \rho_P(i) \quad (3.24)$$

Der negative Anteil ist dabei die Bremsleistung, die teilweise rekuperiert werden kann.

$$E_{Brems} = \sum_{i=\left\lfloor \frac{P_{Fahren,min}}{\delta_P} \right\rfloor}^{-1} P(i) T \rho_P(i) = \sum_{i=\left\lfloor \frac{P_{Fahren,min}}{\delta_P} \right\rfloor}^{-1} \rho_E(i) \quad (3.25)$$

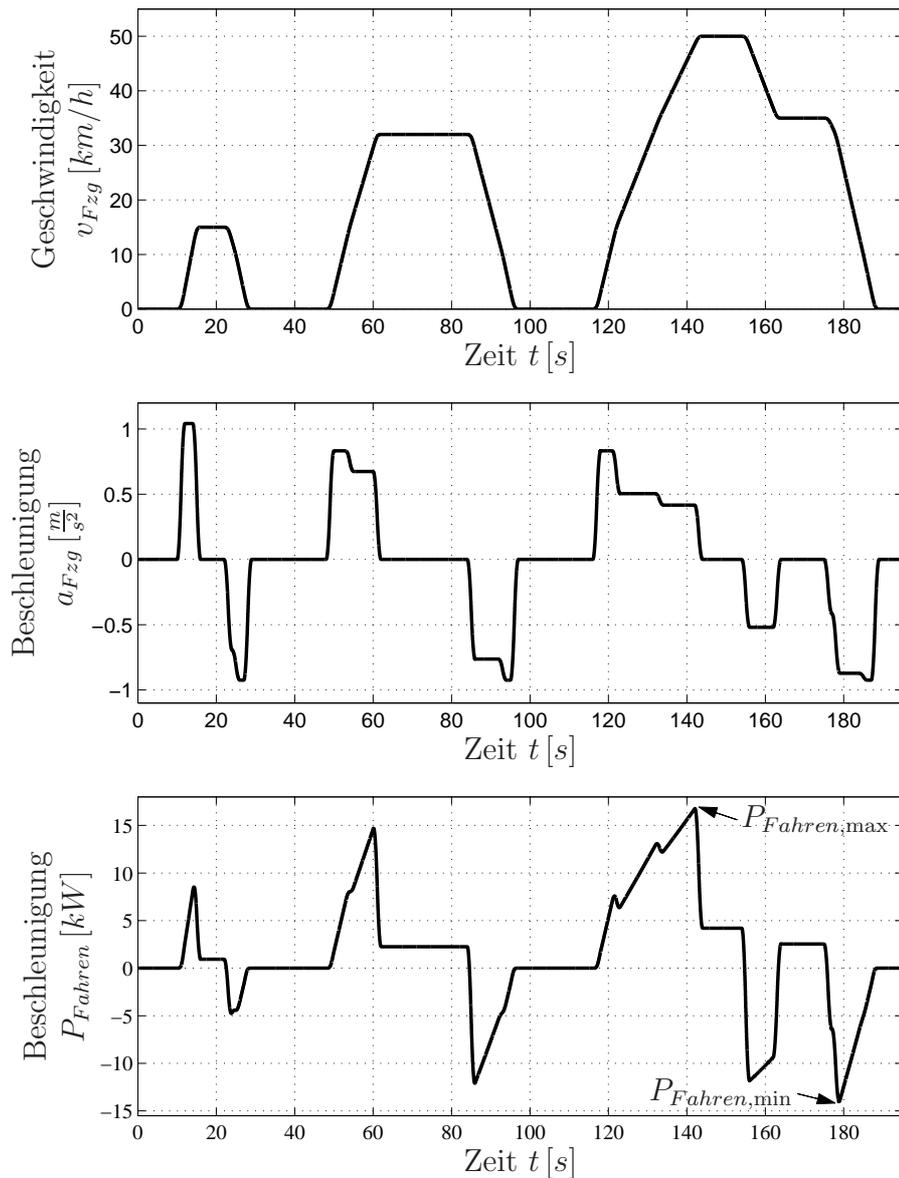


Abbildung 3.16: Geschwindigkeit, Beschleunigung und Radleistung im ECE-Zyklus

Für die theoretische Abschätzung des Einsparpotenzials wird vereinfacht angenommen, dass die Bremsenergie bis zur Leistungsgrenze der elektrischen Maschine rekuperiert werden kann. Die rekuperierbare Bremsenergie fließt dabei vom Rad über das Getriebe, die elektrische Maschine und den Umrichter in den Energiespeicher.

$$E_{rek} = E_{Brems} \eta_{EM,Laden} \eta_{UC,Laden} \eta_{Zahnrad} \quad (3.26)$$

Zur Nutzung der Energie für Fahrvorgänge fließt die gespeicherte Energie aus dem Energiespeicher über den Umrichter, die elektrische Maschine und das Getriebe zum Abtrieb. Es wird angenommen, dass die elektrische Energie vor allem bei niedrigen

Geschwindigkeiten in Getriebestellung V_1 zum Vortrieb genutzt wird. Hier ist deshalb der CVT-Wirkungsgrad zu berücksichtigen.

$$E_{Fahren,rek} = E_{rek} \eta_{EM,Fahren} \eta_{UC,Fahren} \eta_{CVT} \eta_{Zahnrad} \quad (3.27)$$

Die rekuperierte Energie, die zum Fahren genutzt werden kann ist damit:

$$E_{Fahren,rek} = E_{Brems} \eta_{EM,Laden} \eta_{UC,Laden} \eta_{EM,Fahren} \eta_{UC,Fahren} \eta_{CVT} \eta_{Zahnrad}^2 \quad (3.28)$$

Die Wirkungsgrade werden für die folgenden Abschätzungen als konstant angenommen.

In den Abbildungen 3.17 und 3.18 sind die Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung sowie die energiebezogene Dichte für den ECE-Zyklus dargestellt. Die mittelgraue

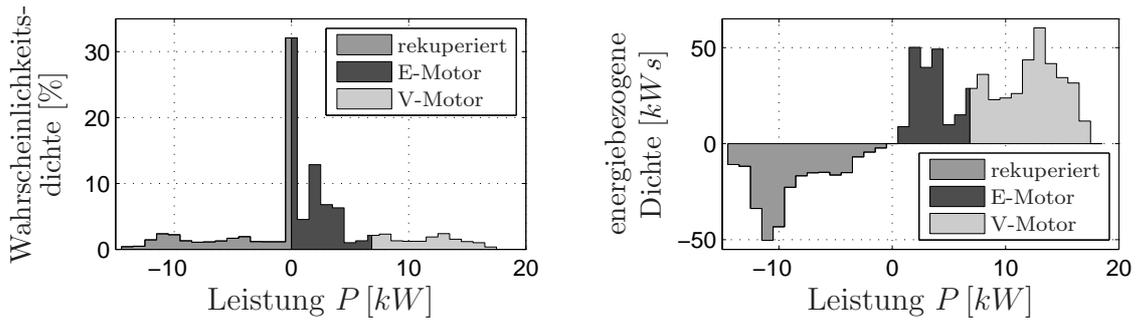


Abbildung 3.17: Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im ECE-Zyklus mit Nutzung der rekuperierten Energie bei niedrigen Leistungen

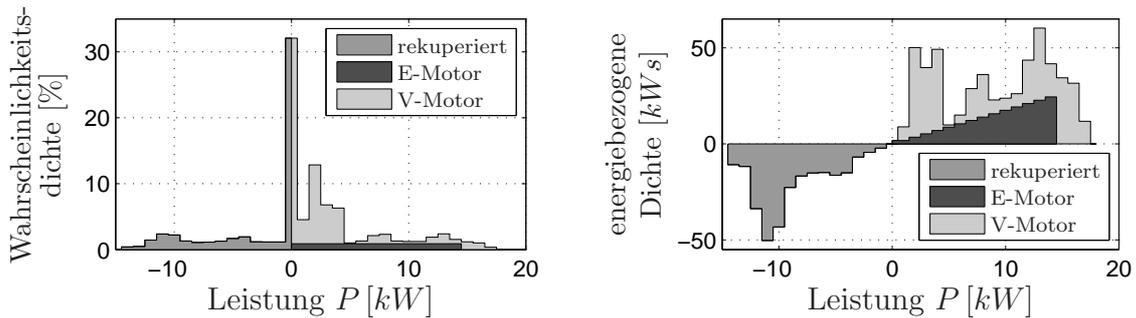


Abbildung 3.18: Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im ECE-Zyklus mit Nutzung der rekuperierten Energie bei verteilter Leistung

Fläche links zeigt die Bremsleistung bzw. Bremsenergie, die nach Gleichung (3.25) am Rad auftritt. Die dunkel- und hellgrauen Flächen rechts zeigen die positive Leistung und Energie, die zum Antrieb des Fahrzeugs im Zyklus benötigt wird. Die

dunkelgraue Fläche ist dabei der Anteil, der nach Gleichung (3.28) aus der zurückgewonnenen, rekuperierten Bremsenergie bereit gestellt wird. Der Verbrennungsmotor muss die restliche Leistung bzw. Energie bereitstellen, welche durch die hellgrauen Flächen gekennzeichnet ist.

Wie in Abschnitt 3.3 beschrieben, ist der Verbrennungsmotorwirkungsgrad bei niedrigen Leistungsanforderungen sehr schlecht. Es wäre daher wünschenswert, niedrige Leistungsbereiche elektrisch und idealerweise mit der rekuperierten Bremsenergie abzudecken. Die dunkelgraue Fläche in Abbildung 3.17 zeigt die Verwendung der rekuperierten Energie bei niedrigen Leistungen. In der Realität ist dies jedoch meist nicht möglich, insbesondere bei der Verwendung eines kleinen Energiespeichers wie dem UltraCap. Die gespeicherte und rekuperierte Energie wird bei verschiedenen Leistungen verwendet. In Abbildung 3.18 ist eine gleichmäßig verteilte Nutzung der rekuperierten Energie über die Leistung mit der dunkelgrauen Fläche markiert. Dabei sind die Zeitanteile für alle positiven Leistungen gleichmäßig verteilt.

Bei der Abschätzung des Einsparpotenzials ergeben sich dahingehend Unterschiede, dass der Verbrennungsmotor bei Verwendung der rekuperierten Energie nur bei höheren Leistungen und damit günstigeren Wirkungsgraden betrieben wird. Wird die Nutzung der rekuperierten Energie jedoch mit verteilten Leistungen betrachtet, so wird der Verbrennungsmotor auch bei niedrigen Leistungen und anteilig weniger bei höheren Leistungen betrieben, wodurch der Gesamtsystemwirkungsgrad sinkt.

Bei den Betrachtungen zur Rekuperation wurde nur die Radleistung, nicht jedoch die Nebenverbraucherleistung P_{NV} berücksichtigt. Diese sollen nun mit eingerechnet werden. Im Stillstand werden die Nebenverbraucher aus dem UltraCap versorgt. Diese Energie muss jedoch letztendlich durch die rekuperierte Bremsenergie oder den Verbrennungsmotor bereit gestellt werden. Für die folgenden Abschätzungen wird die Leistung der Nebenverbraucher im Stillstand deshalb mit dem Faktor k_{Fahren} zeitanteilig gleichmäßig auf die Zeitpunkte verteilt, zu welchen das Fahrzeug fährt.

$$k_{Fahren} = \frac{T}{T - T_{Stillstand}} \quad (3.29)$$

Die Stillstandszeit kann direkt aus der Gesamtzyklusdauer T und der Leistungsdichteverteilung bei der Leistung $P = 0 \text{ kW}$ abgelesen und berechnet werden.

$$T_{Stillstand} = T \cdot \rho_P(P = 0) \quad (3.30)$$

Während des Bremsvorgangs wird damit von den Nebenverbrauchern die Energie

$$E_{NV,Brems} = k_{Fahren} P_{NV} T_{Brems} \quad (3.31)$$

verbraucht. Die Zeit T_{Brems} während der Bremsvorgänge im Zyklus wird durch die

Summe über den negativen Teil der normierten Leistungsdichte und der Gesamtzyklusdauer T berechnet.

$$T_{Brems} = \sum_{i=\lfloor \frac{P_{Fahren,min}}{\delta_P} \rfloor}^{-1} T \rho_P(i) \quad (3.32)$$

Im Energiespeicher wird damit die rekuperierte Energie aus Gleichung (3.26) abzüglich der Energie für die Nebenverbraucher gespeichert.

$$E_{rek,UC} = E_{Brems} \eta_{EM,Laden} \eta_{UC,Laden} \eta_{Zahnrad} - E_{NV,Brems} \quad (3.33)$$

Diese Energie wird analog zu Gleichung (3.26) teilweise für Fahrvorgänge genutzt.

$$E_{Fahren,rek} = E_{rek,UC} \eta_{EM,Fahren} \eta_{UC,Fahren} \eta_{CVT} \eta_{Zahnrad} - E_{NV,Fahren,rek} \quad (3.34)$$

Während des elektrischen Fahrens werden die Nebenverbraucher aus dem UltraCap gespeist.

$$E_{NV,Fahren,rek} = k_{Fahren} P_{NV} \Delta T_{Fahren,rek} \quad (3.35)$$

Die restliche Energie, die zum Vortrieb des Fahrzeugs sowie zur Versorgung der Nebenverbraucher notwendig ist, wird vom Verbrennungsmotor bereit gestellt. Unter Verwendung des Wirkungsgrades bzw. des spezifischen Verbrauchs des Verbrennungsmotors bei einer gegebenen Leistung, kann der Verbrauch im Zyklus abgeschätzt werden. Der Verbrennungsmotor kann dabei, wie im vorigen Abschnitt beschrieben, normal (Gleichung (3.8)) oder intermittierend (Gleichung (3.21)) betrieben werden.

Die Abschätzung zur Kraftstoffeinsparung soll anhand der Normzyklen ECE, EUDC, NEDC (Abbildung 3.14) und FTP72 (Abbildung 3.15) erfolgen. Die Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung sowie die energiebezogene Dichte für die Zyklen sind in den Abbildungen 3.19 bis 3.22 dargestellt. Dabei wurde eine Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 750 \text{ W}$ zugrunde gelegt. Analog zu Abbildung 3.18 wird die rekuperierte Bremsleistung auf die positiven Leistungen bis zur Leistungsgrenze der elektrischen Maschine gleichmäßig verteilt. Die rekuperierte Energie, die zum elektrischen Vortrieb genutzt werden kann, ist um die Nebenverbraucher verringert.

Abbildung 3.20 zeigt die Dichtefunktionen zum EUDC-Zyklus. Besonders markant sind die Konstantfahrphasen im Zyklus als Spitzen in der Dichtefunktion zu erkennen. Die übrigen Leistungen resultieren aus den Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen im Zyklus. Bei negativen Leistungen ist zu erkennen, dass nicht die

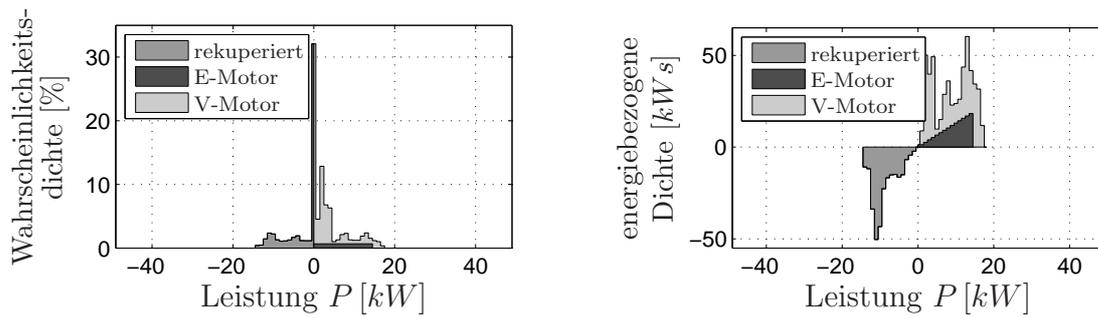


Abbildung 3.19: Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im ECE-Zyklus

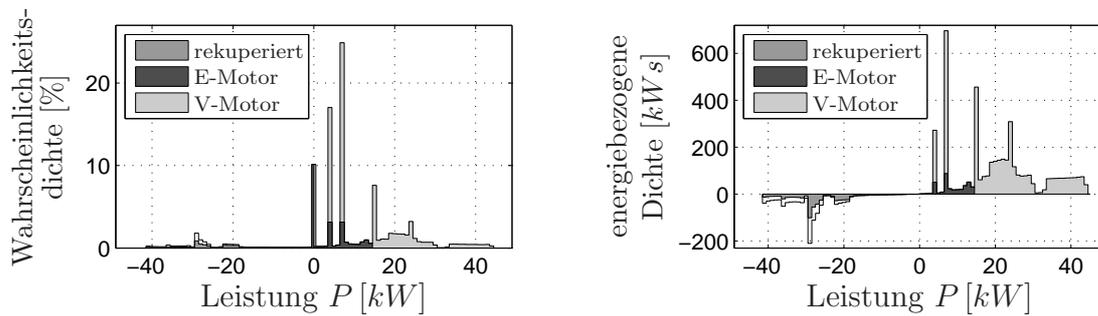


Abbildung 3.20: Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im EUDC-Zyklus

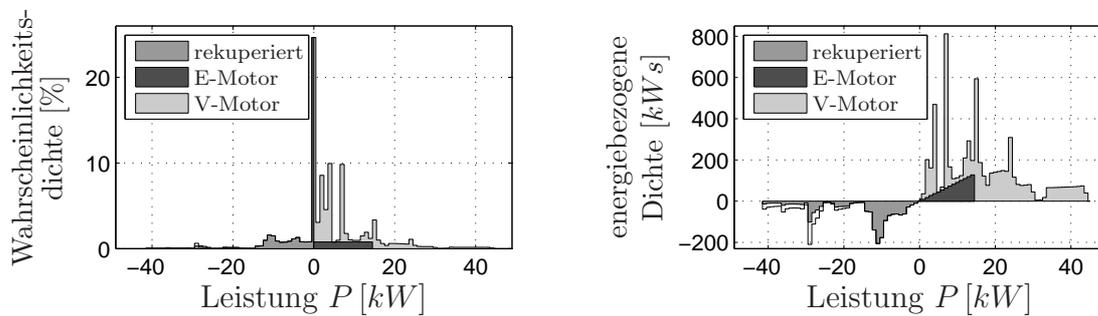


Abbildung 3.21: Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im NEDC-Zyklus

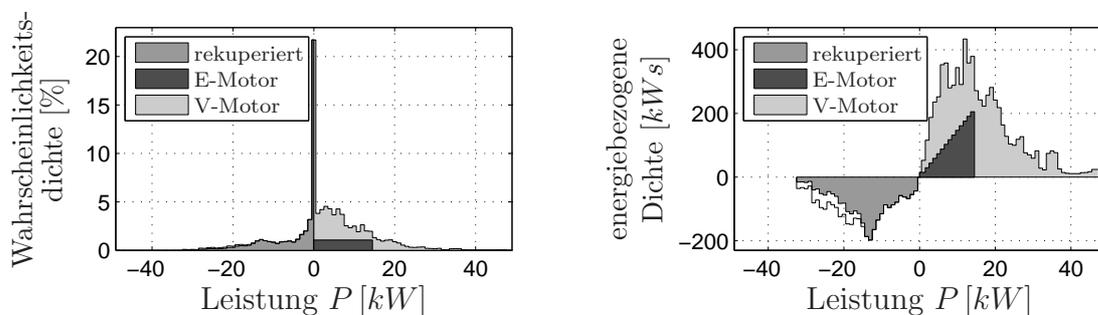


Abbildung 3.22: Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im FTP72-Zyklus

gesamte Energie rekuperiert werden kann. Der Grund hierfür ist die Leistungsbegrenzung der elektrischen Maschine. Ist die Bremsleistung höher als die maximale Leistung der elektrischen Maschine, so kann nur der Teil bis zur Maximalleistung rekuperiert werden. Die restliche Bremsleistung wird durch die mechanischen Bremse bereit gestellt. Wie oben erwähnt, soll die rekuperierte Energie zum Fahren zeitanteilig gleichmäßig auf positive Fahrleistungen verteilt werden. Wie die dunkelgraue Fläche in Abbildung 3.20 zeigt, ist dies bei der gegebenen Leistungsverteilung jedoch nicht möglich, da viele Leistungen zeitanteilig nur sehr wenig auftreten. Die Dichtefunktion wird deshalb von unten her aufgefüllt, und übrige Energieanteile auf diejenigen Leistungen umverteilt, die im Betrieb häufiger vorkommen.

Der NEDC-Zyklus setzt sich – wie in Abbildung 3.14 zu sehen und oben erwähnt – aus vier ECE-Zyklen und einem EUDC-Zyklus zusammen. Dies spiegelt sich auch in der Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung und der energiebezogenen Dichte wieder, wie in Abbildung 3.21 zu sehen. Die Spitzen aus beiden Zyklen sind hier wieder zu erkennen.

Die Dichteverteilung für den FTP72-Zyklus ist in Abbildung 3.22 dargestellt. Anders als bei den europäischen Normzyklen handelt es sich beim amerikanischen Normzyklus nicht um ein künstlich erzeugtes Fahrprofil. Der FTP72 wurde anhand von realen Fahrten innerhalb einer Stadt und außerorts ermittelt. Dies ist auch in der Dichteverteilung erkennbar. Es sind keine langen und gleichmäßigen Konstantfahrphasen enthalten, wie bei den europäischen Zyklen. Die Leistungen und die Energie sind deshalb wesentlich gleichmäßiger verteilt als bei den künstlichen Zyklen.

Welche Einspareffekte sich durch die einzelnen Betriebsweisen für die erwähnten Normzyklen ergeben, wird im Folgenden erläutert.

3.5 Gegenüberstellung der Einspareffekte

Die verschiedenen Einspareffekte, die sich aufgrund des Taktbetriebs und der Rekuperation im Fahrzeug ergeben, werden im Folgenden miteinander und mit dem Serienfahrzeug Opel Vectra Caravan 1.9 CDTI 88 kW, mit 6-Gang Handschaltgetriebe verglichen. Der Hersteller gibt für die europäischen Normzyklen die Verbräuche nach Tabelle 3.1 an.

Abschätzungen der Verbräuche für das hybridisierte Fahrzeug sind in den Tabellen 3.2 bis 3.4 für verschiedene Nebenverbraucherleistungen zusammengefasst. Die erste Zeile in den Tabellen gibt jeweils den Verbrauch für eine Berechnung an, bei der keine Bremsenergie rekuperiert (Abschnitt 3.4) wurde und auch kein Taktbetrieb

	Verbrauch <i>Liter/100km</i>		
Zyklus	ECE	EUDC	NEDC
Herstellerangaben	7.7	5.0	6.0

Tabelle 3.1: *Herstellerangaben zum Verbrauch des Serienfahrzeugs*

(Abschnitt 3.3) stattfand. In den zweiten Zeilen sind die Verbräuche für intermittierenden Betrieb, jedoch ohne Rekuperation der Bremsleistung aufgetragen. Die dritten und vierten Zeilen zeigen Verbräuche für einen Betrieb mit Rekuperation der Bremsleistung und mit Nutzung dieser Energie bei verteilten Antriebsleistungen bis zur Maximalleistung der elektrischen Maschine. Die verbleibende Antriebsleistung wird durch den Verbrennungsmotor im Normalbetrieb (Zeile 3) oder im Taktbetrieb (Zeile 4) bereit gestellt. In den letzten Zeilen wird die rekuperierte Leistung nur für kleine Leistungen verwendet und der Verbrennungsmotor arbeitet im Taktbetrieb.

In Tabelle 3.2 wurden alle Berechnungen für eine Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 373\text{ W}$ durchgeführt. Diese Leistung ergibt sich aus der Summe der Nebenverbraucher in Tabelle 2.2 ohne die zusätzlich eingebauten Komponenten für die Hybridisierung. Beim Vergleich der Verbräuche mit den Herstellerangaben stellt sich im EUDC-Zyklus jedoch ein höherer Verbrauch heraus. Dieser höhere Verbrauch bei der Abschätzung resultiert aus dem höheren Gewicht der Hybridkonfiguration sowie aus dem geringeren Wirkungsgrad des CVT-Getriebe gegenüber dem Handschalt-Getriebe. Durch das CVT-Getriebe ist der Verbrauch im ECE-Zyklus geringer als der Verbrauch des Serienfahrzeugs. Im NEDC-Zyklus kompensieren sich die Einsparungen und der Mehrverbrauch. Für den FTP72-Zyklus stehen keine Angaben des Herstellers zur Verfügung. In der zweiten Zeile arbeitet der Verbrennungsmotor intermittierend. Beim ECE-Zyklus ist dadurch eine Einsparung von ca. 4 % zu erreichen. Im EUDC-Zyklus ist kaum eine Einsparung durch Taktbetrieb zu beobachten, da der Verbrennungsmotor hier ohnehin meist bei hohen Leistungen betrieben wird. Im NEDC-Zyklus liegt das Einsparpotenzial durch Taktbetrieb bei etwa 1.5 % und im FTP72-Zyklus bei etwa 1.4 %. Ein größerer Einspareffekt ist durch die Rekuperation der Bremsenergie zu erzielen. Beim Vergleich von Zeile drei mit Zeile eins ist im ECE-Zyklus eine Einsparung von 27 % zu ermitteln, was aus den kurzen Fahrsequenzen bei niedrigen Geschwindigkeiten resultiert. Auch im FTP72-Zyklus ist ein großer Anteil an Stadtfahrten mit Stop- and Go enthalten, auch hier ist das Einsparpotenzial mit 24 % durch Rekuperation sehr hoch. Im EUDC-Zyklus fällt die Ersparnis mit 10 % etwas geringer aus, da zeitanteilig nur wenig Verzögerungsphasen vorhanden sind und die kinetisch gespeicherte Energie aufgrund der Leistungsbegrenzung des Elek-

Leistung der Nebenverbraucher $P_{NV} = 373 W$	Verbrauch <i>Liter/100km</i>			
Zyklus	ECE	EUDC	NEDC	FTP
1) keine Rekuperation, kein Taktbetrieb	6.11	5.87	5.96	6.22
2) keine Rekuperation, Taktbetrieb	5.86	5.86	5.87	6.13
3) Rekuperation, verteilte Leistung, kein Taktb.	4.44	5.31	4.96	4.73
4) Rekuperation, verteilte Leistung, Taktbetrieb	4.22	5.30	4.88	4.67
5) Rekuperation, kleine Leistung, Taktbetrieb	3.85	5.25	4.73	4.57

Tabelle 3.2: Abschätzung des Einsparpotenzials anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte bei einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 373 W$

Leistung der Nebenverbraucher $P_{NV} = 750 W$	Verbrauch <i>Liter/100km</i>			
Zyklus	ECE	EUDC	NEDC	FTP
1) keine Rekuperation, kein Taktbetrieb	6.58	6.05	6.25	6.51
2) keine Rekuperation, Taktbetrieb	6.42	6.04	6.19	6.45
3) Rekuperation, verteilte Leistung, kein Taktb.	5.04	5.49	5.27	5.06
4) Rekuperation, verteilte Leistung, Taktbetrieb	4.90	5.49	5.22	5.01
5) Rekuperation, kleine Leistung, Taktbetrieb	4.52	5.45	5.10	4.96

Tabelle 3.3: Abschätzung des Einsparpotenzials anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte bei einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 750 W$

Leistung der Nebenverbraucher $P_{NV} = 1150 W$	Verbrauch <i>Liter/100km</i>			
Zyklus	ECE	EUDC	NEDC	FTP
1) keine Rekuperation, kein Taktbetrieb	7.11	6.24	6.58	6.90
2) keine Rekuperation, Taktbetrieb	7.00	6.24	6.53	6.81
3) Rekuperation, verteilte Leistung, kein Taktb.	5.72	5.69	5.62	5.41
4) Rekuperation, verteilte Leistung, Taktbetrieb	5.64	5.69	5.59	5.39
5) Rekuperation, kleine Leistung, Taktbetrieb	5.26	5.67	5.51	5.37

Tabelle 3.4: Abschätzung des Einsparpotenzials anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte bei einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 1150 W$

tromotors sowie der begrenzten Speicherkapazität des UltraCaps nicht vollständig rekuperiert werden kann. Im NEDC-Zyklus resultiert eine Einsparung von 17 % nur durch Rekuperation. Wird zusätzlich noch der Verbrennungsmotor intermittierend betrieben, so ergibt sich eine Einsparung von 18 % im NEDC-Zyklus und 25 % im FTP72-Zyklus. Die zusätzliche Ersparnis durch Taktbetrieb ist hier nicht mehr so groß, da ein Teil der niedrigen Leistungen im Fahrbetrieb bereits aus der rekuperierten Bremsenergie rein elektrisch bereit gestellt wird. Eine weitere Ersparnis würde sich durch die Verwendung der rekuperierten Leistung nur bei kleinen Leistungen ergeben. Hierfür wäre allerdings ein genügend großer Energiespeicher notwendig, um die Energie zwischenspeichern und nur bei geringen Leistungsanforderungen abzugeben.

Beim Vergleich der Tabellen untereinander ist festzustellen, dass sich das relative Einsparpotenzial bei größeren Nebenverbraucherleistungen tendenziell verringert. Die Veränderung ist jedoch nur geringfügig.

Wird ein Mehrgewicht von etwa 200 kg und eine Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 750\text{ W}$ für die oben angestellten Abschätzungen zugrunde gelegt, so ergibt sich ein Verbrauch von ca. $4.9\text{ Liter}/100\text{ km}$ im NEDC-Zyklus. Gegenüber dem Serienfahrzeug entspricht dies einem Einsparpotenzial von ca. 18 %.

Das hier vorgestellte Verfahren zur Abschätzung des Einsparpotenzials von Hybridfahrzeugen anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung und der energiebezogenen Dichte von Normzyklen kann für beliebige Zyklen angewendet werden. Selbstverständlich bietet das Verfahren keine exakten Ergebnisse bezüglich des Verbrauchs, es bietet jedoch die Möglichkeit einer sehr schnellen, tendenziellen Abschätzung.

3.6 Auswirkungen auf den Gesamtenergieverbrauch in Deutschland

Im Jahr 2004 hat die Firma Shell Deutschland Oil eine Studie über die Anzahl und Neuanmeldungen von PKWs in Deutschland herausgegeben [74]. Anhand von zwei verschiedenen Szenarien – Tradition und Impuls – wurde die zukünftige Entwicklung des PKW-Bestands in Deutschland prognostiziert. Aufgrund dieser Daten und unter Verwendung der Altersstruktur der Fahrzeuge in Deutschland, die vom Kraftfahrtbundesamt in [23] veröffentlicht wurde, wird im Folgenden eine Abschätzung über das Kraftstoffeinsparpotenzial durch Hybridfahrzeuge durchgeführt.

Abbildung 3.23 zeigt das Alter der Fahrzeuge in Prozent bezogen auf die gesamte Anzahl der Fahrzeuge in Deutschland am 1. Januar 2007.

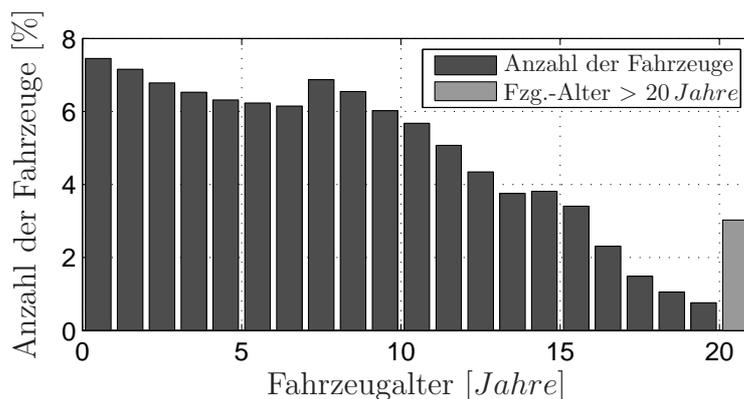


Abbildung 3.23: *Fahrzeugalter in Deutschland in Prozent der gesamten Anzahl an Fahrzeugen [23]*

Für die weiteren Betrachtungen wird die Alterstruktur der Fahrzeuge als konstant angenommen. In Abbildung 3.24 ist eine Annahme über die Anzahl der Neufahrzeuge, die als Hybridfahrzeuge ausgeführt sind, in Prozent dargestellt. Es wird an-

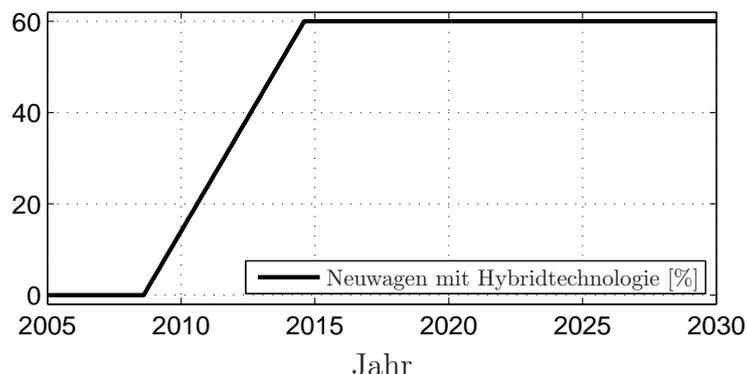


Abbildung 3.24: *Annahme über die prozentuale Entwicklung für Neuwagen mit Hybridtechnologie*

genommen, dass die Anzahl an Hybridfahrzeugen vom Jahr 2008 an bis zum Jahr 2014 von 0% auf 60% ansteigt. Danach bleibt der Anteil an Hybridfahrzeugen bei Neufahrzeugen konstant bei 60%. Abbildung 3.25 zeigt den nach der Shell-Studie vorhergesagten Gesamtfahrzeugbestand bis zum Jahr 2030 für die Szenarien Tradition und Impuls. Basierend auf den Daten zur Altersstruktur der Fahrzeuge kann für die beiden Szenarien der Anteil an Fahrzeugen abgeschätzt werden, die nach 2008 gebaut werden (gestrichelte Linien in Abbildung 3.25). Weiterhin in der Abbildung zu erkennen ist der Anteil an Hybridfahrzeugen für die beiden Szenarien, der durch die Abschätzung des Anteils von Hybridfahrzeugen an Neuwagen (Abbildung 3.24) ermittelt werden kann. Im Jahr 2030 wären demnach 56% der Fahrzeuge

hybridisiert.

Im vorherigen Abschnitt wurde das Einsparpotenzial von Hybridfahrzeugen anhand der Analyse von Standardzyklen ermittelt. Im NEDC-Zyklus ergab sich eine Einsparung von 18%. Dieses Einsparpotenzial führt zusammen mit der prognostizierten Anzahl an Hybridneufahrzeugen zur folgenden Gesamtkraftstoffeinsparung der Fahrzeugflotte in Deutschland, für Fahrzeuge mit und ohne Hybridisierung (Abbildung 3.26). Durch den Anteil an Hybridfahrzeugen von 56% an der gesamtdeutschen

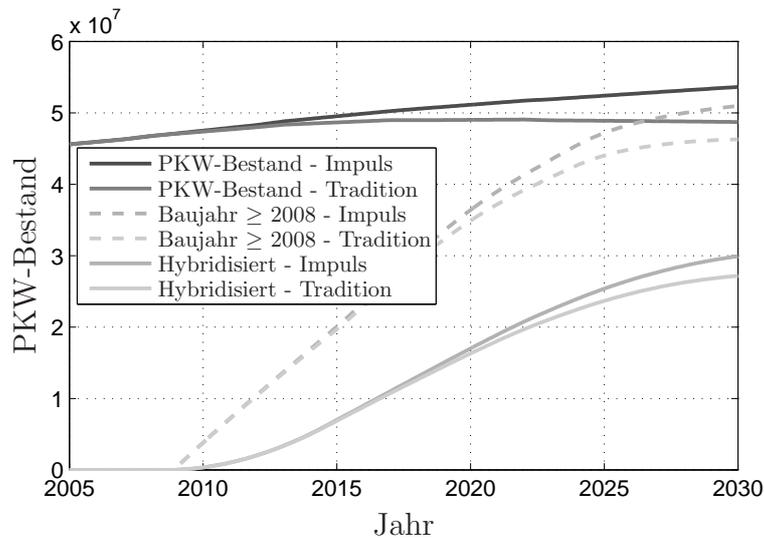


Abbildung 3.25: Gesamtfahrzeugbestand, Fahrzeugbestand mit einem Baujahr ab 2008 und Fahrzeuge mit Hybridtechnologie für die beiden Szenarien Tradition und Impuls

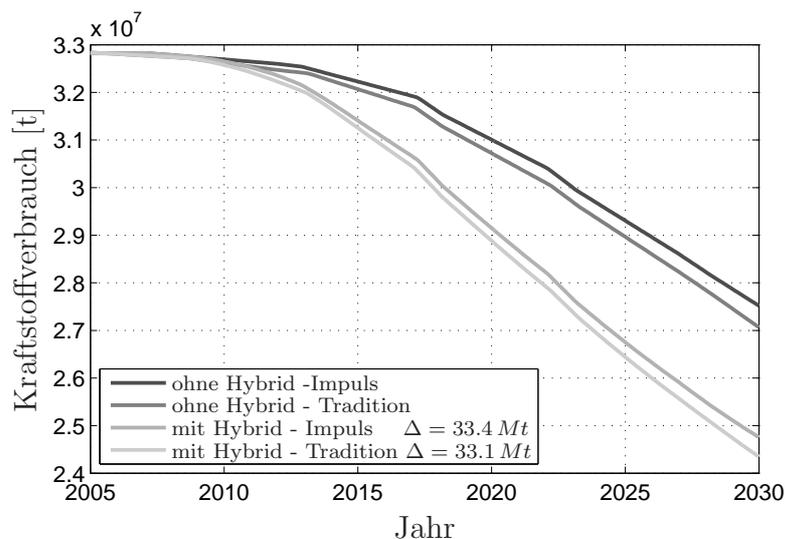


Abbildung 3.26: Vergleich des absoluten Kraftstoffverbrauchs mit und ohne Hybridfahrzeuge für die beiden Szenarien Tradition und Impuls

Fahrzeugflotte im Jahr 2030 und dem Einsparpotenzial von 18 % kann in 2030 etwa 10 % des Kraftstoffs eingespart werden. Insgesamt können in der Zeit bis zum Jahr 2030 sowohl für das Szenario Tradition, als auch für das Szenario Impuls etwa 33 Millionen Tonnen an Kraftstoff eingespart werden.

4 Auslegung und Dimensionierung

Beim Aufbau eines Hybridfahrzeugs stellt sich unter anderem die Frage nach der Größe der einzusetzenden Antriebsstrangkomponenten. Gegenüber einem konventionellen Antriebsstrang muss neben dem Verbrennungsmotor die Art und Größe der elektrischen Maschine sowie die des Energiespeichers bestimmt werden.

Ein wichtiges Kriterium bei der Auslegung ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Daneben sind aber auch Einflüsse wie das Fahrzeugverhalten, Handling und Dynamik sowie ein sicherer und stabiler Betrieb des Fahrzeugs wichtige Bedingungen.

Im folgenden Abschnitt werden Aspekte der Auslegung für die einzelnen elektrischen Antriebsstrangkomponenten erläutert. Die einzelnen Komponenten können jedoch nicht isoliert voneinander betrachtet werden, bei der Auslegung muss neben den Randbedingungen für die Einzelkomponenten auch deren gegenseitige Beeinflussung berücksichtigt werden. Ein Ansatz zur systematischen Gesamtauslegung wird in Abschnitt 4.2 gezeigt.

4.1 Einzelkomponenten

4.1.1 DC/DC-Wandler

Der Zweck des DC/DC-Wandler besteht einerseits darin, den eventuell entladenen UltraCap nach einer langen Standzeit des Fahrzeugs wieder aufzuladen, zum anderen soll er die Lichtmaschine ersetzen und die konventionellen Verbraucher am 12 V-Bordnetz versorgen. Um diese beiden Anforderungen zu erfüllen, ist ein bidirektionaler DC/DC-Wandler notwendig. Die Leistung des Wandlers wurde anhand von Angaben der Firma GM Powertrain Europe zu den Bordnetz-Verbrauchern sowie den im Antriebsstrang zusätzlich vorhandenen 12 V-Verbrauchern auf 1.2 kW für den Tiefsetzbetrieb bestimmt. Diese Leistung wird auch im Hochsetzbetrieb benötigt, um einen eventuell entladenen UltraCap in vertretbarer Zeit (ca. 1 min) auf ein zum Anfahren und Anlassen des Verbrennungsmotors ausreichendes Spannungsniveau aufzuladen.

4.1.2 Elektrische Maschine

Bei der elektrischen Maschine sind mehrere Parameter auszulegen. Eine Orientierung für das Maximalmoment lässt sich aus der Rutschgrenze der Reifen auf trockenem Asphalt bei Anfahrübersetzung ableiten. Die Leistung der elektrischen Maschine wurde anhand von Analysen zur Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung und der energiebezogenen Dichte der Normzyklen ECE, EUDC, NEDC und FTP72 festgelegt (Abbildung 3.19 bis 3.22). Je höher die Leistung der elektrischen Maschine ist, desto mehr Bremsenergie kann rekuperiert werden. Die obere Grenze stellt dabei die beim Bremsen auftretende maximale Leistung dar. Im ECE-Zyklus ist dies etwa 14 kW . Beim FTP72-Zyklus tritt eine maximale Bremsleistung von ca. 30 kW und beim NEDC-Zyklus von ca. 40 kW auf. Mit der Leistung der elektrischen Maschine steigt jedoch auch das Gewicht der Maschine, was sich wiederum negativ auf das Beschleunigungsverhalten sowie den Gesamtverbrauch auswirkt. Zudem vergrößert sich das Volumen der Maschine, wie auch der zugehörigen Leistungselektronik, was weitere Herausforderungen an das Packaging mit sich bringen kann. Ein weiterer Aspekt, der bei der Auslegung der Maschine berücksichtigt werden muss, ist die gewünschte Betriebsweise des Hybridfahrzeugs, wie zum Beispiel der Wunsch bei niedrigen Leistungen Taktbetrieb zu realisieren, oder rein elektrisch anfahren zu können.

Die benötigte Leistung wurde auf $\pm 15\text{ kW}$ festgelegt. Damit kann im Stadtfahrzyklus (ECE) die Gesamte und im NEDC- wie auch im FTP72-Zyklus ein großer Teil der Bremsenergie rekuperiert werden. Für den optimierten Antriebsstrang wurde aufgrund der hohen Leistungsdichte eine permanent erregte Synchronmaschine ausgewählt. Das Spannungsniveau wurde auf 52 V festgelegt. Prinzipiell wäre bei dieser Leistungsklasse eine höhere Spannung von Vorteil (Wirkungsgrad, Leitungsquerschnitte), allerdings wäre dann auch ein aufwendiger Schutz gegen Berührung spannungsführender Teile notwendig, dies sollte bei dem Forschungsfahrzeug vermieden werden. Aktuelle am Markt erhältliche Hybridfahrzeuge nutzen jedoch höhere Spannungen bis ca. 600 V .

4.1.3 Energiespeicher

Die Art des Energiespeichers ist maßgeblich vom Hybrid-Konzept abhängig. Soll beispielsweise ein Voll-Hybrid mit großer elektrischer Reichweite realisiert werden, so ist ein großer Energiespeicher wie z.B. eine Batterie erforderlich. Wird keine große elektrische Reichweite gefordert, so eröffnet sich die Möglichkeit andere Arten von elektrischen Energiespeichern wie z.B. Doppelschichtkondensatoren (UltraCaps)

einzusetzen. Gegenüber Batterien haben diese den Vorteil eines geringeren Innenwiderstandes und einer damit einhergehenden höheren Leistungsdichte sowie einer höheren Lebensdauer. In Abbildung 4.1 sind verschiedene Energiespeichertypen in Form eines Ragone-Diagramms gegenübergestellt [39]. Es ist zu erkennen, dass Bat-

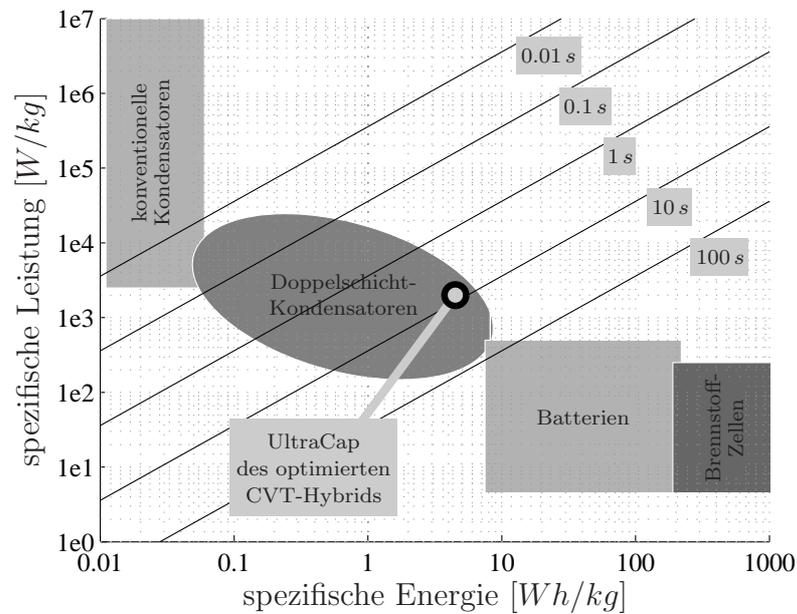


Abbildung 4.1: Ragone-Diagramm

terien zwar eine höhere spezifische Energie besitzen, Doppelschichtkondensatoren haben im Vergleich dazu jedoch eine höhere Leistungsdichte. Der Energiespeicher des optimierten CVT-Hybrids hat eine Energiedichte von ca. 4.5 Wh/kg und eine Leistungsdichte von ca. 2 kW/kg .

Ein weiterer wichtiger Punkt ist die Berücksichtigung der im Energiespeicher entstehenden Verluste und die daraus resultierende Erwärmung desselben. Wie in Abbildung 3.8 deutlich zu sehen ist, schwankt der Innenwiderstand eines UltraCaps abhängig von der Kapazität. Der Grund dafür sind unterschiedliche einzelne Zellentypen, aus welchen sich das jeweilige Gesamtmodul zusammensetzt. Der Großteil der Verluste im UltraCap entsteht aufgrund des Innenwiderstands, und die Verluste resultieren wiederum in einer Erwärmung des UltraCaps. Vom Hersteller (Epcos AG) wird eine maximale Betriebstemperatur von 60°C angegeben. Das bedeutet, dass je nach Höhe der Verluste sowie abhängig vom Einbauraum eine Zwangskühlung erforderlich sein könnte. Ein weiterer entscheidender Punkt für die Festlegung der UltraCaps ist der vorhandene Einbauraum sowie die daraus resultierende Anordnung der Zellen.

Einen Richtwert für die Kapazität kann die Analyse der Normzyklen, wie in Ab-

schnitt 3.4 gezeigt, liefern. Die Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung und die energiebezogene Dichte zeigen den Energieumsatz in den Zyklen. Weiterhin können die Bremsvorgänge bezüglich der frei werdenden Bremsenergie analysiert werden.

4.2 Systematische Gesamtauslegung

Eine Möglichkeit zur gesamtheitlichen Auslegung ist es Simulationen für verschiedene Antriebsstrangkombinationen und Komponenten durchzuführen, und im Anschluss die beste Variante auszuwählen. Das Problem hierbei ist, dass die Betriebsführung für jede Kombination optimal abgestimmt werden muss, um vergleichbare Daten zu erhalten. Dies kann unter Umständen sehr aufwendig sein. Ein Vorteil dieses Vorgehens ist, dass die Verbrauchsergebnisse mit einer Online-Betriebsführung ermittelt werden, wie sie auch im späteren Fahrzeug eingesetzt wird, und die Ergebnisse damit denen des realen Fahrzeugs sehr nahe kommen. Verfahren zur Betriebsführung werden in Kapitel 5 vorgestellt.

Um den Aufwand der optimalen Anpassung der Betriebsführung an die jeweilige Antriebsstrangkombination während der Auslegungsphase zu umgehen, können Offline-Verfahren zur Betriebsführung verwendet werden. Dabei werden für einen vorgegebenen Fahrzyklus die optimalen Betriebstrajektorien des Antriebsstrangs berechnet. Anhand des Verbrauchs kann dann die beste Antriebsstrangvariante ausgewählt werden.

Im Folgenden werden zwei Verfahren zur Offline-Betriebsführung vorgestellt und miteinander verglichen. Zur Auslegung werden Verbrauchsergebnisse für verschiedene Antriebsstrangkombinationen ermittelt und gegenübergestellt. Neben dem Kraftstoffesparpotenzial werden noch weitere Kriterien für die Gesamtauslegung genannt.

4.2.1 Offline-Betriebsführung mit DIRCOL

In diesem Abschnitt wird das Softwarepaket DIRCOL zur Berechnung einer optimalen Betriebstrajektorie nach [45, 53, 114] verwendet. Dazu wird das Antriebsstrangmodell des Hybridfahrzeugs vereinfacht und mathematisch so umformuliert, dass es der Schnittstelle des Softwarepackets entspricht. Dabei müssen die Zustandsgleichungen, die Nebenbedingungen und das Gütefunktional in der Form, wie in den Gleichungen (4.1) bis (4.3) gezeigt, angegeben werden.

$$\dot{x}_i = f_i(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t) \quad , \quad i = 1 \dots n \quad , \quad t_0 \leq t \leq t_f \quad (4.1)$$

$$g_i(\underline{x}(t), \underline{u}(t), t) \geq 0 \quad , \quad i = 1 \dots n \quad , \quad t_0 \leq t \leq t_f \quad (4.2)$$

$$J[\underline{u}, t_f] = \Phi(\underline{x}(t_f), t_f) \quad (4.3)$$

DIRCOL formt die Gleichungen dann so um, dass sie mit den Problemlösungsalgorithmen der Softwarepakete NPSOL, NPOPT oder SNOPT bearbeitet werden können [29, 30, 31]. Diese berechnen die Lösung für das Optimierungsproblem und DIRCOL übersetzt das Ergebnis wieder zurück in die gegebene Form nach Gleichungen (4.1) bis (4.3). Die Schnittstelle besteht aus vorgegebenen Fortran-Routinen und zusätzlichen Dateien die durch den Benutzer modifiziert werden.

Da die Programmierung derselben nicht sehr komfortabel ist, ist es sinnvoll, die Schnittstelle als C-Funktionen umzuschreiben. Dies eröffnet die Möglichkeit, z.B. über den Realtime-Workshop von MATLAB[®]/Simulink[®] die Programmierung des Modells grafisch durchzuführen. Der aus dem Simulink-Modell erzeugte C-Code kann über die neue Schnittstelle zu den vorhandenen Fortran-Routinen gelinkt werden. Neben der wesentlich einfacheren und übersichtlicheren Programmierung besteht damit zudem die Möglichkeit, bereits vorhandene Antriebsstrangmodelle für die Optimierung verwenden zu können.

Als Lösung gibt DIRCOL optimale Eingangs-Trajektorien für die Antriebsstrangkomponenten CVT, Verbrennungsmotor, Elektromotor und Bremse ($i_{var}(t)$, $M_{VM}(t)$, $M_{EM}(t)$, $M_{Brems}(t)$) für einen vorgegebenen Fahrzyklus zurück.

Das mathematische Modell für die Längsdynamik des optimierten CVT-Hybrid ist in Gleichung (2.44) gegeben. Die Differentialgleichung für die Getriebeverstellung ist in Gleichung (2.5) aufgeführt. Die Differentialgleichungen für die UltraCap-Spannung U_{UC} sowie den Kraftstoffverbrauch w_{VM} sind in den Gleichungen (4.4) und (4.5) angegeben.

$$\dot{u}_{UC} = \frac{1}{C_{UC}} (-i_{EM} - i_{NV}) \quad (4.4)$$

$$\dot{w}_{VM} = be_{VM} K_{URF} M_{VM} \omega_{VM} \quad (4.5)$$

Die Eingangs- und Zustandsvektoren für die Optimierung mit DIRCOL wurden folgendermaßen festgelegt:

$$\underline{x} = \begin{Bmatrix} i_{var} \\ u_{UC} \\ w_{VM} \end{Bmatrix} \quad , \quad \underline{u} = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ M_{VM} \\ M_{EM} \\ M_{Brems} \end{Bmatrix} \quad (4.6)$$

Über die Nebenbedingungen wird die Einhaltung physikalischer Grenzen während des Optimierungsvorgangs kontrolliert. Statische Nebenbedingungen, wie z.B. die Begrenzung der UltraCap-Spannung auf einen Bereich von 20 V bis 52 V, können dabei direkt in die vorgegebenen Dateien editiert werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit über Gleichung (4.2) dynamische Ungleichungs-Nebenbedingungen anzugeben. Im vorliegenden Fall werden drei Ungleichungs-Nebenbedingungen verwendet. Die erste dieser Bedingungen ist dafür zuständig, dass der Zyklus korrekt abgefahren wird (Gleichung (4.7)). Die zweite und dritte Bedingung (Gleichungen (4.8) und (4.9)) sorgen für die Einhaltung der physikalischen Grenzen des Verbrennungs- und des Elektromotormoments.

$$g_1 : |\dot{\omega}_{W4} - \dot{\omega}_{Zykl}| \leq \epsilon \quad (4.7)$$

$$g_2 : M_{VM} \leq M_{VM,max}(\omega) \quad (4.8)$$

$$g_3 : M_{EM,Gen,max} \leq M_{EM} \leq M_{EM,Mot,max} \quad (4.9)$$

Ziel der Optimierung ist ein möglichst geringer Gesamt-Kraftstoffverbrauch am Ende des Zyklus. Die Zielfunktion entspricht deshalb dem Kraftstoffverbrauch.

$$\Phi_{Ziel} = w_{VM}(t_f) \quad (4.10)$$

Um den Optimierungsvorgang starten zu können, wird eine zulässige Lösung des Differentialgleichungssystems benötigt, die alle vorhandenen Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen erfüllt. Diese Lösung wird vor dem Optimierungsvorgang erzeugt und ebenfalls über die genannte Schnittstelle an das Optimierungstool übergeben.

Abbildung 4.2 zeigt das Ergebnis des Optimierungsvorgangs für den optimierten CVT-Hybrid im ECE-Zyklus im Vergleich mit Simulationsergebnissen für ein Serienfahrzeug mit 6-Gang-Handschaltgetriebe. Hier werden die in Kapitel 3 beschriebenen Einsparpotenziale ersichtlich.

In der ersten Grafik sind die beiden Geschwindigkeitsverläufe zu sehen. Beim Handschalter sind hier deutlich die Schaltphasen zu erkennen. Die zweite Grafik zeigt die Leistung der beiden Fahrzeuge am Getriebeausgang (P_{W4}). Wieder sind beim Handschalter die Schaltphasen zu erkennen. Während der Bremsphasen tritt beim Handschalter aufgrund der Schubabschaltung ein negatives Drehmoment am Getriebeausgang auf. In der dritten Grafik, welche die Verbrennungsmotorleistung (P_{VM}) zeigt, ist zu sehen, dass beim Hybrid der Verbrennungsmotor während einer Bremsung abgeschaltet ist, die Bremsenergie wird soweit wie möglich über den Elektromotor in den Energiespeicher rekuperiert. Ein weiteres erhebliches Einsparpotenzial

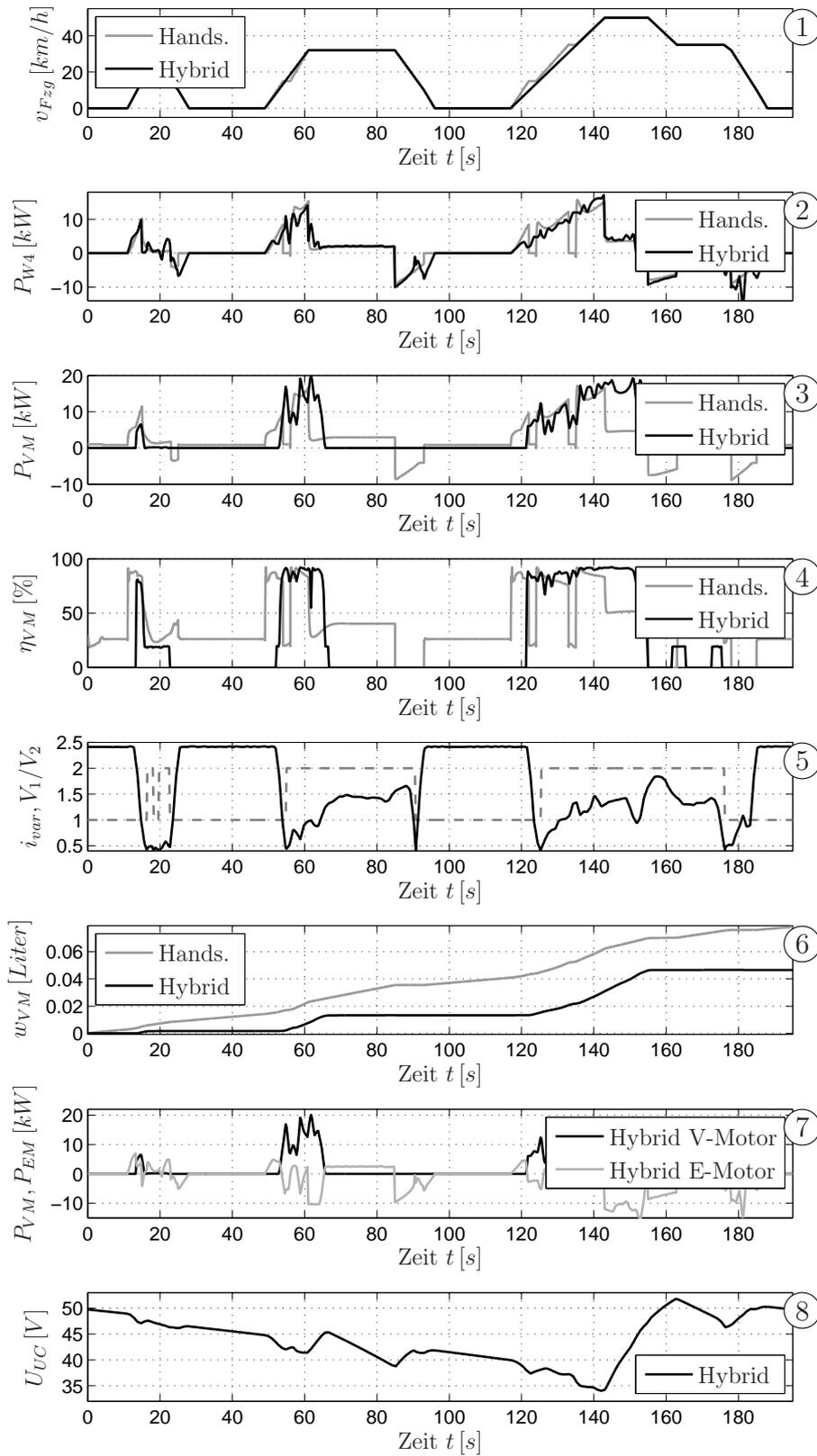


Abbildung 4.2: Simulations- und Optimierungsergebnisse zum ECE-Zyklus

ist an der Verbrennungsmotorleistung während der Stillstandsphasen zu erkennen. Während beim Handschalter die Nebenverbraucher über den Verbrennungsmotor weiter versorgt werden müssen, können diese beim Hybrid aus dem Energiespeicher gespeist werden. In der achten Grafik, welche die UltraCap-Spannung (U_{UC}) zeigt, ist dies an der kontinuierlich sinkenden Spannung während der Stillstandsphasen zu erkennen. Die vierte Grafik zeigt den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors in Bezug auf seinen Bestpunkt (η_{VM}). Vor allem bei sehr niedrigen Leistungsanforderungen wie sie z.B. in den Stillstandsphasen, aber auch bei Konstantfahrt mit niedriger Geschwindigkeit auftreten, ist dieser Wirkungsgrad sehr schlecht. Das Optimierungsverfahren vermeidet diese Betriebspunkte des Verbrennungsmotors beim Hybridfahrzeug weitgehend und realisiert niedrige Leistungsanforderungen mit dem Elektromotor. Dies ist in der siebten Grafik zu erkennen, hier sind die beiden Leistungen von Verbrennungs- und Elektromotor des Hybridfahrzeugs gegenübergestellt. Ein weiteres Einsparpotenzial ergibt sich durch das CVT-Getriebe, wie in Abschnitt 3.2 bereits erklärt. Durch die optimale Einstellung der Getriebeübersetzung (fünfte Grafik) können nahezu alle Betriebspunkte bei sehr hohen Wirkungsgraden realisiert werden. In der sechsten Grafik kann der Verbrauch der beiden Fahrzeuge verglichen werden. Hier sind die Einsparpotenziale des Hybridfahrzeugs sehr deutlich zu erkennen. Der Verbrauch des Serienfahrzeugs liegt bei $7.7 \text{ Liter}/100\text{km}$. Mit dem Optimierungstool DIRCOL konnte ein Verbrauch von $4.65 \text{ Liter}/100\text{km}$ ermittelt werden.

Für die Optimierung mit DIRCOL wurde das oben gezeigte vereinfachte Antriebsstrangmodell verwendet. Um genauere Aussagen über den Verbrauch und die Betriebsweise zu erhalten, wurden die Ergebnis-Trajektorien der Optimierung für eine Vorwärtssimulation mit dem komplexeren Modell herangezogen. Abbildung 4.3 zeigt den direkten Vergleich der beiden Berechnungen. Als Schnittstelle wurde die Elektromotorleistung mit der priorisierten Momentenaufteilung aus Abschnitt 5.1, die Getriebestellung, die Variatorübersetzung und der Einschaltzustand des Verbrennungsmotors verwendet. Dabei ist festzuhalten, dass keine Rückkopplung zu den Zuständen des Systems erfolgte, sondern eine reine Vorwärtssimulation mit den übergebenen Größen durchgeführt wurde. In der ersten Grafik ist der Geschwindigkeitsverlauf, in der zweiten Grafik sind die Verläufe der Elektromotorleistungen dargestellt. Da die Elektromotorleistung die Schnittstelle darstellt, stimmen die Verläufe naturgemäß gut überein. Aber auch die aus der Momentenaufteilung resultierende Verbrennungsmotorleistung in der vierten Grafik stimmt mit der aus der Optimierung ebenfalls sehr gut überein. Die Spannungsverläufe der Optimierung und der Vorwärtssimulation in der dritten Grafik sowie die Verbräuche aus der fünften Grafik zeigen ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung. Die Abweichung der Spannung

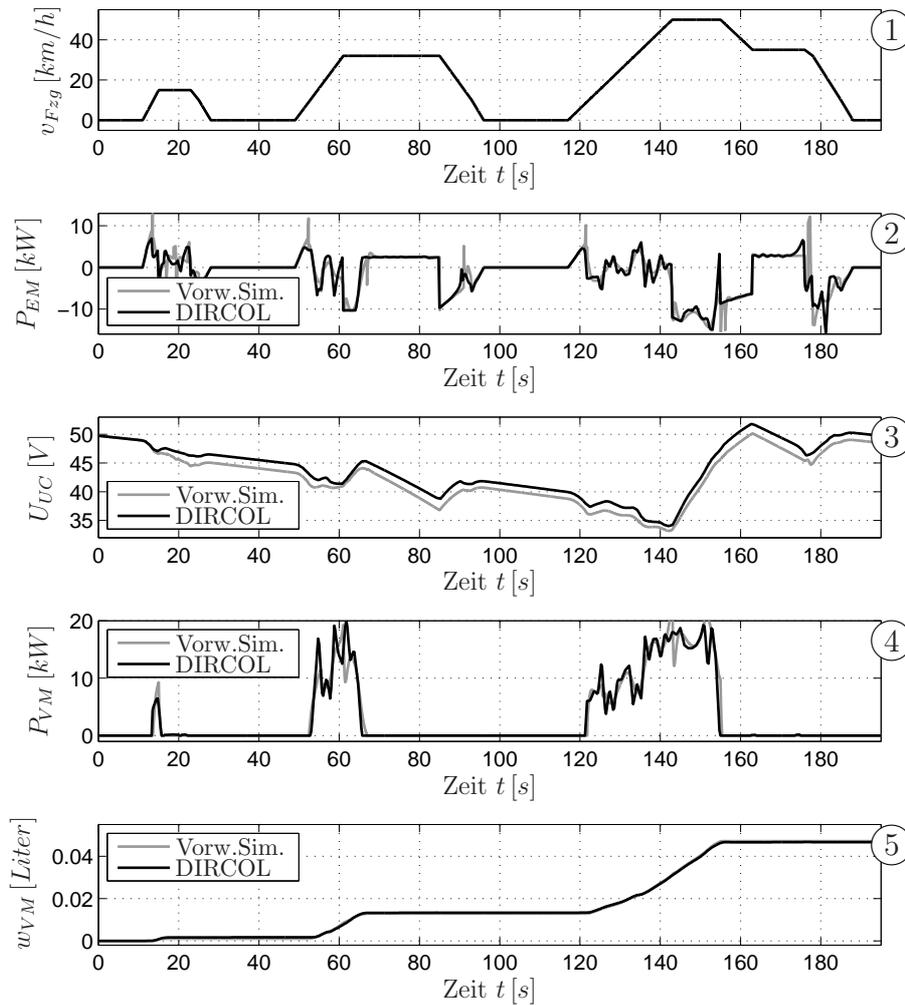


Abbildung 4.3: Vergleich der DIRCOL-Trajektorien mit einer Vorwärtssimulation

resultiert hauptsächlich aus der Vernachlässigung der Energie, die zum Starten des Verbrennungsmotors notwendig ist.

Als Verbrauchswert ergab sich für die Vorwärtssimulation $4.70 \text{ Liter}/100\text{km}$. Hierbei ist jedoch kein ausgeglichener Ladezustand des Energiespeichers vorhanden. Aus der Differenzenergie ΔSOC des Energiespeichers kann ein äquivalenter Kraftstoffverbrauch

$$w_{VM} = \frac{\Delta SOC b_{eVM}}{\eta_{CVT} \eta_{EM} \eta_{UC}} \quad (4.11)$$

und daraus ein korrigierter Gesamtkraftstoffverbrauch berechnet werden. Würde diese Energie von der Verbrennungskraftmaschine bereitgestellt, so ist die Wirkungsgradkette über das CVT, den Elektromotor und den Innenwiderstand des UltraCaps zu berücksichtigen. Für die Berechnung des Verbrauchsäquivalents wurde für die Wirkungsgradkette eine Pauschale von $\eta_{CVT} \eta_{EM} \eta_{UC} = 0.81$ angenommen.

Weiterhin wird ein pauschaler spezifischer Verbrauch des Verbrennungsmotors von $be_{VM} = 240 \text{ g/kWh}$ angenommen. Um die Ladezustandsdifferenz korrigiert, ergibt sich damit ein Verbrauch von 4.84 Liter/100km .

Durch das verwendete Optimierungstool konnte der Verbrauch der Antriebsstrangkonfiguration ermittelt werden, ohne dass dafür eine detaillierte Online-Betriebsstrategie entwickelt werden musste. D.h. mit dem Optimierungstool kann der Antriebsstrang für einen vorgegebenen Zyklus optimal betrieben und ein minimal möglicher Verbrauch ermittelt werden.

4.2.2 Offline-Betriebsführung mit Mixed Integer Linearer Programmierung

Zur Lösung von linearen Optimierungsproblemen mit Begrenzungen stehen effiziente Lösungsverfahren wie beispielsweise der Simplex-Algorithmus [11, 77] zur Verfügung. Im Folgenden wird deshalb das Modell des optimierten CVT-Hybrid (Abbildung 2.1) linearisiert und zeitlich diskretisiert, um es der Optimierung mit linearen Verfahren zugänglich zu machen. Dies gelingt jedoch nur teilweise, da der Schaltzustand des Verbrennungsmotors (Ein oder Aus) mit berücksichtigt werden muss. Das vorliegende Problem – lineares Modell mit Begrenzungen und Schaltzuständen – kann durch geeignete Anpassungen zu einem gemischten, logisch-dynamischen System (Mixed-Logical-Dynamical System) umgewandelt werden [7]. Auch für diese Systemklasse sind neben dem systematischen „durchprobieren“ aller logischen Kombinationen Verfahren bekannt [118]. Zur Lösung des Optimierungsproblems wird auf die Softwarebibliothek GLPK (Gnu Linear Programming Kit) [66] zurückgegriffen.

Im Folgenden wird aus den Modellgleichungen in Abschnitt 2.3 ein lineares Modell abgeleitet. Die bekannte Fahrsequenz wird diskretisiert und die am Abtrieb benötigte Fahrleistung berechnet. Da es sich beim vorliegenden Fahrzeug um ein Parallelhybridfahrzeug handelt, können in gewissen Bereichen der Verbrennungsmotor, der Elektromotor, oder beide Motoren die Leistung am Abtrieb bereitstellen. Einschränkungen sind hierbei, dass der Elektromotor mit ca. $\pm 15 \text{ kW}$ kleiner dimensioniert ist, als der Verbrennungsmotor mit ca. 88 kW und der Elektromotor bei leerem bzw. vollem Energiespeicher keine motorische bzw. generatorische Leistung abgeben kann. Dies wird in den Nebenbedingungen der Optimierung berücksichtigt.

4.2.2.1 Linearisierung hinsichtlich Leistung

Das Modell des Antriebsstrang muss für die Optimierung linearisiert und diskretisiert werden. In [88] wird eine Linearisierung hinsichtlich der Leistung der einzelnen

Komponenten vorgeschlagen. Im Folgenden wird eine Linearisierung des Verbrennungs- und des Elektromotors gezeigt. Verluste die im UltraCap entstehen, werden dem Elektromotor mit hinzu gerechnet. Elektrische Verbraucher im 12 V-Bordnetz sowie deren Versorgung über den DC/DC-Wandler werden in der Nebenverbraucherleistung zusammengefasst. Im $i\sqrt{i}$ -Getriebe entstehende Verluste werden als zusätzlich benötigte Fahrleistung bzw. je nach Betriebssituation bei den Verlusten des Verbrennungs- oder Elektromotors mit berücksichtigt. Die Vorgabe der Soll-Getriebeübersetzung i_{var}^* erfolgt nach Abbildung 5.10, so dass sich der Verbrennungsmotor möglichst immer im optimalen Betriebspunkt befindet.

Die Linearisierung des Verbrennungsmotors erfolgt anhand des spezifischen Verbrauchskennfelds aus Abbildung 2.10. Durch das CVT-Getriebe des Antriebsstrangs ist es möglich, den Verbrennungsmotor meist auf der eingezeichneten Linie minimalen Verbrauchs (Abbildung 5.11) zu betreiben (außer z.B. bei sehr dynamischen Änderungen der Leistungsanforderung).

Der Kraftstoff des Verbrennungsmotors enthält Energie in chemisch gebundener, flüssiger Form. Mit der Kennlinie minimalen Verbrauchs und dem Volumenstrom des Kraftstoffs kann die „chemische“ Eingangsleistung des Verbrennungsmotors $P_{C,VM}$ in Abhängigkeit von seiner abgegeben Leistung P_{VM} dargestellt werden. In Abbildung 4.4 ist dieser Zusammenhang mit der normierten Eingangsleistung $P_{C,VM}$ in % aufgetragen. Zusätzlich ist die lineare Annäherung der Kennlinie gezeigt. Die bei-

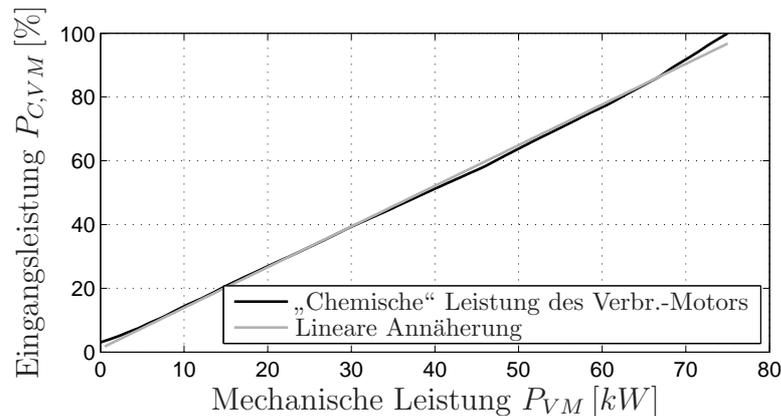


Abbildung 4.4: „Chemische“ Eingangsleistung des Verbrennungsmotors als Funktion seiner Leistung

den Kennlinien stimmen in weiten Teilen gut überein, bei sehr kleinen und sehr großen Leistungen sind hierbei Abweichung zu erkennen. Um eine noch bessere Annäherung am jeweiligen Arbeitspunkt zu erhalten, wird die Anpassungsgerade je nach wahrscheinlichem Betriebsbereich des Verbrennungsmotors abhängig von der Fahrleistungsanforderung zusätzlich angepasst. Mit den Leistungsbegrenzungen des

Elektromotors $P_{VM,\min}$ und $P_{EM,Mot,\max}$ kann die Leistung des Verbrennungsmotors P_{VM} (abgesehen von der Bremsleistung $P_{Brem,s}$) nur innerhalb dieses Bereichs um die Fahrleistung am Abtrieb P_{Fahren} variieren.

$$P_{Fahren} - P_{EM,Gen,\max} \leq P_{VM} \leq P_{Fahren} + P_{EM,Mot,\max} \quad (4.12)$$

Durch diese Einschränkung kann eine Linearisierung für den jeweiligen Betriebspunkt erfolgen, d.h. an jedem Diskretisierungsschritt k werden abhängig vom bekannten Fahrzyklus angepasste Parameter verwendet.

$$P_{C,VM}^{(k)} = a_{VM}^{(k)} P_{VM}^{(k)} + b_{VM}^{(k)} \quad (4.13)$$

Auch die Begrenzungen der Verbrennungsmotorleistung $P_{VM,\min}^{(k)}$, $P_{VM,\max}^{(k)}$ werden betriebspunktabhängig vorgegeben.

Analog hierzu erfolgt die Linearisierung des Elektromotors hinsichtlich der Leistung. Wie im Abschnitt 2.3.4 beschrieben, variiert die Leistung und der Wirkungsgrad der Elektromotor-Umrichterkombination mit dem Ladezustand des Energiespeichers. Der Ansatz hierfür ist die wahrscheinliche Spannung des Elektromotors geschwindigkeitsabhängig nach Abschnitt 5.2.2 vorzugeben. Einen weiteren Einfluss auf Wirkungsgrad und Betriebsgrenzen hat die Drehzahl, die ebenfalls von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs abhängt. Damit ergibt sich die elektrische Leistung des Elektromotors $P_{EM,el}^{(k)}$ mit den Parametern $a_{EM}^{(k)}$ und $b_{EM}^{(k)}$ und der motorischen bzw. generatorischen mechanischen Elektromotorleistung $P_{EM+}^{(k)}$ und $P_{EM-}^{(k)}$ zu

$$P_{EM,el}^{(k)} = a_{EM}^{(k)} P_{EM+}^{(k)} + 1/a_{EM}^{(k)} P_{EM-}^{(k)} + b_{EM}^{(k)} \quad (4.14)$$

4.2.2.2 Modellgleichungen für die Optimierung

Anhand der gezeigten Linearisierungen können die Modellgleichungen (4.15) bis (4.22) für die Optimierung für jeden Diskretisierungsschritt (k) abgeleitet werden. Die Begrenzungen der Optimierungsvariablen sind in (4.23) bis (4.30) ebenfalls für jeden Schritt (k) gegeben.

Gleichungen (4.15) und (4.23) geben die Differenzgleichung und die Begrenzung für den Ladezustand $SOC^{(k)}$ an. Die Zeitdauer des jeweiligen Abtastschritts ist mit $h^{(k)}$ bezeichnet. Neben den Elektromotorleistungen aus Gleichung (4.14) mit den Begrenzungen (4.24) und (4.25) sind die Nebenverbraucherleistung $P_{NV}^{(k)}$, die zusätzliche Leistung für die Hydraulikversorgung über den Faktor $K_{P_{VM}}$ abhängig von der Verbrennungsmotorleistung (Abschnitt 2.3.2) und die zum Anlassen des

Verbrennungsmotors benötigte elektrische Energie $E_{VM,An}^{(k)}$ berücksichtigt.

$$\begin{aligned}
0 &= -SOC^{(k)} + SOC^{(k-1)} \\
&\quad -h^{(k)} \left(a_{EM}^{(k)} P_{EM+}^{(k)} + 1/a_{EM}^{(k)} P_{EM-}^{(k)} + b_{EM}^{(k)} \right) \\
&\quad -h^{(k)} \left(P_{NV}^{(k)} + K_{PVM} z^{(k)} \right) - E_{VM,An}^{(k)} x^{(k)} \tag{4.15}
\end{aligned}$$

$$0 = P_{Fahren}^{(k)} - P_{Brems}^{(k)} - z^{(k)} - P_{EM+}^{(k)} - P_{EM-}^{(k)} \tag{4.16}$$

$$0 \leq -z^{(k)} + P_{VM,max}^{(k)} d^{(k)} \tag{4.17}$$

$$0 \leq z^{(k)} - P_{VM,min}^{(k)} d^{(k)} \tag{4.18}$$

$$0 \leq -z^{(k)} + P_{VM}^{(k)} - P_{VM,min}^{(k)} (1 - d^{(k)}) \tag{4.19}$$

$$0 \leq z^{(k)} - P_{VM}^{(k)} + P_{VM,max}^{(k)} (1 - d^{(k)}) \tag{4.20}$$

$$0 \leq -d^{(k)} + d^{(k-1)} + x^{(k)} \tag{4.21}$$

$$J = \sum_{k=1}^N a_{VM}^{(k)} P_{VM}^{(k)} + b_{VM}^{(k)} d^{(k)} \tag{4.22}$$

$$SOC_{min}^{(k)} \leq SOC^{(k)} \leq SOC_{max}^{(k)} \tag{4.23}$$

$$0 \leq P_{EM+}^{(k)} \leq P_{EM,Mot,max}^{(k)} \tag{4.24}$$

$$P_{EM,Gen,max}^{(k)} \leq P_{EM-}^{(k)} \leq 0 \tag{4.25}$$

$$P_{Brems}^{(k)} \leq 0 \tag{4.26}$$

$$P_{VM,min}^{(k)} \leq P_{VM}^{(k)} \leq P_{VM,max}^{(k)} \tag{4.27}$$

$$P_{VM,min}^{(k)} \leq z^{(k)} \leq P_{VM,max}^{(k)} \tag{4.28}$$

$$0 \leq d^{(k)} \leq 1 \tag{4.29}$$

$$0 \leq x^{(k)} \leq 1 \tag{4.30}$$

Gleichung (4.16) stellt sicher, dass die Leistungsbilanz am Abtrieb eingehalten wird. Die Fahrleistung $P_{Fahren}^{(k)}$ muss durch die negative Bremsleistung $P_{Brems}^{(k)}$ (Gleichung (4.26)) die Verbrennungsmotorleistung $z^{(k)}$ (Ungleichungen (4.17) bis (4.20) und (4.28)) sowie positive und negative Elektromotorleistungen $P_{EM+}^{(k)}$, $P_{EM-}^{(k)}$ aufgebracht werden.

Um das schaltende Element Verbrennungsmotor Ein/Aus zu berücksichtigen, werden die Ungleichungen (4.17) bis (4.20) mit den zugehörigen Begrenzungen (4.28) und (4.29) nach [7] aufgestellt, um die folgende logische Aussage zu realisieren:

$$z^{(k)} = \begin{cases} P_{VM}^{(k)} & \forall d^{(k)} = 1 \\ 0 & \forall d^{(k)} = 0 \end{cases} \quad (4.31)$$

Durch das Verfahren der Mixed Integer Linearen Programmierung (MILP) können gemischte Probleme, wie das hier Gezeigte, effizient behandelt werden. In ungünstigen Fällen besteht jedoch die Möglichkeit, dass Lösungen für alle möglichen boolschen Kombinationen berechnet werden müssen, d.h. der Rechenaufwand steigt im ungünstigsten Fall mit der Anzahl der unbestimmten logischen Variablen exponentiell an. Deshalb ist es zweckmäßig im Vorhinein zu untersuchen, an welchen Stellen der Verbrennungsmotor definitiv ein- oder ausgeschaltet, bzw. an welchen Stellen der Schaltzustand $d^{(k)}$ noch undefiniert ist,

$$d^{(k)} = \begin{cases} 1 & \forall (P_{VM,\min}^k > 0 \vee P_{Fahren}^k - P_{EM,Mot,\max}^k > 0) \\ 0 & \forall (P_{VM,\max}^k < 0 \vee P_{Fahren}^k - P_{EM,Gen,\max}^k < 0) \\ undef. & sonst \end{cases} \quad (4.32)$$

um die Anzahl der möglichen Kombinationen zu reduzieren. Ist der Schaltzustand des Verbrennungsmotors vorgegeben, so brauchen die Ungleichungen (4.17) bis (4.20) nicht berücksichtigt werden, und in Gleichung (4.16) kann $z^{(k)}$ durch $P_{VM}^{(k)}$ substituiert werden. Die Variablen $z^{(k)}$ können an diesen Stellen zu Null und die Variablen $d^{(k)}$ zu Null oder Eins festgelegt werden.

Mit Ungleichung (4.21) und der zugehörigen Begrenzung (4.30) wird ein positiver Flankenwechsel der Variable $d^{(k)}$ detektiert. Falls ein Flankenwechsel stattfindet, wird die Variable $x^{(k)} = 1$, und in Gleichung (4.15) wird über $E_{VM,An}^{(k)}$ $x^{(k)}$ die Energie, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors verbraucht wird, berücksichtigt. Die Ungleichung (4.21) kann vernachlässigt werden, wenn der Schaltzustand $d^{(k)}$ definitiv gleich Null ist.

Das zu minimierende Gütefunktional ist in Gleichung (4.22) gegeben. Ausgehend von Gleichung (4.13) wird der Kraftstoffverbrauch bestimmt, wobei die Konstante $b_{VM}^{(k)}$ über den Schaltzustand $d^{(k)}$ nur bei eingeschaltetem Verbrennungsmotor berücksichtigt wird.

In Abbildung 4.5 ist das Ergebnis einer Optimierung für den ECE-Zyklus dargestellt. Neben den Trajektorien der Optimierung ist zusätzlich das Ergebnis einer Vorwärtsimulation – wie bei der Optimierung mit DIRCOL in Abschnitt 4.2.1 beschrieben – dargestellt. Auch hier ist trotz der Vereinfachungen und der Linearisierung je-

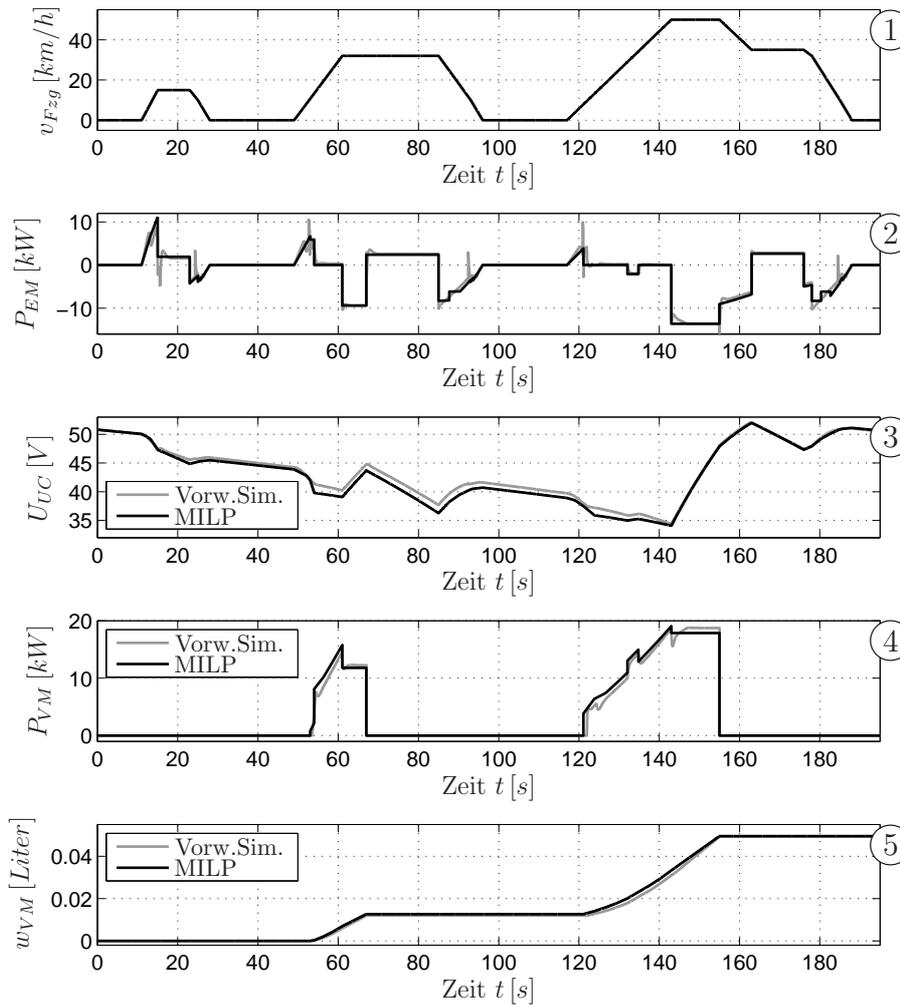


Abbildung 4.5: Vergleich der MILP-Trajektorien mit einer Vorwärtssimulation

weils um den Arbeitspunkt eine hervorragende Übereinstimmung zwischen dem Optimierungsergebnis und der Vorwärtssimulation zu erkennen. Als Verbrauchswert wird durch die MILP $4.94 \text{ Liter}/100\text{km}$ berechnet. Die Vorwärtssimulation ergibt $4.92 \text{ Liter}/100\text{km}$. Auch hier ist eine minimale Spannungsabweichung von ca. 0.3 V am Ende des Zyklus festzustellen. Um diese Energie korrigiert (Gleichung (4.11)) ergibt sich ein Verbrauch von $4.95 \text{ Liter}/100\text{km}$ im ECE-Zyklus.

4.2.3 Vergleich der Offline-Betriebsführungen

Abbildung 4.6 zeigt den Vergleich der beiden Vorwärtssimulationen für die DIRCOL-Optimierung und die MILP für den ECE-Zyklus. An der Variatorübersetzung i_{var} und der Getriebestellung V_1/V_2 in der zweiten und dritten Grafik sind deutliche Unterschiede zu erkennen. Bei der MILP wird die Getriebestellung und Variatorüber-

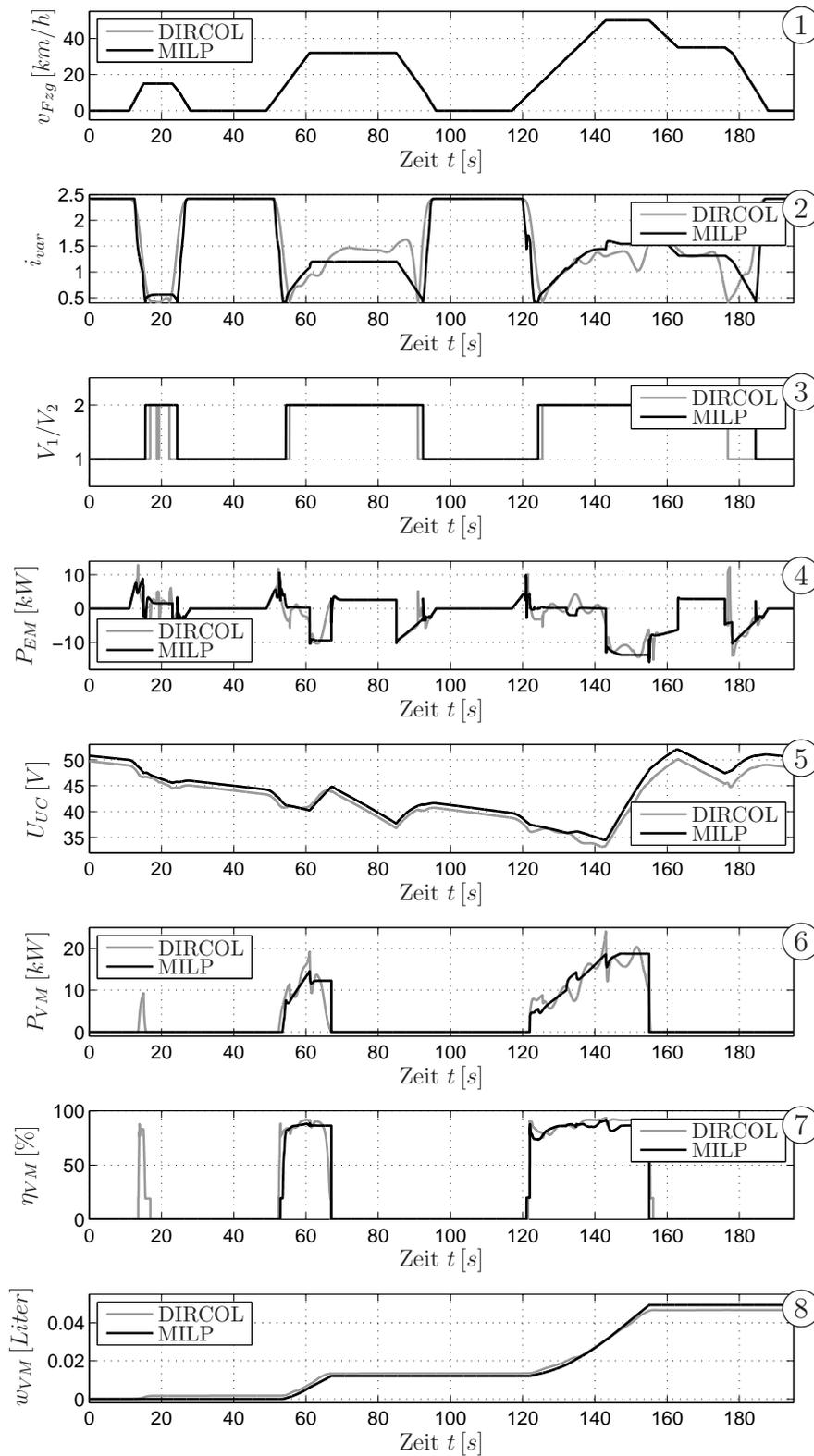


Abbildung 4.6: Vergleich der DIRCOL-Vorwärtssimulation mit der MILP-Vorwärtssimulation für den ECE-Zyklus

setzung nicht direkt optimiert, sondern nur durch die im Arbeitspunkt angepasste Parametrisierung implizit berücksichtigt. Die Bestimmung der Getriebestellung und der Variatorübersetzung erfolgt hier nach den Regeln aus Abschnitt 5.3. Bei der Optimierung mit DIRCOL werden diese Größen direkt optimiert. Somit kann auch der Dreh-Energiespeicher in optimaler Weise genutzt werden. Diese Auswirkung ist auch an den Leistungen und Wirkungsgraden des Elektro- und Verbrennungsmotors erkennbar. Bei ausgeschaltetem Verbrennungsmotor (sechste Grafik) wird der Antriebsstrang in beiden Fällen von der elektrischen Maschine (vierte Grafik) betrieben. Trotzdem sind hierbei Abweichungen erkennbar, die aus der unterschiedlichen Getriebestellung und Variatorverstellung resultieren. Besonders deutlich wird dies am Ende des letzten Hügels. DIRCOL wählt hier frühzeitig die Getriebestellung V_1 , um die Drehzahl des Elektromotors variieren zu können. Dabei wird kurzzeitig Energie im Schwungrad zwischengespeichert und zudem werden günstigere Betriebspunkte des Elektromotors gewählt. Wie oben bereits erwähnt, weicht der Ladezustand bei der Vorwärtssimulation mit DIRCOL etwas stärker ab als bei der Optimierung mit der MILP. Dies resultiert vor allem aus der Vernachlässigung der Energie zum Beschleunigen der Verbrennungsmotormasse. Weiterhin resultiert aus der Berücksichtigung der Energie zum Anlassen des Verbrennungsmotors bei der MILP, dass der Verbrennungsmotor beim ersten Hügel nicht angelassen, und damit also ein Anlassvorgang und die dafür notwendige Energie einspart wird. Aus der siebten Grafik ist ersichtlich, dass der Verbrennungsmotor bei beiden Optimierungen fast ausschließlich bei sehr hohen (normierten) Wirkungsgraden betrieben wird. Letztendlich findet DIRCOL bezüglich des Verbrauchs (achte Grafik) eine etwas günstigere Betriebsweise des Antriebsstrangs, auch unter Berücksichtigung der auftretenden Energiedifferenz im UltraCap.

Die Verbrauchsergebnisse für beide Optimierungsverfahren sind in Tabelle 4.1 den Herstellerangaben zum Serienfahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe für die europäischen Fahrzyklen gegenübergestellt. Die Verbrauchswerte der Optimierungen sind, wie oben beschrieben, durch eine Vorwärtssimulation ermittelt. Bei Abweichungen des Ladezustands wurde eine Korrektur des Verbrauchs vorgenommen.

Wie bereits erwähnt, kann DIRCOL eine günstigere Betriebsweise für den ECE-Zyklus ermitteln. Auch für den EUDC-Zyklus und den NEDC-Zyklus kann DIRCOL eine verbrauchsgünstigere Betriebsweise berechnen. Im EUDC-Zyklus ist der Unterschied aber sehr gering. Grundsätzlich kann im EUDC-Zyklus durch einen Hybridantriebsstrang wenig eingespart werden, da hier die Leistungsanforderung recht hoch ist und der Verbrennungsmotor damit bereits bei hohen Wirkungsgraden betrieben wird. Nur beim Bremsen ergibt sich durch Rekuperation der Bremsenergie ein Vorteil. Dies wird auch im Vergleich mit dem Verbrauch des Serienfahrzeugs

Zyklus	Verbrauch <i>Liter/100km</i>		
	ECE	EUDC	NEDC
Herstellerangaben	7.7	5.0	6.0
DIRCOL	4.65	4.76	4.72
DIRCOL Vorwärtssimulation	4.70	4.94	4.85
DIRCOL Vorwärtssimulation korrigiert	4.84	4.94	4.90
MILP	4.94	4.92	4.93
MILP Vorwärtssimulation	4.92	4.96	4.95
MILP Vorwärtssimulation korrigiert	4.95	4.97	4.96

Tabelle 4.1: Verbrauchsergebnisse der beiden Optimierungsverfahren für den optimierten CVT-Hybrid im Vergleich zu den Herstellerangaben für das Serienfahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe

deutlich.

Die Verbrauchsergebnisse in Tabelle 4.1 wurden für das anfangs angenommene Fahrzeug mit einer Masse (inklusive Fahrer und Zusatzgewicht) von 1700 kg , einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 300\text{ W}$ und einer konstanten Leistung von $P_{Hyd,0} = 450\text{ W}$, sowie einer variablen Leistung von $K_{\delta_i} = 450\text{ W}$ für die Hydraulikversorgung nach Gleichung (2.47) durchgeführt.

Nach Messungen am Fahrzeug ergab sich ein höheres Fahrzeuggewicht (Abschnitt 2.4.4), und die obigen Berechnungen wurden erneut für eine Masse von 1930 kg (inklusive Fahrer und Zusatzgewicht) durchgeführt. Auch für die Nebenverbraucher ergaben sich Unterschiede, die in den Verbrauchsberechnungen in Tabelle 4.2 berücksichtigt wurden. Einerseits ist der Leistungsbedarf im Stillstand mit $P_{NV} = 225.5\text{ W}$ niedriger, und während der Fahrt mit $P_{NV} = 521\text{ W}$ höher, als der ursprünglich angenommene von $P_{NV} = 300\text{ W}$. Andererseits ist die elektrische Leistung für die Hydraulikversorgung zusätzlich von der Verbrennungsmotorleistung abhängig, wie in Abbildung 2.9 und Gleichung (2.48) gezeigt.

Durch die insgesamt höhere Nebenverbraucherleistung und die höhere Fahrzeugmasse ergibt sich ein höherer Kraftstoffverbrauch sowohl bei der DIRCOL-Optimierung, als auch bei der Optimierung mit der Mixed Integer Linearen Programmierung. Wie oben tritt wieder ein kleiner Unterschied zwischen den Ergebnissen der Optimierung und der Vorwärtssimulation auf. Durch die fehlende Berücksichtigung der Anlassenergie und der zusätzlichen Leistung für die Hydraulikpumpe während des Anlassens bei DIRCOL, ist im ECE-Zyklus kein ausgeglichener Ladezustand des Ener-

Zyklus	Verbrauch <i>Liter/100km</i>		
	ECE	EUDC	NEDC
Herstellerangaben	7.7	5.0	6.0
DIRCOL	4.79	5.15	5.02
DIRCOL Vorwärtssimulation	5.00	5.33	5.21
DIRCOL Vorwärtssimulation korrigiert	5.54	5.34	5.41
MILP	5.27	5.20	5.22
MILP Vorwärtssimulation	5.34	5.24	5.27
MILP Vorwärtssimulation korrigiert	5.31	5.25	5.27

Tabelle 4.2: Verbrauchsergebnisse bei höherer Fahrzeugmasse und höheren Nebenverbräuchern der beiden Optimierungsverfahren für den optimierten CVT-Hybrid im Vergleich zu den Herstellerangaben für das Serienfahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe

giespeichers vorhanden. Durch die Korrektur (Gleichung (4.11)) ergibt sich hier ein höherer Verbrauchswert als bei der Optimierung mit der MILP. Auch im EUDC-Zyklus ergibt sich bei der DIRCOL Optimierung ein geringfügig höherer Verbrauch für die Vorwärtssimulation. Im EUDC-Zyklus ist der Ladezustand ausgeglichen, da am Ende eine lange Bremsphase vorhanden ist, bei welcher der Energiespeicher voll geladen wird. Der Grund für die Differenzen bei DIRCOL sind unter anderem die genannten nicht berücksichtigten Zusatzverbräuche zum Anlassen des Verbrennungsmotors.

Eine Gegenüberstellung der beiden Optimierungsverfahren ist in Tabelle 4.3 gegeben. Die Grundlage – das Modell – der Optimierungen ist unterschiedlich. Zwar wird bei der DIRCOL-Optimierung das komplexe nichtlineare Modell verwendet, es werden aber keine Schaltzustände berücksichtigt

Der Aufwand für die Implementierung in DIRCOL kann sehr gering sein, wenn die Modellierung, wie in Abschnitt 4.2.1 erwähnt, grafisch z.B. in MATLAB®/Simulink® erfolgt, insbesondere wenn bereits ein Simulationsmodell für den Antriebsstrang besteht. Bei der MILP muss ein separates lineares Modell mit Schaltzuständen abgeleitet und die Linearisierung der Komponenten im Arbeitspunkt durchgeführt werden, was recht aufwendig sein kann.

DIRCOL führt selbst keine Optimierung aus, sondern transformiert das Optimierungsproblem so, dass es mit den Problemlösungsalgorithmen der Softwarepakete NPSOL, NPOPT oder SNOPT gelöst werden kann [29, 30, 31]. Für die vorliegende

Problemstellung war das Softwarepaket SNOPT am effizientesten. Bei der MILP werden die Schaltzustände über die Branch- und Bound-Methode [118] berücksich-

	DIRCOL	MILP
Modellierung	komplexes nichtlineares Modell ohne Schaltzustände	lineares Modell mit Schaltzuständen
Aufwand für die Implementierung	gering, wenn die Modellierung grafisch in MATLAB [®] /Simulink [®] (z.B. aufgrund eines vorhandenen Simulationsmodells) erfolgt	hoch, da ein separates Modell und die Linearisierung der Komponenten im Arbeitspunkt abgeleitet werden muss
Optimierungs-Algorithmus	SNOPT, sequentielle quadratische Programmierung	Branch- und Bound-Methode zur Berücksichtigung der Schaltzustände, Simplex-Methode zur Lösung des linearen Optimierungsproblems
Rechenaufwand	hängt von der Modellgenauigkeit (zeitliche Diskretisierung) und der Konditionierung des Optimierungsproblems ab	hängt von der Modellgenauigkeit (zeitliche Diskretisierung) und der Anzahl der unbestimmten Schaltzustände ab
Optimierungsvorgang	eine initiale Lösung ist für den Start des Optimierungsvorgangs notwendig, die Skalierung und Konditionierung muss manuell angepasst und verfeinert werden	es wird direkt eine optimale Lösung berechnet
Aufwand während der Optimierung	hoch, da die Skalierung und Konditionierung manuell ermittelt und angepasst werden muss	gering, die Optimierung läuft automatisiert ab
Qualität der Lösung	das globale Minimum kann nicht sicher gefunden werden, die Lösung basiert auf dem nichtlinearen komplexen Modell	es wird das globale Minimum berechnet, allerdings auf der Grundlage des linearen Modells
direkte Parameteroptimierung	möglich	nicht möglich

Tabelle 4.3: Gegenüberstellung der Optimierungsverfahren

tigt. Die Lösung des linearen Optimierungsproblems mit Nebenbedingungen erfolgt anhand des Simplex-Algorithmus [11, 77].

Bei beiden Verfahren hängt der erforderliche Rechenaufwand für die Berechnung einer optimalen Lösung von der Modellgenauigkeit und damit von der zeitlichen Auflösung der Diskretisierung ab. Bei der MILP hat die zeitliche Auflösung auch einen direkten Einfluss auf die Anzahl der unbestimmten Schaltzustände. Mit einer wachsenden Anzahl der unbestimmten Schaltzustände steigt der Rechenaufwand exponentiell an. Bei DIRCOL ist der Rechenaufwand zusätzlich von der Konditionierung des Optimierungsproblems und damit von der Skalierung der einzelnen Eingangs- und Zustandsgrößen zueinander abhängig.

Diese Konditionierung muss manuell vorgenommen und während mehrerer Iterationen der Optimierung angepasst und verfeinert werden. Zudem ist für den Start der Optimierung bei DIRCOL eine zulässige Initial-Lösung notwendig. Beides führt zu einem hohen manuellen Aufwand während der Optimierung. Bei der Mixed Integer Programmierung entfällt die Konditionierung. Auch muss keine Initial-Lösung vorgegeben werden, sondern die optimale Lösung wird direkt berechnet. Der Optimierungsvorgang kann somit einfach automatisiert werden.

Bei DIRCOL wird ausgehend von einer Initial-Lösung durch ein gradientenbasiertes Verfahren das Minimum aufgrund des nichtlinearen, komplexen Modells ermittelt. Dabei kann jedoch nicht sicher gestellt werden, dass das globale Minimum gefunden wird. Vielmehr wird sich die Lösung an der Vorgabe orientieren, wie auch in [53] beschrieben. Bei der MILP dagegen wird das globale Minimum berechnet, die Berechnung erfolgt allerdings auf der Grundlage des ungenaueren linearen Modells. Idealerweise wird mit einem globalen Verfahren wie der MILP eine Initial-Lösung berechnet, welche mit DIRCOL verfeinert wird.

Zur Auslegung der UltraCap Größe und der Größe der elektrischen Maschine wird der Optimierungsvorgang für verschiedene UltraCap-Module, verschiedene elektrische Maschinen und verschiedene Zyklen durchgeführt, und jeweils der minimale Verbrauch ermittelt. DIRCOL bietet die weitere Möglichkeit einer Parameteroptimierung. Dazu wird beispielsweise die Kapazität des Energiespeichers variabel gehalten und der Kapazitätswert wird als Parameter für die Optimierung definiert. Während des Optimierungsvorgangs wird neben den optimalen Betriebstrajektorien auch der optimale Wert für den angegebenen Parameter, also der optimale Kapazitätswert des UltraCaps, berechnet. Gleiches kann auch für die elektrische Maschine oder den Verbrennungsmotor verwendet werden, wenn ein entsprechend skalierbares Modell [87] vorhanden ist. Bei der MILP ist eine solche Parameteroptimierung aufgrund der nichtlinearen Zusammenhänge nicht möglich.

4.2.4 Ergebnisse der Offline-Optimierung

Beim Vergleich der Verbrauchsergebnisse aus den Tabellen 4.1 und 4.2 wurde deutlich, dass sich für das schwerere Fahrzeug mit höherer Nebenverbraucherleistung ein Mehrverbrauch ergibt. Inwieweit sich ein höheres Fahrzeuggewicht oder eine höhere Nebenverbraucherleistung auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt, ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Dazu wurde für verschiedene Variationen von Masse und Nebenver-

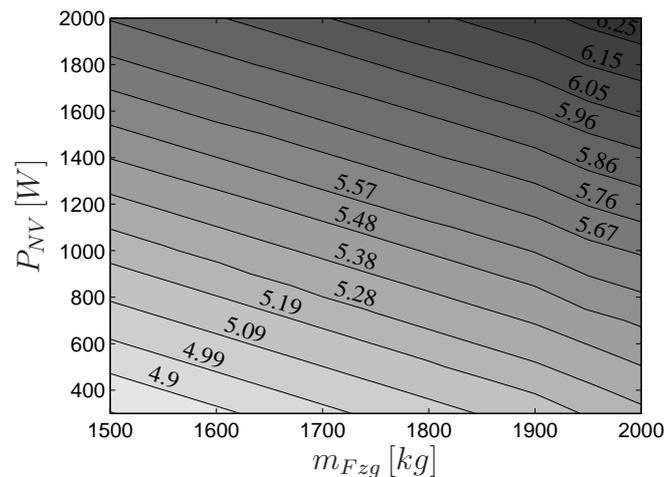


Abbildung 4.7: Verbrauch w_{VM} in Abhängigkeit von der Fahrzeugmasse m_{Fzg} und der Nebenverbraucherleistung P_{NV}

braucher mit dem Verfahren der MILP (dieses Verfahren wurde aufgrund der guten Automatisierbarkeit ausgewählt), eine optimale Betriebsführung für den NEDC-Zyklus berechnet, und der Verbrauch für die jeweilige Kombination aufgetragen. Es zeigt sich eine nahezu lineare Abhängigkeit des Verbrauchs von der Masse und von der Nebenverbraucherleistung. Durchschnittlich lässt sich ein Mehrverbrauch von $0.092 \text{ Liter}/100\text{km}$ für ein Mehrgewicht von 100 kg sowie ein Mehrverbrauch von $0.063 \text{ Liter}/100\text{km}$ für eine zusätzliche Nebenverbraucherleistung von 100 W berechnen.

Abbildung 4.8 veranschaulicht die Abhängigkeit des Verbrauchs von der Größe der elektrischen Maschine und von der Kapazität des UltraCap für den optimierten CVT-Hybrid Antriebsstrang für den NEDC-Zyklus. Hierbei zeigt sich, dass bei sehr kleinen elektrischen Maschinen, wie auch bei sehr kleinen Energiespeichern, weniger Kraftstoff eingespart werden kann. Grundsätzlich ist die Tendenz zu erkennen, dass bei größeren Energiespeichern mehr Kraftstoff eingespart werden kann. Das Kennfeld wird allerdings ab einer Leistung von 15 kW und einer Kapazität von 150 F sehr flach. Die zwei Erhöhungen bei 227 F und 455 F resultieren aus den höheren Innenwiderständen dieser Zellen (Abbildung 3.8). Insbesondere bei gleichzeitig

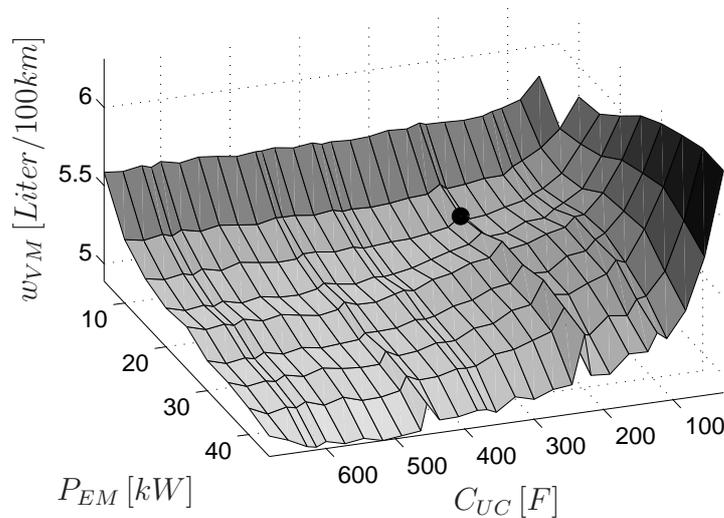


Abbildung 4.8: Verbrauch w_{VM} als Funktion der UltraCap-Kapazität C_{UC} und der Elektromotornennleistung P_{EM}

hoher Leistung der elektrischen Maschine und damit erhöhtem Energieaustausch mit dem Energiespeicher fallen diese Erhöhungen besonders stark aus. Auch bei der elektrischen Maschine ist die Tendenz zu erkennen, dass bei höherer Leistung mehr Kraftstoff eingespart werden kann. Abhängig von der Energiespeichergroße ist wieder eine Erhöhung des Verbrauchs bei ca. 25 kW erkennbar. Je nach Größe der elektrischen Maschine können mehr Zyklusanteile rein elektromotorisch gefahren, und der Energiespeicher durch Lastpunktanhebung mit einer höheren Leistung, und damit noch günstigerem Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors geladen werden. Weiterhin kann eventuell ein Anlassvorgang eingespart werden, wenn der Energiespeicher und der Elektromotor groß genug sind. Kann beispielsweise der erste Hügel des ECE-Zyklus rein elektrisch gefahren werden, so kann dadurch Kraftstoff eingespart werden. Ist also die Leistungsanforderung für den ersten Hügel durch den Elektromotor bereit zu stellen, so ergibt sich eine Verbesserung. Ist durch eine größere Elektromaschine kein Verbrauchsvorteil zu erzielen, so ergibt sich durch die höhere Masse der Elektromaschine ein Mehrverbrauch.

Die Kombination des optimierten CVT-Hybrid mit einer Elektromotorleistung von 15 kW und einer UltraCap-Kapazität von 227 F ist mit dem schwarzen Punkt gekennzeichnet. Für höhere und niedrigere Leistungen der elektrischen Maschine würde sich bei dem gewählten UltraCap ein Mehrverbrauch ergeben. Die Auswahl des UltraCap für den optimierten CVT-Hybrid erfolgte nicht ausschließlich nach Verbrauchskriterien. Zwar würde sich durch eine etwas höhere oder niedrigere Kapazität ein weiterer Verbrauchsvorteil von ca. 0.8% ergeben, dafür würde aber der Aufbau

des Moduls (zwei oder mehr parallel geschaltete Einzelzellen) komplexer werden, und ein größeres Volumen aufweisen.

Anhand der oben beschriebenen Methode wurden die Komponenten bezüglich des minimalen Verbrauchs ausgelegt. Neben dem minimalen Verbrauch sind, wie erwähnt, noch weitere Auslegungskriterien zu beachten. Hierzu wurden Untersuchungen zum Packaging sowie Überlegungen und Simulationsrechnungen zur Fahrbarkeit des Fahrzeugs mit dem vorhandenen Antriebsstrangmodell durchgeführt. Zum Beispiel sollte die im Energiespeicher enthaltene Energie für mehrere rein elektrische Anfahrvorgänge mit Verbrennungsmotorstart ausreichen. Hieraus ergab sich eine untere Grenze von ca. 200F für die UltraCap-Kapazität.

Eine weitere Möglichkeit einer Abschätzung für eine gesamtheitliche Auslegung der Komponenten ist durch das Verfahren in Abschnitt 3.5 gegeben. Damit kann der Kraftstoffverbrauch für verschiedene Antriebsstrangkonfigurationen mit verschiedenen Komponenten berechnet und verglichen werden. Dieser Ansatz bietet zwar nur ungenaue Ergebnisse, diese sind jedoch sehr schnell zu berechnen.

5 Online-Betriebsführung von Hybridfahrzeugen

Eine der Hauptaufgaben der Betriebsführung, ist die möglichst optimale Verteilung des vom Fahrer gewünschten Sollmoments auf die Antriebsstrangkomponenten Verbrennungsmotor und Elektromotor und die damit einhergehende Führung des Energiespeichers, sowie die Vorgabe der Getriebebestellung und der Getriebeübersetzung. Zudem müssen die Betriebsgrenzen der Antriebsstrangkomponenten eingehalten werden.

In diesem Kapitel werden verschiedene Verfahren zur Betriebsführung von Hybridfahrzeugen erläutert. Im folgenden Abschnitt wird zunächst die priorisierte Momentenaufteilung, welche für alle vorgestellten Betriebsführungen gilt, erklärt. Im zweiten Abschnitt (5.2) dieses Kapitels wird eine Methode zur Berechnung des idealen Sollladezustands auf Basis der Energieäquivalenz der kinetischen Energie und der Energie im elektrischen Energiespeicher aufgezeigt. In einem erweiterten Ansatz wird dazu ein inverses Antriebsstrangmodell genutzt, um den idealen Sollladezustand unter der Berücksichtigung der Betriebsgrenzen der Antriebsstrangkomponenten zu berechnen. Das erste Verfahren zur Betriebsführung in Abschnitt 5.3 basiert auf heuristischen Regeln. Beim zweiten Verfahren (Abschnitt 5.4) werden die Stellgrößen für die Antriebsstrangkomponenten anhand einer Verlustleistungsminimierung bestimmt. Für beide Verfahren ist die Vorgabe eines Ladezustands für den Energiespeicher notwendig.

Diese Vorgabe kann durch Aufzeichnung vergangener Fahrvorgänge und einer Vorhersage über das zukünftige Fahrverhalten verbessert werden, wie im fünften Abschnitt (5.5) erläutert. Besteht eine Vorhersage über das zukünftige Fahrverhalten, so kann das in Abschnitt 4.2.2 beschriebene Verfahren der Mixed Integer Linearen Programmierung modifiziert werden, um eine optimale Betriebsweise des Fahrzeugs online zu berechnen. Diese Erweiterung wird in Abschnitt 5.6 dieses Kapitels diskutiert. In Abschnitt 5.7 werden die Verfahren zur Online-Betriebsführung miteinander verglichen.

5.1 Priorisierte Momentenaufteilung

An der Struktur in Abbildung 2.1 ist zu sehen, dass für die Betriebsführung des Fahrzeugs vier Eingangsgrößen (δ_i , M_{VM}^* , M_{EM}^* , M_{Brems}^*) zu bestimmen sind. Dazu wurde die in Abbildung 5.1 präsentierte Struktur zur Reduzierung der Eingangsgrößen entwickelt. Durch die Einführung der zusätzlichen Größe P_{Laden} – welche der

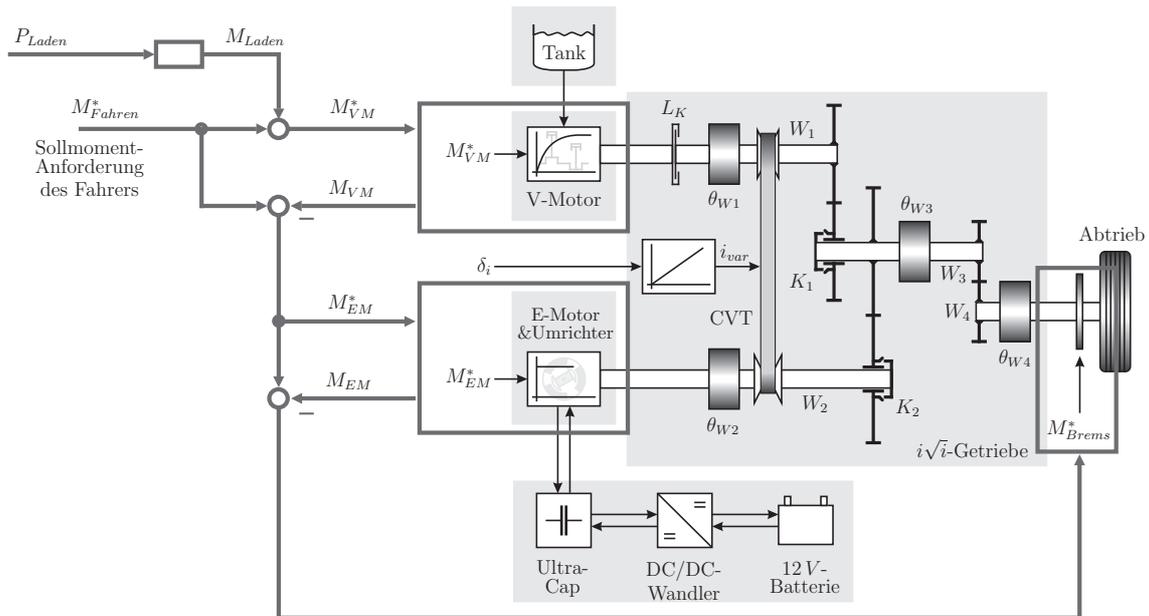


Abbildung 5.1: Priorisierte Momentenaufteilung zur Reduzierung der Anzahl der Eingangsgrößen

Leistung, mit der der UltraCap geladen wird entspricht – und durch die Priorisierung der Drehmomente, können die drei Drehmomenteingriffe M_{VM}^* , M_{EM}^* , M_{Brems}^* auf die eine Steuergröße P_{Laden} reduziert werden. Für die Betriebsführung des Hybridfahrzeugs sind damit nur noch die zwei Größen P_{Laden} und δ_i zu bestimmen.

Über die Betätigung des Gaspedals und der Bremse übermittelt der Fahrer seinen Fahrerwunsch. Durch eine geeignete Interpretation dieser Eingangsgrößen ergibt sich ein Beschleunigungs- bzw. Drehmomentwunsch M_{Fahren}^* des Fahrers. Beim Hybridfahrzeug besteht gegenüber dem normalen PKW die Möglichkeit diesen Fahrerwunsch nicht nur durch den Verbrennungsmotor und die mechanische Bremse zu realisieren, es steht zusätzlich der Elektromotor als Momentenquelle zur Verfügung.

Bei der priorisierten Momentenaufteilung wird die Sollmomentanforderung zunächst an den Verbrennungsmotor geleitet. Der Eingriff der Steuergröße P_{Laden} erfolgt umgerechnet auf M_{Laden} ebenfalls am Momenteneingang des Verbrennungsmotors. Ist der Verbrennungsmotor angeschaltet, so kann er je nach Betriebspunkt und angefor-

derter Momentendynamik das geforderte Drehmoment bereitstellen. Das tatsächlich gelieferte Drehmoment des Verbrennungsmotors wird über die Größe M_{VM} zur priorisierten Momentenaufteilung zurückgeleitet. Bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor ist das vom Verbrennungsmotor gelieferte Drehmoment gleich Null.

Die Differenz zwischen der Sollmomentanforderung des Fahrers M_{Fahren}^* und dem vom Verbrennungsmotor tatsächlich gelieferten Drehmoment M_{VM} wird an den Elektromotor weitergeleitet. Ist der Verbrennungsmotor abgeschaltet, so wird damit die gesamte Sollmomentanforderung des Fahrers M_{Fahren}^* an den Elektromotor geleitet. Bei eingeschaltetem Verbrennungsmotor kann das Sollmoment für den Elektromotor über die Steuergröße P_{Laden} bzw. M_{Laden} direkt beeinflusst werden. Ist das für den Verbrennungsmotor berechnete Gesamtmoment größer als das vom Fahrer angeforderte, so wird der UltraCap über den Verbrennungs- und den Elektromotor geladen (Lastpunktanhebung). Im Fall von negativ angefordertem Moment (z.B. Bremsen) wird dies zunächst durch den Elektromotor aufgebracht. Kann der Elektromotor dieses Moment nur teilweise oder gar nicht (z.B. UltraCap voll) bereitstellen, so wird die verbleibende Momentenanforderung an die Bremse weitergeleitet.

Selbstverständlich kann die Bremse nur Drehmomente realisieren, die negativ sind. Es wird also nur die negative Differenz zwischen M_{EM}^* und M_{EM} an die Bremse weitergeleitet. Die positive Differenz wird als Fehlermoment M_{Fehler} definiert. Dieses Fehlermoment tritt beispielsweise dann auf, wenn der Verbrennungsmotor abgeschaltet ist, obwohl der Elektromotor das aktuell gewünschte, positive Drehmoment M_{Fahren}^* aufgrund der Betriebsgrenzen nicht bereitstellen kann. Das Fehlermoment M_{Fehler} wird für die Betriebsführung durch die Verlustleistungsminimierung in Abschnitt 5.4 benötigt.

Die Priorisierung der Drehmomente erfolgt also nach der Reihenfolge: Verbrennungsmotormoment, Elektromotormoment, Bremsmoment. Die mechanische Bremse im Prototypenfahrzeug ist nicht durch das Regelsystem beeinflussbar, jedoch wird der Bremspedalweg erfasst und der Leerweg des Bremspedals wird dazu genutzt, um elektrisch zu bremsen. Wünscht der Fahrer eine höhere Bremsleistung als die maximal mögliche generatorische Leistung des Elektromotors, so wird er intuitiv das Bremspedal weiter durchdrücken. Dies korrespondiert mit der Priorisierung der Momente wie in Abbildung 5.1 gezeigt.

Durch die gezeigte Verschaltung der Komponenten ist es möglich, die Ladeleistung entkoppelt von der angeforderten Antriebsleistung des Fahrers, mit nur einer Stellgröße einzustellen.

5.2 Idealer Sollladezustand des Energiespeichers

In diesem Abschnitt werden Methoden zur Bestimmung eines Sollwerts für den Ladezustand des Energiespeichers vorgestellt. Ein Ansatz hierzu ist, die äquivalente kinetische Energie des bewegten Fahrzeugs im Energiespeicher frei zu halten. Damit wäre der Speicher im Stillstand idealerweise komplett voll geladen und mit steigender Geschwindigkeiten würde er entleert. Bei einem folgenden Bremsvorgang könnte die kinetische Energie des Fahrzeugs in den Speicher rekuperiert werden. Die Vorgehensweise hierzu wird im folgenden Abschnitt erläutert.

Da die rekuperierbare Energie, wie in Abschnitt 3.4 beschrieben, jedoch zusätzlich vom Fahrerverhalten sowie von den Parametern des Fahrzeugs abhängt, wird in Abschnitt 5.2.2 eine Methode vorgestellt, welche die ideale Sollspannungsvorgabe aufgrund eines invertierten Antriebsstrangmodells berechnet.

5.2.1 Energieäquivalenz: Energiespeicher – kinetische Energie

Die kinetische Energie E_{kin} des Fahrzeugs lässt sich anhand der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} und der Fahrzeugmasse m_{Fzg} berechnen.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} m_{Fzg} v_{Fzg}^2 \quad (5.1)$$

Um zudem die rotatorische Energie im Fahrzeug mit zu berücksichtigen, wird das Gesamtträgheitsmoment $\theta_{W4,ges}$ nach Gleichung (2.41) bezogen auf die Abtriebswelle als äquivalente Masse umgerechnet. Die kinetische Energie E_{kin} des Fahrzeugs inklusive rotatorischer Energie im Antriebsstrang kann damit zu

$$E_{kin} = \frac{\theta_{W4,ges}}{2r_{Rad}^2} v_{Fzg}^2 \quad (5.2)$$

bestimmt werden. Die nutzbare Energie im UltraCap ergibt sich aus der Kapazität C_{UC} , der aktuellen Spannung U_{UC} , und der minimalen Spannung $U_{UC,min}$.

$$E_{UC} = \frac{1}{2} C_{UC} (U_{UC}^2 - U_{UC,min}^2) \quad (5.3)$$

Maximal kann der UltraCap die Energie

$$E_{UC,max} = \frac{1}{2} C_{UC} (U_{UC,max}^2 - U_{UC,min}^2) \quad (5.4)$$

bei der maximal möglichen Spannung $U_{UC,max}$ speichern. Durch Umstellen und Einsetzen kann die Sollspannung als Funktion der Geschwindigkeit und der Spannungsgrenzen des UltraCaps bestimmt werden.

$$U_{UC}^* = \sqrt{\max \left(U_{UC,min}^2, U_{UC,max}^2 - \frac{\theta_{W4,ges}}{C_{UC} r_{Rad}^2} v_{Fzg}^2 \right)} \quad (5.5)$$

Abbildung 5.2 zeigt die Kennlinie für die Sollspannung mit den Spannungsgrenzen $U_{UC,\min} = 25\text{ V}$ und $U_{UC,\max} = 52\text{ V}$. Dieser Ansatz berücksichtigt lediglich die

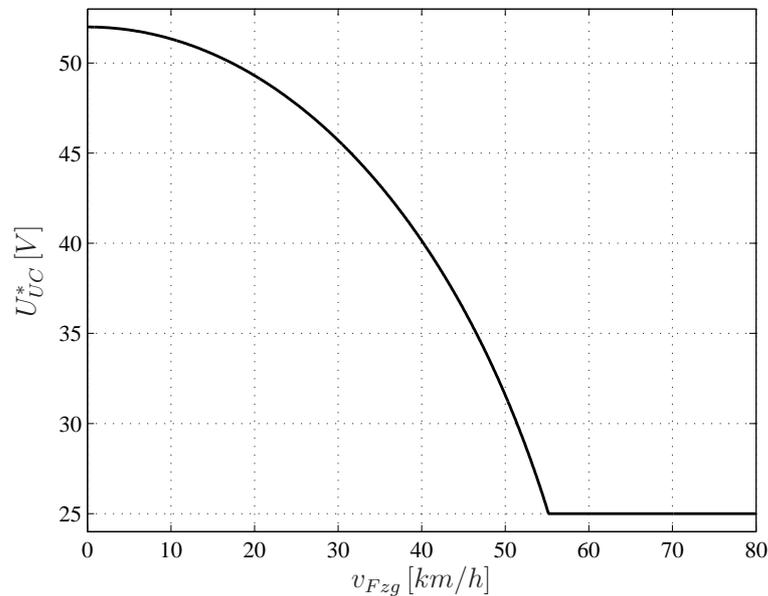


Abbildung 5.2: *v-U-Profil zur Energieäquivalenz*

kinetische Energie des Fahrzeugs sowie die Energie des Energiespeichers, nicht jedoch Stellbegrenzungen wie die Leistungsgrenzen der elektrischen Maschine. Im folgenden Abschnitt werden diese berücksichtigt.

5.2.2 Inverses Modell des Antriebsstrangs zur Berechnung der Sollspannungsvorgabe

Der Ansatz aus dem vorigen Abschnitt wird hierzu erweitert. Ausgehend von einem typischen Verzögerungsprofil, kann mit Hilfe eines invertierten Antriebsstrangmodells der geschwindigkeitsabhängige Verlauf des Sollladezustands durch Rückwärtsrechnung ermittelt werden. Dabei werden alle Nichtlinearitäten und Kennfelder des Antriebsstrangs und seiner Einzelkomponenten berücksichtigt.

5.2.2.1 Berechnung des Verzögerungsprofils

In Abbildung 5.3 ist der Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit im NEDC-Zyklus in grau zu sehen. Zusätzlich sind die Bremsvorgänge schwarz markiert. Die während des Bremsvorgangs auftretende negative Beschleunigung ist als Geschwindigkeits-Beschleunigungs-Trajektorie in grau, in Abbildung 5.4 zu erkennen. Das aus allen

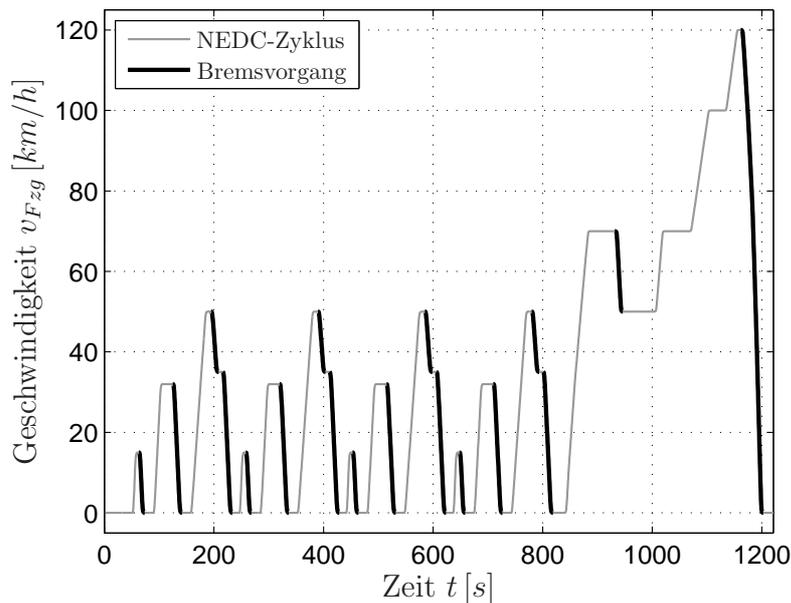


Abbildung 5.3: NEDC Zyklus mit markierten Verzögerungsvorgängen

Bremsvorgängen resultierende Verzögerungsprofil ist in schwarz dargestellt. Es wird durch eine Funktionsapproximation mit einem GRNN (General Regression Neural Network) [102] und der Verwendung des Least Squares Algorithmus [77] sowie eine

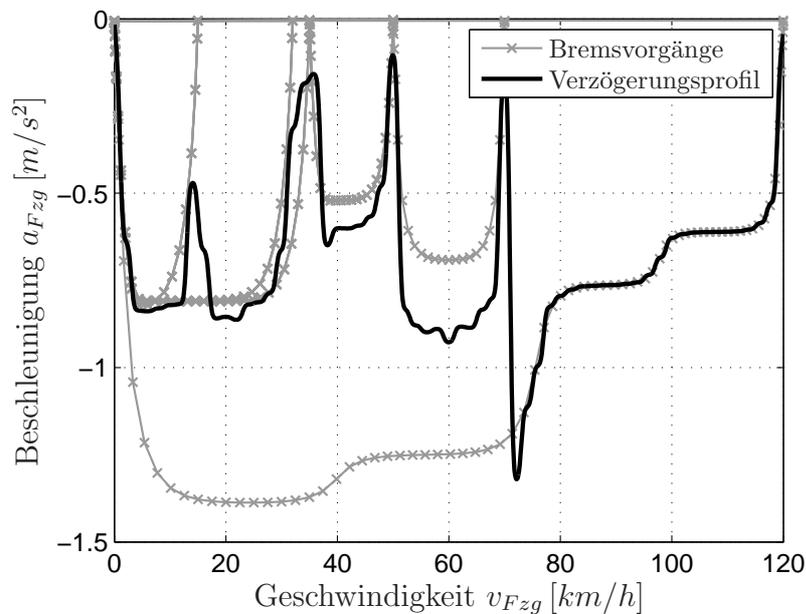


Abbildung 5.4: Bremsvorgänge im NEDC-Zyklus als Geschwindigkeits-Beschleunigungs-Trajektorie (v - a -Trajektorie) und das daraus berechnete Verzögerungsprofil

darauffolgende Filterung berechnet. Aus diesem Verzögerungsprofil lässt sich der negative zeitliche Verlauf für die Geschwindigkeit während der Verzögerungsphase durch Integration $v_{Fzg} = - \int a_{Fzg}(v_{Fzg})dt$ ermitteln (Abbildung 5.5).

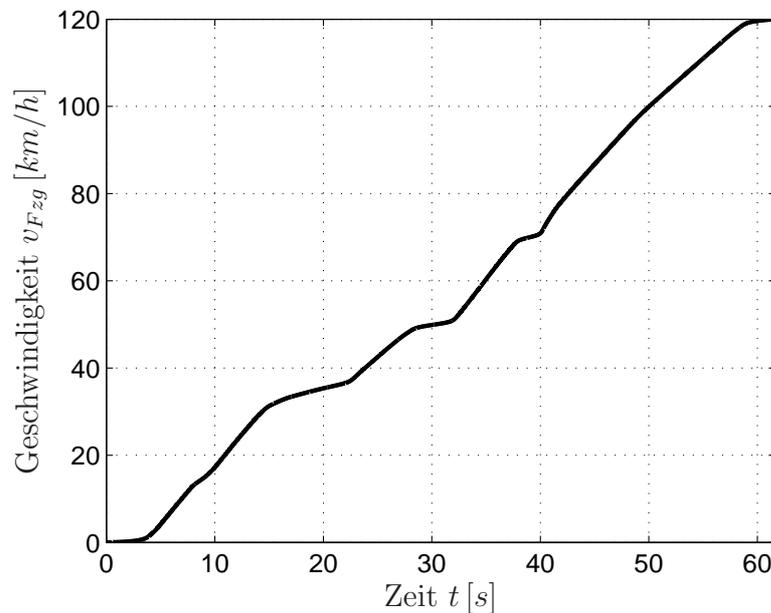


Abbildung 5.5: *Integriertes und invertiertes Verzögerungsprofil des NEDC-Zyklus*

5.2.2.2 Invertierung des Antriebsstrangmodells

Zur Regelung des Antriebsstrangs wird die in Abbildung 5.1 gezeichnete Steuerungsstruktur verwendet.

Zur Ermittlung des Sollladezustands wird aus dem Antriebsstrangmodell aus Abschnitt 2.3 ein vereinfachtes Modell abgeleitet und invertiert. Da beim Bremsvorgang der Verbrennungsmotor abgeschaltet sein soll, wird dieser als abgekuppelt betrachtet. Die im Variator sowie im Antriebsstrang auftretenden Verluste werden in $P_{var,loss}$ zusammengefasst. Die Verluste im UltraCap sowie die Verluste des Elektromotors werden in $P_{V,el}$ erfasst. Die Vorgehensweise zur Ermittlung des invertierten Modells wird im Folgenden exemplarisch für Getriebeordnung V_2 durchgeführt. In Tabelle 5.1 sind in der linken Spalte die Modellgleichungen eingetragen. Die Gleichung in Zeile 1 zeigt die Bewegungsgleichung für die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs. Sie wurde nach dem vom Antriebsstrang zur Verfügung zu stellenden Moment, also der Summe aus Elektromotormoment M_{EM} (mit Übersetzung zur Welle W_4) und Bremsmoment M_{Brems} umgestellt. Wie in Abbildung 5.1 dargestellt und oben bereits erklärt, wird das angeforderte Moment zunächst vom Elektromotor bereitgestellt.

Modellgleichungen	invertiertes Modell
$M_{EM}i_{23}i_{34} + M_{Brems} = \theta_{W4,ges}\dot{\omega}_{W4} - M_{Fahren} - M_{var,loss}$	$M_{EM}i_{23}i_{34} + M_{Brems} = \theta_{W4,ges}\dot{\omega}_{W4} + M_{Fahren} + M_{var,loss}$
$P_{EM,el} = M_{EM}\omega_{W4}i_{23}i_{34} + P_{V,el}$	$P_{EM,el} = M_{EM}\omega_{W4}i_{23}i_{34} - P_{V,el}$
$\dot{u}_{UC} = \frac{1}{C_{UC}} \left(\frac{1}{u_{UC}} (-P_{NV} - P_{EM,el}) \right)$	$\dot{u}_{UC} = \frac{1}{C_{UC}} \left(\frac{1}{u_{UC}} (+P_{NV} + P_{EM,el}) \right)$

Tabelle 5.1: Modellgleichungen und invertiertes Modell

Überschreitet das angeforderte generatorische Moment die Drehmomentengrenze des Elektromotors, so wird das restliche Moment an die Bremse (M_{Brems}) weitergeleitet. Die Momentenbegrenzung ist abhängig von der Drehzahl des Elektromotors und der Spannung am UltraCap $M_{EM,Gen,max} = f(\omega_{W4}i_{23}i_{34}, U_{UC})$ gegeben. Damit ist sowohl das Moment am Elektromotor M_{EM} wie auch das Bremsmoment M_{Brems} eindeutig, aus dem Gesamt-Trägheitsmoment $\theta_{W4,ges}$, der Beschleunigung des Fahrzeugs $\dot{\omega}_{W4}$, den Fahrwiderständen M_{Fahren} sowie den Verlusten $M_{var,loss}$, zu bestimmen. Die elektrische Leistung des Elektromotors $P_{EM,el}$ in Zeile 2 von Tabelle 5.1, ergibt sich aus der mechanischen Leistung $M_{EM}\omega_{W4}i_{23}i_{34}$ sowie den Verlusten $P_{V,el}$, wobei die Verluste vom aktuellen Drehmoment, der Elektromotordrehzahl und der Spannung am UltraCap abhängen $P_{V,el} = f(M_{EM}, \omega_{W4}i_{23}i_{34}, U_{UC})$. Die Differentialgleichung für die Spannung am UltraCap ist in Zeile 3 von Tabelle 5.1 zu sehen. Die Spannungsänderung hängt von der Kapazität C_{UC} des UltraCaps sowie dem Strom ab, der sich aus der aktuellen Spannung u_{UC} sowie den Leistungen der Nebenverbraucher P_{NV} und der elektrischen Maschine $P_{EM,el}$ ergibt.

Am Ende des Verzögerungsvorgangs soll der Energiespeicher voll geladen sein. Da also der Ladezustand am Ende des Verzögerungsvorgangs vorgegeben ist, wird ein invertiertes Modell verwendet, um rückwärts, zum Anfang des Verzögerungsvorgangs zu rechnen. Aus dem Verzögerungsvorgang wird durch das invertierte Modell also ein Beschleunigungsvorgang. Wie oben gezeigt, kann durch Integration des Verzögerungsprofils mit $v_{Fzg} = -\int a_{Fzg}(v_{Fzg})dt$ der in Abbildung 5.5 gezeigte Beschleunigungsvorgang berechnet werden. Dieser ist auch in Abbildung 5.6 als gepunktete Linie gekennzeichnet. Da der Verzögerungsvorgang rückwärts gerechnet wird, negieren sich einige Vorzeichen der Modellgleichungen in Tabelle 5.1: Bei den Fahrwiderständen und Verlusten in Zeile 1, bei den Verlusten in Zeile 2 sowie beim Strom (also bei den Leistungen) in Zeile 3. Mit dem invertierten Modell lassen sich die während des Verzögerungsvorgangs auftretenden Leistungen berechnen. Abbildung

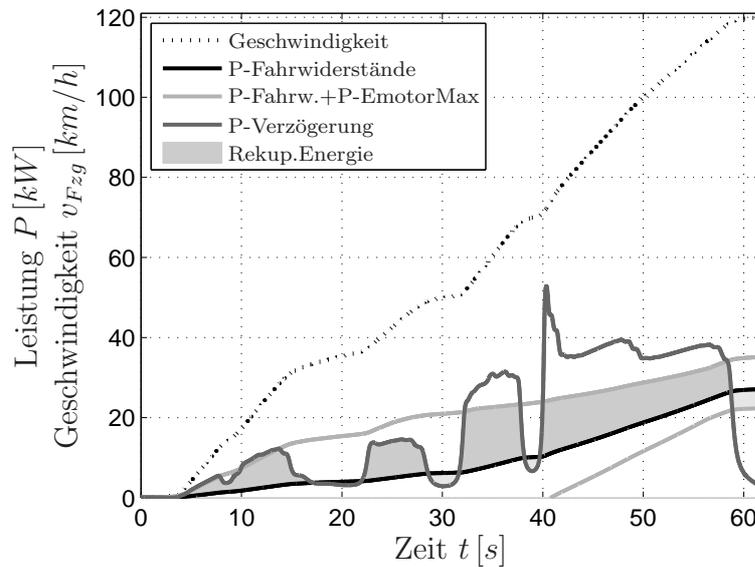


Abbildung 5.6: *NEDC P-t-Profil*

5.6 zeigt neben der Geschwindigkeit die Leistung, die aufgrund der Fahrwiderstände und der Verluste entsteht, sowie die Beschleunigungsleistung. Die Differenz wird zunächst an den Elektromotor weitergeleitet. Überschreitet die angeforderte Leistung die Betriebsgrenzen des Elektromotors, wird der Rest an die Bremse weitergeleitet. Die vom Elektromotor rekuperierbare Energie ist in Abbildung 5.6 als graue Fläche markiert.

Aus der Leistung am Elektromotor, der Nebenverbraucherleistung sowie der Geschwindigkeit, lässt sich der geschwindigkeitsabhängige Spannungsverlauf aus Abbildung 5.7 ermitteln. Dieser kann nun direkt zur Sollspannungsvorgabe für eine Betriebsführung verwendet werden, wie in den folgenden Abschnitten 5.3 oder 5.4 beschrieben.

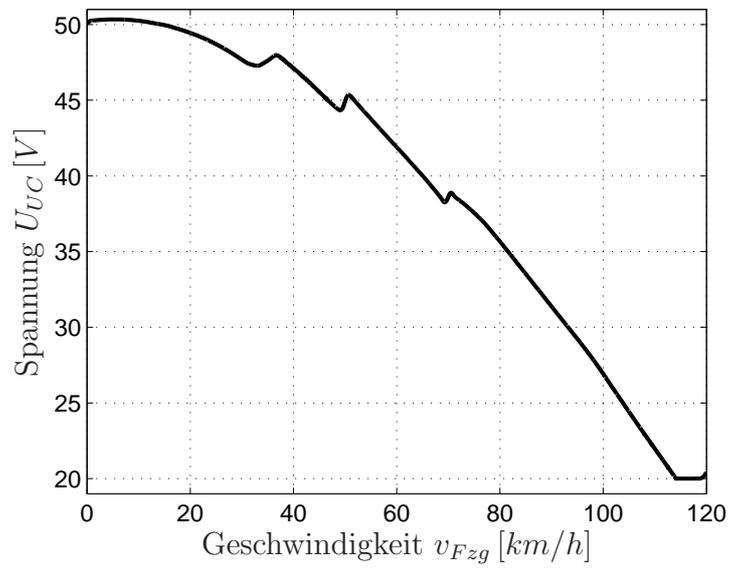


Abbildung 5.7: NEDC v - U -Profil

5.3 Betriebsstrategie anhand einer Steuerungsstruktur

Die in diesem Abschnitt vorgestellte Betriebsstrategie anhand einer Steuerungsstruktur ist nach heuristischen Regeln entworfen und ausgelegt. Dabei sind folgende Anforderungen an die Betriebsstrategie maßgebend: Die Betriebsstrategie soll zunächst den Betrieb des Hybridfahrzeugs sowie eine gute Fahrbarkeit garantieren. Ein weiteres Ziel ist selbstverständlich die Minimierung des Kraftstoffverbrauchs.

Zum Betrieb des Antriebsstrangs müssen alle möglichen Betriebszustände des Antriebsstrangs berücksichtigt werden. Anhand des Fahrerwunsches, der durch das Brems- und das Gaspedal mit einer geeigneten Interpretation vermittelt wird, werden die Betriebszustände der Antriebsstrangkomponenten festgelegt. Eine Ladezustandsänderung des Energiespeichers wird hauptsächlich durch die elektrische Maschine eingepägt. Eine wichtige Eigenschaft der Betriebsführung ist die geeignete Führung des Energiespeichers. Die Betriebsführung legt die Betriebspunkte der Antriebsstrangkomponenten fest und eine untergelagerte Gesamtfahrzeugregelung setzt die geforderten Betriebspunkte der einzelnen Komponenten um. Die Schnittstelle zur Interaktion mit dem Gesamtfahrzeugregler besteht dabei aus den beiden kontinuierlichen Größen, dem Lademoment M_{Laden} aus Abschnitt 5.1 und der Sollübersetzung für den Variator sowie den beiden diskreten Größen, dem gewünschten Schaltzustand des Verbrennungsmotors (Ein/Aus) und der gewünschten Getriebebestellung (V_1/V_2). Neben dem Betrieb des Fahrzeugs wird diese Betriebsführung auch zur Inbetriebnahme eingesetzt. Zur Erleichterung der Inbetriebnahme ist es zweckmäßig, die Strategie möglichst einfach und übersichtlich zu halten, mit klar definierten Zuständen und festgelegten Schaltschwellen. Damit wird es möglich anfängliche Fehler leichter zu identifizieren und die Ursache zu eroieren.

In Abbildung 5.8 ist die prinzipielle Funktionsweise der Steuerungsstruktur anhand eines Ablaufschemas gezeigt. Die einzelnen Schritte 1 bis 8 des Ablaufschemas werden in den folgenden Abschnitten 5.3.1 bis 5.3.8 näher erläutert.

5.3.1 Bestimmung der Getriebebestellung

Der Anfahrvorgang erfolgt, wie in Kapitel 2 beschrieben, rein elektrisch in Getriebebestellung V_1 . Ab einer festgelegten Geschwindigkeitsgrenze wird in Getriebebestellung V_2 geschaltet. Die Rückschaltung von V_2 nach V_1 erfolgt bei einer etwas niedrigeren Geschwindigkeit als die Hochschaltung. Durch die Hysterese soll ein ständiges Hin- und Herschalten zwischen den Getriebebestellungen z.B. aufgrund von Messungenauigkeiten oder kleinen Schwankungen in der Fahrzeuggeschwindigkeit vermie-

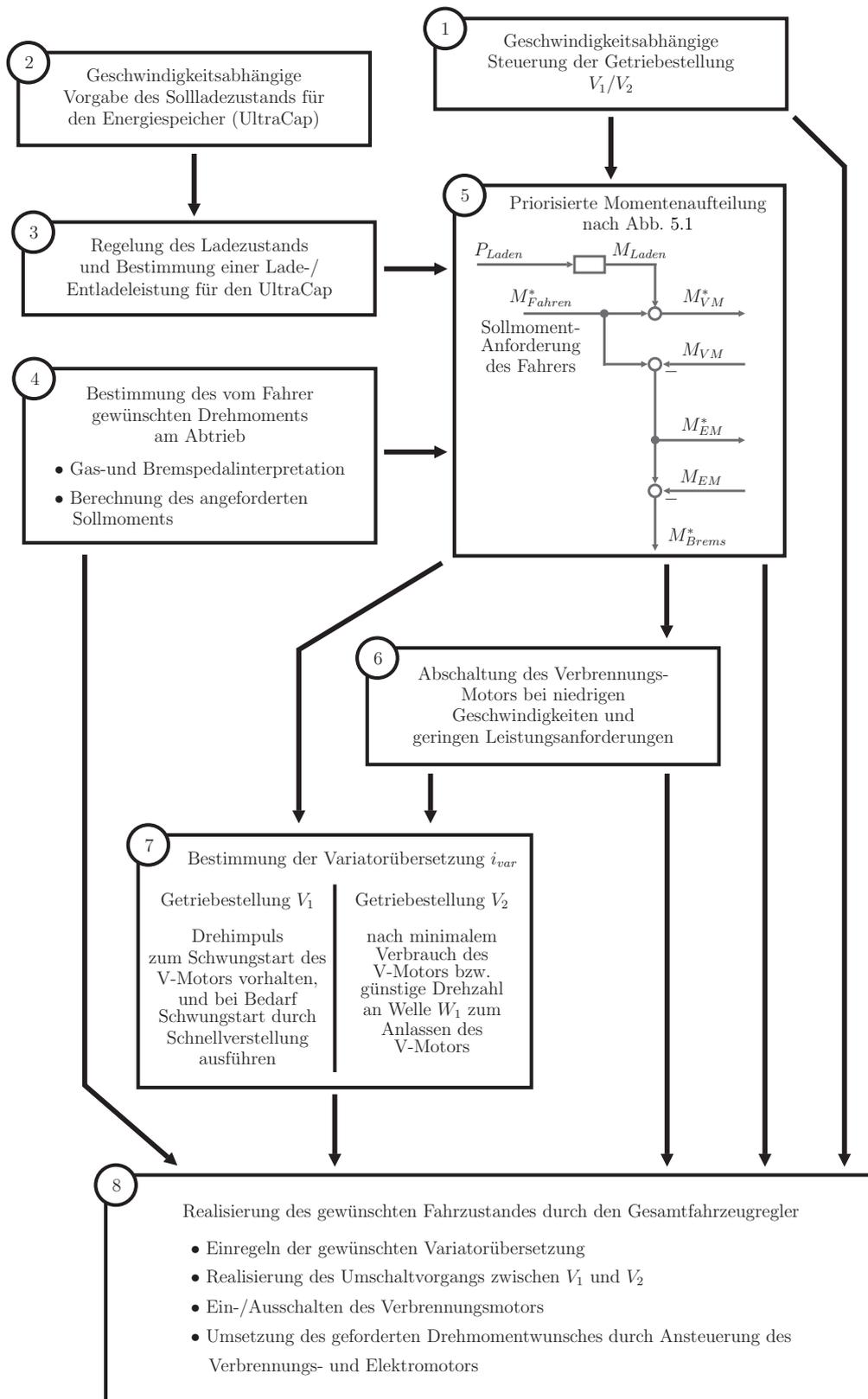


Abbildung 5.8: Schema der Betriebsführung anhand einer Steuerungsstruktur

den werden. Für die Inbetriebnahme wurde eine feste Umschaltgrenze von 13 km/h mit einer Hysterese von 2 km/h festgelegt. Im Fahrbetrieb hat sich eine beschleunigungsabhängige Umschaltsschwelle als günstig erwiesen. Hierbei wird bei höheren Beschleunigungen etwas früher umgeschaltet als bei langsamen Beschleunigungsvorgängen.

Die Übergabegröße für die Getriebestellung an den Gesamtfahrzeugregler ist die digitale Größe $d_{V_{1/2}}^*$. Sie gibt die nach obigen Regeln ausgewählte Soll-Getriebestellung an.

5.3.2 Vorgabe eines Sollladezustands für den Energiespeicher

Die Vorgabe des gewünschten Ladezustands erfolgt nach Abschnitt 5.2, sie kann durch eine Vorhersage noch verbessert werden, wie in Abschnitt 5.5 beschrieben.

5.3.3 Bestimmung der Lade-/Entladeleistung für den Energiespeicher

Die Bestimmung der Leistung P_{Laden} , mit welcher der Energiespeicher geladen oder entladen wird, erfolgt über einen einfachen P-Regler mit Vorsteuerung wie im Signalflussplan in Abbildung 5.9 dargestellt. Eine Sollspannung, wie im vorigen Abschnitt oder in Abschnitt 5.2 beschrieben, dient dabei als Referenz und wird mit der inneren Spannung des UltraCaps $U_{i,UC}$ verglichen. Die Differenz wirkt über den Verstärkungsfaktor K_{Laden} als Ladeleistung. Es wird die innere Spannung des Beobachters – wie in Abschnitt 2.3.5 beschrieben – verwendet, da Spannungsschwankungen am Innenwiderstand z.B. aufgrund von Lastwechseln eliminiert werden sollen. Der Verstärkungsfaktor K_{Laden} wird unsymmetrisch, für positive Spannungsabweichungen kleiner als für negative gewählt. Ein zu hoher Ladezustand des Energiespeichers soll nicht so dringlich abgebaut werden. Ist der Ladezustand dagegen zu gering,

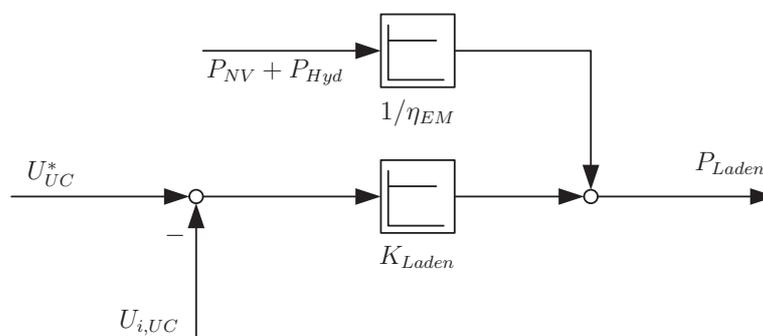


Abbildung 5.9: Laderegler für den Energiespeicher

so soll möglichst geladen werden, um den sicheren Betrieb des Antriebsstrangs zu gewährleisten. Die Vorsteuerung setzt sich aus der Leistung für die Nebenverbraucher P_{NV} sowie der Leistung für die Hydraulikpumpe P_{Hyd} zusammen und wirkt über den Kehrwert des Elektromotorwirkungsgrads η_{EM} direkt als Ladeleistung. Die somit berechnete Ladeleistung entspricht einer negativen mechanischen Leistung des Elektromotors. Diese ist abhängig von der Spannung am UltraCap und der Drehzahl des Motors begrenzt, wie in Abschnitt 2.3.4 dargelegt.

5.3.4 Interpretation des Fahrerwunsches

Der Fahrer vermittelt seinen Fahrwunsch mittels der Gas- und Bremspedalstellung. Aus der Gaspedalstellung wird ein Beschleunigungswunsch ermittelt, der über die Fahrzeugmasse in ein Drehmoment an der Abtriebswelle umgerechnet wird. Ist das Gaspedal nicht betätigt, so wird das Schlepptomment des Verbrennungsmotors mit einer geschwindigkeitsabhängigen Übersetzung an der Abtriebswelle nachgebildet, um ein Verhalten wie bei einem konventionellen Fahrzeug zu erreichen. Zusätzlich wird durch die Bremspedalstellung ein negativer Momentenwunsch vorgegeben, der ebenfalls auf die Abtriebswelle wirkt. Aus Sicherheitsgründen hat das Bremsmoment Priorität; ist also die Bremse auch nur leicht betätigt, so wird ein eventuell vorhandener Beschleunigungswunsch durch das Gaspedal ignoriert. Das an der Abtriebswelle gewünschte Drehmoment M_{Fahren}^* ergibt sich für Zyklusfahrten in der Simulation aus der Summe des in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen Drehmoments zum Beschleunigen oder Verzögern des Fahrzeugs und den Fahrwiderständen.

5.3.5 Aufteilung der Leistungen und Momente auf die Antriebsstrangkomponenten

Nachdem das gewünschte Drehmoment am Abtrieb und die Ladeleistung festgelegt sind, kann die Aufteilung auf die einzelnen Komponenten mittels der priorisierten Momentenaufteilung aus Abschnitt 5.1 erfolgen. Das gewünschte Abtriebsmoment wird dazu auf ein Drehmoment an der Welle W_2 umgerechnet. Auch die Ladeleistung wird über die Drehzahl des Elektromotors auf das Drehmoment M_{Laden} an der Welle W_2 umgerechnet. Aus der Summe ergibt sich das Soll-Drehmoment, das der Verbrennungsmotor bezogen auf die Welle W_2 abgeben soll. Das tatsächlich vom Verbrennungsmotor gelieferte Moment wird wieder auf die Welle W_2 umgerechnet und mit dem Sollmoment, ohne Ladement verglichen, wie in Abschnitt 5.1 zur priorisierten Momentenaufteilung beschrieben. Da die Variator-Sollübersetzung i_{var}^* zu diesem Zeitpunkt noch nicht festgelegt ist, wird die Umrechnung zwischen Größen

an der Welle W_1 und der Welle W_2 anhand der tatsächlichen Übersetzung durchgeführt. Da sich die Übersetzung im Verhältnis zur Abtastzeit der Betriebsführung von 10 ms sehr langsam ändert, ist diese Näherung auch für Getriebebestellung V_1 zulässig.

Damit sind die Soll Drehmomente für die Komponenten festgelegt. Als Übergabewert für den Gesamtfahrzeugregler wird jedoch ausschließlich das Lademoment M_{Laden} verwendet. Der Gesamtfahrzeugregler wird mit einer schnelleren Abtastzeit von 1 ms gerechnet. Aus diesem Grund ist die gezeigte Struktur zur priorisierten Momentenaufteilung im Gesamtfahrzeugregler nochmal ausgeführt, um auf Änderungen schneller reagieren zu können.

5.3.6 Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors

Die Sollgröße für das Verbrennungsmotormoment aus der priorisierten Momentenaufteilung bezogen auf Welle W_2 wird für die Entscheidung verwendet, ob der Verbrennungsmotor an- oder ausgeschaltet wird. Diese Sollgröße wird in eine Leistung umgerechnet. Anhand von festgelegten Schaltschwellen mit einer Hysterese wird der Verbrennungsmotor abhängig von der Sollleistung Ein und Aus geschaltet. Hierbei ist zu beachten, dass die Einschaltswelle immer deutlich kleiner gewählt wird, als das (spannungs- und drehzahlabhängige) Maximalmoment des Elektromotors. Die Sollleistung wird für die Schwellwertauswertung zudem gefiltert. Hierbei kommt ein unsymmetrischer PT_1 -Filter mit den Zeitkonstanten 0.2 s für positive und 2 s für negative Leistungsänderungen zum Einsatz. Der Filter ist notwendig, damit unruhige Gaspedaländerungen trotz der oben genannten Hysterese nicht zum ständigen Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors führen. Die kurze Zeitkonstante für positive Leistungsänderungen bewirkt trotzdem eine schnelle Antwort auf den Beschleunigungswunsch des Fahrers.

Weitere Kriterien für das Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors werden von der Fahrzeuggeschwindigkeit abgeleitet. Bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten von unter 8 km/h kann der Verbrennungsmotor nicht betrieben werden, hier bleibt der Verbrennungsmotor also ausgeschaltet. Wie in Abschnitt 2.3.3.2 gezeigt, kann der Verbrennungsmotor bei hohen Geschwindigkeiten nicht schnell und ruckfrei angelassen werden. Weiterhin ist auch bei konstanten, hohen Geschwindigkeiten kein Taktbetrieb sinnvoll, wie in Abschnitt 3.3 gezeigt. Der Verbrennungsmotor wird deshalb bei Geschwindigkeiten über 50 km/h nicht mehr abgestellt. Auch wird er nicht abgeschaltet oder im abgeschalteten Fall sofort angelassen, wenn der Fahrer das Gaspedal voll durchdrückt. Der Schwellwert ist auf 75% Gaspedalstellung fest-

gelegt.

Dem Gesamtfahrzeugregler sowie dem Block zur Bestimmung der Variatorübersetzung wird das digitale Signal $d_{VM,An}^*$ übergeben. Es gibt an, ob der Verbrennungsmotor angeschaltet werden soll oder nicht.

5.3.7 Bestimmung der Variatorübersetzung

Abhängig von der Getriebestellung wird die Variatorübersetzung bestimmt. In Getriebestellung V_1 wird der Verbrennungsmotor durch einen Schwungstart angelassen. Hierzu wird die Übersetzung i_{var} am Variator so eingestellt, dass der Drehimpuls für den Anlassvorgang in der Drehmasse an der Welle W_2 vorgehalten wird. Während des Schwungstarts wird die Variatorübersetzung mit maximalem Gradienten in Richtung Synchronübersetzung verstellt.

In Getriebestellung V_2 wird bei ausgeschaltetem Verbrennungsmotor die Variatorübersetzung i_{var} so eingestellt, dass sich an der Welle W_1 eine Drehzahl von etwa $900 U/min$ ergibt. Diese Drehzahl stellt einen Kompromiss zwischen späterem Arbeitspunkt des Verbrennungsmotors von mindestens ca. $1000 U/min$ und möglichst geringen Verlusten während des Anlassens dar. Läuft der Verbrennungsmotor, so wird in V_2 die Übersetzung i_{var} so eingestellt, dass die Summe der Verluste aus Verbrennungsmotor und CVT-Getriebe minimiert werden. Das daraus resultierende Kennfeld für die Sollübersetzung i_{var}^* in Abhängigkeit von der Drehzahl N_{W_2} und dem geforderten Drehmoment M_{W_2} an der Welle W_2 ist in Abbildung 5.10 dargestellt. Es wurde aus den Kennfeldern und Kennlinien des Verbrennungsmotors und des CVT-Variators anhand von statischen Betriebspunkten berechnet. undefinierte Betriebspunkte wurden durch Extrapolation bestimmt. Diese sind zwar für den Betrieb nicht relevant, für eine Implementierung des Kennfelds in der Regelung ist jedoch ein Kennfeld ohne Lücken notwendig. Weiterhin wurde das Kennfeld durch eine zweidimensionale, gleitende Mittelwertbildung geglättet, da sich aus den Kennfeldern, insbesondere an den Betriebsgrenzen der Komponenten, Unregelmäßigkeiten ergeben.

An dem Kennfeld ist zu erkennen, dass für kleine Drehmomentanforderungen möglichst hohe Übersetzungen gewählt werden, wodurch die Verbrennungsmotordrehzahl niedrig ist. Bei gleichzeitig niedrigen Drehzahlen an der Welle W_2 verringert sich die Sollübersetzung hin zum Synchronpunkt. Der Grund hierfür ist die Begrenzung der Verbrennungsmotordrehzahl auf mindestens $900 U/min$ für die Berechnung des Kennfelds. Für höhere Drehmomente werden tendenziell kleinere Übersetzungen vorgegeben, bis hin zur minimalen Übersetzung, die durch die Leistungs- bzw.

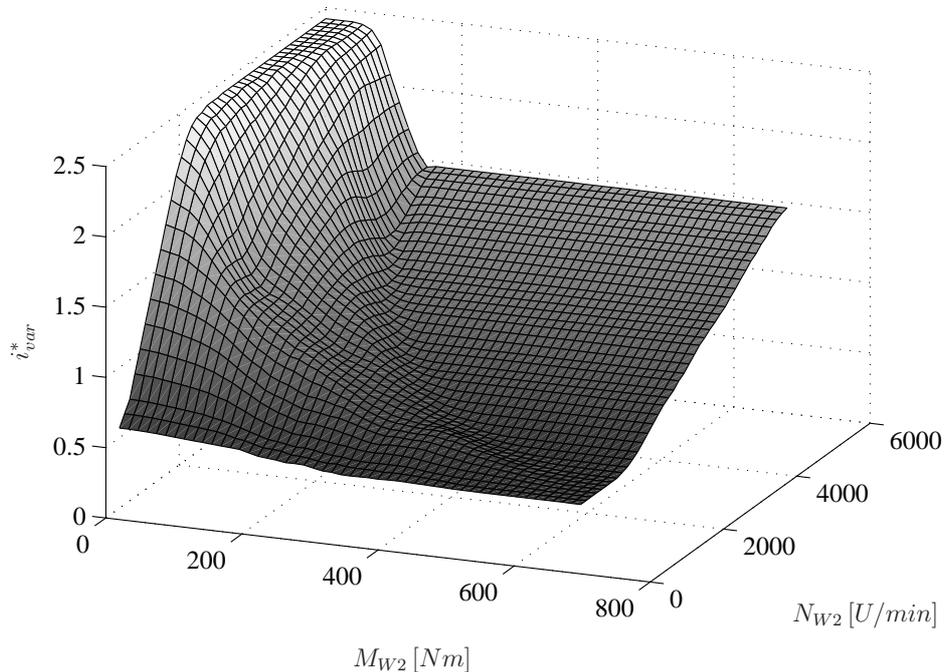


Abbildung 5.10: Vorgabe der Variatorübersetzung i_{var}^* in Getriebestellung V_2 in Abhängigkeit vom Drehmomentwunsch und der Drehzahl an der Welle W_2

Drehmomentbegrenzung des Verbrennungsmotors gegeben ist. Die Kante zwischen dem linken und unteren Teil des Kennfelds und der rechts oben extrapolierten Ebene bildet das jeweilige Leistungsmaximum des Verbrennungsmotors in Kombination mit dem Variator ab. Betriebspunkte in der extrapolierten Ebene liegen außerhalb des Betriebsbereichs des Verbrennungsmotors.

Der Vorteil, dass die Sollübersetzung in Abbildung 5.10 als Funktion der Größen an der Welle W_2 angegeben ist, besteht darin, dass keine iterative Berechnung des Verbrennungsmotorbetriebspunkts auf dem Realzeit-Regelsystem durchgeführt werden muss. Eine iterative Berechnung wäre notwendig, da die Verluste im Variator vom übertragenen Drehmoment abhängen. Ist nun ein gewünschtes Drehmoment am Ausgang des Variators gefordert, so kann dies über die Übersetzung an den Eingang umgerechnet werden. Die Übersetzung soll jedoch abhängig vom übertragenen Drehmoment eingestellt werden. Dieses Problem kann durch eine iterative Berechnung des Betriebspunktes gelöst werden und muss durch Verwendung des gezeigten Kennfelds nur einmalig, bei der Erstellung des Kennfelds, durchgeführt werden.

Das gewünschte Drehmoment an der Welle W_2 in Getriebestellung V_2 wird anhand des Fahrerwunsches M_{Fahren} und dem zusätzlichen Lademoment M_{Laden} bestimmt,

wie bei der priorisierten Momentenaufteilung in Abschnitt 5.1 gezeigt. Aus der Fahrzeuggeschwindigkeit kann die Drehzahl an der Welle W_2 mit den Übersetzungen i_{23} und i_{34} direkt berechnet werden.

Analog zu Abbildung 2.10 ist in Abbildung 5.11 das Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors mit der Kennlinie minimalen Verbrauchs dargestellt. Die Kenn-

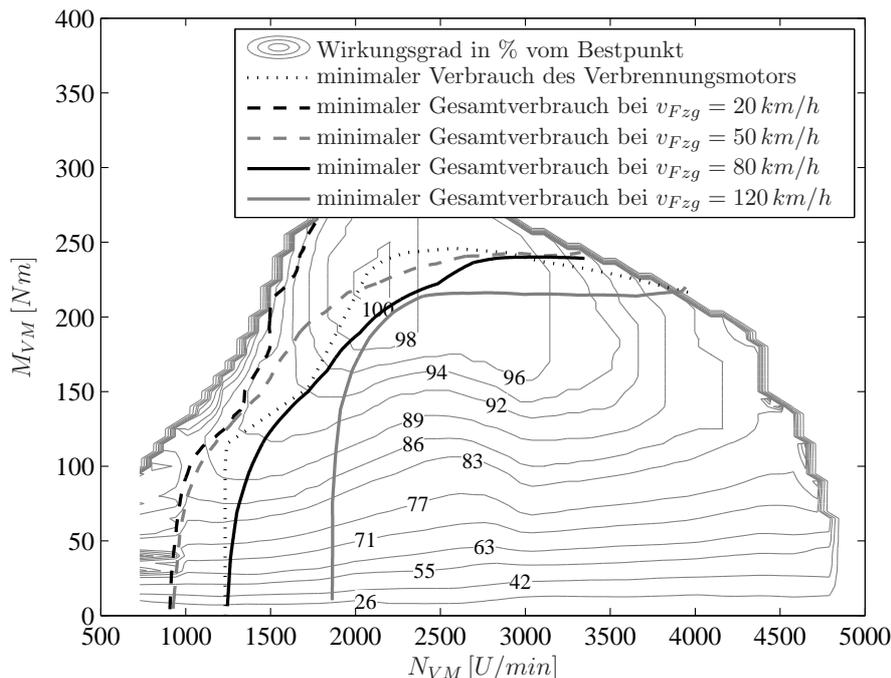


Abbildung 5.11: Optimale Betriebspunkte im Verbrennungsmotorkennfeld für verschiedene Fahrzeuggeschwindigkeiten v_{Fzg} in Getriebestellung V_2

linie minimalen Verbrauchs gilt für den Verbrennungsmotor und kann anhand des Kennfelds ermittelt werden. Wird zusätzlich der Wirkungsgrad des CVT-Getriebes berücksichtigt, so wird der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors in Getriebestellung V_2 anhand des Kennfelds 5.10 bestimmt. In Abbildung 5.11 sind mehrere optimale Betriebskennlinien für verschiedene Geschwindigkeiten eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass diese durch die Berücksichtigung der Variatorverluste zwar von der optimalen Kennlinie des Verbrennungsmotors abweichen, jedoch meist in der Nähe davon liegen. Die größere Abweichung bei der Geschwindigkeit von 120 km/h resultiert aus der begrenzten Spreizung des Variators; die Übersetzung ist – wie in Abbildung 5.10 zu sehen – bei hohen Drehzahlen und niedrigen Drehmomenten bereits die maximal mögliche Übersetzung. Wie oben beschrieben, wurde das Kennfeld in Abbildung 5.10 für eine Mindestdrehzahl des Verbrennungsmotors von 900 U/min berechnet. Es ergeben sich deshalb für Geschwindigkeiten von 20 km/h und 50 km/h

niedrigere Verbrennungsmotordrehzahlen als bei dem eingezeichneten Minimum des Verbrennungsmotors allein, das auf mindestens $1200 U/min$ begrenzt wurde.

5.3.8 Realisierung des Fahrerwunsches durch den Gesamtfahrzeugregler

Von der Betriebsführung werden die Größen M_{Fahren} , M_{Laden} , $d_{VM,An}^*$, i_{var}^* und $d_{V_{1/2}}^*$ an den Gesamtfahrzeugregler übergeben. Dieser ist dafür zuständig die gewünschten Größen an den einzelnen Komponenten einzustellen, einen eventuell gewünschten Anlassvorgang des Verbrennungsmotors oder einen Umschaltvorgang zwischen den beiden Getriebestellungen durchzuführen. Zum Gesamtfahrzeugregler, zur CVT-Regelung [92, 93, 94] sowie zum Umschaltvorgang [35] finden an der Technischen Universität München im Rahmen des Projekts optimierter CVT-Hybrid weitere Untersuchungen statt, die hier jedoch nicht weiter behandelt werden.

5.3.9 Simulations- und Messergebnisse

In den Abbildungen 5.12 bis 5.14 sind Simulationsergebnisse zur oben beschriebenen Betriebsführung dargestellt.

Abbildung 5.12 zeigt die Fahrzeugsoll- und Istgeschwindigkeit für einen ECE-Zyklus sowie die Schaltschwellen zur Wahl der Getriebestellung, wie in Abschnitt 5.3.1 beschrieben. In der zweiten Grafik ist die Sollgetriebestellung sowie die tatsächliche Getriebestellung dargestellt. Beim ersten Hügel des ECE-Zyklus wird die Geschwindigkeit zum Umschalten der Getriebestellung nicht erreicht. Es wird deshalb die Getriebestellung V_1 beibehalten. Beim zweiten und dritten Hügel ist die Umschaltung von Getriebestellung V_1 nach V_2 bei ca. $16 km/h$ zu erkennen. Die Umsetzung des Sollwerts kann bei beiden Hochschaltungen schnell realisiert werden, da die Variatorübersetzung i_{var} bereits der Synchronübersetzung $i_{var,sync}$ entspricht, wie in der dritten Grafik zu erkennen.

Der Schaltbefehl für die jeweilige Rückschaltung wird durch die untere Schaltschwelle bei einer Geschwindigkeit von $14 km/h$ ausgelöst. Die Variatorübersetzung ist zu diesem Zeitpunkt jedoch größer als die Synchronübersetzung. Um die Umschaltung zu realisieren, wird die Übersetzung zur Synchronübersetzung hin verstellt. Die tatsächliche Umschaltung erfolgt deshalb etwas später, wenn die Synchronübersetzung erreicht ist.

Die erste Grafik in Abbildung 5.13 zeigt erneut die Fahrzeugsoll- und Istgeschwindigkeit für den ECE-Zyklus. Die Schaltschwellen zur Wahl der Getriebestellung sind

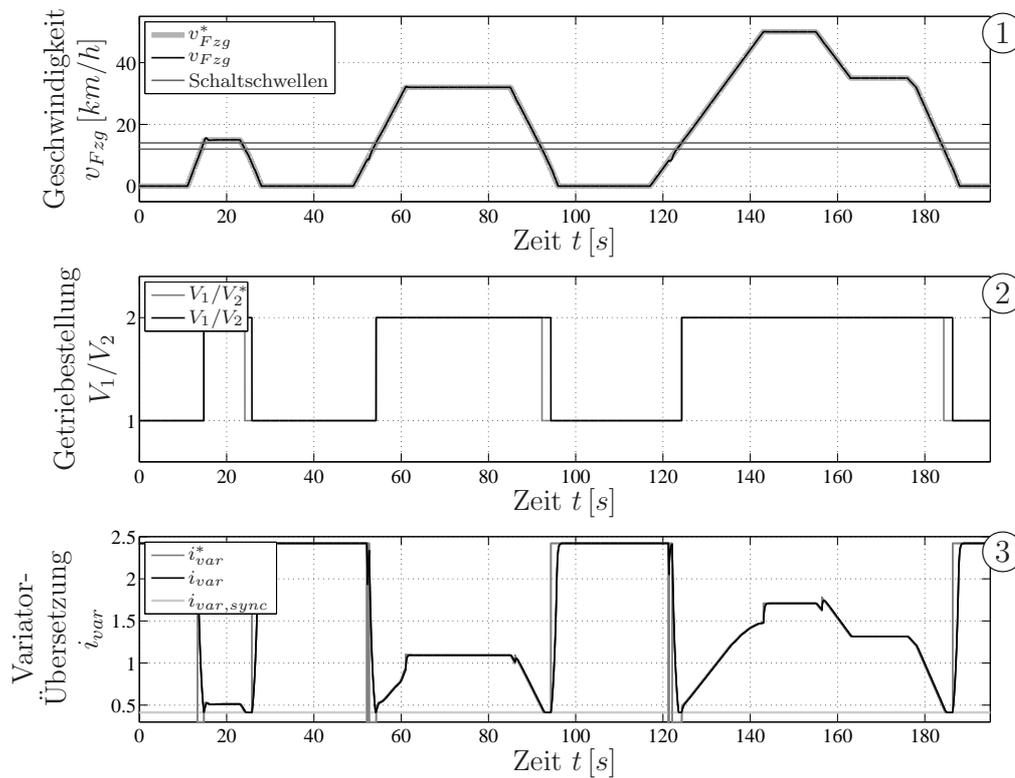


Abbildung 5.12: Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie

hierbei ausgeblendet. In der zweiten Grafik sind Spannungen aufgetragen. Die graue Linie zeigt die Sollspannungsvorgabe U_{UC}^* , wie in Abschnitt 5.2 beschrieben. Zudem eingezeichnet, ist die innere Spannung $U_{i,UC}$ des UltraCaps und damit der Ladezustand. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Istspannung erheblich von der Sollspannung abweicht, insbesondere zu Beginn des Zyklus. Grundsätzlich gibt die Sollspannung nur einen Richtwert vor, je nach Betriebssituation ist eine Abweichung sogar erwünscht, da z.B. bei kleinen Abweichungen ein evtl. ausgeschalteter Verbrennungsmotor nicht sofort einschalten soll. Zudem müssen bei Stillstand, also abgeschaltetem Verbrennungsmotor, die Nebenverbraucher versorgt werden. Der Sollspannungswert ist also mehr eine Orientierung als ein fest einzuregelnder Wert.

Der Grund für die große Abweichung nach dem ersten Hügel des Zyklus in der zweiten Grafik von Abbildung 5.13 ist die kurze Betriebszeit des Verbrennungsmotors. Die Nebenverbraucher werden von Beginn des Zyklusses an aus dem UltraCap versorgt. Der Ladezustand des UltraCaps sinkt deshalb ständig. Während der kurzen Betriebszeit des Verbrennungsmotors wird der UltraCap mit der zu diesem Zeitpunkt möglichen, maximalen Leistung der elektrischen Maschine bzw. des Verbrennungsmotors geladen. Die Ladeleistung P_{Laden} ist in der dritten Grafik gezeigt. Die kurze Betriebszeit des Verbrennungsmotors reicht nicht aus, um den Energiespeicher wie-

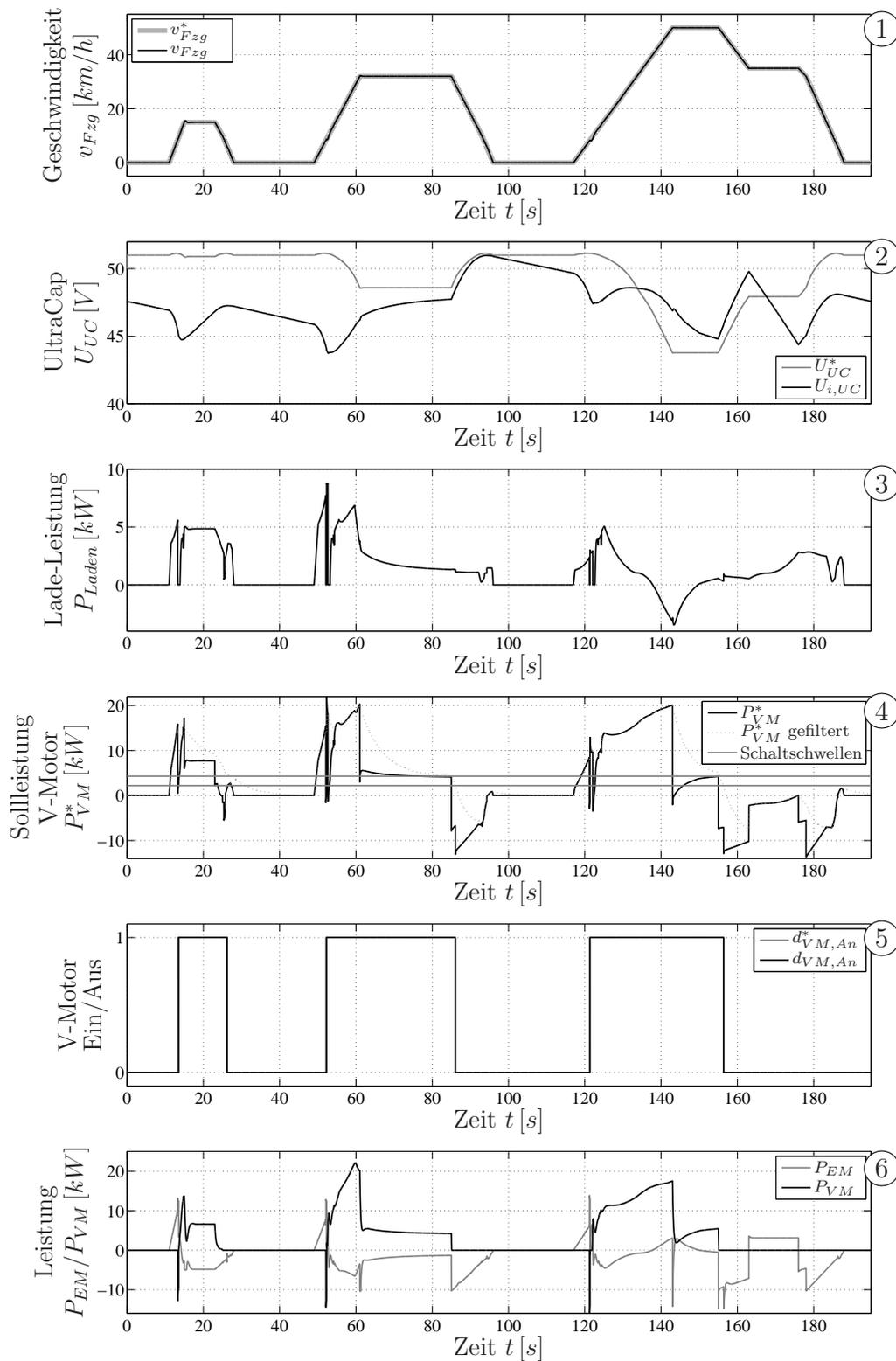


Abbildung 5.13: Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie

der voll zu laden. Erst beim zweiten Hügel kann der Energiespeicher bis nahezu auf den Sollladezustand aufgeladen werden. In der dritten Grafik ist beim zweiten ECE-

Hügel anfangs eine hohe Ladeleistung P_{Laden} zu erkennen. Nähert sich der Istwert dem Sollwert an, so verringert sich die Ladeleistung aufgrund des Reglers (Abbildung 5.9). Dies ist auch beim dritten Hügel zu beobachten. Hier wird der Sollwert sogar überschritten. Die Ladeleistung P_{Laden} wird jedoch nur kurzzeitig negativ, da neben der negativen Ladeleistung aus dem Laderegler auch die Vorsteuerleistung für die Nebenverbraucher wirksam ist.

Die gewünschte Verbrennungsmotorleistung in der vierten Grafik in Abbildung 5.13 setzt sich aus der Leistung zum Fortbewegen des Fahrzeugs P_{Fahren} und der Ladeleistung P_{Laden} zusammen, wie bei der priorisierten Momentenaufteilung in Abschnitt 5.1 bzw. in Abschnitt 5.3.5 beschrieben. Zudem eingezeichnet ist die unsymmetrisch gefilterte Sollleistung (Abschnitt 5.3.6). Anhand der gefilterten Sollleistung für den Verbrennungsmotor P_{VM}^* wird festgelegt wann der Verbrennungsmotor ausgeschaltet wird. Dies erfolgt anhand von Schaltschwellen, die ebenfalls dargestellt sind. Es ist ersichtlich, dass die Sollleistung zu Beginn der drei ECE-Hügel größer als die Schaltschwelle ist. Der Verbrennungsmotor kann zu Anfang jedoch nicht angelassen werden, da die Drehzahl an der Welle W_1 zu niedrig ist. Gleiches gilt beim Abschalten am ersten ECE-Hügel. Die gewünschte und gefilterte Leistung des Verbrennungsmotors ist aufgrund der hohen Ladeleistung und der Filterung trotz Verzögerung des Fahrzeugs höher als die Abschaltschwelle. Trotzdem wird der Verbrennungsmotor aufgrund der Drehzahl abgeschaltet, wie in der fünften Grafik zu sehen. Beim zweiten und dritten ECE-Hügel erfolgt die Abschaltung aufgrund der gefilterten Sollleistung des Verbrennungsmotors. Ab der ersten Verzögerungsphase des dritten ECE-Hügels bleibt der Verbrennungsmotor aufgrund der hohen Spannung und der niedrigen Fahrleistung bis zum Ende des Zyklus abgeschaltet.

In der sechsten Grafik sind die Istwerte für die Leistung des Elektromotors in grau, die des Verbrennungsmotors in schwarz dargestellt. Bei den Anfahrvorgängen ist zunächst der Verbrennungsmotor abgestellt und der Elektromotor liefert die nötige Antriebsstrangleistung. Anschließend wird jeweils der Verbrennungsmotor angelassen, was an der negativen Verbrennungsmotorleistung zu erkennen ist. Läuft der Verbrennungsmotor, so ist die Leistung entsprechend der Ladeleistung P_{Laden} angehoben, was sich in einer negativen Elektromotorleistung auswirkt. Der UltraCap wird während dieser Phase aufgeladen und die Nebenverbraucher werden direkt aus der generatorisch betriebenen elektrischen Maschine versorgt. Während der Verzögerungsphasen ist der Verbrennungsmotor (meist) abgeschaltet und die kinetische Energie aus der Fahrzeugmasse wird in den UltraCap zurückgespeist.

In den ersten vier Grafiken der Abbildung 5.14 sind die obigen Ergebnisse nochmals gegenübergestellt. Zusätzlich ist der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors in Be-

zug auf seinen Bestpunkt, sowie der Kraftstoffverbrauch aufgezeichnet. Durch die Abschaltung des Verbrennungsmotors aufgrund der Solleistung ergeben sich vor al-

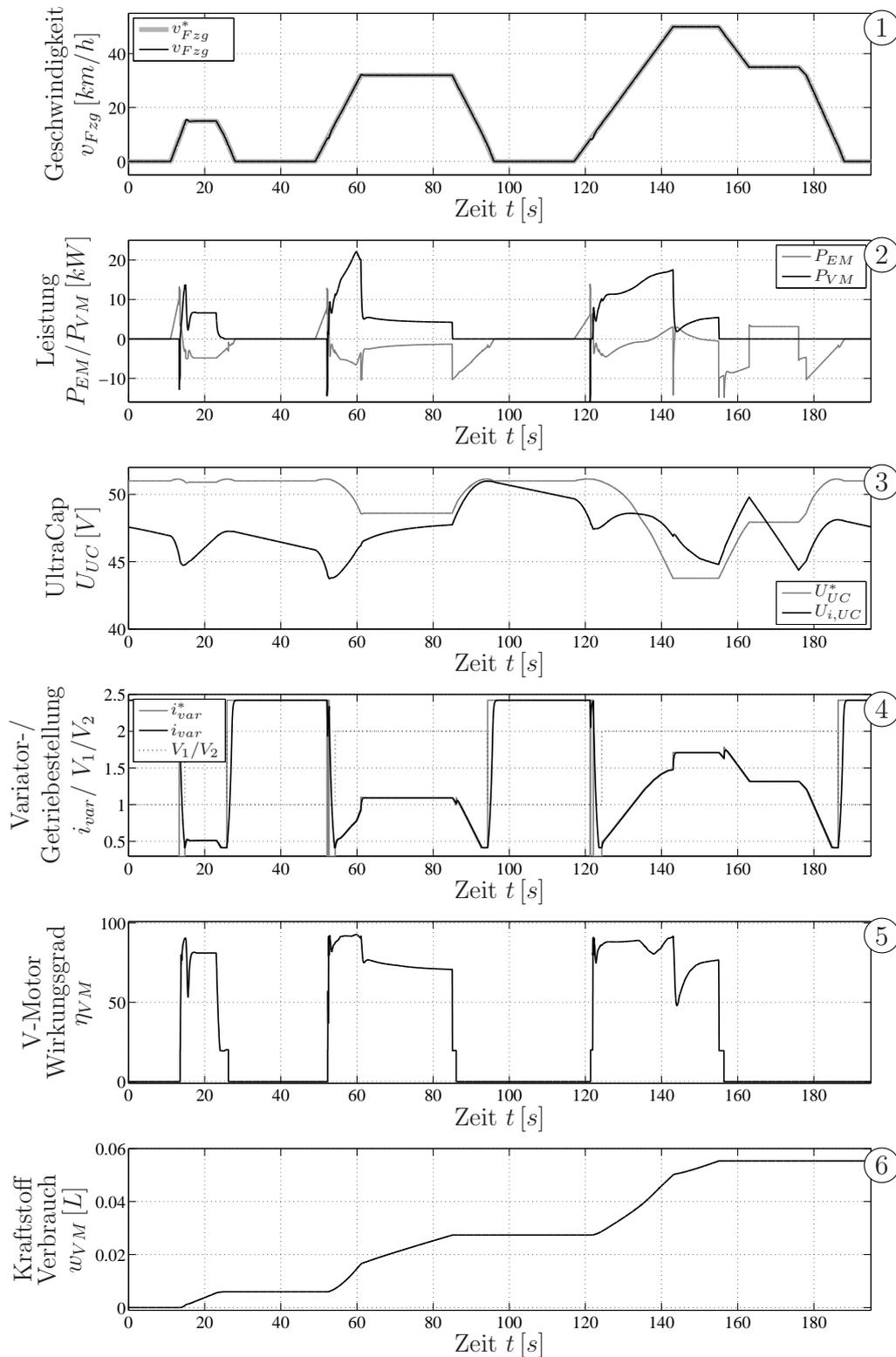


Abbildung 5.14: Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie

lem Betriebspunkte bei Leistungen größer als ca. 4 kW , wie in der zweiten Grafik zu sehen. Daraus und aus der variablen Getriebeübersetzung resultieren die hohen Wirkungsgrade der Verbrennungskraftmaschine wie in der fünften Grafik zu erkennen. Durch die gezeigte Einstellung der Getriebestellung und die oben gezeigte Führung der Variatorübersetzung in Getriebestellung V_2 wird der Verbrennungsmotor immer nahe seines Bestpunkts betrieben. Ist die Verbrennungskraftmaschine eingeschaltet, so erhöht sich der Verbrauch (sechste Grafik), bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor wird kein Kraftstoff verbraucht. Anhand des gesamten Kraftstoffverbrauchs am Ende des Zyklus und der gefahrenen Strecke kann der relative Kraftstoffverbrauch von $5.5\text{ Liter}/100\text{ km}$ berechnet werden. Wichtig bei der Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs ist ein ausgeglichener Ladezustand des Energiespeichers. In der dritten Grafik ist die Spannung des UltraCaps dargestellt, sie liegt am Anfang und am Ende des Zyklusses bei ca. 47.6 V . Da der Ladezustand ausgeglichen ist, wurde die gesamte Energie für die Zyklusfahrt über den Verbrennungsmotor durch den Kraftstoff bereit gestellt, wie bei konventionellen PKWs. Der Kraftstoffverbrauch ist damit direkt vergleichbar. Ist der Ladezustand nicht ausgeglichen so kann die Ladezustandsdifferenz über Gleichung 4.11 in einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch umgerechnet und zum tatsächlich verbrauchten Kraftstoff hinzuaddiert werden.

Die Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors ist in Abbildung 5.15 dargestellt. Die linke Grafik zeigt das Verbrennungsmotorkennfeld analog zu Abbildung 2.10. Neben der Kennlinie minimalen Verbrauchs ist die Betriebstrajektorie des Verbren-

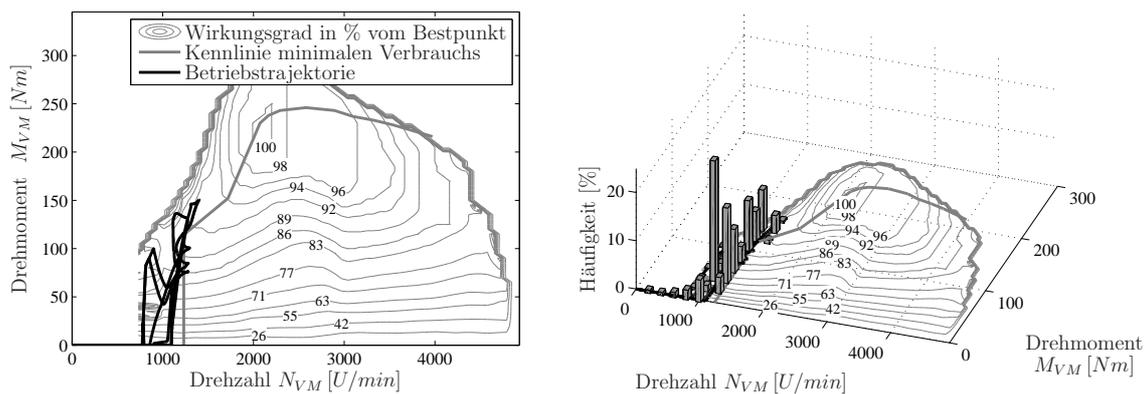


Abbildung 5.15: *Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors*

nungsmotors als schwarze Linie eingezeichnet. Die rechte Grafik veranschaulicht zusätzlich die Häufigkeit der Betriebspunkte in % der gesamten Betriebszeit des Verbrennungsmotors. In der Summe läuft der Verbrennungsmotor ca. 43% der Zyklusdauer. Es ist zu erkennen, dass die Leistungsanforderungen im ECE-Zyklus insgesamt niedrig sind. Trotzdem wird der Verbrennungsmotor, wie oben beschrieben,

nur selten bei sehr niedrigen Leistungen unter ca. 4 kW betrieben. Weiterhin konnte ein Großteil der Betriebspunkte des Verbrennungsmotors aufgrund des CVT-Getriebes zu niedrigen Drehzahlen hin verschoben werden. Beide Effekte führen zu den größtenteils hohen Wirkungsgraden der Verbrennungskraftmaschine.

Das Energieflussdiagramm in Abbildung 5.16 zeigt zeitlich unabhängig die Energieflüsse des Hybridantriebsstrangs. Dem System wird in Form von Kraftstoff (oben) die Energie $E_{C,VM}$ zugeführt. Die Verbrennungskraftmaschine wandelt diese Energie in mechanische Energie $E_{m,VM}$ um, die über die Kurbelwelle bzw. das Zweimassenschwungrad (ZMS) abgegeben wird. Bei der Umwandlung der chemischen in mechanische Energie wird ein Großteil in Wärme ($E_{Verl,VM}$) umgesetzt, und geht verloren.

Ein Teil der mechanischen Energie des Verbrennungsmotors wird als Verlustenergie im CVT-Getriebe $E_{var,loss}$ in Wärme, und ein weiterer Teil über den generatorisch betriebenen Elektromotor in elektrische Energie umgewandelt, die übrige Energie gelangt direkt zur Achse, bzw. wird in Form von rotatorischer Energie E_{rot}^- in den Trägheitsmassen des Antriebsstrangs zwischengespeichert.

Beim Umwandeln der mechanischen Energie $E_{m,EM}$ in Elektrische entstehen in der elektrischen Maschine und im Umrichter die Verluste $E_{V,EM}$. Der DC/DC-Wandler versorgt die elektrischen Nebenverbraucher E_{NV} im 12 V -Bordnetz, die Hydraulikpumpe stellt die Hydraulikversorgung sicher und verbraucht die elektrische Energie E_{Hyd} . Die restliche Energie wird an den UltraCap weitergeleitet. Hier entstehen beim Zwischenspeichern der Energie weitere Verluste $E_{V,UC}$ an den Innenwiderständen.

Läuft die elektrische Maschine nicht generatorisch, so wird die Energie für die Nebenverbraucher E_{NV} und die Hydraulikpumpe E_{Hyd} aus dem UltraCap entnommen. Auch beim Entnehmen von Energie aus dem UltraCap entstehen an den Innenwiderständen Verluste $E_{V,UC}$. Im motorischen Betrieb entnimmt die elektrische Maschine zudem Energie aus dem UltraCap. Beim Umwandeln der elektrischen in mechanische Energie entstehen die Verluste $E_{V,EM}$ in der Maschine sowie im Umrichter. Die mechanische Energie $E_{m,EM}$ der Maschine wird teilweise in Verluste im CVT-Getriebe $E_{var,loss}$ umgesetzt, teilweise in rotatorischer Energie E_{rot}^- zwischengespeichert, und teilweise zum Anlassen des Verbrennungsmotors $E_{VM,An}$ genutzt. Die restliche Energie dient zum Vortrieb des Fahrzeugs und wird zusammen mit einem Teil der mechanischen Energie des Verbrennungsmotors an die Abtriebsachsen E_{W4} geleitet. Wie in Abschnitt 2.3.3.2 beschrieben, kann neben der elektrischen Energie auch die rotatorisch zwischengespeicherte Energie E_{rot}^+ zum Anlassen des Verbrennungsmotors verwendet werden.

Die an die Abtriebswelle abgegebene Energie wird zum Einen über die Fahrwi-

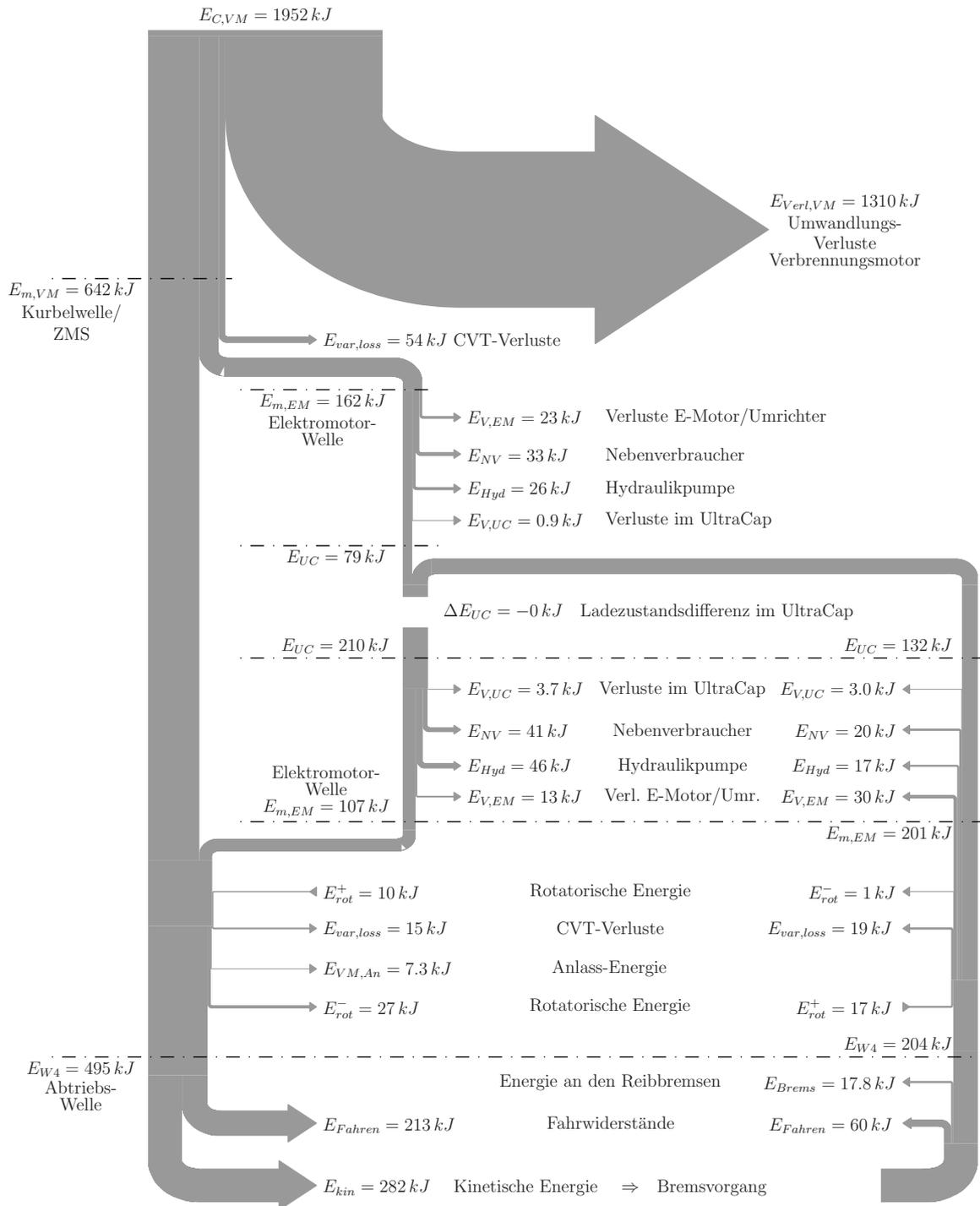


Abbildung 5.16: Energieflussdiagramm zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie

derstände (Abschnitt 2.3.1) in Wärme E_{Fahren} umgewandelt, zum Anderen wird sie in der Masse des Fahrzeugs als kinetische Energie zwischengespeichert.

Beim Verzögerungsvorgang wird diese kinetische Energie wieder frei. Ein Teil der

frei werdenden Energie ist durch die Fahrwiderstände verloren. Beim konventionellen Fahrzeug wandeln die Reibbremsen den Rest in Wärmeenergie um. Beim Hybridfahrzeug dagegen kann ein Großteil der kinetischen Energie des hier gezeigten ECE-Zyklus rekuperiert werden. Neben der kinetischen Energie wird beim Verzögern des Antriebsstrangs auch rotatorisch gespeicherte Energie E_{rot}^+ frei. Ein Teil der frei werdenden Energie wird durch die Verluste im CVT-Getriebe verbraucht. Durch die Verstellung der Variatorübersetzung kann auch während des Verzögerungsvorgangs rotatorische Energie E_{rot}^- zwischengespeichert werden. Der Großteil gelangt als mechanische Energie an die Elektromotorwelle $E_{m,EM}$. Mit den Verlusten $E_{V,EM}$ wird diese in elektrische Energie umgewandelt und zum Betrieb der Hydraulikpumpe und der Nebenverbraucher verwendet, bzw. im UltraCap zwischengespeichert.

Eine Übersicht der Energieverbraucher des Gesamtsystems ist in Abbildung 5.17 dargestellt. Die Verbraucher sind hier nach ihrer Größe sortiert. Wie bereits aus

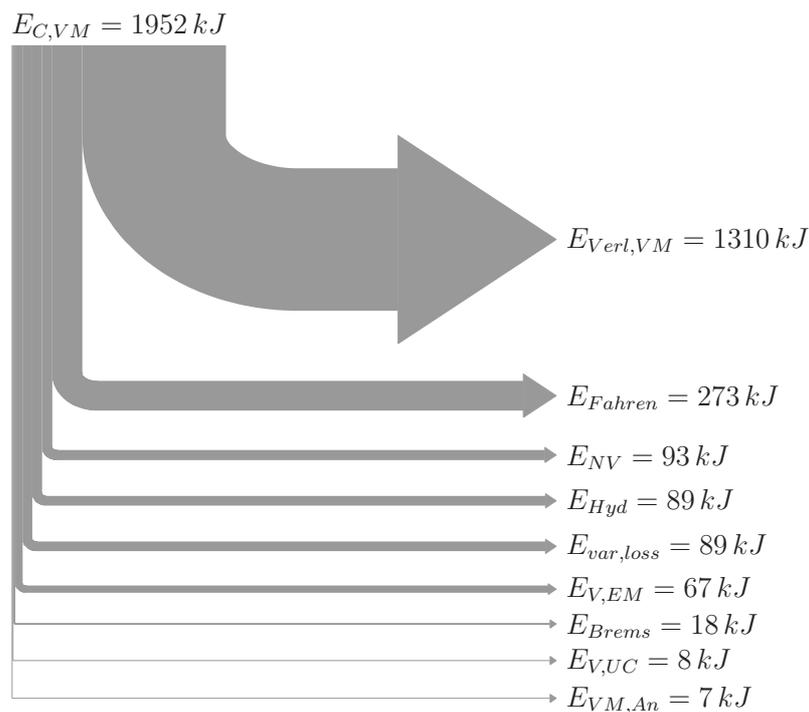


Abbildung 5.17: Zusammenfassung des Energieverbrauchs im ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie

dem vorangehenden Diagramm ersichtlich, geht ein Großteil der mittels Kraftstoff zugeführten Energie bei der Umwandlung in mechanische Energie verloren. Ein weiterer großer Teil wird durch die Fahrwiderstände in Wärme umgesetzt. Die nächsten großen Verbraucher sind die Hydraulikpumpe und die Nebenverbraucher im 12 V-Bordnetz. Obwohl fast die gesamte Energie über das CVT-Getriebe fließt, fallen die

Verluste im Verhältnis relativ klein aus. Die Verluste im Elektromotor und im Ultra-Cap sind aufgrund der hohen Wirkungsgrade der beiden Komponenten gering. Der Großteil der kinetischen Energie kann im ECE-Zyklus durch die elektrische Maschine rekuperiert werden, deswegen wird nur ein geringer Anteil an der Bremse in Wärmeenergie umgesetzt. Die Energie zum Anlassen des Verbrennungsmotors fällt ebenfalls gering aus, wobei hier nur die rein mechanisch aufzubringende Energie an der Kupplung berücksichtigt ist.

In Abbildung 5.18 sind Messergebnisse des Prototypenfahrzeugs auf dem Rollenprüfstand zum ECE-Zyklus dargestellt. Die erste Grafik zeigt den Geschwindigkeitsverlauf und die Toleranzgrenzen nach der EU-Richtlinie [112]. In der zweiten Grafik ist die Leistung des Elektromotors P_{EM} und des Verbrennungsmotors P_{VM} dargestellt. Beide Leistungen wurden aus den jeweiligen Drehmomenten und Drehzahlen ermittelt. Die Drehzahlen beider Komponenten werden gemessen, die Drehmomente sind von den Komponenten geschätzte Größen und mit Ungenauigkeiten behaftet. Trotzdem stimmt die Tendenz und der grundsätzliche Verlauf der Größen. Am Anfang jedes Geschwindigkeitshügels ist zu erkennen, dass der Verbrennungsmotor abgeschaltet ist und rein elektrisch angefahren wird. Bei einer Geschwindigkeit von ca. 10 km/h wird der Verbrennungsmotor angelassen und liefert eine etwas höhere Leistung als zum Fahren nötig ist. Diese zusätzliche Leistung wird von der elektrischen Maschine zum Laden des Energiespeichers genutzt, was an der steigenden Ultra-Cap-Spannung in der dritten Grafik erkennbar ist, die durch den Beobachter aus Abschnitt 2.3.5 ermittelt wurde. Bei diesem Versuch wurde mit einer etwas niedrigeren Spannung begonnen, idealerweise nach der Sollspannungsvorgabe gewünscht. Durch die oben gezeigte Betriebsstrategie mit Sollspannungsvorgabe ist der Energiespeicher am Ende des Fahrvorgangs trotzdem nahezu voll geladen. Die Regelung der Spannung mit der Sollspannungsvorgabe führt zur gewünschten Führung des Energiespeichers. Bei allen Fahrvorgängen wird eine Differenz im Energiespeicher (auch bei geringen Abweichungen) in einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch nach Gleichung 4.11 umgerechnet, um vergleichbare Werte zu erhalten. In der vierten Grafik ist die Getriebestellung und die Variatorübersetzung zu erkennen. Die Spitzen in der Istübersetzung bei Geschwindigkeiten nahe Null entstehen aus der undefinierten Übersetzung bei Drehzahlen der Wellen W_1 und W_2 nahe Null, da die Übersetzung aus dem Drehzahlverhältnis gebildet wird. Aus der Geschwindigkeit und der Übersetzung resultiert in Getriebestellung V_2 die Drehzahl des Verbrennungsmotors. Durch die gezeigte Variatorführung nach Abschnitt 5.3.7 kann der Verbrennungsmotor bei hohen Wirkungsgraden betrieben werden, wie in der fünften Grafik ersichtlich. Die sechste Grafik zeigt den kumulierten Kraftstoffverbrauch für den Fahrvorgang, der mit einem Kraftstoffmessgerät ermittelt wurde.

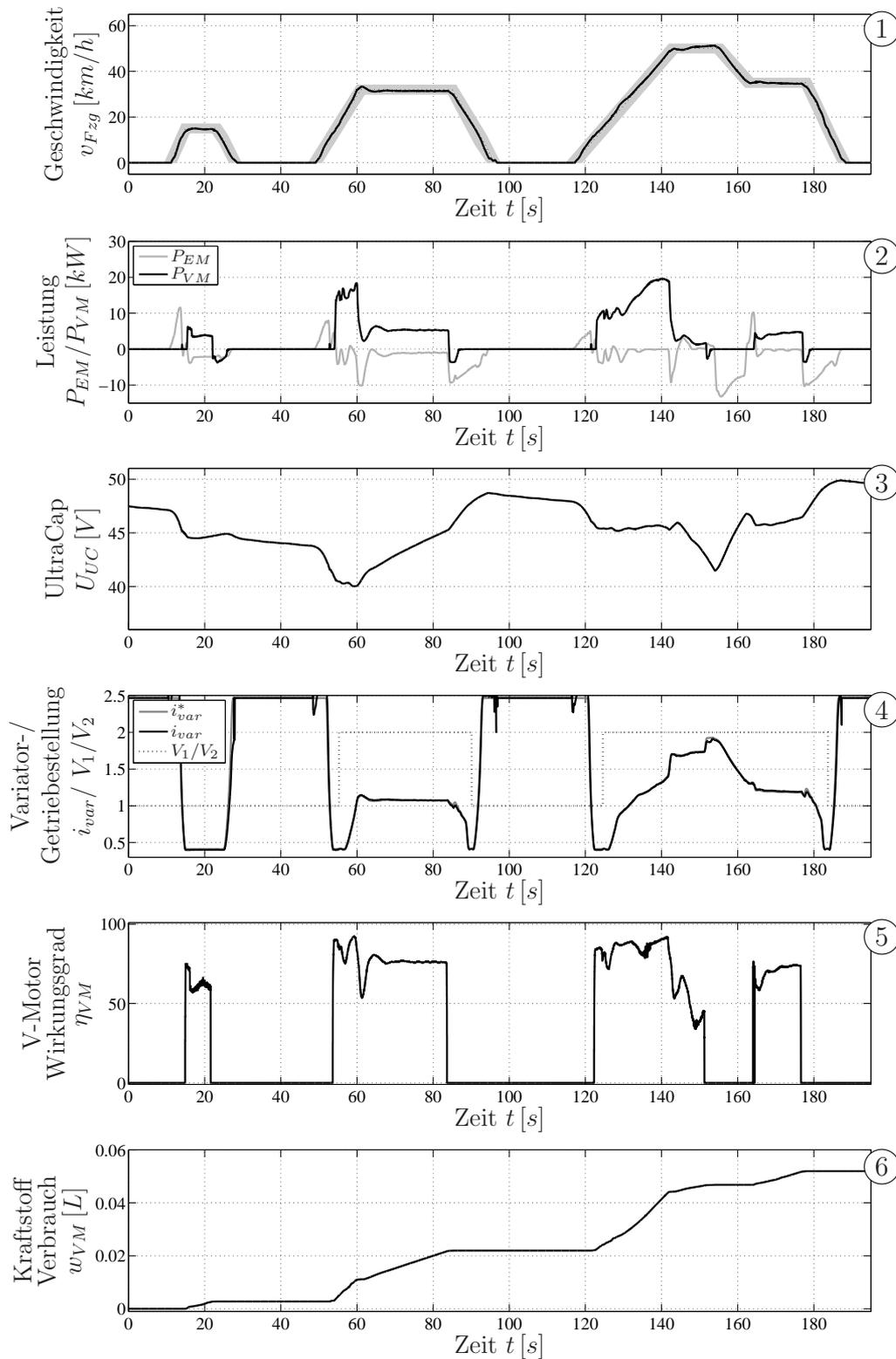


Abbildung 5.18: Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Prototypenfahrzeug für die Betriebsstrategie

Die Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors ist in Abbildung 5.19 analog zu Abbildung 5.15 gezeigt. Der Verbrennungsmotor wird durch die gezeigte Führung der

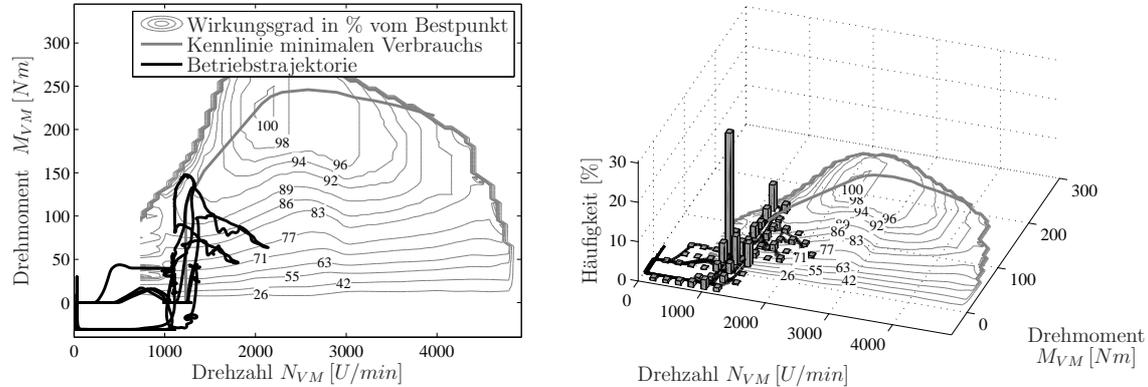


Abbildung 5.19: Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors des Prototypenfahrzeugs im ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie

Variatorübersetzung überwiegend bei niedrigen Drehzahlen betrieben. Am häufigsten wird er bei $900 - 1100 \text{ U/min}$ und $30 - 50 \text{ Nm}$ betrieben, auch an der zweiten Grafik in Abbildung 5.18 sind die häufigsten Betriebspunkte bei ca. $4 - 5 \text{ kW}$ erkennbar.

In Tabelle 5.2 sind die Energieverbräuche für die gezeigte Betriebsführung mit der Steuerungsstruktur, für die Simulation, die Messungen am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug gegenübergestellt. Die Sollspannungsvorgabe erfolgte nach Abschnitt 5.2.2 mit einer zusätzlichen Vorhersage nach Abschnitt 5.5.1. Da wie oben erwähnt die Verbrennungs- und Elektromotorleistung am Fahrzeug nicht gemessen werden kann, sind die Größen in den Zeilen 1, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 11 aus den geschätzten Größen berechnet. Weiterhin kann die Abtriebskraft am Fahrzeug nicht direkt gemessen werden. Die Einstellung der korrekten Fahrwiderstände erfolgte nach der EU-Richtlinie [112] durch Ausrollversuche. Aufgrund fehlender Messgrößen ist es nicht möglich, die Energieströme exakt aufzuschlüsseln. Die Energien für die Fahrwiderstände E_{Fahren} und die Verluste im Variator $E_{var,loss}$ werden deshalb in Zeile 9 zusammengefasst. Für die elektrischen Energieverbraucher wurden Strommessungen in Form von Hall-Stromwandlern implementiert, die Spannung wird im DC/DC-Wandler gemessen.

In der ersten Zeile ist der Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors umgerechnet als Energieverbrauch angegeben. In der zweiten Zeile ist die Differenzenergie des UltraCaps dargestellt. In der Simulation ist ein nahezu ausgeglichener Ladezustand vorhanden, bei der Messung am Prototypenfahrzeug ist die Spannung am Anfang der Messung ca. 2 V niedriger als am Ende, was der Energiedifferenz von ca. 24 kJ

	Simulation	Prüfstand	Fahrzeug
1 $E_{C,VM} [kJ]$	1952	1948	1844
2 $\Delta SOC [kJ]$	-0	-3	24
3 $E_{C,VM} + \frac{\Delta SOC_{beVM} H_i}{\eta_{CVT} \eta_{EM} \eta_{UC}} [kJ]$	1953	1957	1763
4 Verbrauch $w_{VM} [mLiter]$	55.3	55.5	50.0
5 Verbrauch $[Liter/100km]$	5.53	5.48	4.97
6 $E_{VM,An} [kJ]$	7	5	5
7 $E_{Verl,VM} [kJ]$	1310	1405	1250
8 $\eta_{VM} = 1 - \frac{E_{Verl,VM}}{E_{C,VM}} [\%]$	32.9	27.9	32.2
9 $E_{Fahren} + E_{var,loss} [kJ]$	362	310	312
10 $E_{Brems} [kJ]$	18	48	18
11 $E_{V,EM} [kJ]$	67	48	54
12 $E_{NV} [kJ]$	93	121	103
13 $E_{Hyd} [kJ]$	89	87	95
14 $E_{V,UC} [kJ]$	8	10	13

Tabelle 5.2: Vergleich der Energieverbraucher in der Simulation, am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug für die Betriebsstrategie im ECE-Zyklus

entspricht. Diese Differenz ist in der dritten Zeile ähnlich wie in Gleichung 4.11 zu einer äquivalenten chemischen Energie umgerechnet und zum Energieverbrauch des Verbrennungsmotors hinzuaddiert. Der absolute und relative Verbrauch in den Zeilen vier und fünf wurde ebenfalls aus dem um die Ladezustandsdifferenz korrigierten Wert berechnet.

Die sechste Zeile zeigt die Energie an der Kupplung, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors benötigt wurde. In der siebten Zeile ist die Verlustenergie des Verbrennungsmotors angegeben. Zusammen mit der zugeführten Energie aus der ersten Zeile ergibt sich der energetische Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors für den gefahrenen Zyklus in Zeile acht. Die Summe der Fahrwiderstandsverluste und der Variatorverluste ist in der neunten Zeile gegeben. An den realen Systemen treten hier weniger Verluste auf als in der Simulation angenommen. Bei den Bremsverlusten in Zeile zehn ist am Prüfstand eine erhöhte Bremsenergie zu erkennen. Diese resultiert einerseits von nicht exakt bekannten Betriebsgrenzen der elektrischen Maschine und andererseits von der am Prüfstand regelungstechnisch sehr schnell eingreifenden

Bremswirkung durch die Lastmaschine (Abbildung 2.4.3) aufgrund der priorisierten Momentenaufteilung nach Abschnitt 5.1. In der Simulation sind die Betriebsgrenzen exakt bekannt und am Fahrzeug erfolgt der Bremsengriff manuell über eine Betätigung des Bremspedals durch den Fahrer. Die Verluste der elektrischen Maschine sind in der elften Zeile, der Energieverbrauch der Nebenverbraucher und der Hydraulikpumpe sowie die Verluste im UltraCap sind in den Zeilen 12 bis 14 angeführt.

Die Simulation und das Ergebnis vom Prüfstand zeigen in etwa den gleichen Kraftstoffverbrauch, bei der Betrachtung der Energieverbraucher ist jedoch ein deutlicher Unterschied zu erkennen. Zum Einen sind die Verluste aufgrund der Fahrwiderstände und des CVT am Prüfstand geringer, zum anderen ist die Verlustenergie des Verbrennungsmotors, der Bremse und der Nebenverbraucher etwas höher. Ein ca. 10% geringerer Verbrauch ist beim Prototypenfahrzeug zu erkennen. Wie in der Simulation kann der Verbrennungsmotor bei höheren Wirkungsgraden betrieben werden. Die Verluste aufgrund der Fahrwiderstände und des CVT liegen etwa im Bereich des Prüfstands, die Energie für die Nebenverbraucher und das Bremsen ist dagegen etwas geringer als am Prüfstand.

Weitere Verbrauchsergebnisse werden in Abschnitt 5.7 aufgeführt und mit den Ergebnissen der Betriebsführungen in den Abschnitten 5.4 und 5.6 verglichen.

5.4 Verlustleistungsminimierung

Einen Ansatz zur optimierten Bestimmung der Steuergrößen eines Hybridfahrzeugs ist eine Verlustleistungsminimierung, wie in [53, 59, 60, 110] gezeigt. In diesem Abschnitt wird eine Anpassung und Erweiterung dieses Ansatzes auf die Gegebenheiten des optimierten CVT-Hybrid-Antriebsstrangs gezeigt. Zudem wird auf die effiziente Minimumsuche für das vorliegende Optimierungsproblem eingegangen und Aspekte der Implementierung auf einem Realzeitsystem diskutiert.

Grundsätzlich wird bei einer Verlustleistungsminimierung anhand der Struktur des Antriebsstrangs sowie anhand von Kennfeldern für die einzelnen Komponenten die Summe aller im System auftretenden Verluste berechnet. Eine wichtige Komponente solch eines Verfahrens ist die geeignete Bewertung der Energie im elektrischen Energiespeicher, bzw. die Bewertung der in den Energiespeicher fließenden sowie die aus dem Energiespeicher entnommene Energie. Da durch das CVT ein (wenn auch im Verhältnis sehr kleiner) zusätzlicher Drehenergiespeicher vorhanden ist, wird die mit diesem Speicher ausgetauschte Energie zusätzlich bewertet. Mit einem Minimumsuchverfahren wird derjenige Betriebspunkt ausgewählt, der die Gesamtsystemverluste minimiert, trotzdem aber den Fahrerwunsch realisiert und eine stabile Führung des Ladezustands für den Energiespeicher garantiert.

Es wird zunächst auf die Entstehung der Verluste in den einzelnen Antriebsstrangkomponenten eingegangen. Diese Verluste entstehen real an den Komponenten. Zusätzlich werden sogenannte virtuelle Verluste für die Führung des Energiespeichers sowie für zusätzliche Steuer- und Nebenbedingungen eingeführt. Die Gütefunktion setzt sich aus der Summe der realen und virtuellen Verluste zusammen.

Die Verluste werden jeweils für den folgenden Abtastschritt berechnet. Als Grundlage hierfür wird die in Abschnitt 5.1 gezeigte priorisierte Momentenaufteilung verwendet. Dadurch reduzieren sich die zu bestimmenden Steuergrößen auf die Ladeleistung bzw. das Lademoment, die Variatorübersetzung, die Getriebebestellung und den Schaltzustand des Verbrennungsmotors. Da die Verstellung der Variatorübersetzung nichtlinear erfolgt, und die Abtastzeit für die Berechnung der Verlustleistungsminimierung recht hoch ist, wird eine Methode zur Bestimmung der Variatorübersetzung für den nächsten Abtastschritt erläutert.

Für die Bestimmung des Verlustminimums sollen gradientenbasierte Verfahren eingesetzt werden. Diskrete Zustände – wie das Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors sowie die Umschaltung zwischen den beiden Getriebebestellungen V_1 und V_2 – können bei diesen Verfahren nicht berücksichtigt werden. Es werden deshalb vier Grundzustände unterschieden, die sich in Abhängigkeit von der Getriebebestel-

lung und dem Betriebszustand des Verbrennungsmotors nach Tabelle 5.3 ergeben. Bei der Verlustminimierung wird zunächst für jeden dieser Grundzustände das Mini-

		Getriebebestellung	
		V1	V2
Verbrennungsmotor	Aus	„V ₁ Aus“	„V ₂ Aus“
	An	„V ₁ An“	„V ₂ An“

Tabelle 5.3: *Bezeichnung der vier Grundzustände*

mum bestimmt und im Weiteren das Gesamtminimum anhand des geringsten Wertes der vier Minima festgelegt. Zur Minimumsuche innerhalb der vier Grundzustände werden verschiedene Verfahren vorgestellt und miteinander verglichen.

5.4.1 Betriebspunktabhängige Bestimmung der Verlustleistung

In den folgenden Abschnitten wird die Berechnung der realen Verluste im Antriebsstrang sowie die Funktion und Berechnung der einzelnen virtuellen Verlustanteile erläutert.

5.4.1.1 Reale Verluste

Als reale Verluste werden diejenigen Verluste bezeichnet, die an den einzelnen Komponenten des Hybridantriebsstrangs tatsächlich auftreten.

$i\sqrt{i}$ -Getriebe

Der Aufbau und die Funktionsweise des $i\sqrt{i}$ -Getriebes wurde in Abschnitt 2.3.1 erläutert. Das Verlustmoment M_{loss,W_4} bezogen auf die Welle W_4 ist in Gleichung (2.4) angegeben. Es ist vom Eingangsmoment und der Eingangsdrehzahl des Variators sowie von der Variatorübersetzung abhängig. Durch Multiplikation mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{W_4} kann die Verlustleistung des Getriebes bestimmt werden.

$$P_{var,loss} = \omega_{W_4} M_{loss,W_4} \quad (5.6)$$

Verbrennungsmotor

Der größte Teil der Verluste im gesamten System entsteht bei der Umwandlung der chemisch gebundenen Energie im Kraftstoff zur mechanischen Energie. Der spezifische Verbrauch be_{VM} , der im Kennfeld in Abbildung 2.10 normiert dargestellt ist,

kann anhand des Drehmoments M_{VM} und der Drehzahl N_{VM} am Verbrennungsmotor bestimmt werden.

$$be_{VM} = f(N_{VM}, M_{VM}) \quad (5.7)$$

Mit dem spezifischen Heizwert von Diesel $H_i = 42.5 \frac{MJ}{kg}$ aus [32] und der mechanischen Leistung $P_{VM} = \omega_{VM} M_{VM}$ kann die „chemische“ Eingangsleistung $P_{C,VM}$ bestimmt werden, die sich durch den Kraftstofffluss in die Verbrennungskraftmaschine ergibt.

$$P_{C,VM} = be_{VM} P_{VM} H_i \quad (5.8)$$

Die „chemische“ Eingangsleistung $P_{C,VM}$ kann auch aus dem Heizwert und dem absoluten Verbrauch in g/s berechnet werden, wie in Kennfeld 2.18 in normierter Form dargestellt. Der Vorteil hierbei ist, dass damit auch Betriebspunkte bei Drehmomenten $M_{VM} \leq 0$ eingeschlossen sind.

Zur Berechnung der Verlustleistung $P_{Verl,VM}$ des Verbrennungsmotors ist die Differenz zwischen der „chemischen“ Eingangs- und der mechanischen Ausgangsleistung zu bilden.

$$P_{Verl,VM} = P_{VM} - P_{C,VM} \quad (5.9)$$

Eine Beeinflussung der Verbrennungsmotorverluste ist sowohl durch die Ladeleistung P_{Laden} für den Verbrennungsmotor, als auch durch die Variatorübersetzung i_{var} in Getriebestellung V_2 gegeben. In Getriebestellung V_1 ist die Drehzahl des Verbrennungsmotors bei geschlossener Kupplung durch die feste Übersetzung $i_{13}i_{34}$ aufgrund der Fahrzeuggeschwindigkeit festgelegt. Damit kann der Betriebspunkt und auch die Verlustleistung der Verbrennungskraftmaschine nur noch über P_{Laden} beeinflusst werden.

Elektromotor und Frequenzwechselrichter

Die Verluste im Elektromotor und im Frequenzwechselrichter werden in $P_{V,EM}$ zusammengefasst und sind vom Drehmoment M_{EM} , von der Drehzahl N_{EM} der Maschine und der Spannung am UltraCap U_{UC} abhängig. Anhand der mechanischen Leistung P_{EM} und dem Wirkungsgrad η_{EM} aus Gleichung 2.63 kann die Verlustleistung berechnet werden.

$$P_{V,EM} = P_{EM} \left(\frac{1}{\eta_{EM}(M_{EM}, N_{EM}, U_{UC})} - 1 \right) \quad (5.10)$$

Bei dieser Berechnung der Verlustleistung sind diejenigen Betriebspunkte nicht erfasst, bei welchen das Drehmoment oder die Drehzahl gleich Null sind. Für die Verlustleistungsminimierung wird die Verlustleistung der elektrischen Maschine deshalb

direkt als Funktion des Drehmoments M_{EM} der Drehzahl N_{EM} und der Spannung U_{UC} verwendet.

$$P_{V,EM} = f(M_{EM}, N_{EM}, U_{UC}) \quad (5.11)$$

Die Berechnung dieses Kennfelds erfolgt anhand der obigen Gleichung (5.10) und durch Interpolation bzw. Extrapolation der fehlenden Betriebspunkte.

Sofern der Verbrennungsmotor abgeschaltet ist, hängt das Moment des Elektromotors in Getriebebestellung V_2 ausschließlich von nicht zu beeinflussenden Streckenparametern ab. In Getriebebestellung V_1 kann der Betriebspunkt über die Variatorübersetzung i_{var} entlang der Leistungshyperbel verschoben werden. Die absolute Leistung des Elektromotors ist jedoch durch die Fahreranforderung festgelegt. Bei eingeschaltetem Verbrennungsmotor kann zusätzlich die Leistung bzw. das Moment des Elektromotors durch den Wert von M_{Laden} im Rahmen der Beschränkungen beliebig gewählt werden, wie bereits in Abschnitt 5.1 erläutert.

Nebenverbraucher

Die Leistung der Nebenverbraucher im 12 V-Bordnetz wurde in Tabelle 2.2 aufgeschlüsselt. Für die Betriebsführung wird die Neberverbraucherleistung P_{NV} als konstant angenommen. Die Spannung und damit der Ladezustand des UltraCaps beeinflusst den benötigten Strom für die Nebenverbraucher.

Die Nebenverbraucher im 12 V-Bordnetz haben keinen direkten Einfluss auf die Optimierung bzw. die Auswahl der Stellgrößen i_{var} und P_{Laden} , wegen der Annahme einer konstanten Leistungsaufnahme, sowie der über einen Optimierungsschritt als konstant betrachteten Spannung.

$$P_{NV} = const. \quad (5.12)$$

Hydraulikpumpe

Die Leistung der Hydraulikpumpe P_{Hyd} ist abhängig vom benötigten Hauptdruck und Volumenstrom des hydraulischen Systems. Vor allem bei einer schnellen Verstellung der Variatorübersetzung entsteht ein hoher Volumenstrombedarf bei gleichzeitig hohem Hauptdruckniveau. Eine solche Schnellverstellung wird beim Schwungstart des Verbrennungsmotors durchgeführt. Wie in Abschnitt 2.3.2 gezeigt, ist die Leistung der Hydraulikpumpe von der Verstellgeschwindigkeit und vom übertragenen Drehmoment bzw. von der übertragenen Leistung, und damit in Getriebebestellung V_2 von der Leistung des Verbrennungsmotors abhängig (Gleichung (2.48)).

$$P_{Hyd} = K_{\delta_i} \cdot |\delta_i| + K_{P_{VM}} \cdot |P_{VM}| + P_{Hyd,0} \quad (5.13)$$

Die gesamte Leistung für die Hydraulikversorgung wird als Verlustleistung angesehen.

UltraCap

Der Einfluss des UltraCaps auf die Gesamtverlustleistung ist im Vergleich zu den sonstigen Komponenten im System sehr gering. Trotzdem werden die Verluste in der Verlustleistungsminimierung berücksichtigt. Vereinfachend wird hierbei das Modell aus Abbildung 2.30 angenommen, das nur die Gleichstromverluste betrachtet.

$$P_{V,UC} = R_{DC,UC} I_{UC}^2 \quad (5.14)$$

Aufgrund der relativ hohen Kapazität von 227 Farad im Vergleich zum Maximalstrom am UltraCap von ca. 450 A und der Abtastzeit von $T_{A,opt} = 0.25 \text{ s}$ kann sich die innere Spannung während eines Optimierungsschritts maximal um ca. 0.5 V ändern. Es wird deshalb eine weitere Vereinfachung getroffen, so dass die Spannung während eines Optimierungsschritts konstant bleibt.

Diese Vereinfachung führt dazu, dass vor allem bei der Berechnung der Gradienten für gradientenbasierte Minimumsuchverfahren, wie in Abschnitt 5.4.6.3 gezeigt, die partielle Ableitung nach der Spannung entfällt. Es wird desweiteren auch keine Auswirkung der Spannungsänderung innerhalb eines Optimierungsschritts auf den Wirkungsgrad des Elektromotors oder den Stromverbrauch der Nebenverbraucher und der Hydraulikpumpe berücksichtigt.

Bremse

Weitere Verluste im Antriebssystem treten an der mechanischen Reibbremse auf. Auch diese Verluste werden von der Verlustleistungsminimierung erfasst, um eine elektrische Bremsung zu bevorzugen, trotz Verlusten im Getriebe, der elektrischen Maschine und im Umrichter.

Die in der Bremse entstehende Verlustleistung P_{Brems} wird aus dem Bremsmoment M_{Brems} und der Winkelgeschwindigkeit am Abtrieb ω_{W4} berechnet.

$$P_{Brems} = M_{Brems} \omega_{W4} \quad (5.15)$$

5.4.1.2 Virtuelle Verluste

Neben den oben beschriebenen realen Verlusten in den einzelnen Komponenten des Antriebsstrangs werden zusätzliche „Straf“-Bedingungen in Form von virtuellen Verlusten mit in die Gütefunktion aufgenommen. Über diese Verluste werden zusätzliche Steuerbedingungen in die Optimierung eingebracht. Die wichtigsten sind:

1. Bewertung und Führung des Energiespeichers
2. Einhalten des Fahrerwunsches
3. Steuerung der Übersetzung in bestimmten Situationen
4. Beeinflussung zur Auswahl eines der vier Grundzustände

Diese Steuerbedingungen werden im Folgenden näher erläutert.

Bewertung und Führung des Energiespeichers

Eine wichtige Komponente einer Verlustleistungsminimierung ist die geeignete Bewertung der Energie im elektrischen Energiespeicher, bzw. die Bewertung der in den Energiespeicher fließenden sowie der aus dem Energiespeicher entnommenen Energie. Im Prinzip ist dieser Ansatz – wie eingangs erwähnt – der Energieäquivalenzmethode sehr ähnlich, da die Energie im Energiespeicher bzw. die damit ausgetauschte Energie im Verhältnis zur Leistung bzw. zu den Verlusten der übrigen Komponenten im System bewertet wird.

Im vorliegenden Fall werden die in [53, 110] vorgestellten Verfahren um eine zusätzliche Bewertung der Drehenergie, die durch das CVT gespeichert werden kann, sowie um zusätzliche Nebenbedingungen erweitert. Da durch das CVT ein (wenn auch im Verhältnis sehr kleiner) zusätzlicher Drehenergiespeicher vorhanden ist, wird die mit diesem Speicher ausgetauschte Energie zusätzlich bewertet. Die virtuelle Verlustleistung $P_{Verl, Speicher}$ der beiden Speicherelemente ist in der folgenden Gleichung aufgeführt:

$$P_{Verl, Speicher} = \alpha_{UC} P_{UC} + \alpha_{rot} P_{rot} \quad (5.16)$$

P_{UC} ist die mit dem UltraCap ausgetauschte Leistung. Über den Faktor α_{UC} wird diese Leistung bewertet. Äquivalent erfolgt die Bewertung der Leistung P_{rot} mit dem Faktor α_{rot} , welche durch Verstellung der Getriebeübersetzung mit dem Drehenergiespeicher ausgetauscht wird.

Je nach dem, ob sich der Antriebsstrang in Getriebebestellung V_1 oder in Getriebebestellung V_2 befindet, ist Welle W_2 oder Welle W_1 (evtl. mit Verbrennungsmotor) mit den entsprechenden Trägheitsmomenten als Drehenergiespeicher anzusehen. Die beiden Faktoren α_{UC} und α_{rot} aus Gleichung (5.16) sind folgendermaßen festgelegt:

$$\alpha_{UC} = \alpha_{0,UC} + \beta_{UC} \Delta SOC \quad (5.17)$$

$$\alpha_{rot} = \alpha_{0,rot} + \beta_{rot} \Delta E_{rot} \quad (5.18)$$

Die Abweichung des tatsächlichen Ladezustands des elektrischen Energiespeichers vom gewünschten Ladezustand wird mit ΔSOC bezeichnet. Bei großen Energiespeichern wie einer Batterie kann der dazu benötigte Sollladezustand als Konstante vorgegeben werden [53]. Wird allerdings wie im vorliegenden Fall ein UltraCap verwendet, dessen Energie nur für einige Anfahrzyklen oder kurze Fahrten bei niedriger Geschwindigkeit ausreicht, also im Vergleich zur Batterie ein relativ kleiner Energiespeicher ist, so muss der Sollladezustand variabel, z.B. geschwindigkeitsabhängig bestimmt werden, wie in Abschnitt 5.2 erläutert.

Die Auslegung der Designparameter $\alpha_{0,UC}$ und β_{UC} erfolgt anhand der elektrischen Energieflüsse zum Laden des Energiespeichers [53]. Die im UltraCap gespeicherte elektrische Energie muss zuvor entweder durch Lastpunktanhebung E_{LA} oder durch Rekuperation der Energie während der Bremsphasen $E_{rek,UC}$ gespeichert werden. Wichtig für die Bestimmung des Parameters $\alpha_{0,UC}$ ist der Anteil der Energie, der während einer der Lastpunktanhebung zum Laden des Ultracaps verwendet wird. Der Faktor a_{LA} gibt dieses Verhältnis an.

$$a_{LA} = \frac{E_{LA}}{E_{LA} + E_{rek,UC}} \quad (5.19)$$

Weiterhin muss die Wirkungsgradkette bei einer Lastpunktanhebung berücksichtigt werden. Damit ergibt sich der konstante Faktor $\alpha_{0,UC}$.

$$\alpha_{0,UC} = \frac{a_{LA}}{\eta_{VM}\eta_{CVT}\eta_{EM}\eta_{UC}} \quad (5.20)$$

Über den Faktor β_{UC} erfolgt die Bewertung der Ladeleistung je nach Abweichung vom Ladezustand. Bei einer idealen Abstimmung des Parameters $\alpha_{0,UC}$ kann dieser Faktor zu Null gesetzt werden. Dies ist in der Praxis für beliebige Fahrvorgänge jedoch nicht möglich. Es zeigt sich, dass der Endladezustand, wie in [70] beschrieben, sehr sensibel auf diese Einstellung reagiert, insbesondere wenn $\beta_{UC} = 0$ ist. Wird β_{UC} dagegen zu hoch gewählt, so wird der Freiheitsgrad der Verlustleistungsminimierung eingeschränkt bzw. das Minimum verschoben. Bei der Bestimmung von β_{UC} muss hierzu also ein Kompromiss gefunden werden. Die Feinabstimmung der beiden Parameter $\alpha_{0,UC}$ und β_{UC} erfolgte experimentell.

Für eine korrekte Betriebsweise des Antriebsstrangs muss über die beiden Parameter und gegebenenfalls über eine dynamische Anpassung der Parameter sichergestellt werden, dass die Unterspannungsgrenze des elektrischen Systems nicht unterschritten wird.

Für die Parameter $\alpha_{0,rot}$ und β_{rot} können ebenfalls Richtwerte anhand der Wirkungsgradkette vorgegeben werden. Die Feinabstimmung erfolgte ebenfalls experimentell.

Wichtig bei der Bestimmung der Parameter ist, dass diese für möglichst alle Fahrsituationen ein möglichst optimales Energiemanagement gewährleisten. Es ist deshalb zweckmäßig sie anhand von mehreren verschiedenen Zyklen auszulegen.

Für die Bestimmung der rotatorischen Leistung P_{rot} aus Gleichung (5.16) wird das Drehmoment M_{dyn,W_4} aus Gleichung (2.30) herangezogen, das sich aus einer Verstellung der Variatorübersetzung umgerechnet auf die Welle W_4 ergibt.

$$P_{rot} = M_{dyn,W_4} \omega_{W_4} \quad (5.21)$$

In diesem Fall wird die Verlustleistung positiv gewertet, wenn sich das von den übrigen Komponenten benötigte Moment reduziert, der Energiespeicher also Energie abgibt und auf diese Weise entleert wird.

Die gespeicherte Energie in einer rotierenden Masse kann mit

$$E_{rot} = \frac{1}{2} \theta \omega^2 \quad (5.22)$$

angegeben werden. Im vorliegenden Fall ist die bei der Verstellung wirksame Trägheitsmasse, also je nach Getriebestellung $\theta_{W_2,ges}$ oder $\theta_{W_1,ges}$ sowie die entsprechende Winkelgeschwindigkeit ω_{W_2} oder ω_{W_1} zu verwenden.

$$E_{rot} = \begin{cases} \frac{1}{2} \theta_{W_2,ges} \omega_{W_2}^2 & \forall V_1 \\ \frac{1}{2} \theta_{W_1,ges} \omega_{W_1}^2 & \forall V_2 \end{cases} \quad (5.23)$$

Der Sollwert für den Drehenergiespeicher ergibt sich aus der Solldrehzahl für die entsprechende Welle W_1 oder W_2 , die aus der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Getriebestellung und der Getriebeübersetzung nach Abschnitt 5.3.7 bestimmt wird. Damit kann die Abweichung ΔE_{rot} in Gleichung (5.18) aus der Differenz zwischen dem gewünschten Energieniveau und dem während des Optimierungsschritts durch die Verstellung der Variatorübersetzung eingestellten bestimmt werden.

Eine besondere Problematik für die Berücksichtigung und Bewertung der dynamischen Momente und des Austausches von Energie mit dem rotatorischen Energiespeicher ergibt sich beim Übergang zwischen den beiden Getriebestellungen V_1 und V_2 . Hier kann unter anderem aufgrund der nicht exakt bekannten Dauer des Umschaltvorgangs keine eindeutige Abschätzung und Aufteilung des Verstellvorgangs auf die beiden diskreten Zustände erfolgen. Im Bereich um die Synchronübersetzung $i_{var,sync}$ ist die Beeinflussung durch eine Verstellung jedoch auch sehr gering, wie in Abbildung 2.5 zu erkennen. Deswegen wird für diesen Fall die Berücksichtigung der dynamischen Momente mit allen Bewertungen in den jeweiligen beiden Grundzuständen abgeschaltet (Abschnitt 5.4.3).

Die Funktionsweise der virtuellen Verlustleistung zur Führung der Energiespeicher wird am Beispiel des UltraCaps bei einer Lastpunktanhebung deutlich. Durch das Laden des UltraCaps über den Verbrennungsmotor fallen zusätzliche Verluste im System an. Eine Verlustleistungsminimierung würde einen solchen Betriebspunkt deshalb nicht auswählen. Durch die zusätzliche Steuerbedingung kann das Aufladen jedoch attraktiv gemacht werden, indem die anfallenden zusätzlichen Verluste durch die Steuerbedingung kompensiert werden.

Dabei darf jedoch ein Entladen nur soweit „bestraft“ werden, dass für die Optimierung ausreichend Spielraum bleibt, um durch den Einsatz des Elektromotors, einen Beitrag zur Verbrauchseinsparung zu leisten. Andererseits muss auch rechtzeitig dafür gesorgt werden, dass der Verbrennungsmotor angelassen wird, um damit ein Unterschreiten der unteren Spannungsgrenze für den UltraCap zu verhindern, ab der das Fahrzeug aus eigener Kraft nicht mehr Anfahren oder den stillstehenden Verbrennungsmotor ohne Drehmomenteinbruch am Abtrieb beschleunigen kann. Das Vorzeichen der virtuellen Verlustleistung wechselt dabei zwischen Lade- und Entladevorgang über die Richtung des Stromes, weshalb eine Entnahme von Energie „bestraft“, ein Einspeisen „belohnt“ wird.

Mittels $\alpha_{0,UC}$ und β_{UC} lässt sich in der oben aufgeführten Gleichung eine feine Einstellung der resultierenden Verlustleistung realisieren. Bei gleichbleibendem $\alpha_{0,UC}$ ändert sich mit β_{UC} der Einfluss der Spannungsdifferenz im Vergleich zum Betrag der aktuellen elektrischen Leistung. In den Randbereichen bei einer Annäherung an die maximale und minimale Spannung des UltraCaps werden die Parameter $\alpha_{0,UC}$ und β_{UC} dahingehend verändert, dass eine Überschreitung der Betriebsgrenzen verhindert wird.

Der Einfluss dieser Steuerbedingung lässt sich deutlich in der spannungsabhängigen Veränderung der resultierenden Verlustleistungsebenen erkennen, wie in Abbildung 5.20 für „V₂ An“ mit $v_{Fzg} = 50 \text{ km/h}$, $\dot{\omega}_{W4} = 1.0 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$, $i_{var} = 1.6$ und $U_{UC}^* = 42 \text{ V}$ dargestellt. Für die verschiedenen Kennfelder wurde die innere Spannung des UltraCaps $U_{i,UC}$, und damit der Ladezustand variiert. Es ist zu erkennen, dass bei niedrigen Ladezuständen das Minimum (niedrigere Verlustleistungen sind dunkler) der Verlustleistungsebene aufgrund der oben eingeführten Bewertung mit $\alpha_{0,UC}$ und β_{UC} bei höheren Ladementen M_{Laden} liegt. Bei hohen Ladezuständen verschiebt sich das Minimum in Richtung niedrigeres Ladement. Über diese Bedingungen wird der Ladezustand also im gewünschten Bereich gehalten.

Weiterhin ist eine Verschiebung des Minimums für höhere Spannungen nicht nur in Richtung niedrigeres Ladement zu beobachten, sondern auch in Richtung einer negativen Verstellung der Getriebeübersetzung. Dadurch wird die Verbrennungsmo-

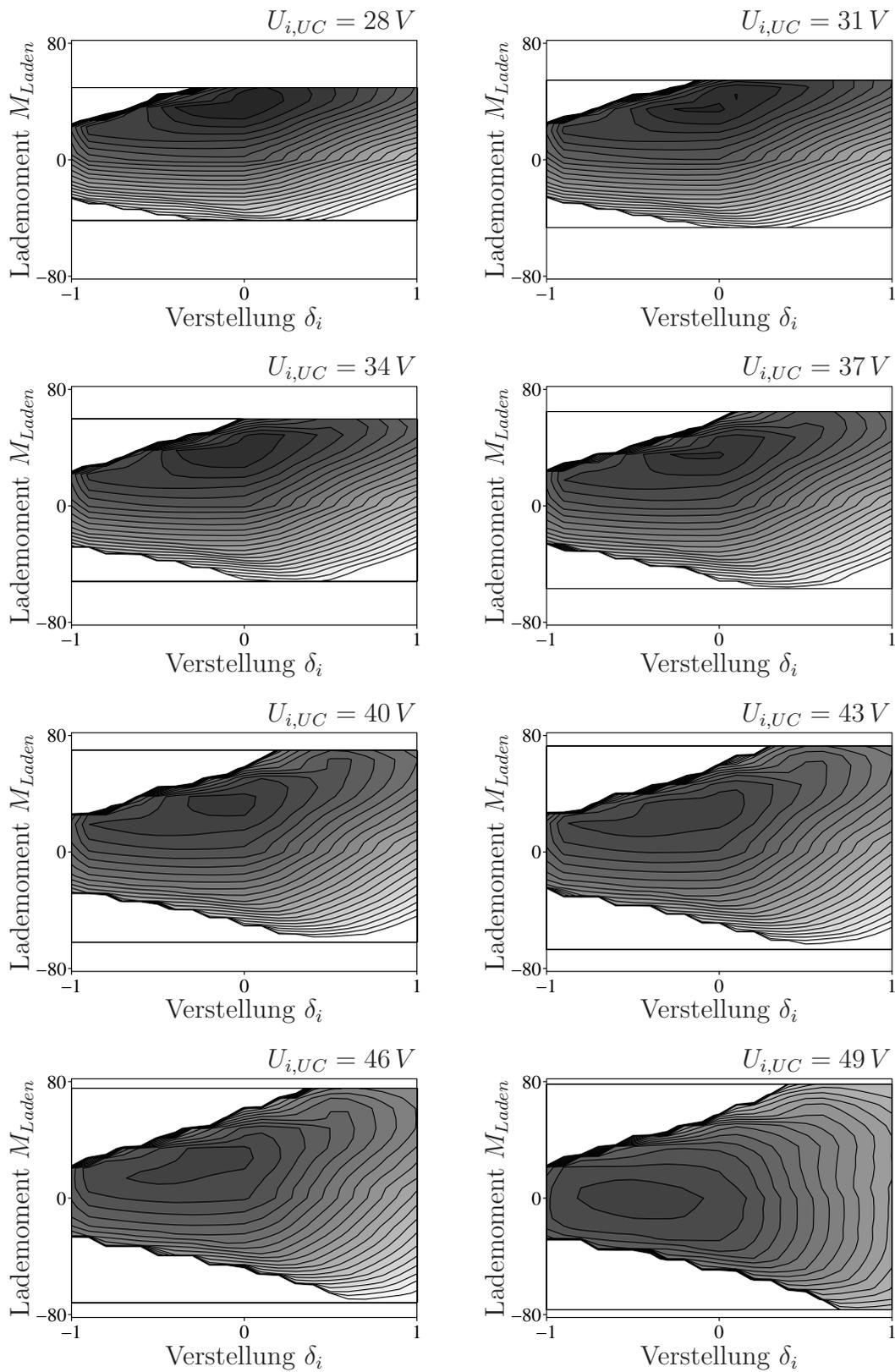


Abbildung 5.20: Verlustleistungsebenen für verschiedene Spannungen

tordrehzahl für die niedrigere Leistungsanforderung reduziert und damit ein günstigerer Betriebspunkt des Verbrennungsmotors und des Variators eingestellt.

Am geringeren maximalen und minimalen Lademoment ist zudem zu erkennen, dass der Elektromotor bei niedrigeren Spannungen bereits weiter im Feldschwäcbereich betrieben werden muss, als bei höheren Spannungen.

Einhalten des Fahrerwunsches

Eine weitere Steuerbedingung wird für das Einhalten des Fahrerwunsches eingeführt. Klar ist, dass die Verlustleistung des Gesamtsystems mit einer sinkenden Leistungsanforderung abnimmt. Die vom Fahrer gewünschte Leistung soll aber möglichst (im Rahmen der Möglichkeiten des Antriebsstrangs) bereit gestellt, und die Vorgabe der Steuergrößen dahingehend beeinflusst werden. Da der Maximalwert des verfügbaren Moments von Elektro- und Verbrennungsmotor von der Drehzahl abhängt, ist es durch eine entsprechende Verstellung des Getriebes möglich, das nötige Moment innerhalb der vorherrschenden Beschränkungen verfügbar zu machen.

Dazu wird das bei der priorisierten Momentenaufteilung in Abschnitt 5.1 beschriebene Fehlermoment M_{Fehler} herangezogen und über den Skalierungsfaktor K_{Fehler} die virtuelle Fehler-Verlustleistung

$$P_{Fehler} = M_{Fehler} K_{Fehler} \quad (5.24)$$

berechnet. Der Skalierungsfaktor wird sehr hoch gewählt, so dass auch kleine Abweichungen der Sollmomentanforderung bereits in einer hohen virtuellen Verlustleistung resultieren und die übrigen realen Verluste im System übertreffen. Auf diese Weise wird z.B. auch ein deutlich niedrigerer Wirkungsgrad des Verbrennungs- oder Elektromotors in Kauf genommen, sofern dadurch ein Bereitstellen des erforderlichen Moments am Abtrieb gewährleistet ist.

Steuerung der Übersetzung

Eine weitere virtuelle Verlustleistung wird zur Beeinflussung der Variatorübersetzung verwendet, die in Abhängigkeit von der aktuellen Getriebestellung und dem Zustand des Verbrennungsmotors stark variiert.

Ist der Verbrennungsmotor ausgeschaltet, so soll die Variatorübersetzung so eingestellt werden, dass ein Anlassen möglichst schnell und mit möglichst geringem Energieaufwand (Abschnitt 2.3.3.2) erfolgen kann. In Getriebestellung V_1 bedeutet dies, dass die Energie für den Anlassvorgang im Drehenergiespeicher vorgehalten wird. Die Variatorübersetzung soll also nahe der maximalen Übersetzung sein. In

Getriebebestellung V_2 dagegen soll die Variatorübersetzung so eingestellt werden, dass sich eine gewünschte Drehzahl an der Welle W_1 ergibt.

Läuft der Verbrennungsmotor und befindet sich das Getriebe in Stellung V_1 , so ist ein zeitnahes Umschalten in Getriebebestellung V_2 sehr wahrscheinlich. Die Variatorübersetzung sollte sich also in der Nähe des Synchronpunkts befinden. In Getriebebestellung V_2 soll die zusätzliche Steuerbedingung die Gesamtverlustleistung nur geringfügig beeinflussen. Dieser geringe Einfluss besteht darin, dass die Variatorübersetzung in Richtung des optimalen Betriebspunkts von Verbrennungsmotor und Variator tendiert, wie in Abschnitt 5.3.7 in Abbildung 5.10 gezeigt. Die virtuelle Verlustleistung P_{V,i_{var}^*} wird aus der Sollübersetzung i_{var}^* (z.B. in V_2 bei laufendem Verbrennungsmotor nach dem Kennfeld in Abbildung 5.10) und der geschätzten Übersetzung \hat{i}_{var} , die sich aus der aktuellen Übersetzung i_{var} , der Variatorverstellung δ_i und der Abtastzeit nach Abbildung 5.22 ergibt, sowie dem Faktor K_{V,i_{var}^*} berechnet.

$$P_{V,i_{var}^*} = |i_{var}^* - \hat{i}_{var}| K_{V,i_{var}^*} \quad (5.25)$$

Näheres zur Bestimmung der Übersetzung wird in Abschnitt 5.4.2 erläutert.

Ein-/Ausschalten des Verbrennungsmotors

Das Anlassen und Abschalten des Verbrennungsmotors wird in zweierlei Hinsicht über zusätzliche Steuerbedingungen beeinflusst. Zum Einen wird eine Verlustleistung für das Unterschreiten einer vorgegebenen Soll-Leistung eingeführt, die ähnlich wirkt, wie bei der Betriebsstrategie in Abschnitt 5.3.6 gezeigt. Zum Anderen ist eine Hysterese notwendig, die ein ständiges Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors verhindert.

Definieren einer leistungsabhängigen Einschaltsschwelle für den Verbrennungsmotor

Eine dieser Steuerbedingungen ist die leistungsabhängige Einschaltsschwelle des Verbrennungsmotors. In erster Linie dient diese Maßnahme dazu, dass der Verbrennungsmotor möglichst erst dann eingeschaltet wird, wenn es energetisch sinnvoll ist und er nicht im nächsten Zyklus wieder abgeschaltet werden muss. Andererseits soll er aber im Bedarfsfall auch vor dem Eintreten eines Betriebszustands angelassen worden sein, in dem die Fahrwiderstände oder das Energieniveau des UltraCaps einen zufriedenstellenden Betrieb ausschließlich durch den Elektromotor nicht mehr zulassen.

Es ist anzumerken, dass diese Maßnahme nicht dafür sorgt, dass der Verbrennungsmotor bei zu geringer Auslastung in jedem Fall abgeschaltet wird oder bleibt, wie bei der Betriebsstrategie in Abschnitt 5.3. Es wird lediglich eine Entscheidung in diese Richtung begünstigt. Welcher Zustand tatsächlich ausgewählt wird, hängt hier auch

von den restlichen Verlustleistungen ab. Die Verlustleistung für diese Steuerbedingung wird aus der vorgegebenen Leistungsschwelle $P_{V,Schwelle}$ sowie der Sollleistung für den Verbrennungsmotor P_{VM}^* und dem Gewichtungsfaktor $K_{P,An}$ bestimmt.

$$P_{V,P_{An}} = \max(0, P_{V,Schwelle} - P_{VM}^*) K_{P,An} \quad (5.26)$$

Hysterese

Die Hysterese für den Anlassvorgang des Verbrennungsmotors wird bei der Verlustleistungsminimierung über den benötigten Energieaufwand zum Anlassen eingebracht, der über einen Optimierungsschritt als gemittelte Verlustleistung betrachtet wird. Der festgesetzte Betrag wird in den beiden Zuständen „ V_1 An“ und „ V_2 An“ zur Verlustleistungssumme hinzu addiert, falls der Verbrennungsmotor zuvor aus war. In den anderen beiden Grundzuständen „ V_1 Aus“ und „ V_2 Aus“ erfolgt die Erhöhung der Gesamtverluste, falls er zuvor eingeschaltet war.

Mit dieser Maßnahme wird ein Pendeln mit hoher Wahrscheinlichkeit unterdrückt, da die Anlassenergie, die nicht nur virtuell existiert, sondern auch wirklich aufgebracht werden muss, eine „Strafe“ darstellt, die eine Zustandsänderung des Verbrennungsmotors „erschwert“. Bei einem Ausschaltvorgang wird dabei davon ausgegangen, dass die beim Abkuppeln verloren gehende Energiemenge in einem zukünftigen Schritt wieder aufgebracht werden muss, wenn der Motor angelassen wird. Durch einen zusätzlichen Gewichtungsfaktor $K_{E,An}$ kann dabei die „Verlustleistung“ eines Ausschaltvorganges noch zusätzlich erhöht werden, um die Möglichkeit eines frühzeitigen Abschaltens, das mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem der nächsten Zyklen zu einem erneuten Einschalten führen würde, weiter zu reduzieren.

$$P_{V,E,An} = \frac{E_{VM,An}}{T_{A,opt}} K_{E,An} \quad (5.27)$$

Eine weitere Maßnahme stellt sicher, dass der Verbrennungsmotor nach dem Anlassen für einige Optimierungsschritte nicht mehr abgeschaltet wird, was einem häufigen Zustandswechsel ebenfalls entgegen wirkt.

Auswahl der Getriebestellung

Neben einer Beeinflussung der Optimierung im Hinblick auf den Aktivierungszustand des Verbrennungsmotors ist es ebenfalls notwendig, einen häufigen Wechsel zwischen den Getriebestellungen V_1 und V_2 zu unterbinden.

Am wenigsten Aussagekraft über die entstehende Verlustleistung für die jeweils andere Getriebestellung besteht dann, wenn der angestrebte Betriebspunkt frühestens in den nächsten zwei Optimierungsschritten erreicht werden kann und unter keinen

Umständen am Ende des aktuellen; wenn es also noch eine gewisse Zeit dauert bis der neue Zustand erreicht ist. In so einem Fall wäre das Verhalten des Systems während der Übergangsphase keinesfalls optimal, sonst hätte die Betriebsführung den entsprechenden Punkt ausgewählt. Durch die zwischendurch möglicherweise auftretenden Veränderungen der Fahrsituation oder des Ladezustands (z.B. Unter- bzw. Überschreiten einer definierten Grenze) ist der angestrebte Zustand eventuell vor dem Erreichen des Ziels bereits nicht mehr in der Umgebung des aktuell ausgewählten Minimums.

Aus diesem Grund wird die Auswahl eines entsprechenden Zustandes durch die Gewichtung der Gesamtverlustleistung mit einem Faktor, der diese vergrößert, unwahrscheinlicher gemacht. Die Größe dieses Gewichtungsfaktors wird dabei in Abhängigkeit von der Zeit bestimmt, in der die ausgewählte Getriebestellung und Variatorübersetzung erreicht werden kann. Die Schätzung dieser Zeit ist im folgenden Abschnitt 5.4.2 beschrieben.

5.4.2 Schätzung der Systemgrößen

Zur Bestimmung der Stellgrößen anhand des Verlustleistungsminimums werden die Verluste nicht für den aktuellen Optimierungsschritt, sondern jeweils für den nächsten Schritt berechnet. Dazu werden die Größen für die Abtastzeit $T_{A,opt}$ voraus berechnet. Für die Drehmomente erfolgt dies aufgrund der Vorgabe von M_{Laden} sowie anhand der priorisierten Momentenaufteilung wie in Abschnitt 5.1 erläutert. Die Abschätzung der vom Fahrer gewünschten Sollleistung erfolgt über die aktuelle Geschwindigkeit und die Wunschbeschleunigung. Anhand der abgeschätzten Geschwindigkeit können weiterhin die Drehzahlen und Begrenzungen der einzelnen Komponenten ermittelt werden.

Neben den Momenten ist die Variatorübersetzung abzuschätzen, die sich aufgrund der ausgewählten Stellgröße δ_i und der aktuellen Übersetzung ergibt (Abschnitt 2.3.1). Die Übersetzungsverstellung erfolgt nach Gleichung (2.5) jedoch nichtlinear, was aufgrund der großen Abtastschrittweite der Optimierung von $T_{A,opt} = 0.25$ s nicht vernachlässigt werden kann. Abbildung 5.21 zeigt den nichtlinearen, zeitlichen Verlauf der Übersetzung i_{var} bei einer maximalen Verstellung mit $|\delta_i| = 1$. Ausgehend von der maximalen Übersetzung $i_{var,max}$ wird der Variator in Getriebestellung V_1 mit $\delta_i = -1$ in Richtung Synchronpunkt verstellt. Im Synchronpunkt verweilt der Variator bis der Umschaltvorgang nach der Zeit $T_{V1/V2}$ abgeschlossen ist. In Getriebestellung V_2 wird mit $\delta_i = 1$ in Richtung der maximalen Übersetzung $i_{var,max}$ verstellt. Diese Kennlinie wird zur Berechnung der zukünftigen Übersetzung

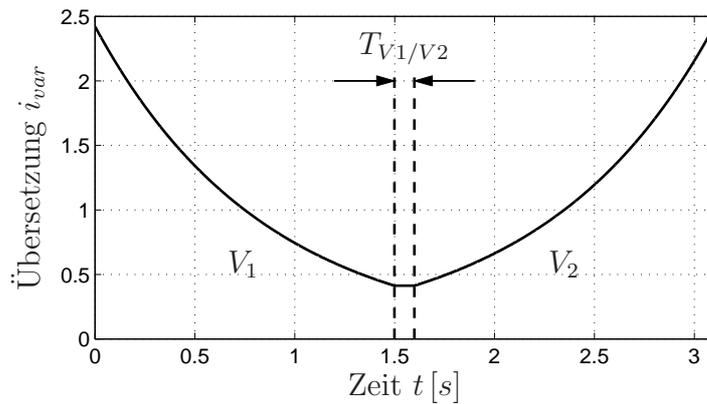


Abbildung 5.21: Zeitliche Änderung der Übersetzung bei maximaler Verstellung

anhand der normierten Verstellung δ_i herangezogen werden. Weiterhin kann durch die Kennlinie die Zeit ermittelt werden, die zum Erreichen einer gewünschten Übersetzung in der jeweils anderen als der aktuellen Getriebestellung erforderlich ist. Dieser Wert dient der Gewichtung der virtuellen Verlustleistung bei einem Wechsel der Getriebestellung, wie im vorigen Abschnitt gezeigt.

Eine Berechnung der geschätzten Variatorübersetzung \hat{i}_{var} ist in Abbildung 5.22 exemplarisch dargestellt. Ausgehend von der aktuellen Übersetzung i_{var} wird die Zeit

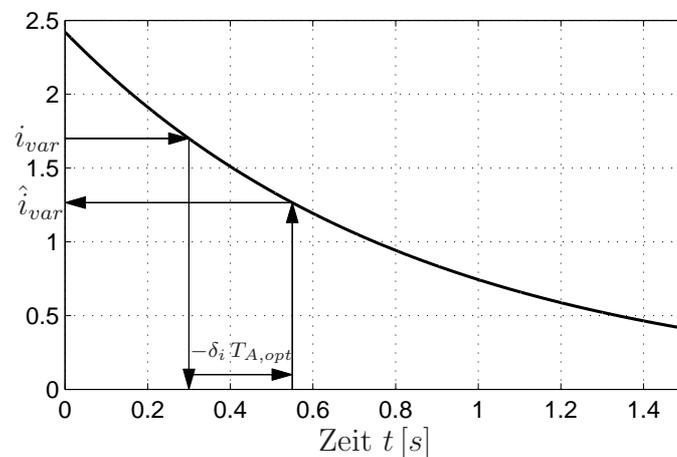


Abbildung 5.22: Ermittlung der neuen Übersetzung

bestimmt, die aus der maximalen Übersetzungsverstellung von Abbildung 5.21 resultiert. Durch die Skalierung der Abtastzeit $T_{A,opt}$ mit der negativen, normierten Übersetzungsverstellung $-\delta_i$ ergibt sich der neue Zeitpunkt und es resultiert die geschätzte Variatorübersetzung \hat{i}_{var} . Nach Gleichung (2.5) ist die Verstellgeschwindigkeit mit $1.18 \cdot i_{var}$ skaliert. Es ist deshalb auch möglich die Differentialgleichung analytisch zu lösen.

$$i_{var} = i_{var,0} \cdot e^{1.18 \cdot \delta_i (t-t_0)} \quad (5.28)$$

Die Übersetzung $i_{var,0}$ gibt dabei die Anfangsübersetzung zum Zeitpunkt t_0 an. Liegt der Zusammenhang der Übersetzungsverstellung dagegen als Kennfeld vor, so kann die Differentialgleichung nicht analytisch berechnet werden. Die Bestimmung der geschätzten Variatorübersetzung \hat{i}_{var} erfolgt dann anhand der oben gezeigten Methode.

Sollte der neue Wert eine der beiden Grenzen $i_{var,min}$ oder $i_{var,max}$ erreichen bzw. überschreiten, wird dieser auf den entsprechenden Wert begrenzt. Da $|\delta_i|$ in diesem Fall betragsmäßig zu groß war, wird es entsprechend reduziert, so dass die jeweilige Grenze exakt erreicht wird. Hierzu wird die Differenz zwischen dem Startzeitpunkt und dem Zeitpunkt, der beim Erreichen der Grenze resultiert, berechnet. Mit der Abtastzeit $T_{A,opt}$ für die Optimierung kann daraus die tatsächliche, normierte Getriebeverstellung δ_i bestimmt werden.

Wichtig ist die möglichst exakte Ermittlung von Übersetzung und Verstellgeschwindigkeit in erster Linie, um die dynamischen Momente (Abschnitt 2.3.1) richtig abschätzen zu können.

5.4.3 Abschalten der einzelnen Zustände

Um den Rechenaufwand zu reduzieren, werden die einzelnen Zustände nur berechnet, wenn bestimmte Bedingungen an Geschwindigkeit, Getriebebestellung, Übersetzung und Spannung erfüllt sind. Dabei liegen die folgenden Überlegungen für die einzelnen diskreten Zustände aus Tabelle 5.3 zugrunde.

„V₁ Aus“

Ab einer Geschwindigkeit von über 30 km/h ist spätestens ein Übergang in einen anderen Zustand erfolgt. Einerseits ist ab dieser Geschwindigkeit kein Schwungstart mehr möglich (siehe Abschnitt 2.3.3.2), andererseits kann der Antriebsstrang in Getriebebestellung V_2 energetisch meist günstiger betrieben werden, da die elektrische Leistung nicht über den CVT-Variator an den Abtrieb gelangt.

Desweiteren werden beide Grundzustände mit abgeschaltetem Verbrennungsmotor nicht mehr erlaubt, sobald die Spannung am UltraCap auf weniger als 25 V abgefallen ist, um ein Anlassen zu erzwingen solange dies noch möglich ist.

„V₂ Aus“

Dieser Zustand wird erst ab einer Geschwindigkeit von 10 km/h aktiviert, da ein früherer Wechsel aus V_1 ohne Anlassvorgang nicht erfolgen kann. Dafür ist die Steu-

erbedingung zur Beeinflussung der Übersetzung des CVTs verantwortlich, die i_{var} in „ V_1 Aus“ nahe dem Maximum hält.

Die Obergrenze im Hinblick auf die Geschwindigkeit wurde auf 65 km/h festgesetzt. Ab dieser muss der Verbrennungsmotor grundsätzlich angeschaltet bleiben, da der Elektromotor alleine die benötigte Leistung nicht aufbringen kann. Verhindert wird auf diesem Weg z.B. ein Abschalten bei hoher Geschwindigkeit, wenn bei einem kurzen Bremsvorgang der Verbrennungsmotor für diesen Optimierungsschritt nicht ausreichend beansprucht wird.

Auch für diesen Zustand gilt die Spannungsuntergrenze von 25 V .

„ V_1 An“

Ein Anlassen des Verbrennungsmotors macht bei sehr langsamem Fahren nur dann Sinn, wenn ein Abfallen der Spannung zum Deaktivieren der beiden Zustände „ V_1 Aus“ und „ V_2 Aus“ geführt hat. Die Schwelle von $v_{Fzg} = 8 \text{ km/h}$ ist so gewählt, dass dieser Grundzustand bereits deutlich vor dem Auftreten der ersten Anlassvorgänge aktiviert ist.

Da einerseits ein Verschieben des Betriebspunktes des Verbrennungsmotors entlang der Leistungshyperbel nur in V_2 möglich ist, und ein Anlassen des Verbrennungsmotors in V_1 bei höheren Geschwindigkeiten nicht mehr ohne Momenteneinbruch möglich ist (siehe Abschnitt 2.3.3.2), wird der Zustand ab einer Geschwindigkeit von 35 km/h deaktiviert.

„ V_2 An“

Der Grundzustand „ V_2 An“ ist in erster Linie bei höheren Geschwindigkeiten attraktiv, unter 10 km/h ist der Betrieb in V_1 aufgrund der Verluste im Variator günstiger. Aufgrund der geringen Verbrennungsmotordrehzahl würde i_{var} in V_2 den Synchronpunkt nicht verlassen, ein Anpassen der Drehzahl N_{VM} wäre also wegen der Begrenzung nach unten hin nicht möglich.

Ab einer Geschwindigkeit von 65 km/h wird somit nur noch der Grundzustand „ V_2 An“ ausgewertet, unterhalb von 8 km/h ausschließlich „ V_1 Aus“.

Befindet sich das Fahrzeug im Stillstand, so wird der Zustand „ V_1 Aus“ mit einer Variatorübersetzung von $i_{var} = i_{var,max}$ festgelegt.

5.4.4 Ablauf der Optimierung

In den folgenden Abschnitten werden die vier diskreten Grundzustände des Antriebssystems aus Tabelle 5.3 näher erläutert. Diese werden teilweise (vorheriger Abschnitt) parallel in jedem Optimierungsschritt ausgewertet, dabei jeweils das Gesamt-Verlustminimum ermittelt, welches sich aus der Summe der einzelnen Verluste aus den Gleichungen (5.6), (5.9), (5.11) bis (5.16) und (5.24) bis (5.27) bestimmen lässt,

$$P_{Verl} = P_{var,loss} + P_{Verl,VM} + P_{V,EM} + P_{NV} + P_{Hyd} + P_{V,UC} + P_{Brems} \\ + P_{Verl,Speicher} + P_{Fehler} + P_{V,i_{var}^*} + P_{V,P_{An}} + P_{V,E,An} \quad (5.29)$$

und im Anschluss werden die vier Ergebnisse der einzelnen Zustände miteinander verglichen.

Es wird die jeweilige Grundstruktur der Zustände beschrieben. In Abschnitt 5.4.6 werden verschiedene Verfahren zur Ermittlung des Minimums der Verlustleistung erläutert. Für die folgenden Darstellungen wurde bei einer eindimensionalen Suche („ V_1 Aus“ und „ V_2 Aus“) das Verfahren Goldener-Schnitt aus Abschnitt 5.4.6.2 verwendet, bei einer zweidimensionalen Suche („ V_1 An“ und „ V_2 An“) wurde das Gradientenverfahren aus Abschnitt 5.4.6.3 zur Bestimmung der Suchrichtung mit einer anschließenden Liniensuche nach dem Goldener-Schnitt Verfahren eingesetzt.

Die Pfeile stellen den prinzipiellen Signalverlauf dar. Weitere Signale, die zwischen den einzelnen Teilsystemen ausgetauscht werden, sind zur besseren Übersicht ausgeblendet.

„ V_1 Aus“

Im Ausgangszustand (bei Stillstand des Fahrzeugs) sowie während des Anfahrvorgangs ist der Verbrennungsmotor abgeschaltet und das Getriebe befindet sich in der Stellung V_1 . Im Stillstand soll dabei die Übersetzung des CVTs den Maximalwert einnehmen, um beim Anfahren die bestmögliche Übersetzung des Elektromotormomentes an den Abtrieb zu erhalten.

Zusätzlich wird der Sollwert der Übersetzung i_{var}^* dynamisch eingestellt, abhängig von der in den gekoppelten trägen Massen gespeicherten Energie, wie in den Abschnitten 2.3.1 und 5.4.1.2 erläutert.

Da der Verbrennungsmotor in diesem Zustand abgeschaltet ist, muss nur die Steuergröße i_{var}^* bzw. δ_i , nicht jedoch die Größe M_{Laden} bestimmt werden. Weiterhin ist die Sollübersetzung kurz vor dem Schwungstart sehr restriktiv vorgegeben, um einen

möglichst schnellen und komfortablen Start des Verbrennungsmotors zu gewährleisten. Für die Wahl der Stellgrößen, besteht damit nur ein geringer Spielraum da i_{var}^* wegen der geringer werdenden Verluste bei niedrigeren Drehzahlen nach dem Anfahren möglichst klein gewählt werden würde, durch die Steuerbedingung zum Vorhalten der Anlassenergie jedoch eine Art Mindestwert vorgegeben ist.

Den schematischen Ablauf der Optimierung in Zustand „V₁ Aus“ zeigt die Abbildung 5.23. Auf der linken Seite wird entschieden, ob die Drehmomente berücksichtigt und

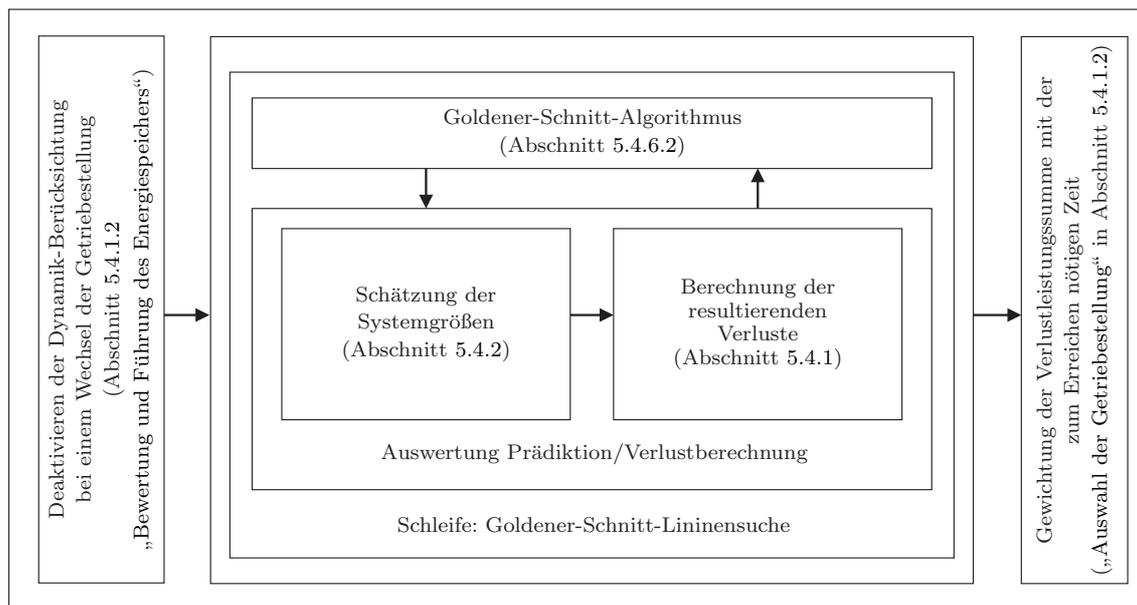


Abbildung 5.23: Schematischer Aufbau des Grundzustands „V₁ Aus“

bewertet werden, die aufgrund einer Verstellung der Variatorübersetzung entstehen, wie in „Bewertung und Führung des Energiespeichers“ im Abschnitt 5.4.1.2 erwähnt. Ausgehend davon kann die Schätzung der Systemgrößen wie in Abschnitt 5.4.2 erfolgen, also die Berechnung der Betriebsgrößen für den folgenden Optimierungsschritt, aufgrund der gewählten Variatorverstellung δ_i . Sind die Betriebsgrößen festgelegt, können die Verluste an den einzelnen Komponenten sowie die virtuellen Verluste nach Abschnitt 5.4.1 bestimmt werden. Die Summe der Verluste wird als Zielwert für die Optimierung mit dem Goldener-Schnitt-Algorithmus festgelegt.

In mehreren Iterationen wird durch den Goldener-Schnitt-Algorithmus nun die Steuergröße δ_i variiert und es wird dasjenige δ_i ausgewählt, das die geringsten Verluste verursacht. Näheres hierzu wird in Abschnitt 5.4.6.2 erläutert. Ausgangsgrößen der Optimierung sind also die Verluste des Antriebsstrangs bei der ausgewählten Stellgröße δ_i , sowie die Stellgröße selbst.

Befindet sich das Getriebe in einer anderen Getriebebestellung, so ist es möglich, dass

die ausgewählte Getriebestellung mit der ausgewählten Übersetzung nicht im aktuellen Optimierungsschritt erreicht werden kann. In diesem Fall wird die Verlustleistungssumme mit der Zeit gewichtet, die zum Erreichen des ausgewählten Zustands erforderlich ist, wie in „Auswahl der Getriebestellung“ in Abschnitt 5.4.1.2 kommentiert. Die gewichtete Verlustleistungssumme wird an die übergeordnete Vergleichsstelle weitergegeben, wo letztendlich der neue Betriebszustand ausgewählt wird.

„ V_2 Aus“

Im Grundzustand „ V_2 Aus“, in dem der Verbrennungsmotor ebenfalls ausgeschaltet ist und die Getriebestellung nun V_2 lautet, ist der Sollwert der Übersetzung des CVTs abhängig von der aktuellen Geschwindigkeit. Im Gegensatz zum vorherigen Zustand „ V_1 Aus“ wird hier nicht der Schwungradeneffekt zum Anlassen des Verbrennungsmotors genutzt, sondern es wird eine feste Drehzahl an der Welle W_1 eingestellt, wie in Abschnitt 2.3.3.2 erklärt. Auf diese Weise kann die Differenzdrehzahl an der Kupplung reduziert und damit die Verluste aber auch der Verschleiß an der Kupplung verringert werden.

Zudem begünstigt eine hohe Übersetzung des Elektromotordrehmoments von Welle W_2 auf die Welle W_1 ein schnelles Anlassen des Verbrennungsmotors.

Der Ablauf der Optimierung erfolgt analog zum Zustand „ V_1 Aus“ wie in Abbildung 5.23 illustriert.

In jedem Fall ist ein Umschalten in den Ausgangszustand „ V_1 Aus“ gewährleistet, wenn die Geschwindigkeit 10 km/h unterschreitet, da der Zustand „ V_2 Aus“ für kleinere Geschwindigkeiten deaktiviert wird, wie in Abschnitt 5.4.3 beschrieben.

„ V_1 An“

In den folgenden beiden Zuständen wird eine Auswertung für einen eingeschalteten Verbrennungsmotor durchgeführt.

Für den Sollwert der Übersetzung wird in „ V_1 An“ die Nähe des Synchronpunktes gewählt, um bei Bedarf ein möglichst schnelles Umschalten nach V_2 zu gewährleisten. Solange dieser Übergang nicht erfolgt ist, kann die Drehzahl des Verbrennungsmotors nicht an die erforderliche Leistung angepasst werden, um ihn im jeweiligen Bestpunkt betreiben zu können. Deshalb wird dieser Zustand meist nur kurzzeitig, als Übergang zwischen „ V_1 Aus“ und „ V_2 An“ benutzt und findet sonst nur dann Verwendung, wenn sich der Verbrennungsmotor auch ohne eine Anpassung der Übersetzung in einem energetisch günstigen Betriebspunkt befindet.

Vorteilhaft ist dabei das möglicherweise stark reduzierte Getriebeverlustmoment, das nun nur vom Elektromotor abhängt, und damit im Vergleich zum Verbrennungsmotormoment deutlich geringer ausfallen kann. Das Verbrennungsmotormoment für den Abtrieb wird dabei direkt ohne den Weg über das Getriebe übertragen.

Das Ablaufschema ist in Abbildung 5.24 skizziert. Analog zu Abbildung 5.23 befin-

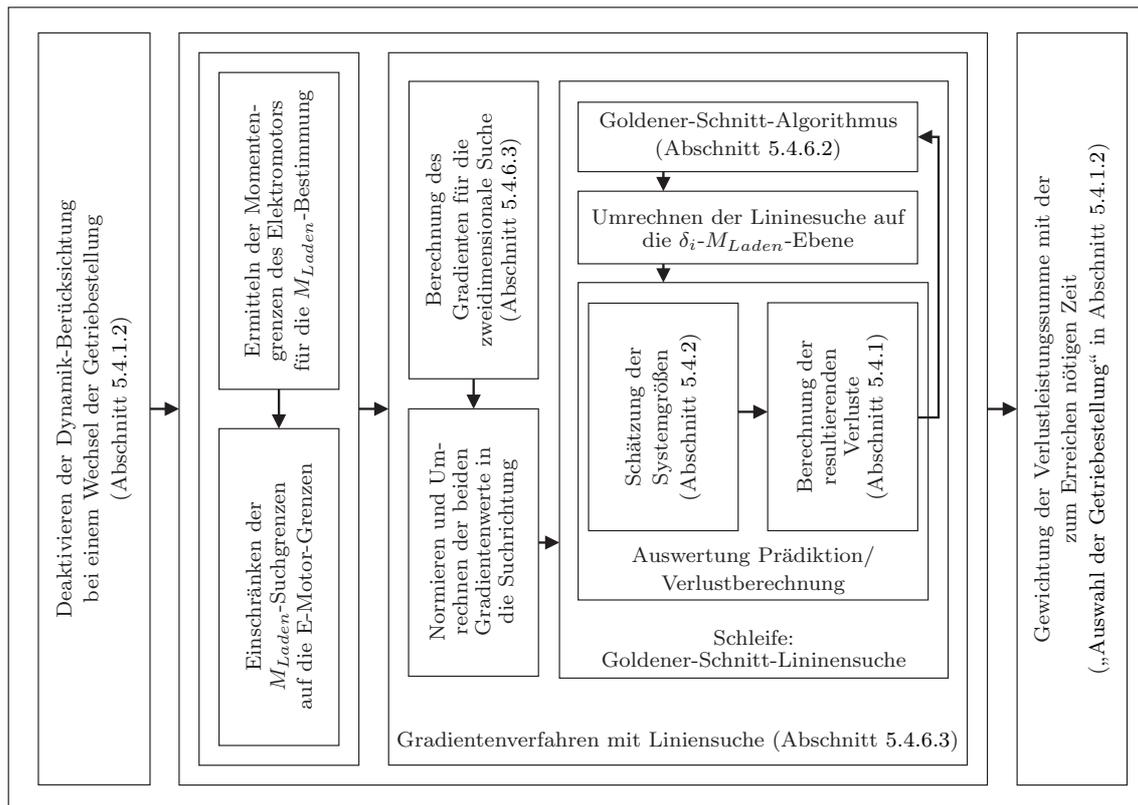


Abbildung 5.24: Schematischer Aufbau des Grundzustands „V₁ An“

det sich auf der linken Seite der Block zur Deaktivierung der dynamischen Momente aufgrund einer Variatorverstellung bei einem Wechsel der Getriebebestellung, und auf der rechten Seite die Gewichtung der Verlustleistungssumme. Im Gegensatz zu den Zuständen „V₁ Aus“ bzw. „V₂ Aus“ ist nun auch der Verbrennungsmotor aktiv, und die zweite Dimension der Optimierung, nämlich M_{Laden} , wirksam. Die Minimumsuche im mittleren Teil der Abbildung ist für den zweidimensionalen Eingangsbereich angepasst.

Aus den Streckendaten können die Betriebsgrenzen des Elektromotors bestimmt, und damit der Suchbereich für M_{Laden} eingeschränkt werden. Für die zweidimensionale Minimumsuche wird ein Gradientenverfahren zur Bestimmung der Suchrichtung und eine Liniensuche mit dem Goldener-Schnitt-Algorithmus zur Detektion des Minimums in Suchrichtung verwendet. Es wird also zunächst der Gradient bestimmt

(Abschnitt 5.4.6.3). Im Weiteren werden die Größen δ_i und M_{Laden} normiert und an die Liniensuche weitergegeben. Die Liniensuche mit dem Goldener-Schnitt-Algorithmus findet in der normierten Ebene statt. Für die Schätzung der Systemgrößen und die Berechnung der Verlustleistung werden die normierten Größen wieder in reale Größen umgerechnet.

„V₂ An“

In diesem Zustand ist die Wahrscheinlichkeit sehr hoch, dass sich das globale Verlustminimum für die Übersetzung in der Nähe des Bestpunktes nach Abbildung 5.10 befindet, da dieser den größten Anteil an den (realen) Verlusten ausmacht.

Der Ablauf zur Bestimmung des Minimums und der Stellgrößen δ_i und M_{Laden} ist analog zu Abbildung 5.24.

Nachdem die Stellgrößen δ_i und M_{Laden} sowie die zugehörigen Verluste für die einzelnen Zustände bestimmt wurden, werden sie miteinander verglichen und aus dem Minimum der vier Verlustleistungen wird der neue Steuervektor zum Betrieb des Antriebsstrangs ausgewählt. Dazu wird aus der Variatorverstellung δ_i die Variatorübersetzung i_{var}^* bestimmt, wie im folgenden Abschnitt gezeigt. Weitere Ausgangsgrößen sind neben i_{var}^* und M_{Laden} der gewünschte Ein- bzw. Ausschaltzustand des Verbrennungsmotors $d_{VM,An}^*$ sowie die gewünschte Getriebestellung $d_{V1/2}^*$.

5.4.5 Interpolation der Stellgrößen

Die so bestimmten Steuergrößen werden über den Gesamtfahrzeugregler (Abschnitt 5.3.8) an den einzelnen Komponenten eingestellt. Da die Verlustleistungsminimierung mit einer geringeren Abtastrate berechnet wird, müssen die Größen, insbesondere die Variatorübersetzung geeignet umgerechnet werden.

Beachtet werden muss dabei, wenn z.B. von der Verlustleistungsminimierung ein Zustandswechsel der Getriebestellung ausgewählt wird, und die Variatorübersetzung sich aktuell nicht in der Nähe der Synchronübersetzung $i_{var, sync}$ befindet. Die Sollvorgabe für die Übersetzung des CVTs, die von der Optimierung ausgegeben wird, entspricht dem jeweiligen Zielwert am Ende des Abtastschritts der Verlustleistungsminimierung. Um daraus eine kontinuierliche Sollvorgabe für die schnellere Abtastzeit zu berechnen, wird wie bei der Schätzung der Systemgrößen aus Abschnitt 5.4.2 die Sollgröße nach den Abbildungen 5.21 und 5.22 interpoliert. Hierbei ist auch ein Wechsel der Getriebestellung berücksichtigt.

Durch die gezeigte Interpolation kann eine nahezu konstante Verstellung der Übersetzung i_{var} erreicht werden, und trotz der großen Abtastzeit für die Optimierung wird die Stellgröße für die schnelle Abtastzeit gut angenähert.

Die beiden diskreten Größen für die Solltriebseinstellung $d_{V_{1/2}}^*$ sowie für den Betriebszustand des Verbrennungsmotors $d_{VM,An}^*$ werden während eines Optimierungsschritts als konstant vorgegeben. Ebenso das Lademoment M_{Laden} , das zur priorisierten Momentenaufteilung (Abschnitt 5.1) weitergeleitet wird.

5.4.6 Verfahren zur Minimumsuche

Wie oben erwähnt, basiert die Betriebsführung darauf, dass durch den Vergleich mehrerer möglicher Zustände der jeweils verlustärmste identifiziert und ausgewählt wird.

Um das Verlustminimum zu ermitteln, werden im Folgenden Methoden sowohl zur eindimensionalen (bei abgeschaltetem Verbrennungsmotor) als auch zur zweidimensionalen Minimumsuche gezeigt. In der Literatur sind hierzu zahlreiche Verfahren bekannt [77]. Zum Einsatz der Verfahren auf dem Realzeitsystem sind jedoch zusätzliche Anforderungen zu berücksichtigen.

Eine Grundvoraussetzung ist, dass die erforderlichen Rechenoperationen in der zur Verfügung stehenden Rechenzeit ausgeführt werden können. Hierbei ist zwischen dem Rechenaufwand zur Bestimmung des Zielfunktionswerts bzw. zur Berechnung eventuell erforderlicher Gradienten und dem Rechenaufwand für den Minimierungsalgorithmus zu unterscheiden. Im vorliegenden Fall liegt der dominante Anteil bei der Auswertung der Zielfunktion und der eventuell erforderlichen Gradienten. Es gilt also ein Verfahren für die Minimumsuche auszuwählen, das möglichst wenige Auswertungen der Zielfunktion benötigt.

Ein weiteres Kriterium für die Auswahl des Verfahrens ist, dass die Anzahl der Schritte zum Erreichen des Minimums nicht nur möglichst gering, sondern definitiv auf einen vorgegebenen Wert begrenzt ist. Durch eine solche Einschränkung kann bei einer unbekanntem Fehlerfläche nur eine Stellgröße gefunden werden, die innerhalb eines vorgegebenen Toleranzbereichs zum tatsächlichen Minimum liegt.

Mit der Auswahl des Minimumsuchverfahrens und dem Rechenaufwand zur Berechnung der Zielfunktion und eventueller Gradienten wird auch die Wahl der Abtastzeit für die gesamte Verlustleistungsminimierung beeinflusst. Neben der Rechenzeit wird die Untergrenze für die Abtastzeit auch dadurch begrenzt, dass die Vorausberechnung bei kurzen Abtastzeiten eben nur für den kurzen Abtastschritt gültig

ist. Dies kann zur Folge haben, dass die Suche ein lokales Minimum nicht mehr verlassen kann. Bei der Übersetzungsverstellung könnte dies auftreten, da die Verstellgeschwindigkeit begrenzt ist, und die am Ende eines Abtastschritts maximal erreichbare Veränderung der Getriebeübersetzung (Abbildung 5.22) direkt von der Abtastzeit abhängt. Eine Abhilfe hierfür wäre z.B. eine dominantere Auslegung der Steuerbedingungen zur Beeinflussung der Übersetzung, welche allerdings der Optimierung auch weniger Freiheit ließe.

Wird die Abtastzeit sehr groß gewählt, so steht pro Abtastschritt zwar mehr Rechenzeit zur Verfügung und der Toleranzbereich für die Minimumsuche kann verkleinert werden, allerdings kann sich während der lange andauernden Berechnung sowohl der Zustand des Antriebsstrangs als auch die Fahreranforderung ändern, und das Minimum ist für den neuen Fahrzustand nicht mehr aktuell. Vor allem die gewünschte Beschleunigung durch den Fahrer kann sich schnell ändern und eine entsprechend schnelle Reaktion der Betriebsführung auf die Fahreranforderung ist wünschenswert.

Um einen erweiterten Horizont für die Optimierung zu erreichen, und trotzdem eine schnelle Reaktion auf veränderte Fahr- und Anforderungssituationen zu gewährleisten, wurde eine zusätzliche Vorausberechnung für einen weiteren Abtastschritt implementiert. Dabei wird die gezeigte Verlustleistungsminimierung wie oben beschrieben ausgeführt und das Ergebnis für einen weiteren, nachfolgenden Optimierungsschritt als Ausgangslösung verwendet. Dadurch können auch (zeitlich) weiter entfernte Punkte erreicht und ausgewählt werden.

Anhand von Versuchen am Realzeitsystem und durch Simulationen wurde als Kompromiss der oben genannten Einflüsse die Abtastzeit zu $T_{A,opt} = 0.25 \text{ s}$ festgelegt.

Eine Möglichkeit der Minimumsuche ist die diskrete Verteilung der Vorgabe über den möglichen Eingangsbereich. Dieses Verfahren ist sowohl für die eindimensionale als auch für die zweidimensionale Suche anwendbar und wird im folgenden Abschnitt 5.4.6.1 beschrieben. Ist der Verbrennungsmotor abgeschaltet, so ist der Eingangsbereich eindimensional. In Abschnitt 5.4.6.2 werden dazu zwei Verfahren zur Minimumsuche erläutert. Zur Suche des Minimums bei zweidimensionalem Eingangsbereich, wird in Abschnitt 5.4.6.3 ein gradientenbasiertes Verfahren vorgestellt. In Abschnitt 5.4.6.4 werden die Verfahren bezüglich des Rechenaufwands miteinander verglichen.

5.4.6.1 Systematische Auswertung definierter Stellgrößenkombinationen

Bei dieser Art der Minimumsuche wird der Eingangsbereich in ein Raster eingeteilt und für jeden Punkt des ein- oder zweidimensionalen Eingangsbereichs wird

der zugehörige Funktionswert berechnet. Diese Funktionswerte werden miteinander verglichen und derjenige Eingangswert bzw. diejenige Eingangswertkombination, die den geringsten Funktionswert aufweist, ausgewählt.

Die Variatorverstellung δ_i variiert dabei zwischen -1 und $+1$. Das Lademoment M_{Laden} wird zu gleichen Teilen im Positiven wie im Negativen zwischen Null und dem jeweiligen Minimal- bzw. Maximalwert des möglichen Elektromotormoments vorgegeben, das von der Drehzahl und der aktuellen Spannung abhängt. Die Berechnung erfolgt wie in Abschnitt 5.4.4 beschrieben, für die vier diskreten Zustände jeweils separat. Aus den Minima der vier Zustände wird wiederum der geringste Funktionswert ermittelt und die entsprechende Stellgrößenkombination wird ausgegeben.

Die Aufteilung bzw. Rasterung des Eingangsbereichs hat einen maßgeblichen Einfluss auf die Anzahl der Auswertungen und damit auf die Rechenzeit. Eine besonders feine Aufteilung hat zwar eine höhere Genauigkeit der Stellgrößen zur Folge, allerdings erhöht sich der Rechenaufwand mit jeder zusätzlichen Auswertestelle, dies gilt insbesondere für die zweidimensionale Suche. Eine Reduzierung der Auswertstellen ist also wünschenswert.

Beispielsweise in Getriebebestellung V_1 tritt auch bei feiner Rasterung im Eingangsbereich δ_i nur in sehr seltenen Fällen eine Stellgröße für δ_i auf, die ungleich -1 , 0 oder $+1$ ist. In „ V_1 Aus“ wird eine Übersetzung nahe $i_{var,max}$ angestrebt, so dass nach einem Wechsel aus V_2 in erster Linie $\delta_i \approx +1$ das Verlustleistungsminimum darstellt, da in den Ausgangszustand zurückgekehrt werden soll. Ist die Übersetzung bereits groß genug, wird δ_i um den Wert Null bleiben, da die Speicherung der zum Anlassen nötigen Energie ein schnelles Verstellen zu kleineren Übersetzungen hin unwahrscheinlich macht. In „ V_1 An“ hingegen wird nach der Entscheidung für einen Anlassvorgang mit $\delta_i = -1$ in Richtung Synchronpunkt verstellt. Ist dieser erreicht, so wird sich die Übersetzung nur mehr wenig ändern, weshalb die Verstellung ebenfalls nahezu Null betragen wird.

In „ V_2 Aus“ findet eine Anpassung der Drehzahl an der Welle W_1 auf die Anlassdrehzahl für den Verbrennungsmotor von ca. $900 U/min$ statt, der Wert von δ_i hängt hierbei in erster Linie vom Fahrverhalten ab. Ist die Geschwindigkeitsänderung gering, so ändert sich die Übersetzung ebenfalls langsam. Eine Ausnahme bildet dabei der Fall, dass der Verbrennungsmotor abgeschaltet wird, wodurch sich durch die neue Söldrehzahl $N_{W_1}^*$ die gewünschte Übersetzung des CVTs vom alten Wert sprunghaft ändert, was meist eine Verstellung mit $|\delta_i| \approx 1$ zur Folge hat.

Ähnlich verhält es sich in „ V_2 An“, da hierbei der Sollwert von i_{var} von der Geschwindigkeit, der Momentenanforderung an der Welle 4 und zusätzlich vom Betrag des

Lademoments abhängt. Ändern sich weder Drehzahl noch Sollmoment merklich, so bleibt die Übersetzung nach einem Erreichen des optimalen Betriebspunktes nahezu konstant, bei einem einsetzenden Beschleunigungs- oder Bremsvorgang kann der Bestpunkt jedoch auch in sehr kurzer Zeit wandern. Bei einem Wechsel aus „ V_2 Aus“ ist ebenfalls eine schnelle Verstellung wahrscheinlich, da zuvor $N_{W1} \approx 900 U/min$ war.

Bei M_{Laden} überwiegt die Auswahl der positiven Werte deutlich, was vor allem an den Nebenverbrauchern im System liegt.

Durch geschicktes Verteilen der betrachteten Punkte kann der Rechenaufwand deutlich reduziert werden, indem die Auswertung von Kombinationen, die nur selten ein Minimum aufweisen, eingespart wird. Hierzu wird die Rasterung in Richtung δ_i um die Werte -1, 0 und +1 etwas feiner eingestellt als in den Zwischenbereichen. In Richtung M_{Laden} wird eine grobe Rasterung gewählt.

Ein Problem das bei dieser Art der Minimumsuche auftreten kann, ist das Auftreten von sprunghaften Änderungen, die vor allem bei sehr flachen Verlustleistungsebenen auftreten. Problematisch ist diese Tatsache in den Fällen, wo die Verlustleistungsebene an mehreren Stellen, welche verhältnismäßig weit auseinanderliegen, nahezu identische Werte aufweist. Die Folge wäre bei geringsten Änderungen ein Hin- und Herspringen zum jeweils aktuell günstigsten Punkt.

Grundsätzlich ist es die Aufgabe der verlustleistungsmiminierenden Betriebsführung das globale Minimum auszuwählen. Bei hochfrequenten, deutlichen Änderungen der Stellgrößen aufgrund sehr geringer Verlustleistungsunterschiede kann ein Verbleiben in der Nähe des aktuellen Betriebspunktes jedoch von Vorteil sein. Ein solches Verhalten würde den Fahrkomfort negativ beeinflussen. Abhilfe kann hierbei einerseits eine feinere Rasterung der Eingangsgrößen oder eine zusätzliche Bewertung der Veränderung der Stellgrößen durch virtuelle Verluste bringen. Die Minimumsuche aus Abschnitt 5.4.6.3 vermeidet dieses Problem dadurch, dass als Startpunkt für die gradientenbasierte Minimumsuche jeweils der letzte Betriebspunkt ausgewählt wird. Dies kann natürlich auch die negative Auswirkung haben, dass diese Minimumsuche ein eventuell lokales Minimum nicht verlassen kann.

5.4.6.2 Eindimensionale Suchverfahren

Ist der Verbrennungsmotor abgeschaltet, so besteht aufgrund der priorisierten Momentenaufteilung nach Abbildung 5.1 kein Einfluss des Lademoments M_{Laden} auf den Antriebsstrang. Es muss also nur die Variatorübersetzung i_{var} bzw. die Variatorverstellung δ_i bestimmt werden. Die Verlustleistungsebene wird dadurch zu einer

Verlustleistungskurve mit eindimensionalem Eingangsbereich reduziert.

Wie auch bei der zweidimensionalen Suche soll die Rechenzeit möglichst gering sein, und damit die Anzahl der Auswertungen der Zielfunktion reduziert werden. Auch soll das Verfahren mit einer definierten Anzahl an Iterationen zum Ziel führen. Im Folgenden werden zwei Verfahren zur Bestimmung des Minimums bei einem eindimensionalen Eingangsbereich vorgestellt.

Funktionsapproximation mit einem Polynom 4. Ordnung

Eine Möglichkeit, das Minimum einer unbekanntens eindimensionalen Funktion zu bestimmen, ist die Annäherung mittels einer Funktionsapproximation und eine Extremwertbestimmung der approximierten Funktion durchzuführen. Beim hier vorgestellten Verfahren wird eine Funktion 4. Ordnung zur Approximation verwendet. Die Gleichung für die Kurve lautet in allgemeiner Form wie folgt:

$$P_n = a_4x_n^4 + a_3x_n^3 + a_2x_n^2 + a_1x_n + a_0 \quad (5.30)$$

Mit der Funktion wird die Verlustleistung des Antriebsstrangs als Funktion der Variatorverstellung δ_i approximiert. Hierbei bewegt sich x zwischen -1 und 1 , entsprechend den Grenzen der Stellgröße.

Durch die fünf ermittelten Wertepaare x_1 bis x_5 und P_1 bis P_5 lassen sich die Koeffizienten a_0 bis a_4 errechnen, indem das Gleichungssystem in Matrix-Vektor-Form geschrieben

$$\underline{P} = \mathbf{X} \cdot \underline{a} \quad (5.31)$$

und nach \underline{a} aufgelöst wird.

$$\underline{a} = \mathbf{X}^{-1} \cdot \underline{P} \quad (5.32)$$

Die Vektoren \underline{P} und \underline{a} sind wie folgt bestimmt:

$$\underline{P} = \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \\ P_4 \\ P_5 \end{pmatrix}, \quad \underline{a} = \begin{pmatrix} a_4 \\ a_3 \\ a_2 \\ a_1 \\ a_0 \end{pmatrix} \quad (5.33)$$

Werden die Punkte der Auswertung x_n auf dem Eingangsbereich gleichmäßig ver-

teilt, so lässt sich die Matrix \mathbf{X} direkt angeben.

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & -1 & 1 & -1 & 1 \\ (\frac{1}{2})^4 & -(\frac{1}{2})^3 & (\frac{1}{2})^2 & -\frac{1}{2} & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ (\frac{1}{2})^4 & (\frac{1}{2})^3 & (\frac{1}{2})^2 & \frac{1}{2} & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.34)$$

Damit kann auch die inverse Matrix \mathbf{X}^{-1} im Vorhinein berechnet werden. Die Parameter a_0 bis a_4 der approximierten Funktion aus Gleichung (5.30) können also mit einer einfachen Matrix-Vektor-Multiplikation nach Gleichung (5.32) bestimmt werden.

Die Extremstellen der Funktion aus Gleichung (5.30) werden durch die Nullstellen der Ableitung ermittelt.

$$x_{1/2/3} \quad | \quad 4a_4x_n^3 + 3a_3x_n^2 + 2a_2x_n + a_1 = 0 \quad (5.35)$$

Nach einer Überprüfung der Extremstellen auf Minima durch die 2. Ableitung

$$P_n'' = 12a_4x_n^2 + 6a_3x_n + 2a_2 > 0 \quad (5.36)$$

und Einhaltung der Beschränkung auf $|x| \leq 1$, werden die sich an den Minima ergebenden Verlustleistungen verglichen. Eventuell auftretende imaginäre Lösungen werden vernachlässigt. Die Existenz mindestens einer realen Lösung ist durch die ungerade Ordnung der abgeleiteten Funktion aus Gleichung (5.35) garantiert. Dass es sich dabei jedoch um ein Minimum handelt, ist nicht sichergestellt.

Es ist problematisch, wenn sich innerhalb der Grenzen ausschließlich ein Maximum als Ergebnis der Interpolation ergibt, da in diesem Fall keine Informationen über die Lage des Minimums vorliegt. Eine Möglichkeit ist, das sich ergebende Minimum aus der Extremwertbestimmung mit den bereits berechneten Funktionswerten der fünf Punkte P_1 bis P_5 zu vergleichen. Sollte der ermittelte Punkt keinen geringeren Verlustleistungswert aufweisen als einer der fünf anderen, so wird der günstigste andere Betriebspunkt gewählt. Die Lage der fünf Punkte ist jedoch durch den Algorithmus fest vorgegeben, daher wird sich einer davon nur sehr selten zufriedenstellend nahe am Minimum befinden.

Bei einer Interpolation mit einer Funktion höherer Ordnung besteht der Nachteil, dass keine expliziten Lösungsformeln zur Extremwertbestimmung existieren, was eine einfache Implementierung verhindert. Anderweitige Bestimmungsmethoden für Nullstellen von Funktionen höherer Ordnung existieren zwar, es ist jedoch nicht

ausgeschlossen, dass bei deren Verwendung Singularitäten auftreten. Zudem ist die benötigte Rechenzeit für diese Art der Nullstellenbestimmung wesentlich höher.

Eine Verbesserung des Ergebnisses der Liniensuche kann erzielt werden, wenn der Betrachtungsbereich, innerhalb der physikalischen Grenzen eingengt wird.

Abbildung 5.25 zeigt die Verlustleistung P_{Verl} in Abhängigkeit von der normierten Variatorverstellung δ_i für zwei verschiedene Variatorübersetzungen jeweils als schwarze und graue durchgezogene Linie. Die Kennlinien wurden in Getriebestel-

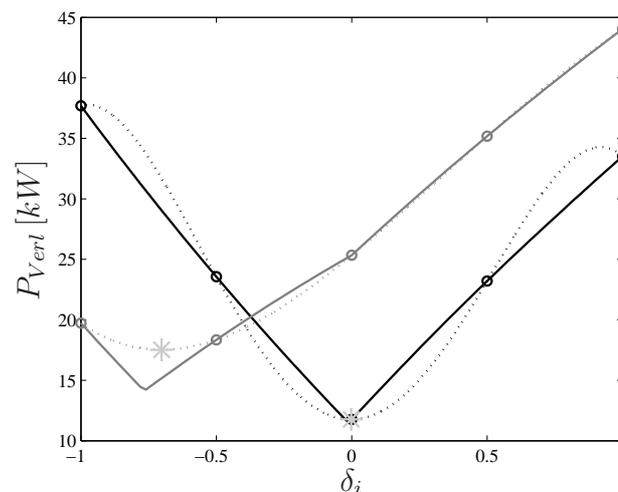


Abbildung 5.25: Verlustleistungsfunktionen und Funktionsapproximationen durch ein Polynom 4. Ordnung

lung V_2 bei einer konstanten Fahrzeuggeschwindigkeit von 25 km/h ermittelt. Die gestrichelten Linien in schwarz und grau sind die jeweils approximierten Polynomfunktionen 4. Ordnung, die aufgrund der Funktionswerte $P_1 \dots P_5$ an den Stellen $x_1 \dots x_5 = -1 \dots 1$ (jeweils mit schwarzen und grauen Kreisen markiert) durch die oben gezeigte Matrix-Multiplikation bestimmt wurden. Die Minima der beiden approximierten Funktionen sind mit hellgrauen Sternchen gekennzeichnet.

Es zeigt sich, dass die Minima der approximierten Funktionen sehr nahe an den Minima der Verlustleistungsfunktionen liegen. Bei der grauen Funktion weicht das Minima der Approximation etwas ab, trotzdem liegt der ausgewählte Punkt sehr nahe am tatsächlichen Minimum.

Die Interpolation der Verlustleistungskurve mit Hilfe eines Polynoms 4. Ordnung ist möglicherweise nicht ausreichend genau, um ein akzeptables Ergebnis zu liefern. Vorteilhaft ist in jedem Fall die geringe Anzahl an nötigen Auswertungen, da die Verlustleistungsfunktion nur an sechs Stellen ausgewertet werden muss.

Goldener-Schnitt-Liniensuche

Eine geeignete Suchmethode zur Bestimmung des Minimums einer eindimensionalen Verlustleistungsfunktion ist das Bisektionsverfahren oder auch Goldener-Schnitt-Algorithmus [77]. Wie bei der oben gezeigten Minimumsuche durch eine Funktionsapproximation ist keine Berechnung der Ableitungen nötig und es kann in Abhängigkeit von der erwünschten Genauigkeit eine benötigte Anzahl an Iterationen n im Voraus bestimmt werden.

$$n = \left\lceil \frac{\ln \frac{\epsilon}{x_1 - x_4}}{\ln \frac{\sqrt{5}-1}{2}} \right\rceil \quad (5.37)$$

Mit ϵ ist das maximal tolerierte Intervall um den Wert des Minimums und mit x_1 und x_4 sind die Randwerte des Startintervalls bezeichnet.

Das Prinzip des Algorithmus beruht auf einer fortlaufenden Eingrenzung des Suchintervalls um das Minimum herum, wie in Abbildung 5.26 gezeigt. Begonnen wird

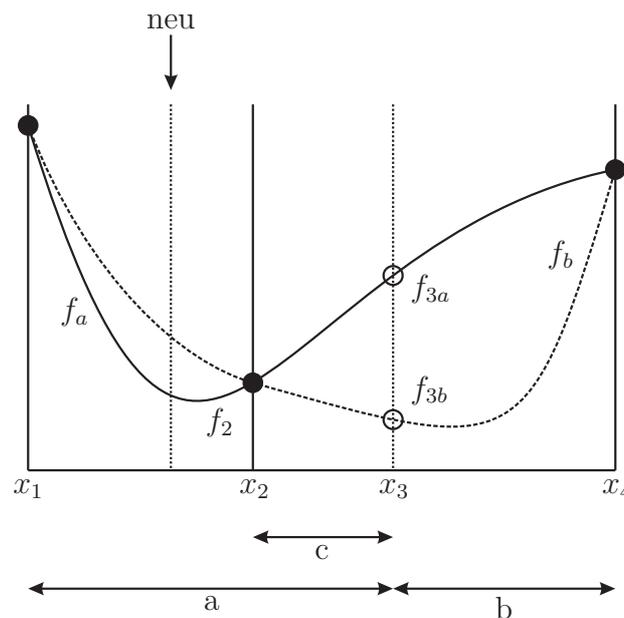


Abbildung 5.26: Prinzipablauf eines Suchschritts

mit der Bestimmung der Verlustleistungen an den Punkten x_1 und x_4 , wobei x_1 dem Wert $\delta_i = -1$ und x_4 dem Wert $\delta_i = +1$ entsprechen. Die Lage aller weiteren Punkte wird über das Verhältnis des goldenen Schnitts $\frac{1+\sqrt{5}}{2} \approx 1.618$ berechnet. Dieser Faktor entstammt der Überlegung, dass sich nach einer Aufteilung des Intervalls in zwei ungleich große Teile die relative Lage der zu betrachtenden Punkte in den neu entstandenen Teilintervallen nicht ändern soll. Auf diese Weise muss bei jeder Iteration nur ein neuer Wert berechnet werden, da drei der vier nötigen Funktionswerte bereits bekannt sind.

Am Beispiel in Abbildung 5.26 wird dieses Vorgehen nochmal verdeutlicht. Nachdem der Funktionswert an der Stelle x_2 ermittelt wurde, wird er mit dem Funktionswert an der Stelle x_3 verglichen. Ist der Wert f_2 an der Stelle x_2 kleiner als an der Stelle x_3 , so wird die Suche im Intervall a fortgesetzt, andernfalls im Intervall c, b . Entspricht der Wert an der Stelle x_3 dem Funktionswert f_{3a} , so liegt bei konvexen Funktionen das Minimum sicher im Intervall $[x_1, x_3]$, im Falle f_{3b} hingegen in $[x_2, x_4]$. In beiden Fällen wird für die nächste Iteration nurmehr eines der beiden Teilintervalle betrachtet und dadurch die Stelle des Minimums weiter eingekreist. Durch die Auswahl des nächsten Abtastpunktes nach dem goldenen Schnitt, wie oben beschrieben, muss im nächsten Schritt nur der eine Funktionswert „neu“ berechnet werden. Das exakte Minimum würde erst nach unendlich vielen Iterationen erreicht, es genügt jedoch eine gewisse Genauigkeit um das Minimum herum. Durch die Gleichung 5.37 kann die Toleranz zum Minimum festgelegt werden. Durch Versuche in der Simulation sowie auf dem Realzeitsystem wurde die Anzahl der Iterationen auf $n = 25$, und damit eine Genauigkeit von $\epsilon \approx 1.2 \cdot 10^{-5}$ eingestellt.

Vergleich beider Liniensuchmethoden

Die primären Vor- und Nachteile der Goldener-Schnitt-Liniensuche gegenüber der Funktionsapproximation mit einem Polynom 4. Ordnung zeichnen sich wie folgt aus.

Im Gegensatz zur Funktionsapproximation entspricht die Verlustleistung in jedem ermittelten Punkt dem tatsächlichen Wert der Summe aus realen und virtuellen Verlusten und nicht etwa dem Funktionswert der Approximation. Dadurch kann die Ermittlung eines falschen Minimums, das z.B. außerhalb der Begrenzungen liegt, nicht auftreten. Desweiteren besteht nicht die Gefahr, dass kein Minimum gefunden wird. Bei der Funktionsapproximation könnte ausschließlich ein Maximum auftreten.

Durch die niedrige Ordnung der approximierten Funktion treten Ungenauigkeiten bei der Minimumsuche auf. Wird eine Funktionsapproximation höherer Ordnung verwendet, um die Genauigkeit zu erhöhen, bringt das zwei Nachteile mit sich: Erstens reduziert sich der Unterschied im Hinblick auf die geringere Anzahl an auszuwertenden Punkten und zweitens wird die Bestimmung und Auswertung der Extremstellen erschwert. Bei einer ungeraden Anzahl an Extremwerten ist auch bei höheren Ordnungen die Existenz mindestens einer reellen Nullstelle gegeben, aber auch in diesem Fall kann es sich dabei um ein Maximum der Funktion handeln.

Eine Abhilfe bringt die Aufteilung des Eingangsbereichs in mehrere Abschnitte, für jeden Abschnitt wird dann eine Funktionsapproximation mit Minimumsuche durchgeführt und die Ergebnisse werden anschließend miteinander verglichen. Bei vier Abschnitten wären somit 21 Auswertepunkte notwendig. Damit ist die Genauig-

keit zwar erhöht, trotzdem kann keine definitive Toleranz der Lösung wie bei der Goldener-Schnitt-Liniensuche angegeben werden.

5.4.6.3 Zweidimensionale Suche: Gradientenverfahren

Für die Minimumsuche bei einem zweidimensionalen Eingangsraum (δ_i, M_{Laden}) wurde in Abschnitt 5.4.6.1 eine Methode vorgestellt, bei der zunächst der Eingangsraum in ein Raster eingeteilt wurde, und anschließend alle möglichen Eingangskombinationen systematisch durchprobiert wurden, um das Minimum zu finden. Wesentlich effizienter kann das Minimum mit Hilfe von gradientenbasierten Suchverfahren ermittelt werden. Anstatt etliche verschiedene Punkte durchzutesten, wird bei einem Gradientenverfahren an einem bestimmten Stellgrößenpaar gestartet und im nächsten Schleifendurchlauf werden die Stellgrößen in die Richtung geändert, in der sich die größte Einsparung an Verlustleistung ergibt. Dazu wird einerseits das Gradientenabstiegsverfahren eingesetzt, andererseits wird eine gradientenbasierte Richtungssuche mit anschließender Liniensuche in die festgelegte Suchrichtung gezeigt. Näheres hierzu ist beispielsweise in [77] nachzulesen.

Berechnung der Gradienten

Die Bestimmung der Gradienten erfolgt durch partielle Ableitung der Verlustleistungsfunktion P_{Verl} aus Gleichung (5.29) nach δ_i und M_{Laden} .

$$\underline{g}^{(l)} = \begin{pmatrix} \frac{\partial P_{Verl}}{\partial \delta_i} \\ \frac{\partial P_{Verl}}{\partial M_{Laden}} \end{pmatrix} \quad (5.38)$$

Da einige Elemente der Verlustleistungsfunktion nur über Kennfelder angegeben werden können, wie z.B. die Wirkungsgrade der Motoren oder das Verlustmoment am CVT, werden diese Kennfelder numerisch nach δ_i und M_{Laden} abgeleitet, und die daraus entstehenden Gradientenkennfelder werden zur Gradientenbestimmung herangezogen.

Abbruchbedingungen

Als Abbruchbedingung für das Gradientenverfahren sowie für die gradientenbasierte Richtungssuche wird die Änderung der Ausgabewerte δ_i und M_{Laden} im Vergleich zur letzten Iteration verwendet, da ab einer bestimmten Schwelle die unmittelbare Nähe eines (lokalen) Minimums erreicht wurde und weitere Durchläufe keine nennenswerten Verbesserungen mit sich bringen werden. Abhängig von der Wahl der Toleranz kann der Rechenaufwand beeinflusst werden.

Eine weitere Abbruchbedingung wird durch die maximal mögliche Anzahl an Iterationsschritten bestimmt, die je nach Minimumsuchverfahren, Rechenaufwand und zur Verfügung stehender Rechenzeit festgelegt wird.

Bestimmung der Startwerte

Die Bestimmung eines Startpunkts für die gradientenbasierte Minimumsuche ist nur in den Zuständen „ V_1 An“ und „ V_2 An“ notwendig. Da in den Zuständen „ V_1 Aus“ und „ V_2 Aus“ nur δ_i zu bestimmen ist und die eindimensionale Suche nach Abschnitt 5.4.6.2 erfolgt, ist hier kein Startpunkt erforderlich.

Wird die Annahme getroffen, dass die Position des neuen Minimum der Verlustleistungsebene – wegen der in 0.25 s nur geringen Änderung des Streckenzustandes – noch immer nahe am zuvor ermittelten Minimum liegt, so dient der vorherige Punkt als Startpunkt. Daher wird M_{Laden} am Anfang jedes Optimierungszyklus mit der alten Auswahl initialisiert und kann von dort aus mit jeder Iteration nach Bedarf verringert oder erhöht werden, bis das neue Minimum ausreichend eingegrenzt worden ist.

Ist der Verbrennungsmotor in V_1 eingeschaltet, so ist meist ein rascher Übergang in Stellung V_2 erwünscht, weshalb hier mit $\delta_i = -1$ gestartet wird. In Stellung V_2 hingegen wird mit dem vorherigen Wert von δ_i initialisiert.

Im Anschluss an eine Bestimmung der beiden zu betrachtenden Stellgrößen aus den Informationen von Gradient und Startpunkt schließt sich die jeweilige Berechnung der Verlustleistung nach Abschnitt 5.4.1 an. Am Ende jedes Schleifendurchlaufs wird ein Vergleich aller ermittelten Verlustleistungen durchgeführt und das jeweilige Gesamt-Minimum weiterverwendet.

Gradientenabstiegsverfahren

Unter Verwendung der sich ergebenden partiellen Ableitungen der Verlustleistungen ist die einfachste Art zur Bestimmung des Minimums eine Realisierung des Gradientenabstiegsverfahrens [77]. Hierzu sind die jeweiligen Zusammenhänge der einzelnen Verlustleistungsgradienten (Gleichung (5.38)) nötig.

$$\begin{pmatrix} \delta_{i,neu} \\ M_{Laden,neu} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta_{i,alt} \\ M_{Laden,alt} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \frac{\partial P_{Verl}}{\partial \delta_i} \\ \frac{\partial P_{Verl}}{\partial M_{Laden}} \end{pmatrix} \eta \quad (5.39)$$

In Gleichung (5.39) ist zusätzlich der Faktor η (Schrittweite) eingeführt. Hierdurch erfolgt die Gewichtung der Gradienten für die Bestimmung der neuen Punkte $\delta_{i,neu}$ und $M_{Laden,neu}$, die für einen sinnvollen Rahmen der Verstellung innerhalb einer Iteration sorgen soll. Da der Gradient um mehrere Zehnerpotenzen variieren kann, was

vor allem durch die eingeführten virtuellen Verlustleistungen verursacht ist, wird die Festlegung der Schrittweite η erschwert. Sehr niedrige Werte haben eine langsame Konvergenz zur Folge, sehr hohe Werte führen zur Instabilität der Minimumsuche. Eine Maßnahme um η ausreichend hoch auswählen zu können, und gleichzeitig ein instabiles Verhalten aufgrund sehr hoher Gradienten – wie sie beispielsweise beim Überschreiten von Stellgrößen am Rand des Verlustleistungskennfelds zu finden sind – zu verhindern, ist die Begrenzung der Variation der Stellgröße auf 10 % des Gesamtbereichs pro Optimierungsschritt. Dadurch ergibt sich aber in einigen Fällen eine Mindestanzahl an Durchläufen, die eventuell vermeidbar wäre. Dabei ist es auch möglich, dass das Minimum jedes Mal wechselseitig übersprungen wird, da der Betrag des Gradienten auf beiden Seiten des Minimums so groß ist, dass selbst nach einer Beschränkung auf 10 % die Grenze jeweils mit unterschiedlichem Vorzeichen überschritten wird. In diesem Fall wird die Beschränkung von 10 % schrittweise reduziert.

Quasi-Newton-Verfahren mittels BFGS-Formel

Eine Methode, die ein besseres Konvergenzverhalten als das Gradientenverfahren ermöglichen kann, ist die Einbeziehung der bereits gemachten Schritte in die Berechnung der zukünftigen Suchrichtung. Diese wird fortan nicht mehr ausschließlich aus den partiellen Ableitungen der Verlustleistungen an der entsprechenden Stelle, sondern nach der – gemäß ihren Entdeckern (Broyden, Fletcher, Goldfarb, Shanno) benannten – BFGS-Formel [77] berechnet.

$$\begin{pmatrix} \delta_i \\ M_{Laden} \end{pmatrix}^{(l+1)} = \begin{pmatrix} \delta_{i,alt} \\ M_{Laden,alt} \end{pmatrix}^{(l)} - \mathbf{G}^{(l)} \underline{g}^{(l)} \eta \quad (5.40)$$

Die Suchrichtung wird dabei neben dem Gradienten

$$\underline{g}^{(l)} = \begin{pmatrix} \frac{\partial P_{Verl}}{\partial \delta_i} \\ \frac{\partial P_{Verl}}{\partial M_{Laden}} \end{pmatrix} \quad (5.41)$$

am vorliegenden Punkt zusätzlich mit der Matrix

$$\mathbf{G}^{(l+1)} = \left[\mathbf{G} + \left(1 + \frac{\underline{y}^T \mathbf{G} \underline{y}}{\underline{w}^T \underline{y}} \right) \frac{\underline{w} \underline{w}^T}{\underline{w}^T \underline{y}} - \frac{\underline{w} \underline{y}^T \mathbf{G} + \mathbf{G} \underline{y} \underline{w}^T}{\underline{w}^T \underline{y}} \right]^{(l-1)} \quad (5.42)$$

mit den Vektoren

$$\underline{w}^{(l-1)} = \begin{pmatrix} \delta_i \\ M_{Laden} \end{pmatrix}^{(l)} - \begin{pmatrix} \delta_i \\ M_{Laden} \end{pmatrix}^{(l-1)} \quad (5.43)$$

und

$$\underline{y}^{(l-1)} = \underline{g}^{(l)} - \underline{g}^{(l-1)} \quad (5.44)$$

multipliziert.

Um diese Verbesserung durch eine Modifizierung des verwendeten Gradienten nutzen zu können, ist zur Bestimmung der Initialisierungswerte ein Berechnen der ersten zwei Iterationen nötig, für die $\mathbf{G}^{(l)} = \mathbf{E}$ ist und in der Gleichung (5.40) damit der unveränderte negative Gradienten analog zu Gleichung (5.39) verwendet wird. Eine Verbesserung tritt somit erst ab dem dritten Durchlauf ein.

Verbesserung durch Liniensuche

Um die oben genannten Probleme des Gradientenabstiegverfahrens zu umgehen, wurde der Bestimmung des Gradienten an der betrachteten Stelle eine Liniensuche nachgeschaltet. Nach der Festlegung der Suchrichtung über den Gradienten entsteht damit ein Minimierungsproblem mit einem eindimensionalen Eingangsraum in Suchrichtung, das mit den Verfahren aus Abschnitt 5.4.6.2 behandelt werden kann. Dadurch muss keine Schrittweite festgelegt werden und die Anzahl der insgesamt nötigen Auswertungen kann reduziert werden.

Funktionsapproximation mit einem Polynom 4. Ordnung

Um den Rechenaufwand gering zu halten, und in Anbetracht dessen, dass die Verlustleistungsebenen dank einer Aufteilung in die vier Grundzustände recht homogen sind, kann eine Minimumsuche nach der oben beschriebenen eindimensionalen Suche erfolgen. Für die Funktionsapproximation wird wieder Gleichung (5.30) zu Grunde gelegt. Der Eingangsbereich x wird nun jedoch auf einen Eingangsbereich zwischen 0 und 1 normiert. Damit ändert sich die Matrix aus Gleichung (5.34) folgendermaßen:

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ (\frac{1}{4})^4 & (\frac{1}{4})^3 & (\frac{1}{4})^2 & \frac{1}{4} & 1 \\ (\frac{1}{2})^4 & (\frac{1}{2})^3 & (\frac{1}{2})^2 & \frac{1}{2} & 1 \\ (\frac{3}{4})^4 & (\frac{3}{4})^3 & (\frac{3}{4})^2 & \frac{3}{4} & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.45)$$

Durch die Normierung können die Werte für x_n wieder festgelegt werden und es ist wie oben sichergestellt, dass die Matrix X invertierbar ist und im Vorhinein berechnet werden kann.

Die Normierung erfolgt anhand des Startpunkts bzw. der Betriebsgrenzen in der δ_i - M_{Laden} -Ebene. Im Anschluss muss aus dem normierten Wert von x wiederum über den Gradienten und die Randwerte auf den entsprechenden Punkt in der δ_i - M_{Laden} -Ebene zurückgerechnet werden. Dieser wird dann für die nächste Iteration als Startwert verwendet, von dem aus erneut eine Liniensuche durchgeführt wird, bis eine der Abbruchbedingungen erfüllt ist.

Goldener-Schnitt-Liniensuche

Auch die Goldener-Schnitt-Liniensuche, wie oben beschrieben, kann zur Bestimmung des Minimums in der Suchrichtung der δ_i - M_{Laden} -Ebene angepasst werden. Wie bei der *Funktionsapproximation mit einem Polynom 4. Ordnung* erfolgt die Berechnung normiert. Im Anschluss an die Ausgabe des Goldener-Schnitt-Algorithmus wird wieder auf die sich ergebenden Werte für δ_i und M_{Laden} zurückgerechnet.

Eine weitere Anpassung besteht in einer dynamischen Bestimmung der Abbruchgenauigkeit, da die Toleranz in M_{Laden} -Richtung größer sein darf als in Richtung δ_i . Bei einer statischen Festlegung der Abbruchbedingung auf den kleineren der beiden Werte, müsste auch bei reiner Suche in M_{Laden} -Richtung bis zu einer Einschränkung auf die Toleranz von δ_i gesucht werden. Die Abbruchbedingung wird also abhängig von der Suchrichtung für jede Liniensuche dynamisch angepasst.

Vergleich

Das Gradientenabstiegsverfahren mit der BFGS-Formel hat im Vergleich mit dem konventionellen Gradientenabstiegsverfahren den Vorteil einer schnelleren Konvergenz und einer einfacheren Bestimmung der Schrittweite. Der Vorteil kommt jedoch erst ab der dritten Iteration zum Tragen.

Wesentlich effizienter ist die Minimumsuche mit einer Liniensuche in Gradientenabstiegsrichtung, wie oben beschrieben. Die Bestimmung der Suchrichtung kann dabei sowohl konventionell durch den Gradienten erfolgen, als auch durch die zusätzliche Matrix \mathbf{G} der BFGS-Formel (5.40) erweitert werden. In den meisten Fällen bringt die zusätzliche Matrix bei einer anschließenden Liniensuche jedoch keinen Vorteil, da zum Einen der Startpunkt entsprechend nahe am Minimum und gleichzeitig die Verlustleistungsfläche homogen genug ist, und nur wenige Schritte zur Bestimmung des Minimums notwendig sind. Abbildung 5.27 zeigt die Anzahl der Iterationen für die Gradientenbestimmung im Zustand „V₂ An“ für eine Simulation. Als Liniensuche wurde der Goldener-Schnitt-Algorithmus verwendet. Es ist zu erkennen, dass bis auf wenige Ausnahmen zwei bis drei Durchläufe der äusseren Schleife (Abbildung 5.24) ausreichen, um das Minimum zu finden. Es gilt zu beachten, dass bereits bei

onsapproximation mit einem Polynom 4. Ordnung kann die Genauigkeit nur anhand der fünf Stützstellen, nicht jedoch genauer angegeben werden. Bezüglich Rechenaufwand ist dieses Verfahren jedoch am günstigsten. Selbst wenn der Eingangsbereich zusätzlich in vier Abschnitte geteilt wird, wie oben beschrieben, sind maximal 21 Auswertungen der Zielfunktion notwendig.

Bei der zweidimensionalen Suche ergibt sich für das gewählte Raster eine Anzahl von 16261 auszuwertenden Punkten, die in Realzeit nicht berechnet werden können. Bei geschickter Wahl des Rasters anhand der Überlegungen aus Abschnitt 5.4.6.1 lassen sich bis zu 75 % der Berechnungen einsparen, ohne große Auswirkungen auf das Ergebnis zu haben, was die endgültige Anzahl auf ungefähr 4000 Punkte reduziert. Um eine ausreichend schnelle Berechnung für die Simulation zu gewährleisten, sollten nicht mehr als 1000 Auswertungen pro Optimierungsschritt durchgeführt werden. Der Abstand zwischen den Werten für δ_i musste daher auf 0.1 reduziert werden, in M_{Laden} -Richtung ergibt sich ein maximaler Wert von knapp $4 Nm$. Für eine Implementierung auf dem Realzeitsystem sind selbst die reduzierten 1000 Auswertungen bei der gewählten Abtastzeit von $0.25 s$ nicht realisierbar.

Bezüglich Rechenzeit wesentlich günstiger und damit auf dem Realzeitsystem realisierbar, ist eine gradientenbasierte zweidimensionale Suche. Wie oben beschrieben, ist hierbei eine gradientenbasierte Suchrichtungsbestimmung mit anschließender Liniensuche besonders effizient. Aus Abbildung 5.27 lässt sich ermitteln, dass durchschnittlich knapp 2.5 Iterationen bis zum Erreichen des Endwertes nötig sind. Dieser Wert ist für Simulationen relevant, da er die Gesamtsimulationszeit beeinflusst. Für die Implementierung auf dem Realzeitsystem ist die maximal mögliche Anzahl an Auswertungen maßgebend. Die Obergrenze für die Anzahl an Richtungssuchen ist auf 10 beschränkt. Mit einer maximalen Anzahl von 25 Iterationen pro Liniensuche mit dem Goldener-Schnitt-Algorithmus ergibt sich daraus eine maximale Anzahl von 250 Funktionsauswertungen für die zweidimensionale Minimumsuche.

5.4.7 Simulations- und Messergebnisse

In Abbildung 5.28 ist ein simulierter Fahrvorgang für den ECE-Zyklus dargestellt. Die erste Grafik zeigt den korrekt abgefahrenen Geschwindigkeitsverlauf. In der zweiten Grafik ist die von der Verlustleistung bestimmte normierte Variatorverstellung δ_i aufgezeichnet. Aufgrund der festgelegten Variatorverstellung wird die Sollvariatorübersetzung nach Abschnitt 5.4.2 und 5.4.5 vorgegeben und durch den Gesamtfahrzeugregler eingestellt. Die Soll- und Istwerte für die Getriebestellung sind in der vierten Grafik dargestellt. Bei der Rückschaltung ist jeweils eine kurze Verzögerung

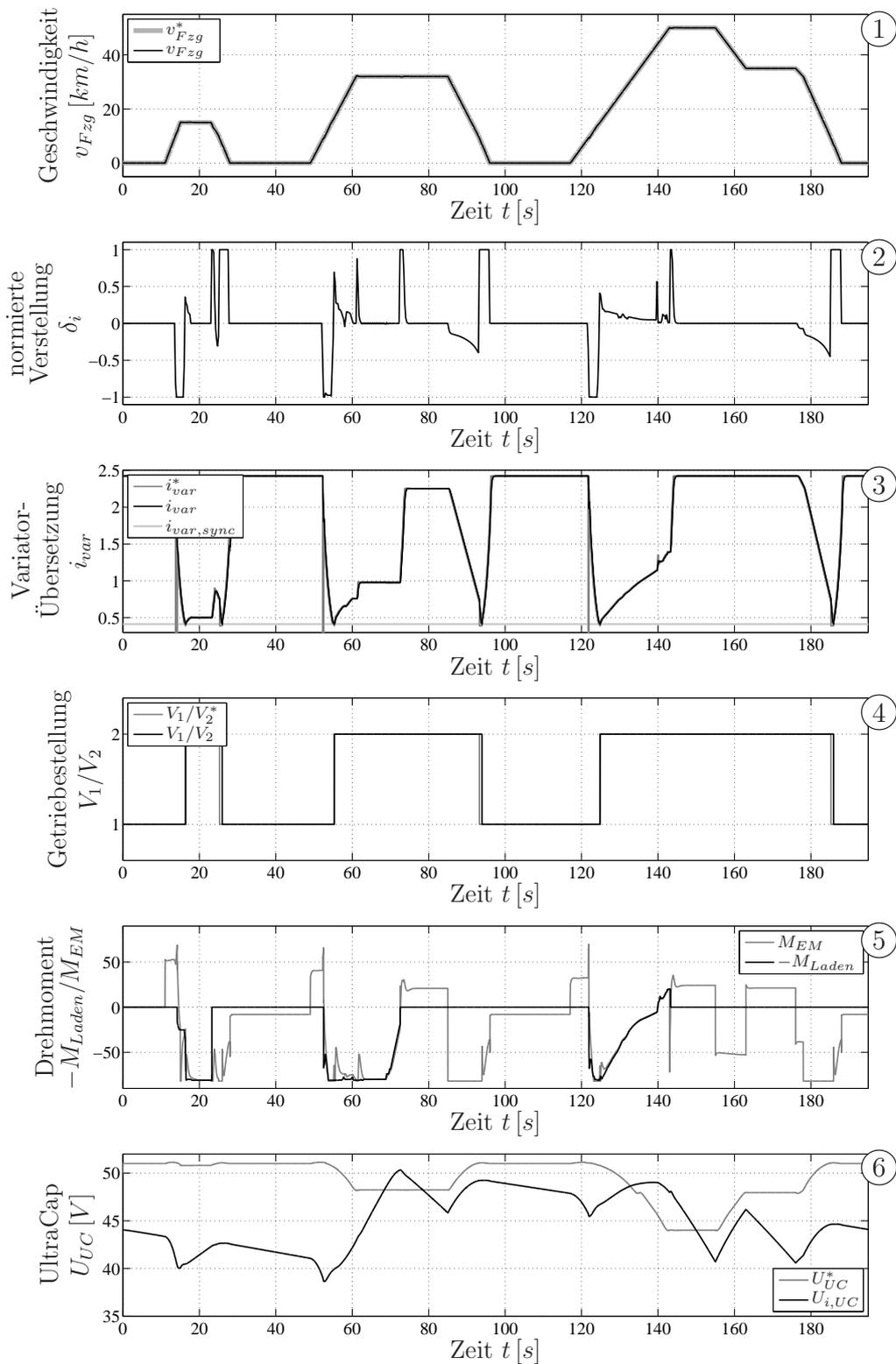


Abbildung 5.28: Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Verlustminimierung

zu erkennen. Diese resultiert daraus, dass zunächst die Synchronübersetzung eingestellt werden muss bevor umgeschaltet werden kann. In der fünften Grafik ist das Elektromotormoment und das negative Lademoment eingezeichnet. Bei ausgeschaltetem Verbrennungsmotor wird kein Lademoment durch die Verlustleistungsminimierung bestimmt, sondern Null ausgegeben. Bei eingeschaltetem Verbrennungsmotor stimmen die beiden Größen sehr gut überein. In der letzten Grafik ist der Soll- und Istwert des UltraCap-Ladezustands dargestellt. Beim ersten Hügel wird der UltraCap mit maximaler Leistung geladen. Da der Hügel aber nur kurz ist und der Verbrennungsmotor damit nur kurz betrieben wird, kann der Energiespeicher nicht vollständig aufgeladen werden. Beim zweiten Hügel wird ebenfalls mit der maximal möglichen Leistung geladen, solange eine große Abweichung vom Sollladezustand vorhanden ist. Trotzdem folgt der Ladezustand bei der Verlustleistungsminimierung nicht so strikt der Sollvorgabe wie bei der Betriebsstrategie in Abschnitt 5.3, was zum Ende des dritten Hügels ersichtlich ist. Trotz einer Abweichung vom Sollladezustand wird der Verbrennungsmotor nicht angelassen, da die Ladeenergie als „zu teuer“ bewertet wird. Erst bei einer größeren Abweichung wie beim zweiten Hügel würde durch den Faktor β_{UC} in den Gleichungen 5.18 und 5.16 das Laden des UltraCaps als günstiger bewertet, wie das rein elektrische Fahren.

Durch die Verlustleistungsminimierung wird der Verbrennungsmotor meist in günstigen Arbeitspunkten betrieben, wie an der Betriebstrajektorie in Abbildung 5.29 deutlich wird. Die häufigsten Betriebspunkte liegen bei Drehzahlen bis 1400 U/min

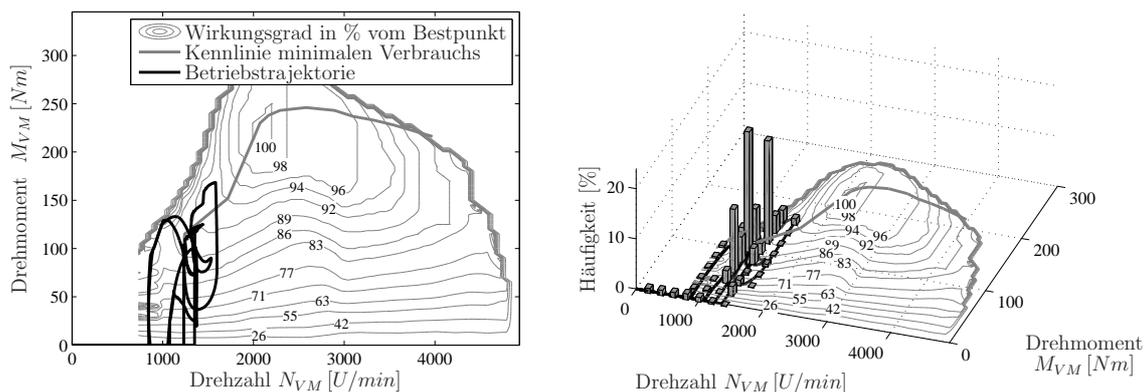


Abbildung 5.29: Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors

und Drehmomenten von 100 Nm bis 140 Nm , und damit bei relativen Wirkungsgraden von 89% bis 94% .

Im Energieflussdiagramm von Abbildung 5.30 sind die Energieflüsse für diese Simulation mit der Verlustminimierung zeitlich unabhängig, analog zum Energieflussdiagramm für die Betriebsstrategie in Abbildung 5.16, dargestellt. Im Vergleich zur

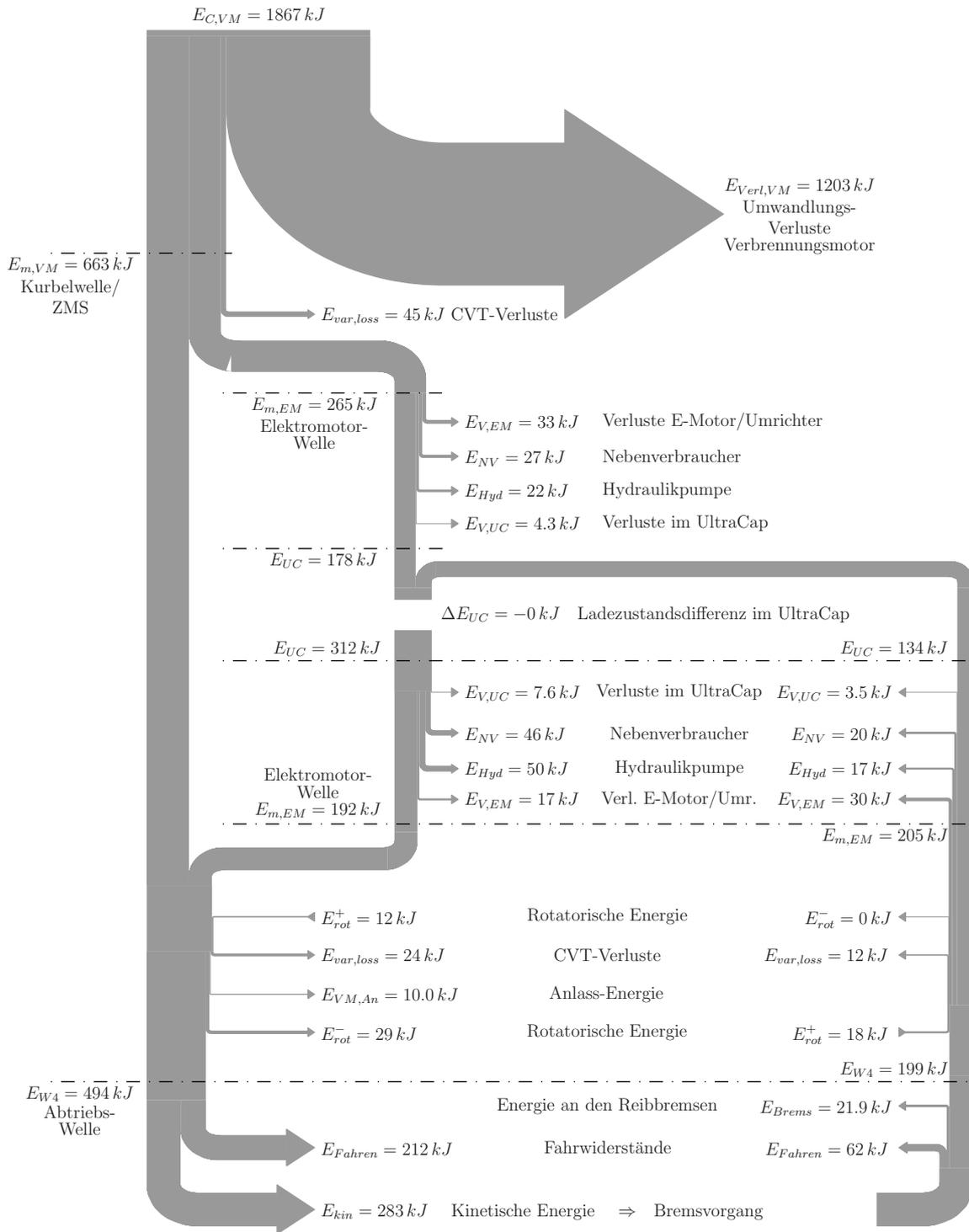


Abbildung 5.30: Energieflussdiagramm zum ECE-Zyklus für die Verlustminimierung

Betriebsstrategie ist markant, dass ein größerer Teil der vom Verbrennungsmotor zur Verfügung gestellten mechanischen Energie über den elektrischen Zweig geführt

wird, der Hybridanteil also mehr ausgenutzt wird. Die übrigen Energieflüsse sind der Betriebsstrategie sehr ähnlich. Am deutlichsten wird dies durch den Vergleich der zusammengefassten Energieflüsse von Abbildung 5.31 mit den zusammengefassten

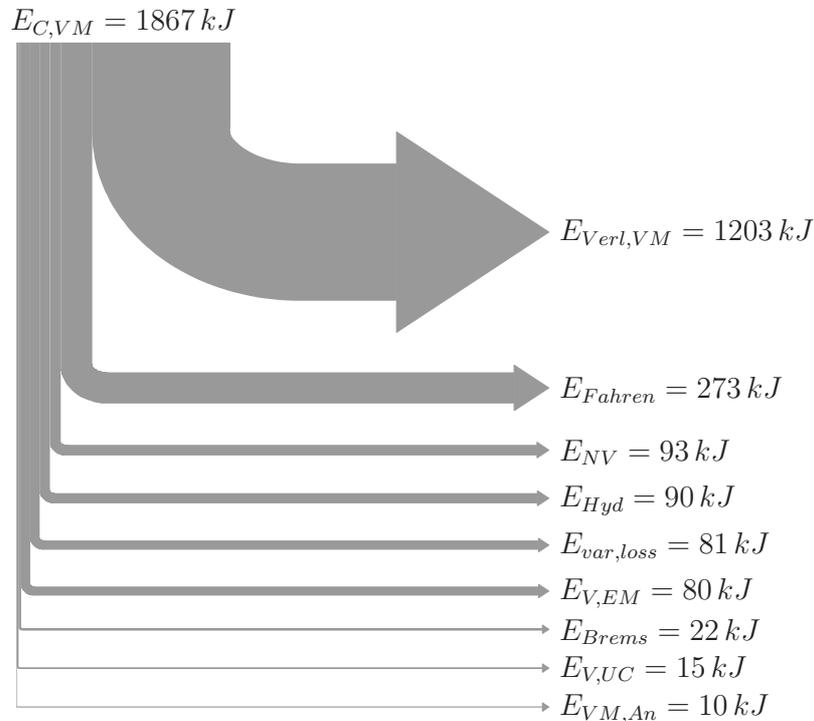


Abbildung 5.31: Zusammenfassung des Energieverbrauchs im ECE-Zyklus für die Verlustminimierung

Energieflüssen der Betriebsstrategie in Abbildung 5.17. Hierbei ergibt sich vor allem bei der zugeführten chemischen Energie und damit beim Kraftstoffverbrauch und bei den Verlusten des Verbrennungsmotors ein deutlicher Unterschied, der letztendlich zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch führt.

In Abbildung 5.32 ist eine Messung am Prototypenfahrzeug für den ECE-Zyklus mit der Verlustminimierung als Betriebsführung dargestellt. Die erste Grafik zeigt den Geschwindigkeitsverlauf, der gemäß der EU-Richtlinie [112] innerhalb der Toleranzgrenzen liegt. In der zweiten Grafik sind die geschätzten Leistungen des Elektro- und Verbrennungsmotors, in der dritten Grafik die über den Beobachter ermittelte innere Spannung des UltraCaps dargestellt. Die vierte Grafik zeigt die gewählte Getriebestellung sowie die Variatorübersetzung. Die Spitzen in der Variatorübersetzung resultieren aus der undefinierten Übersetzung bei Geschwindigkeiten nahe Null, wie oben beschrieben. Beim ersten Hügel wählt die Verlustleistungsminimierung die Getriebestellung V_1 . Dadurch kann der Verbrennungsmotor zwar nicht optimal betrieben werden (wie am Wirkungsgrad in der fünften Grafik ersichtlich), die Leis-

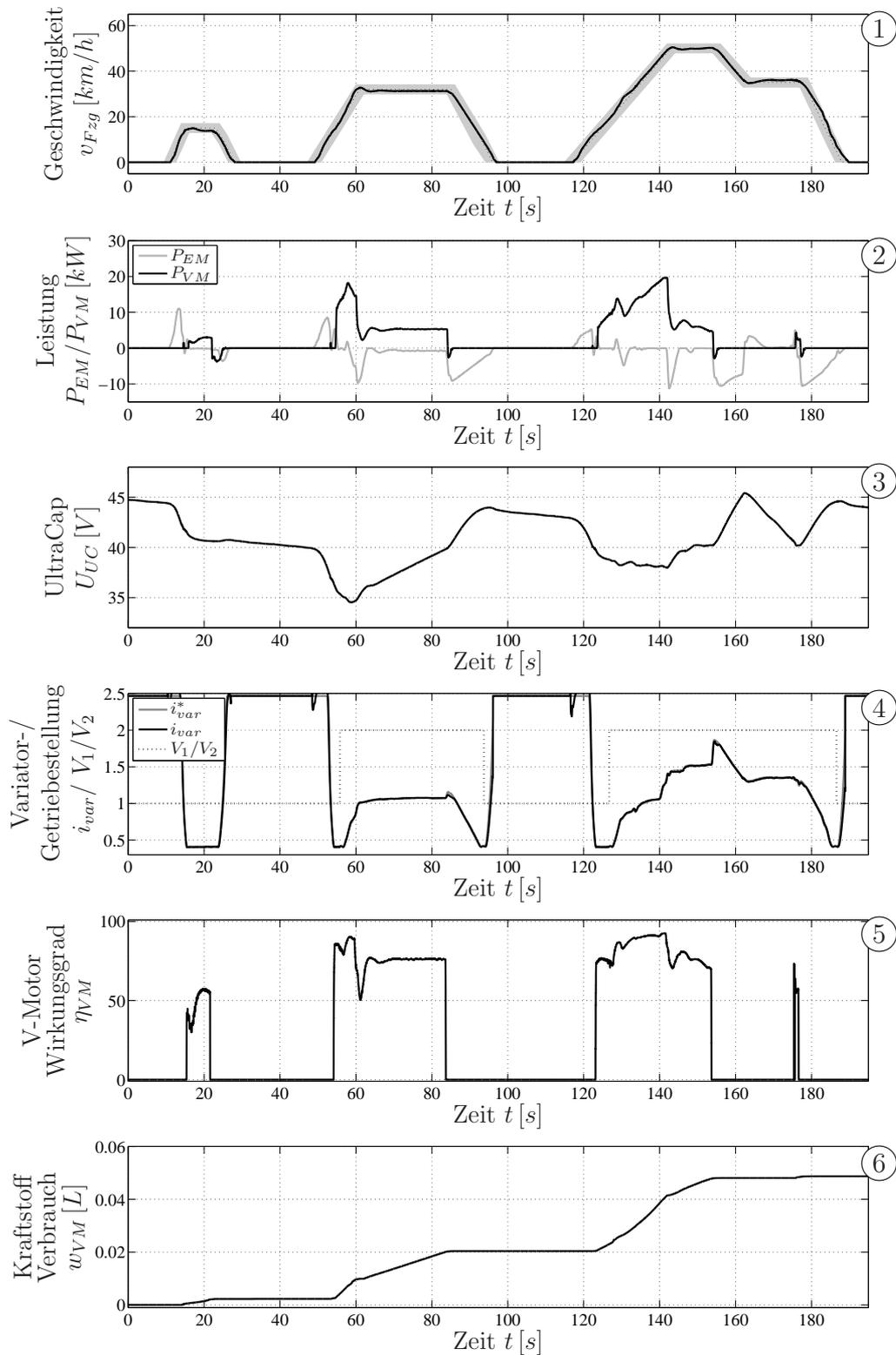


Abbildung 5.32: Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Fahrzeug für die Verlustminimierung

tung muss allerdings auch nicht über den Variator geleitet werden, so dass insgesamt weniger Verluste im System entstehen. Beim zweiten und dritten Hügel wird dagegen Getriebestellung V_2 ausgewählt und der Verbrennungsmotor meist bei hohen Wirkungsgraden betrieben. Da die Verlustminimierung nicht vorausschauend agieren kann, wird am Ende des dritten Hügels aufgrund der sinkenden Spannung der Verbrennungsmotor angelassen und – nachdem kurze Zeit später der Verzögerungsvorgang beginnt – auch gleich wieder abgeschaltet. Energetisch fällt dieser Anlassvorgang zwar kaum ins Gewicht, wie auch am Verbrauch in der sechsten Grafik zu sehen ist, er wäre jedoch vermeidbar gewesen.

Die Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors für diesen Fahrvorgang ist in Abbildung 5.33 dargestellt. Wie am Verlauf des relativen Wirkungsgrades in der fünften

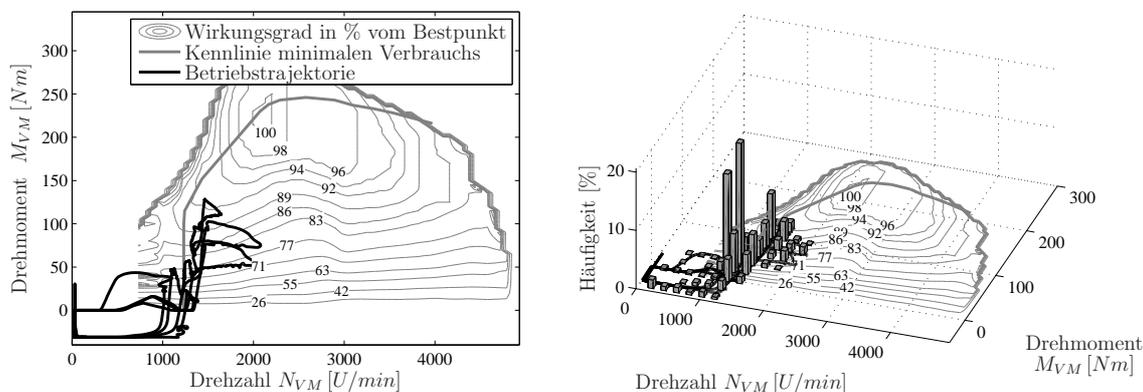


Abbildung 5.33: Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors des Prototypenfahrzeugs im ECE-Zyklus für die Verlustminimierung

Grafik aus Abbildung 5.32 bereits ersichtlich, wird der Verbrennungsmotor nicht bei sehr niedrigen Leistungen und damit niedrigen Wirkungsgraden betrieben. Im Vergleich zur Simulation liegen die häufigsten Betriebspunkte jedoch nicht bei ganz so hohen Leistungen und Wirkungsgraden.

Ein Vergleich der Energieströme zur Messung mit der Verlustleistungsminimierung ist in Tabelle 5.4 analog zu Tabelle 5.2 für die Betriebsstrategie gegeben. Sowohl in der Simulation, als auch bei den beiden realen Systemen kann der Verbrauch im ECE-Zyklus durch die Verlustminimierung gegenüber der Betriebsstrategie reduziert werden. Am Prüfstand ergibt sich gegenüber der Simulation und dem Fahrzeug ein etwas höherer Verbrauch, der vor allem aus dem niedrigeren energetischen Gesamtwirkungsgrad des Verbrennungsmotors und der erhöhten Bremsenergie herrührt. Beim Fahrzeug ergibt sich ein geringerer Verbrauch als in der Simulation, der hauptsächlich auf die geringeren Verluste aufgrund der Fahrwiderstände und des CVT-Getriebes zurückzuführen ist.

	Simulation	Prüfstand	Fahrzeug
1 $E_{C,VM} [kJ]$	1867	1804	1730
2 $\Delta SOC [kJ]$	-0	-39	-8
3 $E_{C,VM} + \frac{\Delta SOC_{beVM} H_i}{\eta_{CVT} \eta_{EM} \eta_{UC}} [kJ]$	1867	1938	1756
4 Verbrauch $w_{VM} [mLiter]$	52.9	54.9	49.8
5 Verbrauch $[Liter/100km]$	5.28	5.43	4.89
6 $E_{VM,An} [kJ]$	10	5	5
7 $E_{Verl,VM} [kJ]$	1203	1296	1190
8 $\eta_{VM} = 1 - \frac{E_{Verl,VM}}{E_{C,VM}} [\%]$	35.5	28.1	31.2
9 $E_{Fahren} + E_{var,loss} [kJ]$	355	308	312
10 $E_{Brems} [kJ]$	22	54	11
11 $E_{V,EM} [kJ]$	80	47	50
12 $E_{NV} [kJ]$	93	112	103
13 $E_{Hyd} [kJ]$	90	88	90
14 $E_{V,UC} [kJ]$	15	16	16

Tabelle 5.4: Vergleich der Energieverbraucher in der Simulation, am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug für die Verlustminimierung im ECE-Zyklus

Weitere Verbrauchsergebnisse zur Verlustminimierung werden in Abschnitt 5.7 gezeigt und mit den Ergebnissen der Betriebsführungen in den Abschnitten 5.3 und 5.6 verglichen.

5.5 Verbesserung durch Vorhersage

In Abschnitt 5.2 wurde für die Berechnung einer Spannungsvorgabe ein typisches, gemischtes Verzögerungsprofil angenommen. In einem weiteren Schritt werden neuronale Netze (GRNN) verwendet, um einzelne Fahrvorgänge abzuspeichern. Die Vorgabe des Verzögerungsprofils wird nun anhand der in mehreren neuronalen Netzen gespeicherten Fahrvorgänge und dem aktuellen Fahrvorgang erfolgen, und damit individuell für die einzelnen Fahrsequenzen berechnet. Eine andere Art vergangene Fahrsequenzen abzuspeichern, wird anhand einer Segmentierung vorgestellt. Wie bei den neuronalen Netzen werden die gespeicherten Daten zur Vorhersage des zukünftigen Fahrverlaufs genutzt.

5.5.1 Identifikation und Prädiktion des Fahrerhaltens mit neuronalen Netzen

Zur Identifikation des Fahrerhaltens werden im Folgenden neuronale Netze verwendet. Dazu werden vergangene Fahrvorgänge aufgezeichnet und in Form von neuronalen Netzen gespeichert. Zur Funktionsapproximation der Fahrvorgänge werden über den Eingangsraum verteilte lokale Basisfunktionen eines General Regression Neural Network (GRNN) verwendet. Dabei kommen normierte Gauß'sche Glockenkurven als lokale Basisfunktionen, wie in Abbildung 5.34 dargestellt, zum Einsatz. Durch die Normierung entsteht ein monotoner Kurvenverlauf zwischen den Stützpunkten. Die Aktivierungsfunktionen eines GRNN mit eindimensionalem Eingangsraum sind folgendermaßen definiert:

$$\mathcal{A}_i = \frac{\exp\left(-\frac{(u-\chi_i)^2}{2\sigma^2}\right)}{\sum_{j=1}^n \exp\left(-\frac{(u-\chi_j)^2}{2\sigma^2}\right)} \quad (5.46)$$

Die Stützstellen der Aktivierungsfunktionen sind dabei mit χ angegeben. Zur Funktionsapproximation werden die Aktivierungsfunktionen über θ gewichtet. Für die Festlegung der Gewichte aufgrund von aufgezeichneten Geschwindigkeitsdaten wird die Methode der kleinsten Quadrate [77] herangezogen.

Abbildung 5.35 zeigt die Abfolge des Lern- und Vorhersagevorgangs. Zunächst sind keine Informationen in den neuronalen Netzen gespeichert. Fährt der Fahrer nun los, so wird durch Korrelation während der Fahrt ständig der aktuelle Fahrvorgang mit den Daten in den neuronalen Netzen verglichen. Da am Anfang keine Informationen gespeichert sind, kann demnach keine Vorhersage über eine bevorstehende Verzögerungsphase getroffen werden. Ergibt sich also aus dem Vergleich mit den gespeicher-

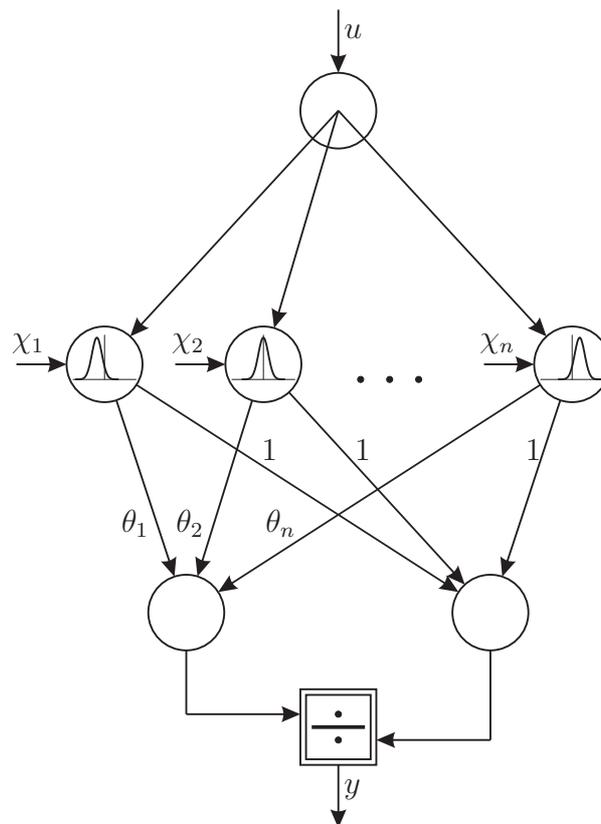


Abbildung 5.34: Struktur eines GRNN

ten Fahrvorgängen keine Übereinstimmung, wird ein allgemeines Verzögerungsprofil verwendet, wie in Abschnitt 5.2 beschrieben. Ist ein Fahrvorgang unbekannt, so wird am Ende desselben ein neues neuronales Netz angelegt, und der Fahrvorgang wird darin gespeichert.

Sind bereits mehrere Fahrvorgänge in dem Datensatz gespeichert, so wird während der Fahrt ständig mit dem aktuellen Fahrvorgang verglichen. Bei einer Übereinstimmung wird das allgemeine Verzögerungsprofil durch den Verzögerungsvorgang des übereinstimmenden Fahrvorgangs ersetzt. Die Vorgabe für den Ladezustand wird auch für den vorhergesagten Verzögerungsvorgang analog zu Abschnitt 5.2 mit dem invertierten Modell berechnet.

Beim Vergleich des aktuellen mit bereits vorhandenen Fahrprofilen ist eine gewisse Abweichung zulässig. Wie in Abbildung 5.35 zu sehen, muss der Korrelationskoeffizient $r_x > k$ sein, um einen erfolgreichen Vergleich zu detektieren.

Damit die gespeicherten Datensätze ständig aktuell gehalten werden, wird bei einem erfolgreichen Vergleich der aktuelle Fahrvorgang zu dem gespeicherten hinzugelernt. D.h. ein gespeicherter Fahrvorgang ist in der Regel eine Mischung aus mehreren ähnlichen Fahrvorgängen. Damit werden die gespeicherten Fahrprofile ständig auf

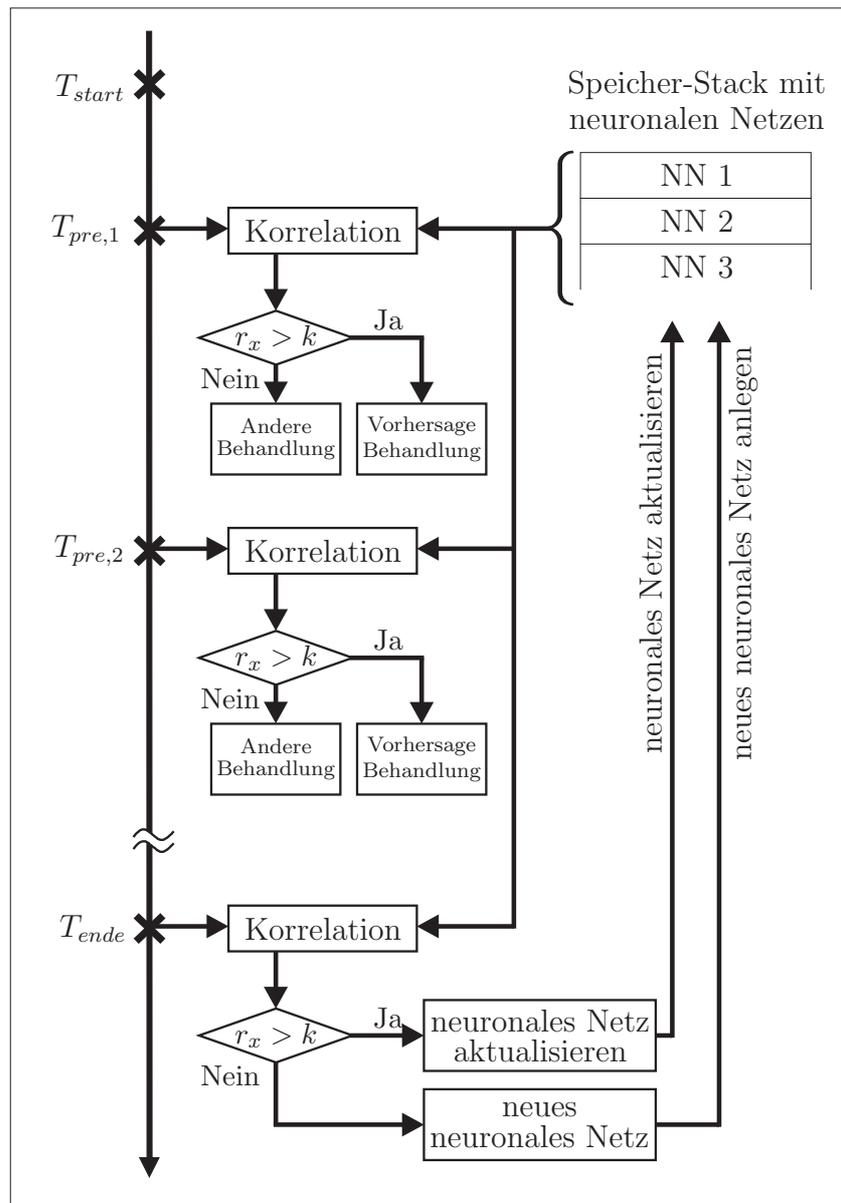


Abbildung 5.35: Ablaufdiagramm zur Identifikation und Vorhersage mit neuronalen Netzen

ein eventuell verändertes Fahrerverhalten angepasst.

In Abbildung 5.36 sind Identifikationsergebnisse für mehrere gleiche Fahrzyklen hintereinander dargestellt.

Beim ersten Fahrvorgang ist bereits ein Datensatz für das eben gefahrene Profil vorhanden, dieser entspricht jedoch nicht exakt dem aktuell Gefahrenen. Da der Fahrvorgang jedoch ähnlich ist, wird der aktuelle Fahrzyklus hinzugelernt. Beim zweiten und dritten Fahrvorgang wurde der erste bereits hinzugelernt und der gespeicherte Fahrvorgang entspricht dem Tatsächlichen besser. In Abbildung 5.37 sind die Ge-

schwindigkeits-Spannungs-Kennlinien für die drei Fahrvorgänge aus Abbildung 5.36 zu sehen. Sie wurden, wie in Abschnitt 5.2 erläutert, für die jeweilige Fahrsequenz berechnet. Da die gelernten Fahrprofile bereits recht ähnlich sind, sind konsequen-

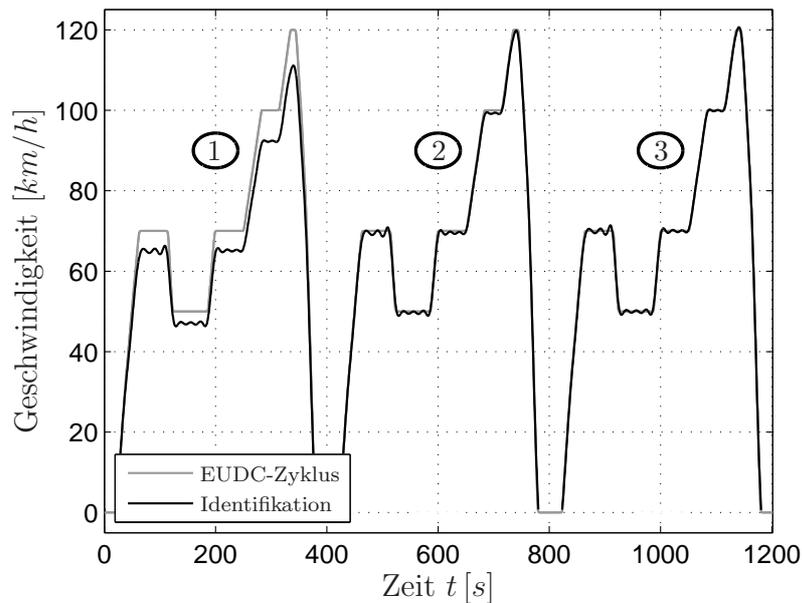


Abbildung 5.36: Fahrzeuggeschwindigkeit im EUDC-Zyklus mit Identifikation des Fahrprofils

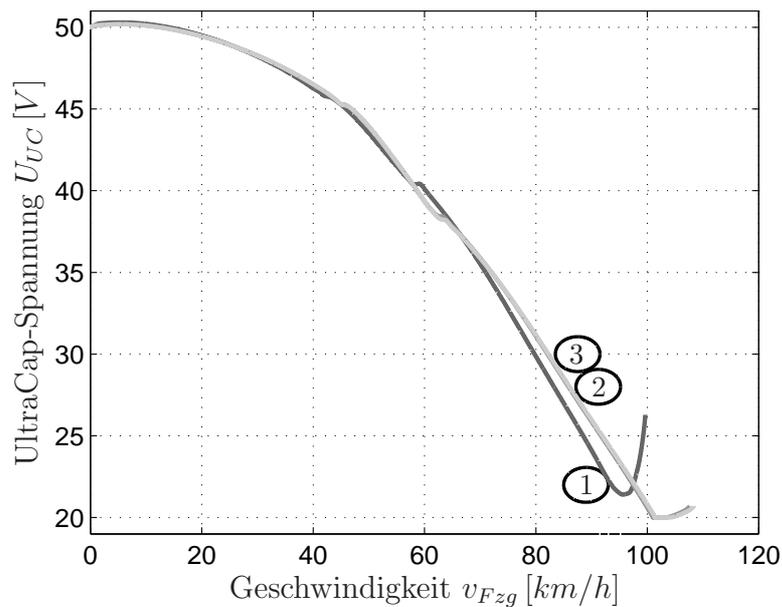


Abbildung 5.37: Geschwindigkeits-Spannungs-Kennlinie für das jeweilige Identifikationsergebnis aus Abbildung 5.36

terweise auch die Spannungsverläufe sehr ähnlich.

Abbildung 5.38 zeigt Simulationsergebnisse zum NEDC-Zyklus. Die erste Grafik stellt den Geschwindigkeitsverlauf dar. In den weiteren Grafiken ist jeweils die Sollspannung U_{UC}^* , in grau und die tatsächliche Spannung U_{UC} in schwarz gezeigt. In der zweiten Grafik wurde die Sollspannung, wie unter Abschnitt 5.2 in Abbildung 5.7 gezeigt, geschwindigkeitsabhängig vorgegeben. Da das Geschwindigkeitsprofil normalerweise vorher nicht bekannt ist, wurde bei dem Versuch in der 3. Grafik ein falsches Verzögerungsprofil mit konstanter Verzögerung von $-0.4 \frac{m}{s^2}$ angenommen. Die Berechnung der Spannungsvorgabe erfolgte, wie in Abschnitt 5.2 erklärt, und in den Abbildungen 5.4 bis 5.7 gezeigt. In den Simulationen zur vierten Grafik von Abbildung 5.38 ist das gleiche, falsche Verzögerungsprofil angenommen, zusätzlich wurde jedoch die Identifikation und Vorhersage aktiviert. In einem Vorlauf wurden die neuronalen Netze bereits trainiert, und enthalten am Anfang des Simulationsvorgangs bereits die Daten des Zyklus. Die schwarz gestrichelte Linie zeigt dabei jeweils die Auswahl des entsprechenden neuronalen Netzes. Da die Fahrprofile zu Beginn des Fahrvorgangs recht ähnlich sind, kommt es zunächst oft zur Auswahl des falschen Fahrvorgangs. Sobald sich die Profile jedoch signifikant unterscheiden, wird jeweils die richtige Vorhersage ausgewählt. Bei allen drei Versuchen ist zu sehen, dass die tatsächliche Spannung der Sollspannung nicht exakt folgt. Dies ist weder erwünscht noch möglich, wie in Abschnitt 5.3.9 ausgeführt. Beim Vergleich von Grafik 3 mit Grafik 4 ist jedoch deutlich zu sehen, dass der Energiespeicher durch die Vorhersage ähnlich gut ausgenutzt werden kann, wie wenn das Verzögerungsprofil (wie in Grafik 2) bereits bekannt ist.

5.5.2 Identifikation und Prädiktion des Fahrerhaltens durch Segmentierung

Alternativ zur Identifikation und Speicherung der Fahrdaten in neuronalen Netzen, wie im vorigen Abschnitt 5.5.1 gezeigt, wird im Folgenden ein Verfahren erläutert, das die Fahrdaten in einzelne, jeweils konstante Teilabschnitte unterteilt und diese in einem Speicher ablegt, so dass sie dann ebenfalls für eine Vorhersage des zukünftigen Fahrerhaltens genutzt werden können.

Identifikation durch Segmentierung

Sehr schnelle Verfahren zur Segmentierung von Daten werden in [6, 64] diskutiert. Sie können in abgewandelter Form zur Identifikation des Fahrerhaltens respektive des durch den Fahrer gefahrenen Geschwindigkeitsverlaufs genutzt werden. Beim

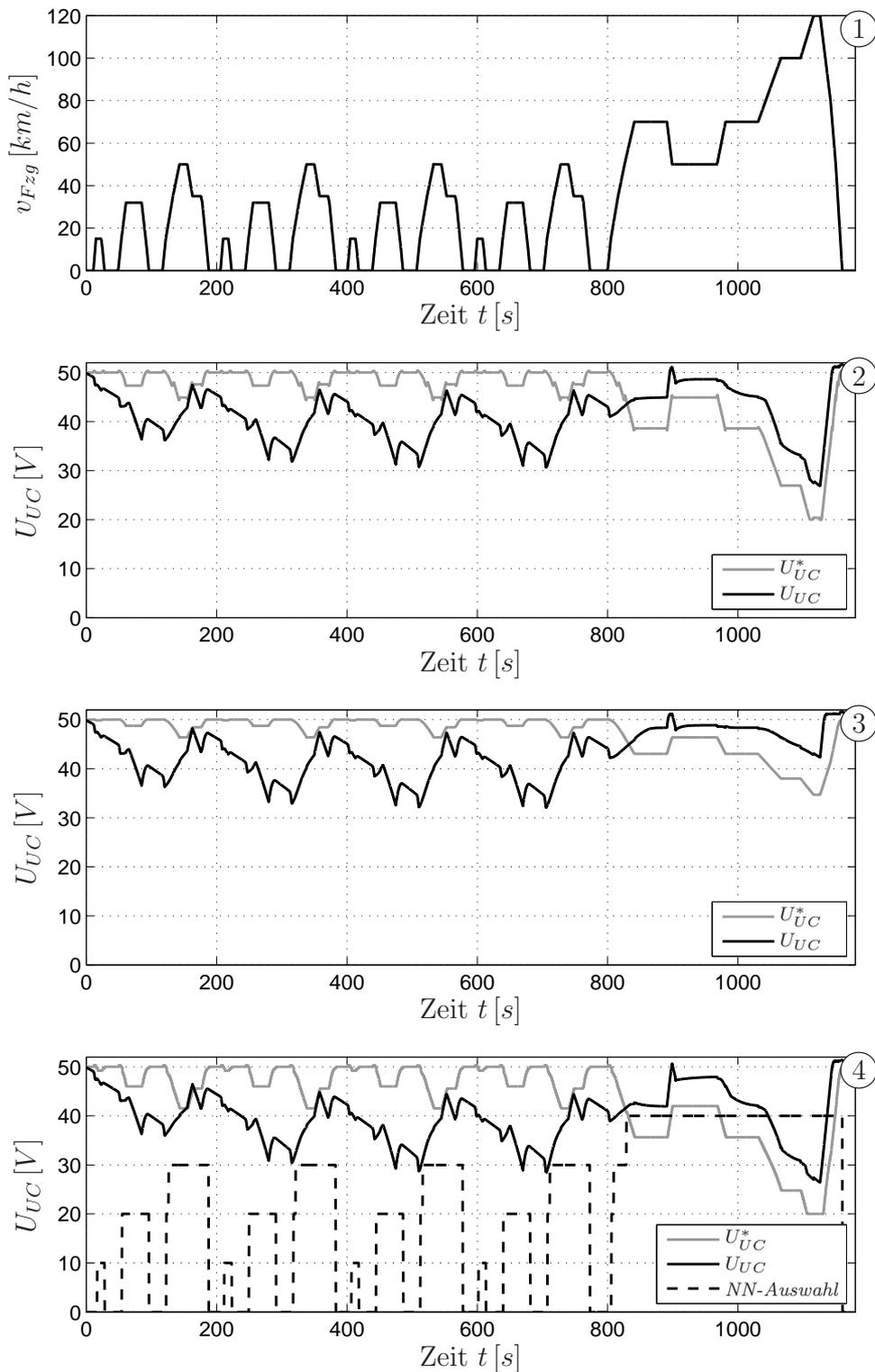


Abbildung 5.38: Simulationsergebnisse zum NEDC-Zyklus mit zwei verschiedenen typischen Verzögerungsprofilen und mit Identifikation und Vorhersage des Verzögerungsprofils.

Verfahren aus [64] sind durch die Art der Segmentierung Sprünge möglich. Es wäre also geeignet, um sprungfähige Größen wie z.B. die Beschleunigung des Fahrzeugs zu segmentieren. Für die Segmentierung von Geschwindigkeitsdaten ist in dieser Hinsicht jedoch eine Abwandlung des Verfahrens nötig. Eine weitere Änderung wird dahingehend vorgenommen, dass die Ordnung des abschnittsweise definierten Polynoms konstant 1.Ordnung sein soll und nicht variabel. Zudem sollen die einzelnen Daten durch einen Faktor zueinander gewichtet werden können. Die aufgezeichneten Zeit-Geschwindigkeitsdaten $(t_0, v_0), \dots, (t_{n-1}, v_{n-1})$ sollen zeitlich in k Segmente S_1, \dots, S_k unterteilt werden. Jedem Segment werden die entsprechenden Datenpunkte zugewiesen: $S_j = \{(t_i, v_i) | p \leq i < q\}$ mit $j = 1 \dots k$ wobei p und q den Index des jeweils ersten und letzten Datenpaars eines Segmentierungsabschnitts darstellen.

Der gesamte Segmentierungsfehler E_{ges} setzt sich aus der Summe der einzelnen Fehler für jeden Segmentierungsabschnitt zusammen. Der Segmentierungsfehler $Q(S_j)$ in jedem Abschnitt wird als quadratischer Fehler zwischen dem linearen Modell

$$p_j(t) = a_j t + b_j \quad (5.47)$$

und den zugehörigen Datenpunkten (t_i, v_i) definiert:

$$E_{ges} = \sum_{j=0}^k Q(S_j) \quad (5.48)$$

$$Q(S_j) = \sum_{i=p}^q (v_i - p_j(t_i))^2 \quad (5.49)$$

Wie oben erwähnt, soll die Segmentierung kontinuierlich, also ohne Sprünge erfolgen. Der Polynomwert $v_{j,v} = p_j(t_{j,v})$ zum Zeitpunkt des letzten Datenwertes des vorherigen Segmentierungsabschnitts $t_{j,v}$ soll deshalb Teil der Segmentierungsgerade des aktuellen Abschnitts sein. Das Polynom aus Gleichung (5.47) lässt sich damit zu

$$p_j(t) = a_j (t - t_{j,v}) + v_{j,v} \quad (5.50)$$

umschreiben. Damit bleibt als Freiheitsgrad für die Gerade eines jeden Segmentierungsabschnitts nur noch die Steigung a_j übrig, wie in Abbildung 5.39 zu sehen ist.

Der Fehler aus Gleichung (5.49) ist nur von der Steigung a_j der Segmentierungsgeraden abhängig.

$$Q(S_j) = \sum_{i=p}^q (v_i - a_j (t_i - t_{j,v}) - v_{j,v})^2 \quad (5.51)$$

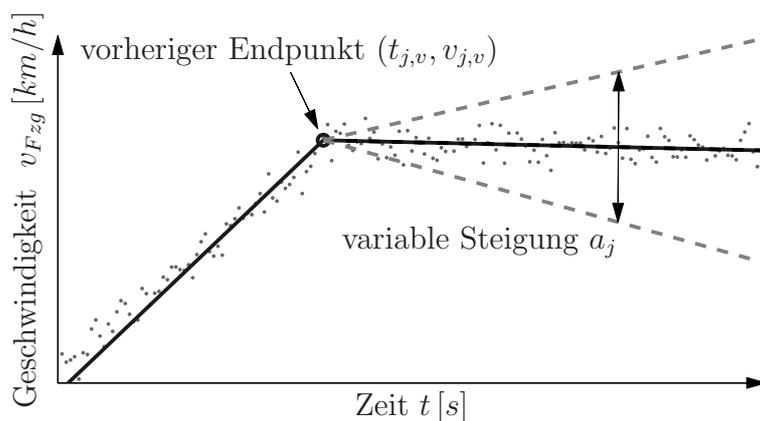


Abbildung 5.39: Prinzip kontinuierliche Segmentierung

Um einzelne Datenpunkte (t_i, v_i) für die Segmentierung unterschiedlich zu gewichten, wird noch der Faktor λ_i eingeführt.

$$Q(S_j) = \sum_{i=p}^q \lambda_i (v_i - a_j (t_i - t_{j,v}) - v_{j,v})^2 \quad (5.52)$$

Durch Ableitung von Gleichung (5.52) nach a_j und Null setzen von $\frac{\partial Q(S_j)}{\partial a_j} = 0$

$$\sum_{i=p}^q \lambda_i (v_i - a_j (t_i - t_{j,v}) - v_{j,v}) (t_i - t_{j,v}) = 0 \quad (5.53)$$

sowie durch einige Umformungen lässt sich a_j direkt zu

$$a_j = \frac{\sum_{i=p}^q \lambda_i v_i t_i - t_{j,v} \sum_{i=p}^q \lambda_i v_i - v_{j,v} \sum_{i=p}^q \lambda_i t_i + v_{j,v} t_{j,v} \sum_{i=p}^q \lambda_i}{\sum_{i=p}^q \lambda_i t_i^2 - 2 t_{j,v} \sum_{i=p}^q \lambda_i t_i + t_{j,v}^2 \sum_{i=p}^q \lambda_i} \quad (5.54)$$

bestimmen. Zur Reduzierung der Rechenzeit schlägt [64] vor, Prefix-Summen $P_q^{k,l}$ im Voraus zu berechnen,

$$P_q^{k,l} = \sum_{i=0}^q \lambda_i t_i^k v_i^l \quad (5.55)$$

und die entsprechende Summe für den Abschnitt p bis q durch Subtraktion der Prefix-Summen

$$\sum_{i=p}^q \lambda_i t_i^k v_i^l = P_q^{k,l} - P_{(p-1)}^{k,l} \quad (5.56)$$

zu ermitteln. Damit lassen sich sowohl die Koeffizienten a_j aus Gleichung (5.54) wie

auch die Fehler $Q(S_j)$ durch Umstellung von Gleichung (5.52) zu

$$\begin{aligned}
Q(S_j) &= \sum_{i=p}^q \lambda_i v_i^2 - 2a_j \sum_{i=p}^q \lambda_i v_i t_i - 2(v_{j,v} - a_j t_{j,v}) \sum_{i=p}^q \lambda_i v_i \\
&\quad + a_j^2 \sum_{i=p}^q \lambda_i t_i^2 + 2a_j(v_{j,v} - a_j t_{j,v}) \sum_{i=p}^q \lambda_i t_i \\
&\quad + (v_{j,v} - a_j t_{j,v})^2 \sum_{i=p}^q \lambda_i
\end{aligned} \tag{5.57}$$

wesentlich schneller berechnen.

Eine optimale Segmentierung wird durch das Verfahren der Dynamischen Programmierung [64, 77] ermittelt. Die Algorithmen dazu sind in den Abbildungen 5.40 und 5.41 zu sehen.

Zunächst werden die Prefix-Summen P (Gleichung (5.55)) bestimmt. Neben den Geschwindigkeitsdaten (t_i, v_i) mit zugehöriger Gewichtung λ_i bzw. den Prefix-Summen P und der maximalen Anzahl an Segmentierungsabschnitten k werden Funktionen zur Berechnung der Steigung f_a (hier wird neben der Steigung a_j auch der y-Achsen-Abschnitt b_j mit berechnet und ausgegeben) und des quadratischen Fehlers f_Q bereit gestellt. In der Matrix \mathbf{R} werden die Kosten, also die Summe der jeweils minimalen quadratischen Fehler für den jeweiligen Segmentierungsabschnitt, in der Matrix \mathbf{S} der zugehörige Abschnittsindex gespeichert. Die vorherigen Zeitpunkte und Geschwindigkeiten (Gleichung (5.50)) werden in den Matrizen \mathbf{T}_v und \mathbf{V}_v abgelegt. In Zeile 5 des ersten Algorithmus wird die Anzahl der Segmentierungsabschnitte für die folgenden Zeilen 6 bis 16 hochgezählt. In Zeile 6 werden die vorherigen Zeitpunkte und Geschwindigkeiten zu Beginn der Segmentierung, also das Datenpaar (t_0, v_0) zugewiesen. In den Zeilen 7 bis 11 werden die Segmentierungsabschnitte p bis q systematisch von 1 bis $n - 1$ iteriert. In Zeile 12 wird für jeden dieser Abschnitte die optimale Steigung a , in Zeile 13 der zugehörige Fehler Q berechnet. In den Zeilen 14 bis 16 wird die minimale Fehlersumme $\mathbf{R}^{(r,q)}$ für den aktuellen Segmentierungsabschnitt mit zugehörigem Segmentierungsindex sowie das jeweilige „vorherige“ Zeit-Geschwindigkeits-Paar $(\mathbf{T}_v, \mathbf{V}_v)$ für die zeitlich folgende, nächste Sequenz festgehalten. Das Ergebnis von Algorithmus 1, die Kosten- und Segmentierungspunkte-Matrizen \mathbf{R} und \mathbf{S} , werden an den zweiten Algorithmus zur Auswertung weiter gegeben.

Hier wird die Segmentierung anhand des geringsten Kostenpfades innerhalb der Kostenmatrix \mathbf{R} ausgewählt. In den Zeilen 4 bis 8 wird der Startpunkt i_{zs} gewählt, ab welcher Komplexität k (Zeile) in der Kostenmatrix gesucht wird. Sind beispielsweise drei Datenpunkte (t_i, v_i) gegeben, wird die Kostenmatrix für eine Komplexität

Algorithmus 1: Erster Teil des Algorithmus der Dynamischen Programmierung zur Segmentierung der Geschwindigkeitsdaten (t_i, v_i) mit $i = 1, \dots, n - 1$

1: **Input:** Geschw.-Daten (t_i, v_i) der Länge n mit zugehöriger Gewichtung λ_i , bzw. Prefix-Summen P

2: **Input:** Maximale Anzahl der Segmentierungsabschnitte k

3: **Input:** Funktionen zur Berechnung der Koeffizienten a_j und der Fehler $Q(S_j)$ unter Verwendung der Prefix-Summen P

4: **Initialisierung:** $\mathbf{R}^{k \times n}$; $\mathbf{S}^{k \times n}$; $\mathbf{T}_v^{k \times n}$; $\mathbf{V}_v^{k \times n}$

5: **For** $r \in \{0, \dots, k - 1\}$

6: $\mathbf{T}_v^{(r,0)} = t_0$; $\mathbf{V}_v^{(r,0)} = v_0$

7: **For** $q \in \{1, \dots, n - 1\}$

8: $\mathbf{R}^{(r,q)} = \infty$; $i_{ze} = q$; $i_z = r - 1$

9: **If** $(r - 1 = -1)$

10: $i_{ze} = 1$; $i_z = 0$

11: **For** $p \in \{1, \dots, i_{ze}\}$

12: $[a, b] = f_a(P, p, q, \mathbf{T}_v^{(i_z,p)}, \mathbf{V}_v^{(i_z,p)})$

13: $Q = f_Q(a, P, p, q, \mathbf{T}_v^{(i_z,p)}, \mathbf{V}_v^{(i_z,p)})$

14: **If** $(\mathbf{R}^{(r,q)} > (Q + \mathbf{R}^{(i_z,p)}))$

15: $\mathbf{R}^{(r,q)} = Q + \mathbf{R}^{(i_z,p)}$; $\mathbf{S}^{(r,q)} = p$

16: $\mathbf{T}_v^{(i_z,q)} = t^{(q)}$; $\mathbf{V}_v^{(i_z,q)} = t^{(q)} a + b$

17: **Return** Kostenmatrix \mathbf{R} , Segmentierungspunktematrix \mathbf{S}

Abbildung 5.40: Algorithmus 1 zur kontinuierlichen Segmentierung

größer gleich zwei Segmente immer den Segmentierungsfehler Null ergeben. In den Zeilen 9 bis 11 wird ausgehend vom eben ermittelten Startpunkt die Kostenmatrix von hinten nach vorne durchsucht und der Pfad der minimalen Kosten ermittelt. In der Matrix \mathbf{S} ist dazu jeweils die nächste Spalte angegeben, in welche ausgehend vom aktuellen Punkt im nächsten Schritt gesprungen wird. Der Anfangs- und Endindex für die Segmentierungsabschnitte ist damit bestimmt. Die beiden Indizes werden in den beiden Zeilen der Matrix \mathbf{s} für jeden Segmentierungsabschnitt gespeichert. Um die Indizes für die Segmentierung in aufsteigender Reihenfolge anzugeben, werden die beiden Zeilenvektoren der Matrix \mathbf{s} in Zeile 12 noch umgekehrt angeordnet. Die ursprünglichen Geschwindigkeitsdaten (t_i, v_i) sind nun in die einzelnen Abschnitte eingeteilt. Am Ende des zweiten Algorithmus werden in den Zeilen 14 bis 16 die segmentierten Zeit-Geschwindigkeitsvektoren (t_s, v_s) aus den Indizes der Matrix \mathbf{s}

<p>Algorithmus 2: Zweiter Teil der Dynamischen Programmierung: Auswertung der Kostenmatrix aus Algorithmus 1</p>
<p>1: Input: Geschw.-Daten (t_i, v_i) der Länge n mit zugehöriger Gewichtung λ_i, bzw. Prefix-Summen P</p> <p>2: Input: Kostenmatrix \mathbf{R}, Segmentierungspunktematrix \mathbf{S}</p> <p>3: Initialisierung: $\mathbf{s}^{2 \times k}$; $t_{\mathbf{s}}^{k+1}$; $v_{\mathbf{s}}^{k+1}$</p> <p>4: $i_{z_s} = 0$</p> <p>5: For $r \in \{0, \dots, k-1\}$</p> <p>6: If $(\mathbf{R}^{(r, n-1)} < \mathbf{R}^{(i_{z_s}, n-1)})$</p> <p>7: $i_{z_s} = r$</p> <p>8: $i_s = n-1$; $r = i_{z_s}$; $i = 0$</p> <p>9: While $((r \geq 0) \wedge (i_s > 0))$</p> <p>10: $\mathbf{s}^{(0, i)} = \mathbf{S}^{(r, i_s)}$; $\mathbf{s}^{(1, i)} = i_s$</p> <p>11: $r = r-1$; $i = i+1$; $i_s = \mathbf{s}^{(0, i)}$</p> <p>12: $\mathbf{s}^{(0 \dots 1, 0 \dots i-1)} = \mathbf{s}^{(0 \dots 1, i-1 \dots 0)}$</p> <p>13: $t_{\mathbf{s}}^0 = t_0$; $v_{\mathbf{s}}^0 = v_0$</p> <p>14: For $k \in \{1, \dots, i-1\}$</p> <p>15: $[a, b] = f_a(P, \mathbf{s}^{(0, k)}, \mathbf{s}^{(1, k)}, t_{\mathbf{s}}^k, v_{\mathbf{s}}^k)$</p> <p>16: $t_{\mathbf{s}}^{(k+1)} = t_{(\mathbf{s}^{(1, k)})}$; $v_{\mathbf{s}}^{(k+1)} = t_{\mathbf{s}}^{(k+1)} a + b$</p> <p>17: Return Segmentierungsvektoren $t_{\mathbf{s}}, v_{\mathbf{s}}$</p>

Abbildung 5.41: Algorithmus 2 zur kontinuierlichen Segmentierung

bestimmt und in Zeile 17 als Ergebnis des Algorithmus ausgegeben.

Abbildung 5.42 zeigt ein Beispiel für eine Segmentierung nach oben beschriebenem Algorithmus. Als Basis wurde der 3. Hügel des ECE-Zyklus (dicke graue Linie) verwendet. Die grauen Punkte zeigen die mit einer Sekunde abgetasteten und mit Rauschen (Amplitude $\pm 2 \text{ km/h}$) beaufschlagten Zyklusdaten. Die schwarze Linie mit Kreisen zeigt das Segmentierungsergebnis: die Zeit-Geschwindigkeitsvektoren $(t_{\mathbf{s}}, v_{\mathbf{s}})$ des Algorithmus aus Abbildung 5.41. Es ist zu erkennen, dass einerseits der Zyklus korrekt in die entsprechenden Teilabschnitte eingeteilt wurde, und dass andererseits die Approximation des Zyklus innerhalb der einzelnen Abschnitte sehr gut mit dem vorgegebenen Zyklus übereinstimmen. Geringe Abweichungen sind aufgrund der mit Rauschen behafteten Abtastung selbstverständlich.

Vor allem bei sehr stark verrauschten und gleichzeitig wenig Datenpunkten oder bei sprungbehafteten Größen entstehen durch dieses Verfahren Fehler in der Segmen-

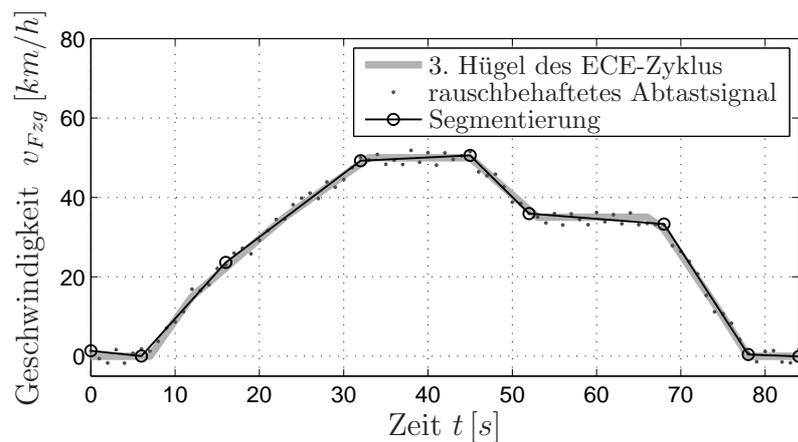


Abbildung 5.42: Segmentierung des 3. Hügels des ECE-Zyklus

tierung. Exemplarisch ist dies in Abbildung 5.43 verdeutlicht. Die grauen Datenpunkte zeigen den abgetasteten Verlauf einer sprungbehafteten Größe. Die graue Linie zeigt die optimale kontinuierliche Segmentierung und die schwarze Linie die Segmentierung nach dem hier diskutierten Algorithmus. Letztere ist aufgrund des eingeschränkten Freiheitsgrades nach Gleichung (5.50) fehlerbehaftet und gegenüber der optimalen Segmentierung verschoben. Ist der Einfluss von Rauschen jedoch gering und wird eine nicht sprungbehaftete Größe aufgezeichnet und segmentiert, so ist auch der Fehler gegenüber der optimalen Segmentierung sehr gering. Sind keine Sprünge und kein Rauschen vorhanden, so wird durch das gezeigte Verfahren die optimale Segmentierung ermittelt.

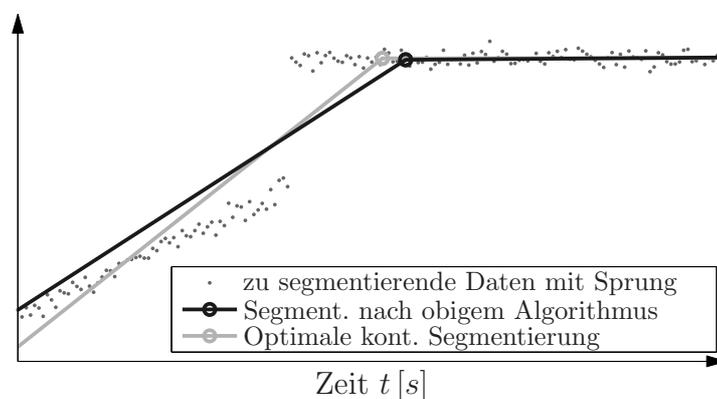


Abbildung 5.43: Fehlerhafte Segmentierung bei sprungfähigen Größen

Vorhersage durch Korrelation mit den segmentierten Abschnitten

Die Identifikation und Vorhersage des Fahrerverhaltens, erfolgt analog zu Abbildung 5.35 in Abschnitt 5.5.1. Abbildung 5.44 zeigt die Vorgehensweise. Anstatt der neuro-

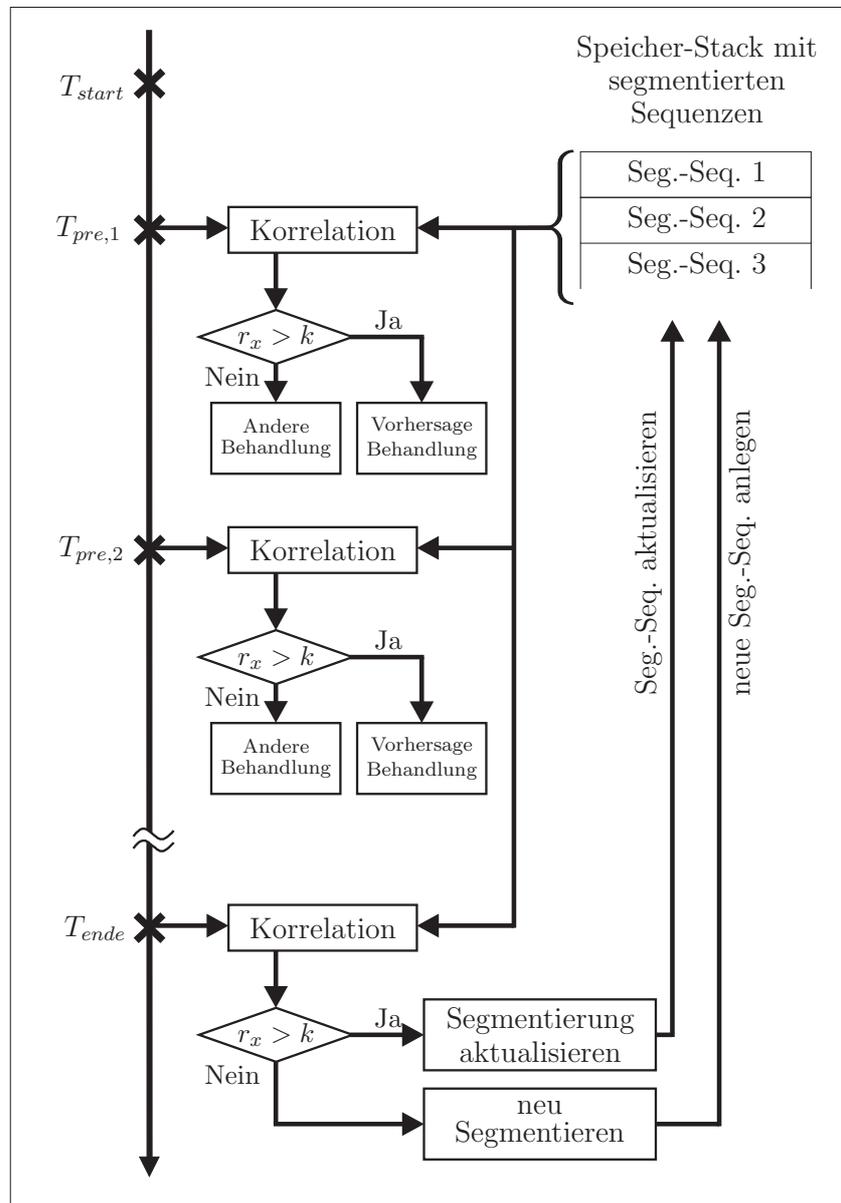


Abbildung 5.44: Ablaufdiagramm zur Identifikation und Vorhersage mit verschiedenen Segmentierungs-Sequenzen

nalen Netze für die einzelnen Fahrsequenzen werden nun Segmentierungssequenzen gespeichert.

Nachdem der Anfang T_{start} einer Sequenz ermittelt wurde, wird der bisher gefahrene Geschwindigkeitsverlauf mit den im Stack gespeicherten, segmentierten Sequenzen

verglichen. Ist er einer der gespeicherten Sequenzen ähnlich, wird eine Vorhersage ausgegeben. Die Ähnlichkeit wird wieder durch Korrelation ermittelt. Sind mehrere Sequenzen dem aktuellen Verlauf ähnlich, wird diejenige mit dem höchsten Korrelationskoeffizienten ausgegeben.

Das Ende einer Sequenz T_{ende} ist durch die Fahrzeuggeschwindigkeit Null festgelegt. Zu diesem Zeitpunkt wird wieder mit den bereits gespeicherten Sequenzen verglichen.

Ist eine Ähnlichkeit vorhanden, so wird die gespeicherte Sequenz mit dem gefahrenen Geschwindigkeitsverlauf aktualisiert. Hierfür werden zu den Datenpunkten aus dem Geschwindigkeitsverlauf zusätzliche Datenpunkte aus der Segmentierung gewonnen. Durch unterschiedliche Gewichtung der Datenpunkte mit λ_i (Gleichung (5.52)) kann dabei die Adaptionsgeschwindigkeit der gespeicherten Sequenzen eingestellt werden.

Ist keine Ähnlichkeit des gefahrenen Geschwindigkeitsverlaufs mit den gespeicherten Sequenzen vorhanden, wird der gefahrene Zyklus segmentiert und eine neue Sequenz angelegt. Jede der gespeicherten Sequenzen erhält zudem eine Bewertung abhängig davon, wie oft und wie gut die Sequenz erkannt und aktualisiert wurde. Tritt eine neue Sequenz auf und ist der Speicher der Sequenzen bereits voll, wird abhängig von dieser Bewertung eine alte, nicht genutzte Sequenz verworfen und die neue in diesem Speicher abgelegt.

Die Algorithmen zur Segmentierung sowie zur Korrelation und Vorhersage wurden in Form einer Matlab/Simulink S-Funktion in die Gesamtfahrzeugregelung integriert. Die Vorgabe der jeweils maximalen Anzahl an Segmenten k in Algorithmus 1 (Abbildung 5.40) erfolgt durch Aufrunden und Begrenzen der Wurzel aus der Dauer T des zu segmentierenden Abschnitts,

$$k = \max\left(3, \min\left(k_{\max}, \left\lceil 1.1\sqrt{T} \right\rceil\right)\right) + 1 \quad (5.58)$$

wie in Abbildung 5.45 zu sehen ist. Dadurch können kurze Zyklusabschnitte im Verhältnis feiner aufgelöst werden als lange. Simulationen sowohl mit den europäischen Normzyklen, als auch mit dem amerikanischen FTP72-Zyklus zeigten dabei gute Ergebnisse bei der Segmentierung. Ein weiterer Grund für die Beschränkung der Anzahl der Segmente liegt in der Nutzung der Segmentierungsdaten für die Optimierung mit dem Verfahren der Mixed Integer Linearen Programmierung, wie im nachfolgenden Abschnitt 5.6 diskutiert wird. Jeder zusätzliche Abtastpunkt kann dabei die Rechenzeit der Optimierung verdoppeln, deswegen sollen gerade bei langen Sequenzen die wesentlichen Merkmale erkannt werden. Abbildung 5.46 stellt das Ergebnis einer Simulation mit zwei aneinander gehängten ECE-Zyklen dar. In der oberen Grafik sind zum Einen in grau der Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit,

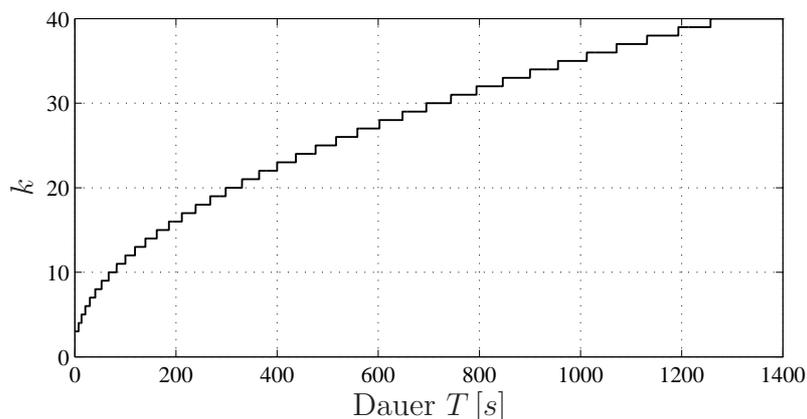


Abbildung 5.45: Anzahl an Segmenten k als Funktion der Dauer T des zu segmentierenden Abschnitts

zum Anderen in schwarz die jeweils erkannten oder vorhergesagten Segmentierungssequenzen zu erkennen. In der unteren Grafik ist die Länge der jeweiligen Sequenz grau und die Nummer im Stack schwarz eingezeichnet. Am Anfang der Simulation ist

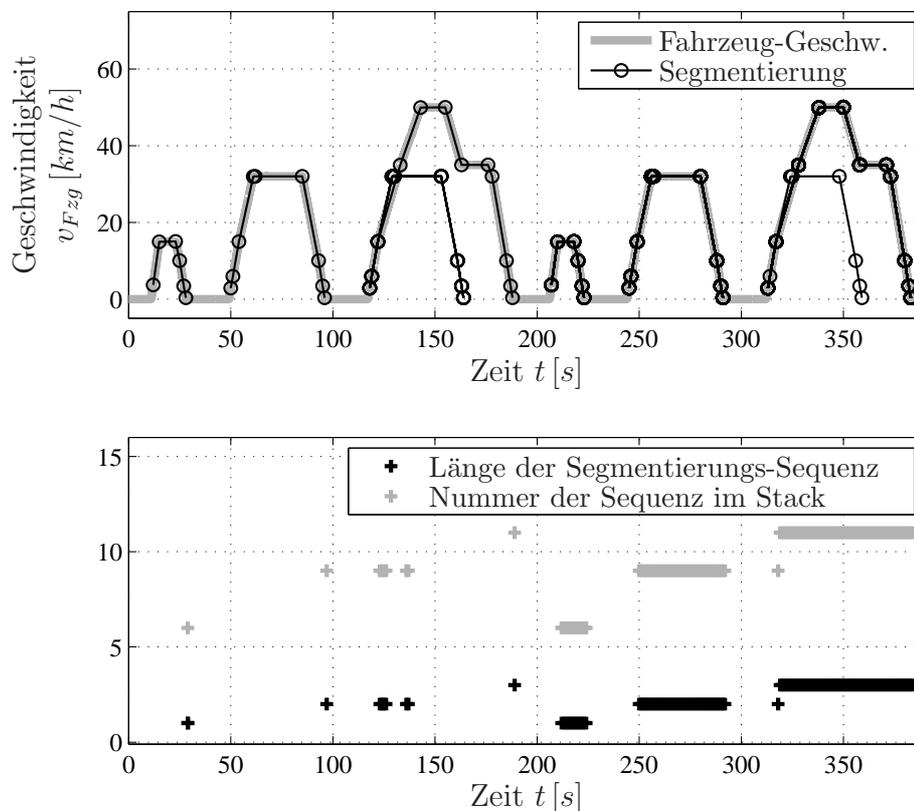


Abbildung 5.46: Ergebnis der Segmentierung von zwei aufeinanderfolgenden ECE-Zyklen in der Simulation

keine Sequenz im Speicher abgelegt. Am Ende des ersten Hügels wird eine neue Sequenz erkannt und im Speicher an der ersten Position abgelegt. Beim zweiten Hügel wird die nun gespeicherte Sequenz des ersten Hügels richtigerweise nicht erkannt und am Ende wird die neu segmentierte Sequenz an Position 2 gespeichert. Beim dritten Hügel wird zunächst mehrmals die Sequenz 2 als Vorhersage ausgegeben, da der gefahrene mit dem gespeicherten Fahrvorgang zunächst bis ca. 135 s teilweise gut korreliert und keine besser passende Sequenz vorhanden ist. Zu späteren Zeitpunkten sind der Fahrvorgang und die gespeicherten Sequenzen zu unterschiedlich. Am Ende des dritten Hügels wird die neue Sequenz an Position 3 im Stack gespeichert. Der vierte und der fünfte Hügel ist nun bereits bekannt und kann komplett richtig vorhergesagt werden. Am Ende wird – wie oben beschrieben – die vorhandene Sequenz 1 bzw. 2 aktualisiert. Der Sechste Hügel ist ebenfalls bereits bekannt und wie beim dritten Hügel wird auch hier zunächst eine falsche Vorhersage getroffen. Da die Sequenz aber bekannt ist, wird die falsche Vorhersage bereits nach einem Abtastschritt korrigiert. Mit fortschreitender Zeit unterscheiden sich die beiden Sequenzen immer mehr und es wird die Richtige ausgewählt.

5.6 Mixed Integer Lineare Programmierung

Im Folgenden wird das in Abschnitt 4.2.2 gezeigte Offline-Verfahren so erweitert, dass es für die Online-Optimierung einsetzbar ist.

Für die Optimierung der Betriebsführung durch die Mixed Integer Lineare Programmierung ist es notwendig, den zukünftigen Fahrverlauf möglichst gut zu kennen, sie ist deshalb vor allem für die Offline-Optimierung einsetzbar. Durch die im vorangegangenen Abschnitt gezeigte Methode zur Vorhersage des Fahrerverhaltens sowie durch zusätzliche Anpassungen ist das Verfahren auch für die Online-Betriebsführung geeignet, wie im Weiteren ausgeführt wird.

5.6.1 Einsatz auf einem Realzeitsystem

Beim optimierten CVT-Hybrid steht für die Regelung des Hybridfahrzeugs ein Rapid-Prototyping-System zur Verfügung. Die Optimierung soll neben der Gesamtfahrzeugregelung zusätzlich auf diesem System mit einer Zykluszeit von einer Sekunde implementiert werden. Um das gezeigte Modell für eine Online-Optimierung auf dem Realzeitsystem einzusetzen, sind noch zusätzliche Anpassungen notwendig.

Wie oben ausgeführt, wird die Rechenzeit maßgeblich von der Anzahl der unbestimmten Schaltzustände des Verbrennungsmotors beeinflusst. Diese Anzahl muss deswegen für die Online-Optimierung begrenzt werden. Dadurch ergibt sich ein limitierter Zeithorizont für die Vorausberechnung, d.h. ausgehend von der aktuellen Position innerhalb einer Vorhersagesequenz kann eine optimale Lösung eventuell nicht bis zum Ende der Sequenz berechnet werden. Da der Sollladezustand am Ende einer Sequenz immer eindeutig vorzugeben ist (z.B. voller Energiespeicher bei Geschwindigkeit Null), entsteht nun die Problematik einen Sollladezustand für das Ende des begrenzten Zeithorizonts vorzugeben. Unter Verwendung der oben hergeleiteten linearen Modellgleichungen kann dies analog zu Abschnitt 5.2.2 erfolgen.

Bei der Vorgabe des Ladezustands ist weiterhin zu beachten, dass ausgehend vom aktuellen Ladezustand nicht jeder beliebige Ladezustand am Ende einer Sequenz erreicht werden kann. Abbildung 5.47 zeigt anhand der grauen Verläufe, wie sich der mögliche minimale und maximale Ladezustand des UltraCaps für eine gegebene Fahrsequenz ergibt. Die Begrenzungen sind anhand der minimalen und maximalen Leistungen von Verbrennungs- und Elektromotor, der Fahr- und Nebenverbraucherleistungen sowie der Anlassenergie für den Verbrennungsmotor für die gegebene Fahrsequenz bestimmt. Der schwarze Verlauf zeigt das Optimierungsergebnis für die Fahrsequenz bei einer Vorgabe der Spannung von 46 V am Ende der Sequenz.

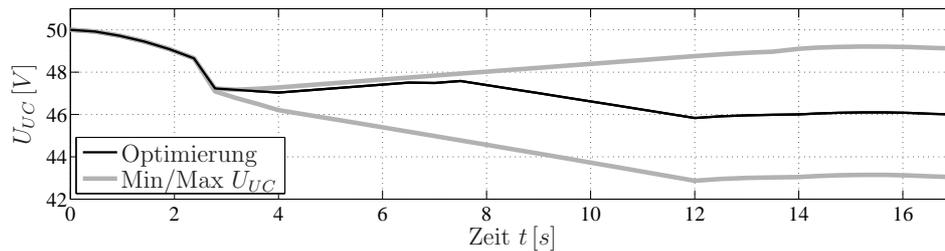


Abbildung 5.47: *Begrenzung der Vorgabe des Endladezustands durch Vorausberechnung*

Würde eine höhere oder niedrigere Endspannung als die durch die Begrenzungen bestimmten Spannungen vorgegeben, so könnte keine zulässige Lösung berechnet werden. Für den Einsatz auf dem Realzeitsystem wird deshalb vor jeder Berechnung einer optimalen Lösung diese maximale und minimale Endspannung ermittelt und die Vorgabe des Endladezustands entsprechend begrenzt, so dass eine zulässige Lösung innerhalb der Betriebsgrenzen berechnet werden kann.

Ist der aktuell gefahrene Zyklus nicht bekannt, so kann auch keine Vorhersage getroffen werden. Es muss also immer eine Betriebsführung, wie z.B. in den Abschnitten 5.3 oder 5.4 gezeigt, zum Betrieb des Fahrzeugs vorhanden sein. Wird jedoch eine Fahrsequenz erkannt, so kann durch das hier gezeigte Verfahren eine optimale Lösung online berechnet werden.

Sind die Realzeitbedingungen erfüllt, so könnte bei jedem Aufruf der Optimierung – also jede Sekunde einmal – eine optimale Lösung berechnet werden. Dies führt jedoch zu unruhigem Verhalten, da die Optimierung jeweils mit dem aktuellen Ladezustand des Energiespeichers initialisiert wird, dieser jedoch nie exakt mit dem vorher Berechneten übereinstimmt. Aus diesem Grund wird eine Neuberechnung der optimalen Lösung nur dann durchgeführt, wenn der tatsächliche Ladezustand vom Vorausberechneten um einen gewissen Betrag abweicht, das Ende des Zeithorizonts erreicht wird, oder eine andere Sequenz vorhergesagt wird.

5.6.2 Simulations- und Messergebnisse

Das Ergebnis einer Simulation des Gesamtfahrzeugmodells mit der gezeigten Segmentierung der Zyklus-Abschnittsdaten, der Vorhersage und der optimalen Vorausberechnung der Steuergrößen, ist in Abbildung 5.48 gezeigt.

In der ersten Grafik ist die gefahrene Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg} sowie die erkannte Segmentierung analog zu Abbildung 5.46 aufgezeichnet. Die sternförmigen Punkte sind die von der Optimierung genutzten Abtastpunkte, die durch Einteilung

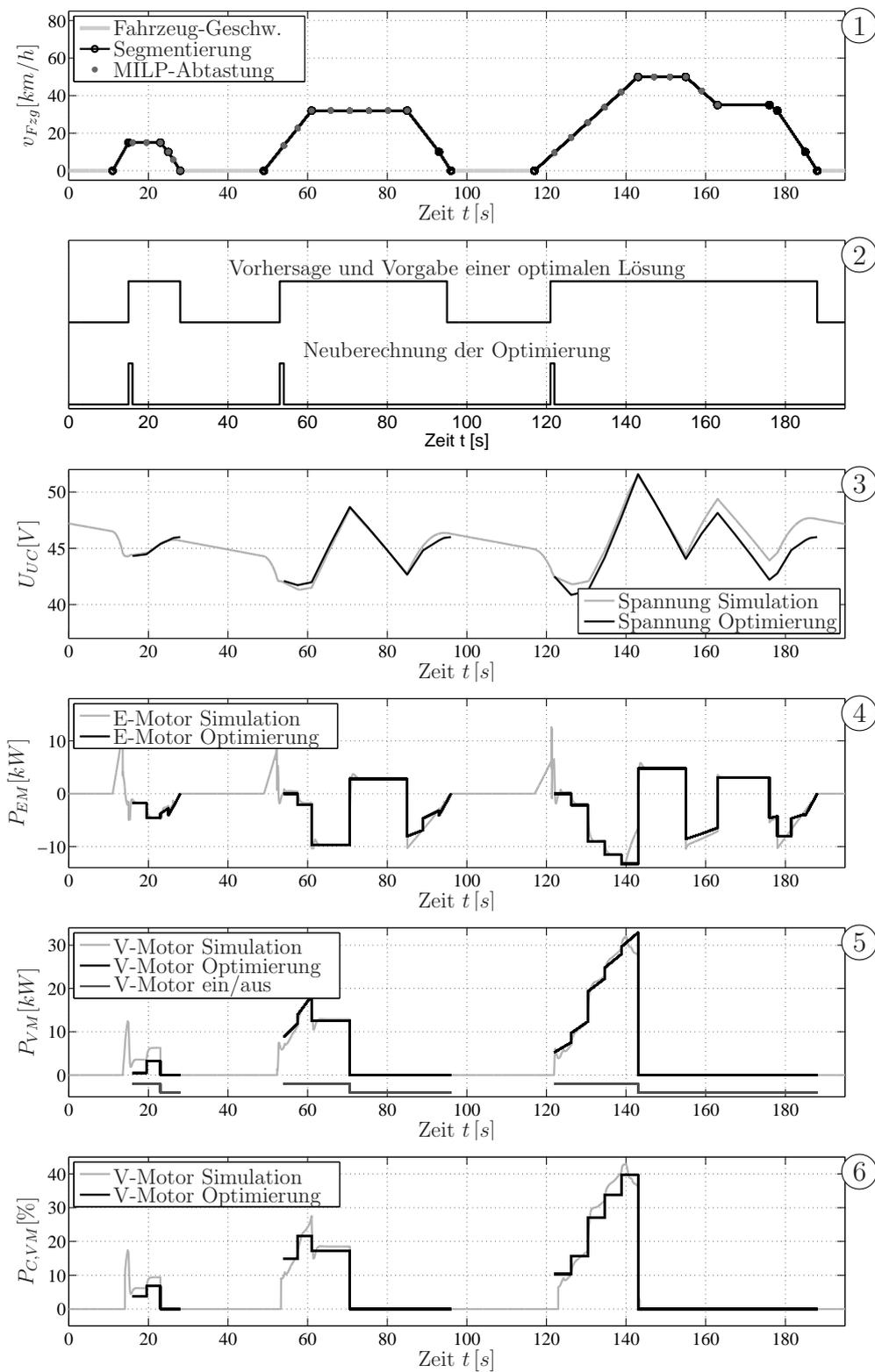


Abbildung 5.48: Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus

der Segmentierungsabschnitte in Abschnitte mit maximal 5 s Länge entstehen. Weitere Punkte sind zu Beginn einer jeweiligen Berechnung der Optimierung und bei einer Geschwindigkeit von etwa 10 km/h (ab dieser Geschwindigkeit kann der Verbrennungsmotor betrieben werden) eingesetzt. Die zweite Grafik zeigt, wann eine neue Berechnung stattfindet, und wann eine Vorhersage ohne Neuberechnung ausgegeben werden kann. Eine neue Berechnung wird immer dann durchgeführt, wenn ein neuer Zyklusabschnitt erkannt wurde. In den übrigen Sequenzabschnitten bleibt die Vorhersage über lange Zeitabschnitte gültig, es wird deshalb eine Vorgabe zur Betriebsführung ohne eine Neuberechnung ausgegeben. In den letzten drei Grafiken von Abbildung 5.48 sind die mechanische Leistung des Elektromotors P_{EM} und die mechanische und „chemische“ Leistung des Verbrennungsmotors P_{VM} , $P_{C,VM}$ jeweils von der Optimierung und von der Simulation eingetragen. Die gute Übereinstimmung zwischen dem linearisierten Modell der Optimierung und der nichtlinearen Simulation lässt darauf schließen, dass auch die optimale Lösung, die anhand des linearen Modells berechnet wurde, eine sehr gute Lösung für das nichtlineare Modell darstellt. Da es sich beim vorliegenden System grundsätzlich um eine global integrierende Strecke handelt, ist hierbei vor allem die geringe Abweichung der Spannung zu bemerken.

Die Betriebstrajektorie für diese Simulation ist in Abbildung 5.49 dargestellt. Anhand der Verteilung der Betriebspunkte ist erkennbar, dass der Verbrennungsmotor vor allem bei hohen Leistungen und Wirkungsgraden betrieben wird. Die MILP-Optimierung wählt dabei die hohen Leistungen für den Verbrennungsmotor aus, die Vorgabe der Variatorübersetzung nach Abbildung 5.10 wählt die für den jeweiligen Betriebspunkt optimale Drehzahl/Drehmoment-Kombination.

Das Energieflussdiagramm zu dieser Simulation ist in Abbildung 5.50 dargestellt. Wie beim Energieflussdiagramm der Verlustminimierung in Abbildung 5.30 wird bei

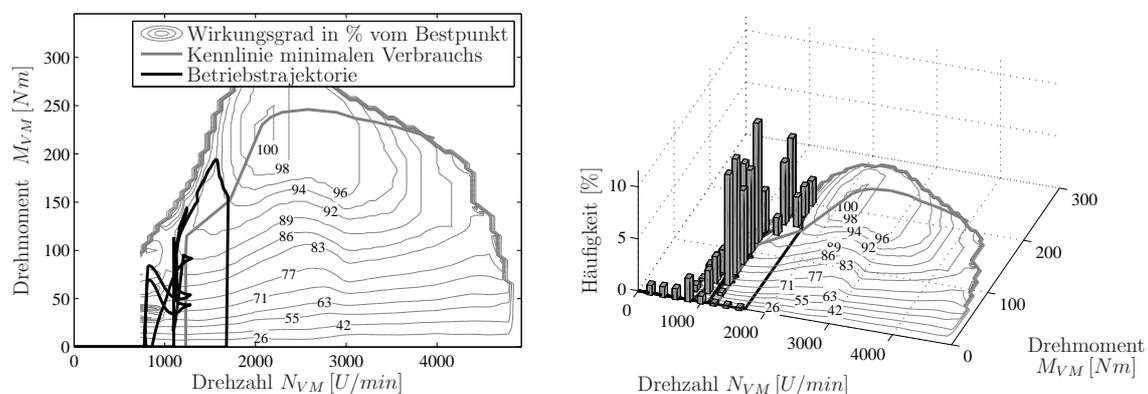


Abbildung 5.49: Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors

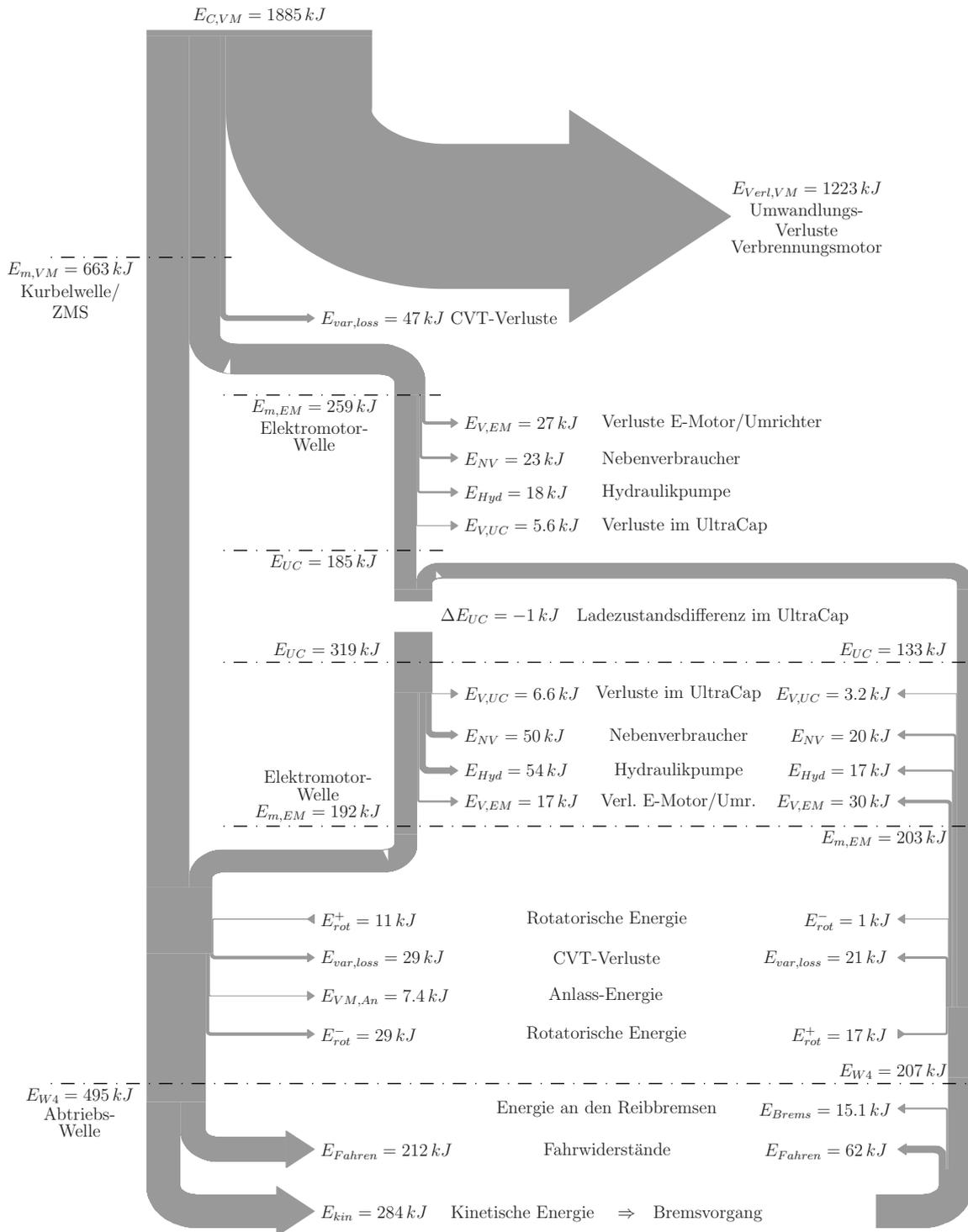


Abbildung 5.50: Energieflussdiagramm zum ECE-Zyklus für die Online-MILP

der Online-MILP im Vergleich zu der Betriebsstrategie (Abbildung 5.16) ein größerer Anteil der vom Verbrennungsmotor gelieferten mechanischen Energie über den elektrischen Teil des Antriebsstrangs geführt. Zudem arbeitet der Verbrennungsmo-

tor durch Lastpunktanhebung in verbrauchsgünstigeren Betriebspunkten, wie in den Abbildungen 5.48 und 5.49 ersichtlich, wodurch insgesamt ein höherer Wirkungsgrad des Gesamtsystems und damit ein geringerer Verbrauch resultiert.

Beim Vergleich der zusammengefassten Energieverbräuche für die einzelnen Komponenten (Abbildungen 5.17, 5.31 und 5.51) zeigen sich bei der Online-MILP etwas höhere Verluste des Variators. Gegenüber der Betriebsstrategie ergeben sich niedrigere, gegenüber der Verlustminimierung höhere Verluste des Verbrennungsmotors. Insgesamt wird der Antriebsstrang in der Simulation mit der MILP-Optimierung fast gleich effizient betrieben, wie mit der Verlustleistungsminimierung.

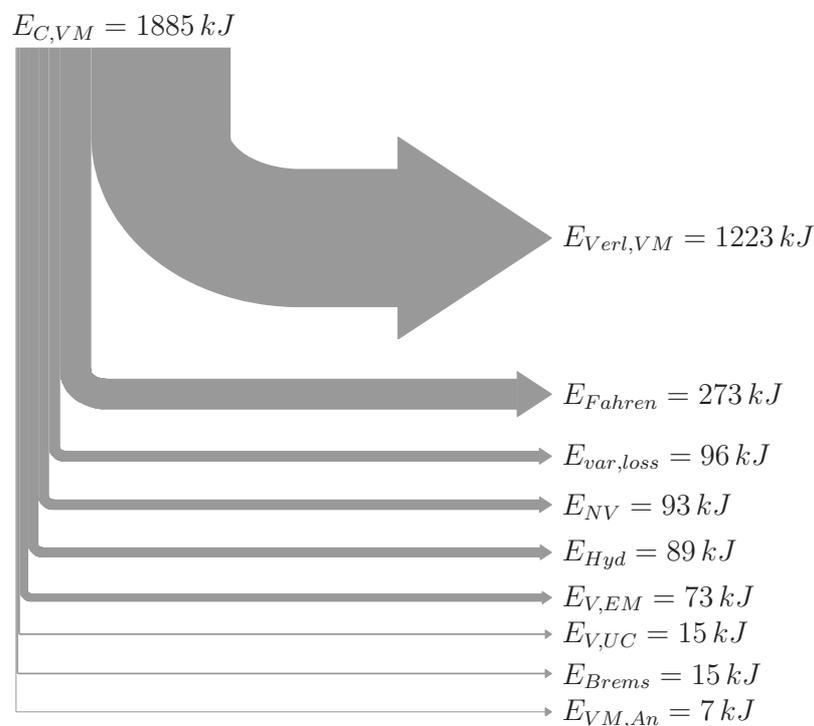


Abbildung 5.51: Zusammenfassung des Energieverbrauchs im ECE-Zyklus für die Online-MILP

In Abbildung 5.52 ist ein Fahrversuch am Rollenprüfstand mit dem Prototypenfahrzeug für den ECE-Zyklus mit der MILP-Online Betriebsführung dargestellt. Die oberste Grafik zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Vorhersage mit Segmentierung. In der zweiten Grafik ist aufgetragen, welche Sequenz aus dem Stack entnommen wurde und aus wievielen Abschnitten sie besteht. In der dritten Grafik ist zu erkennen, wann eine Vorhersage und Vorgabe einer optimalen Lösung vorhanden ist und wann eine Neuberechnung der Optimierung stattfand. Vor allem am Anfang der gefahrenen Geschwindigkeitssequenzen, wenn sich die im Stack be-

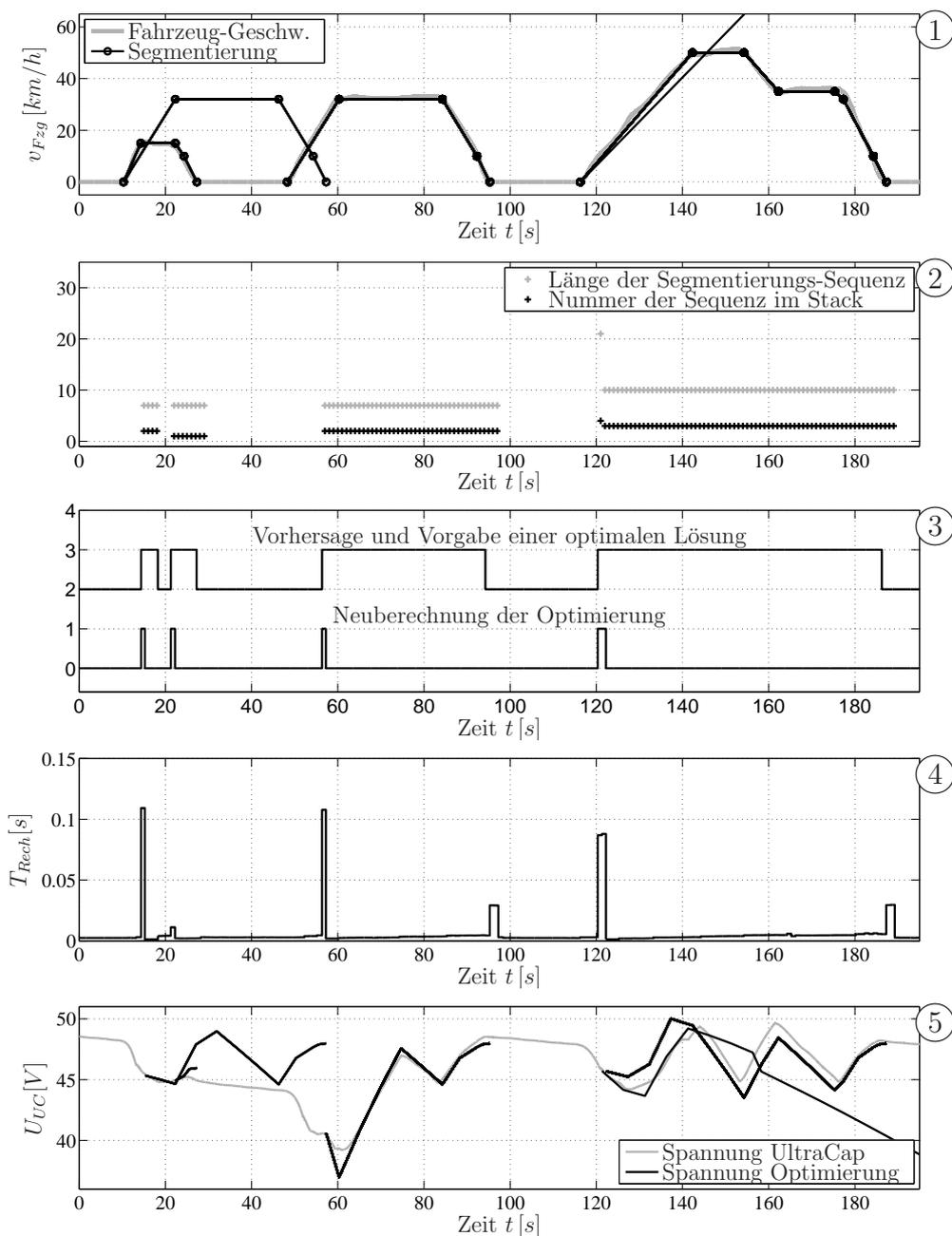


Abbildung 5.52: Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Fahrzeug für die Online-MILP Betriebsführung

findlichen Sequenzen sehr ähnlich sind, ist eine Neuberechnung zu erkennen. In der vierten Grafik ist die Rechenzeitdauer eingetragen, die der gesamte Algorithmus mit Segmentierung, Korrelation und Optimierung auf dem Realzeitsystem in Anspruch genommen hat. Sie liegt meist bei nahe Null. Nur bei einer Neuberechnung und einer Aktualisierung der Segmentierungsdaten sind erhöhte Rechenzeiten zu erkennen. Im späteren Teil der Sequenzen finden aufgrund der guten Übereinstimmung des Mo-

dells mit dem realen System keine Neuberechnungen mehr statt, was am Verlauf der UltraCap-Spannung in der fünften Grafik ersichtlich ist. Neben den richtig erkannten Fahrsequenzen sind in der ersten und fünften Grafik auch die Vorhersagen und vorausberechneten Betriebstrajektorien für die falsch erkannten Fahrsequenzen eingezeichnet.

In Abbildung 5.53 sind weitere Verläufe für den gleichen Fahrvorgang dargestellt, allerdings wurden die falschen Vorhersagen ausgeblendet. Die erste und zweite Grafik zeigt wieder den Geschwindigkeitsverlauf mit den vorhergesagten Sequenzen, und wann eine Vorhersage und Vorgabe einer optimalen Lösung vorhanden ist, bzw. wann eine Neuberechnung der Optimierung stattfand. In der dritten bis fünften Grafik ist für die UltraCap-Spannung, die Elektromotorleistung, die Verbrennungsmotorleistung und die chemische Eingangsleistung des Verbrennungsmotors, jeweils die vorausberechnete Betriebstrajektorie und die zugehörige Größe des Fahrversuchs dargestellt. Die UltraCap-Spannung entspricht der über den Beobachter ermittelten inneren Spannung. Die mechanische Elektromotorleistung wurde aus der gemessenen Klemmenspannung, dem gemessenen Strom und der Drehzahl der elektrischen Maschine berechnet. Zur Bestimmung der Verbrennungsmotorleistung wurde das vom Verbrennungsmotor geschätzte Drehmoment und die gemessene Drehzahl herangezogen. Aus dem Drehzahl- und Drehmomentverlauf des Verbrennungsmotors sowie aus dem Verbrauchskennfeld nach Abbildung 2.10 wurde die normierte chemische Eingangsleistung bestimmt.

Die Verläufe der Optimierung stimmen in weiten Teilen gut mit den Größen des Prototypenfahrzeugs überein. Abweichungen in der Elektro- und Verbrennungsmotorleistung sind vor allem an den Stellen zu beobachten, wo Abweichungen im Geschwindigkeitsverlauf vorhanden sind und der übergelagerte Gesamtfahrzeugregler darauf reagiert (Die Schnittstelle zwischen der MILP und dem Gesamtfahrzeugregler wird über die priorisierte Momentenaufteilung nach Abschnitt 5.1 realisiert und besteht nur aus der Elektromotorleistung und dem Schaltzustand des Verbrennungsmotors). Grundsätzlich ist keine exakte Übereinstimmung notwendig, da die MILP mehr die globale Führung des Energiespeichers als die exakte Bestimmung der Leistungen für die Antriebsstrangkomponenten zum Ziel hat. Tendenziell sollten die Komponenten aber trotzdem gut abgebildet werden, damit die berechnete optimale Betriebstrajektorie auch für das reale System eine möglichst optimale Betriebsweise realisiert.

Die Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors für den gezeigten Fahrvorgang ist in Abbildung 5.54 gezeigt. Wie bei der Simulation oben beschrieben, werden durch die MILP Betriebsführung Punkte mit hohen Verbrennungsmotorleistungen ausgewählt.

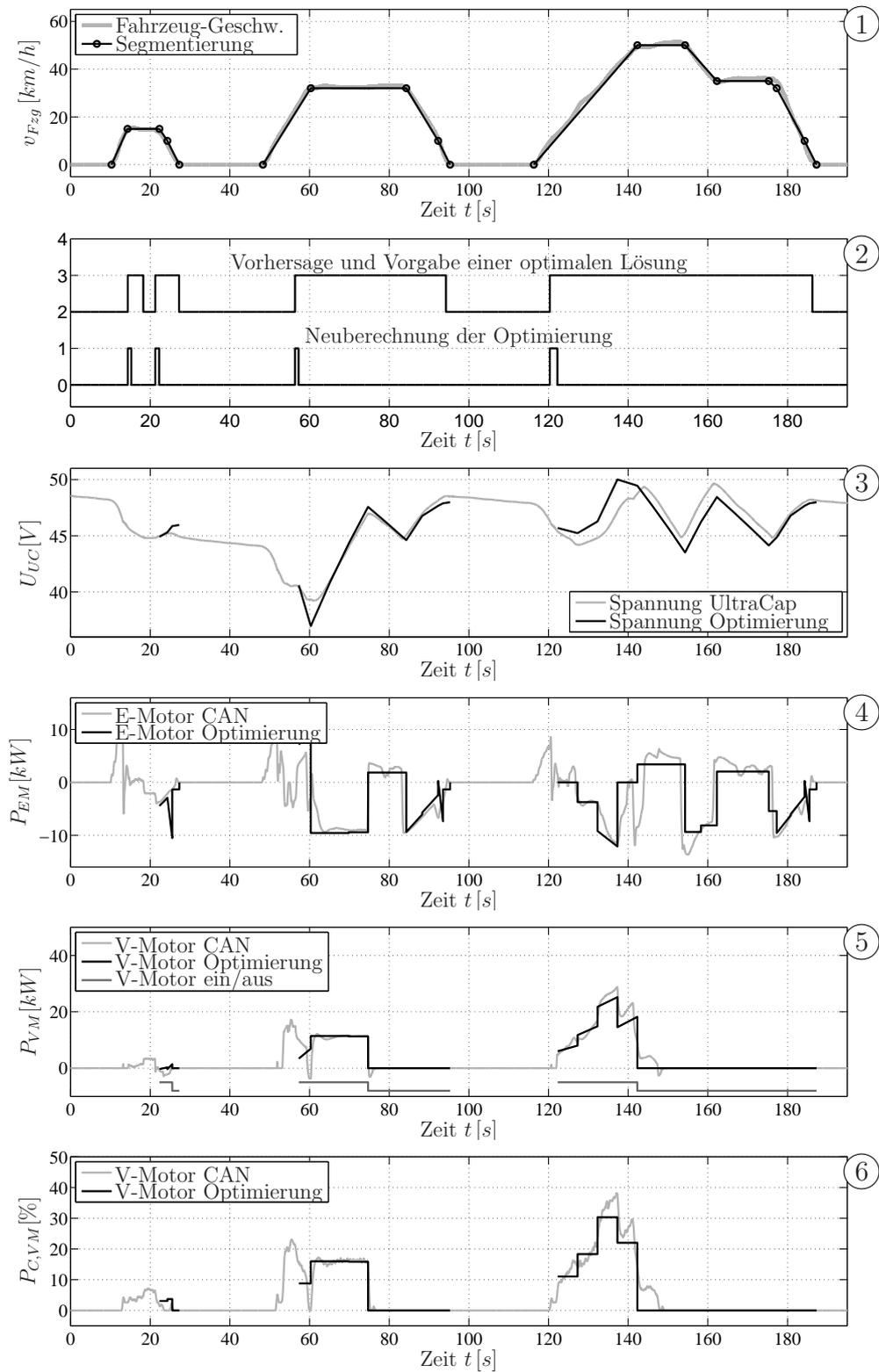


Abbildung 5.53: Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Fahrzeug für die Online-MILP Betriebsführung

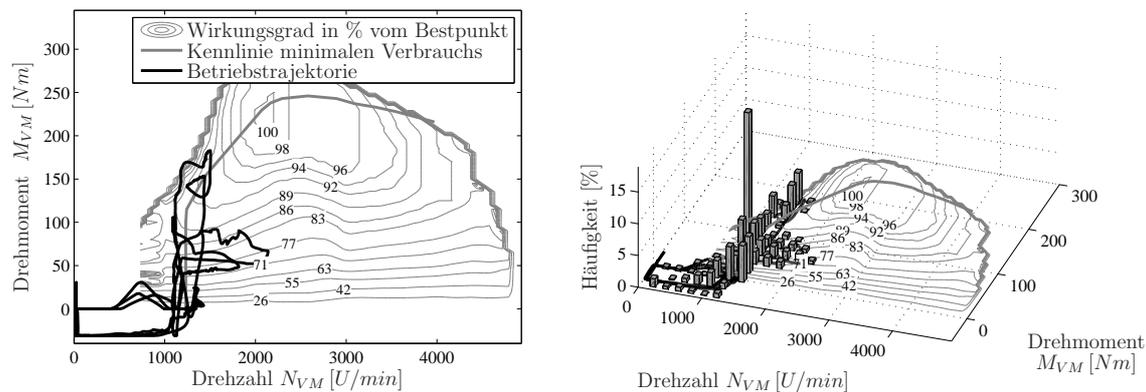


Abbildung 5.54: Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors des Prototypenfahrzeugs im ECE-Zyklus für die MILP-Online Betriebsführung

Die optimale Aufteilung von Drehzahl und Drehmoment erfolgt in Getriebestellung V_2 über die Steuerung der Variatorübersetzung nach Abbildung 5.10. Daraus resultiert, dass der Verbrennungsmotor meist bei hohen Wirkungsgraden betrieben wird. Die häufigsten Betriebspunkte ergeben sich dadurch bei Drehzahlen von 900 U/min bis 1100 und Drehmomenten von 90 Nm bis 110 Nm . Am Verlauf der Verbrennungsmotorleistung in der fünften Grafik in Abbildung 5.53 sind diese Betriebspunkte mit einer Leistung von ca. 10 kW bei 70 s oder bei 130 s erkennbar.

Ein Fahrvorgang für einen NEDC-Zyklus mit der MILP-Online Betriebsführung ist in Abbildung 5.55 dargestellt. Die einzelnen Grafiken zeigen die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Leistungen des Elektro- und Verbrennungsmotors, die UltraCap-Spannung, die Getriebestellung und die Variatorübersetzung sowie den normierten Verbrennungsmotorwirkungsgrad und den kumulierten Verbrauch für diesen Fahrvorgang. Anhand der Spannung ist deutlich zu erkennen, dass einerseits am Ende jeder Fahrsequenz die vorgegebene Endspannung von 48 V erreicht oder überschritten wird, andererseits der gesamte Spannungshub von 30 V bis 52 V voll ausgeschöpft wird.

In Tabelle 5.5 ist ein Vergleich der Energieverbraucher für die Simulation, eine Messung am Prüfstand und die gezeigte Messung am Prototypenfahrzeug aufgelistet. Der geringste Energie- und damit auch Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors ist beim Fahrzeug zu erkennen. Die Ladebilanz ist bei allen Fahrvorgängen nahezu ausgeglichen. Der energetische Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors ist für diesen Fahrvorgang mit der MILP Betriebsführung bei der Simulation am höchsten, im Vergleich zu den Messfahrten mit der Betriebsstrategie und der Verlustminimierung kann der Verbrennungsmotor durch die MILP Betriebsführung ebenfalls am günstigsten betrieben werden. Auffällig ist die höhere Gesamtenergie für die Summe aus

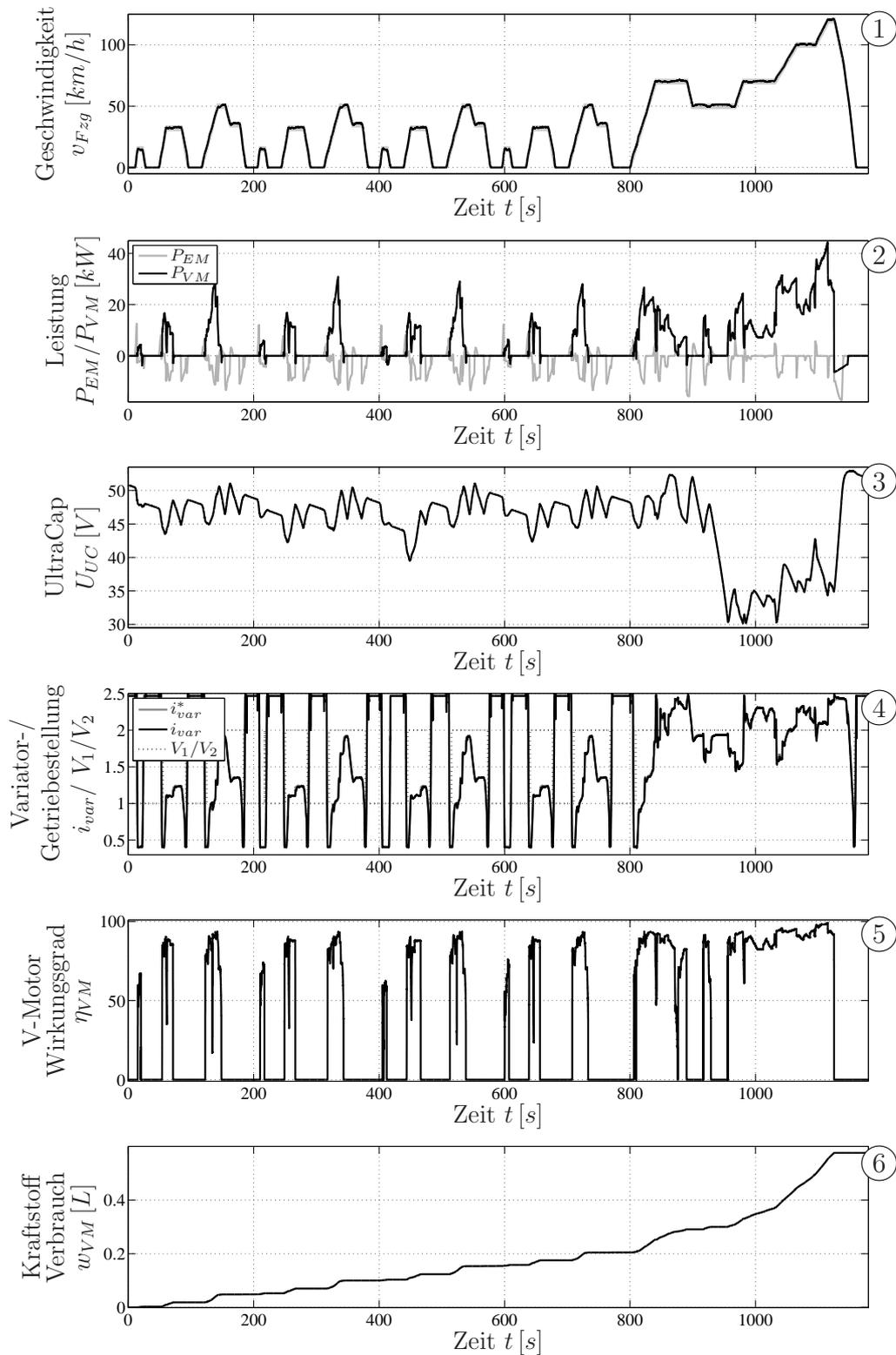


Abbildung 5.55: Messergebnisse zum NEDC-Zyklus am Prototypenfahrzeug für die MILP-Online Betriebsführung

	Simulation	Prüfstand	Fahrzeug
1 $E_{C,VM} [kJ]$	1885	1878	1806
2 $\Delta SOC [kJ]$	-0	3	7
3 $E_{C,VM} + \frac{\Delta SOC_{beVM} H_i}{\eta_{CVT} \eta_{EM} \eta_{UC}} [kJ]$	1887	1869	1781
4 Verbrauch $w_{VM} [mLiter]$	53.5	53.0	50.5
5 Verbrauch $[Liter/100km]$	5.34	5.24	4.90
6 $E_{VM,An} [kJ]$	7	4	3
7 $E_{Verl,VM} [kJ]$	1223	1259	1199
8 $\eta_{VM} = 1 - \frac{E_{Verl,VM}}{E_{C,VM}} [\%]$	35.1	32.9	33.6
9 $E_{Fahren} + E_{var,loss} [kJ]$	370	353	333
10 $E_{Brems} [kJ]$	15	48	17
11 $E_{V,EM} [kJ]$	73	57	63
12 $E_{NV} [kJ]$	93	114	103
13 $E_{Hyd} [kJ]$	89	91	95
14 $E_{V,UC} [kJ]$	15	15	18

Tabelle 5.5: Vergleich der Energieverbraucher in der Simulation, am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug für die Online-MILP im ECE-Zyklus

Fahrwiderständen und Verlusten im Variator. Diese Erhöhung ist nach den oben diskutierten Simulationsergebnissen den höheren Variatorverlusten zuzuschreiben. Trotzdem kann durch die gewählte Betriebsweise der Gesamtsystemwirkungsgrad gegenüber der Betriebsstrategie verbessert werden.

Weitere Verbrauchsergebnisse werden im folgenden Abschnitt 5.7 aufgeführt und mit den Ergebnissen der Betriebsführungen in den Abschnitten 5.3 und 5.4 verglichen.

5.7 Vergleich der Verfahren

In den Abschnitten 5.3, 5.4 und 5.6 wurden Verfahren zur Betriebsführung von Hybridfahrzeugen erläutert und jeweils Simulationsergebnisse und Messergebnisse vom Gesamtantriebsstrangprüfstand und vom Prototypenfahrzeug zum ECE-Zyklus diskutiert. Neben den Messungen zum ECE-Zyklus wurden auch Messungen zum EUDC- und zum NEDC-Zyklus durchgeführt. Eine Zusammenfassung dieser Ver-

brauchsergebnisse ist in Tabelle 5.6 aufgelistet, wobei die Verbrauchsergebnisse zum NEDC-Zyklus in der Tabelle aus den Ergebnissen der Messungen zum ECE- und zum EUDC-Zyklus berechnet wurden.

An den Ergebnissen ist zu erkennen, dass die Betriebsführung im EUDC-Zyklus kaum einen Einfluss auf eine Einsparung hat. Sowohl bei der Simulation als auch an den beiden realen Systemen sind die Verbräuche nahezu gleich. Nur bei einer

		Verbrauch <i>Liter/100km</i>		
		ECE	EUDC	NEDC
Zyklus		ECE	EUDC	NEDC
Herstellerangaben		7.7	5.0	6.0
Simulation	Betriebsstrategie	5.53	5.27	5.36
	Betriebsstrategie mit Vorhersage	5.53	5.25	5.35
	Betriebsstrategie mit $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.72	5.45	5.55
	Betriebsstrategie mit Vorhersage und $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.53	5.25	5.35
	Verlustminimierung mit $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.34	5.50	5.44
	Verlustminimierung	5.28	5.26	5.27
	MILP online	5.34	5.26	5.29
Prüfstand	Betriebsstrategie mit $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.60	5.17	5.33
	Betriebsstrategie mit Vorhersage und $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.48	5.14	5.26
	Verlustminimierung mit $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.51	5.19	5.31
	Verlustminimierung	5.43	5.24	5.31
	MILP online	5.24	5.09	5.14
Fahrzeug	Betriebsstrategie mit $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.78	5.08	5.34
	Betriebsstrategie mit Vorhersage und $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	4.97	4.97	4.97
	Verlustminimierung mit $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$	5.15	5.09	5.11
	Verlustminimierung	4.89	5.04	4.98
	MILP online	4.90	5.04	4.99

Tabelle 5.6: Gegenüberstellung der Verbrauchsergebnisse des optimierten CVT-Hybrids für verschiedene Betriebsführungen im Vergleich mit den Herstellerangaben für das Serienfahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe

falschen Vorgabe des Verzögerungsprofils zur Berechnung der Sollspannungsvorgabe nach Abschnitt 5.2 resultiert ein etwas schlechterer Verbrauch.

Im ECE-Zyklus sind deutlichere Unterschiede in den Verbräuchen durch die einzelnen Betriebsführungen zu erkennen. Beim Vergleich der Betriebsstrategie in der Simulation mit und ohne Vorhersage tritt kein Unterschied in den Verbräuchen auf, wenn ein zum Zyklus passendes statisches Verzögerungsprofil vorgegeben wird. Ist allerdings eine unpassende Vorgabe des Verzögerungsprofils mit $a = -0.4 \frac{m}{s^2}$ vorhanden, so kann durch die Vorhersage eine Verbesserung erzielt werden. Auch bei der Verlustminimierung kann der Verbrauch durch die Vorgabe eines passenden Verzögerungsprofils reduziert werden. Der Verbrauchsvorteil fällt allerdings geringer aus, da die Verlustminimierung weniger stark durch die Vorgabe beeinflusst wird. Auch an den Messergebnissen zum ECE-Zyklus an Prüfstand und Fahrzeug ist die Tendenz zu erkennen, dass durch Vorhersage bzw. Vorgabe eines passenden Verzögerungsprofils ein Verbrauchsvorteil zu erzielen ist.

Die besten Verbrauchsergebnisse sind durch die Verlustminimierung und die Online Mixed Integer Lineare Programmierung zu erzielen. In der Simulation ist die Verlustminimierung etwas günstiger, am Prüfstand zeigt die MILP-Betriebsführung für den ECE-Zyklus einen geringen Vorteil. Beim Fahrzeug sind die Verbrauchsergebnisse nahezu gleich. Ein Vorteil der MILP-Betriebsführung (nicht an den Verbrauchsergebnissen abzulesen) ist, dass ein gewünschter Ladezustand am Ende einer Fahrsequenz im Rahmen der Möglichkeiten vorgegeben und erreicht werden kann, sowie eine ruhigere Betriebsführung bei einer korrekten Vorhersage realisiert wird (keine unnötigen Anlassvorgänge).

6 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde eingangs die Struktur und die möglichen Betriebszustände des optimierten CVT-Hybrids der Technischen Universität München vorgestellt und auf die einzelnen Komponenten eingegangen. Insbesondere wurden die mechanischen Zusammenhänge für die beiden Getriebestellungen des $i\sqrt{i}$ -Getriebes hergeleitet und die Hydraulikversorgung beschrieben. Neben dem spezifischen Verbrauch wurde der Anlassvorgang des Verbrennungsmotors in den beiden Getriebestellungen untersucht und die Abhängigkeiten der elektrischen Antriebsstrangkomponenten (Elektromotor mit Frequenzwechsellrichter, Energiespeicher, DC/DC-Wandler, Bordnetz des Fahrzeugs) dargelegt. Zudem wurden die Prüfstände für das elektrische System, den Verbrennungsmotor und den Gesamtantriebsstrang, sowie das Prototypenfahrzeug vorgestellt. Die weiteren Ausführungen zu Einsparpotenzial, Auslegung der Komponenten und zur Betriebsführung von Hybridfahrzeugen, wurden anhand des beschriebenen Antriebsstrangs erläutert.

Das Einsparpotenzial von Hybridfahrzeugen kann durch eine kleinere Verbrennungskraftmaschine, durch ein CVT-Getriebe (nicht nur bei Hybridfahrzeugen), durch Taktbetrieb bzw. Start/Stop-Betrieb, sowie durch Rekuperation realisiert werden. Durch eine statistische Analyse von bekannten Norm-Fahrzyklen wurde das Einsparpotenzial von Hybridfahrzeugen analysiert. Die größten Einsparungen ergeben sich aufgrund der Rekuperation und durch Taktbetrieb, sie sind jedoch sehr abhängig vom Zyklus. Bei Zyklen mit hohen Geschwindigkeiten und damit hohen Leistungen wie z.B. dem EUDC-Zyklus ist durch einen Taktbetrieb kaum eine Einsparung möglich. Im ECE-Zyklus treten dagegen häufig niedrige Leistungsanforderungen auf, so dass hier eine Einsparung von etwa 4 % erzielt werden kann. Auch bei der Rekuperation ist das Einsparpotenzial abhängig von der Fahrweise. Bei häufigen Anfah- und Bremsvorgängen, wie sie im Stadtverkehr vorkommen, ergibt sich durch die gezeigte Analyse ein Einsparpotenzial von 24 % bis 27 %. Bei Fahrvorgängen wo selten gebremst wird, wie z.B. im EUDC-Zyklus kann dagegen nur ca. 10 % eingespart werden. Insgesamt ergibt sich aufgrund der statistischen Zyklusanalyse ein Einsparpotenzial von ca. 18 % im NEDC-Zyklus.

Würden die Hybridfahrzeuge eine Einsparung von 18 % realisieren und sich der Anteil der Hybridfahrzeuge an den Neufahrzeugen bis zum Jahr 2015 auf 60 % steigern, so könnten nach der gezeigten Prognose in Deutschland bis zum Jahr 2030 etwa 33 Millionen Tonnen an Kraftstoff eingespart werden.

Beim Aufbau eines Hybridfahrzeugs stellt sich zunächst die Frage nach der Auslegung der Antriebsstrangkomponenten. Neben den Anforderungen an die einzelnen Komponenten ist aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung eine Gesamtsystembetrachtung für die Auslegung erforderlich. Eine systematische Methode mittels einer offline optimierten Betriebsführung bietet einen ganzheitlichen Ansatz. Hierzu wurden zwei Offline-Verfahren (DIRCOL und MILP) zur Betriebsführung vorgestellt und miteinander verglichen. Ist eine höhere Modellierungsgenauigkeit erforderlich, so ist die Optimierung mit DIRCOL von Vorteil. Es muss allerdings eine Startlösung für das Differentialgleichungssystem bereitgestellt werden. Ein geringere Modellierungsgenauigkeit, dafür aber eine Berücksichtigung von Schaltzuständen sowie eine gute Automatisierbarkeit, bietet das Verfahren der Mixed Integer Linearen Programmierung. Anhand der Offline-Betriebsführung wurde für verschiedene Variationen der Elektromotorleistung und der UltraCap-Kapazität eine optimale Betriebsweise für verschiedene Fahrzyklen berechnet und der minimale Kraftstoffverbrauch ermittelt. Es zeigt sich die Tendenz, dass mit einer zunehmenden Elektromotorleistung und einer zunehmenden UltraCap-Kapazität der Kraftstoffverbrauch sinkt. Dieser Effekt ist aber besonders bei Leistungen bis ca. 15 kW und Kapazitäten bis ca. 150 F ausgeprägt. Bei höheren Leistungen und Kapazitäten wird das ermittelte Kennfeld sehr flach. Die wesentlichen Einspareffekte können also bereits mit einer relativ kleinen Elektromaschine und einem relativ kleinen Energiespeicher ausgeschöpft werden. Weiterhin wurde mit dem Verfahren der Offline-Optimierung der Einfluss von Mehrgewicht des Fahrzeugs und von zusätzlichen elektrischen Nebenverbrauchern untersucht. Es ergab sich ein Mehrverbrauch von $0.092\text{ Liter}/100\text{ km}$ für ein Mehrgewicht von 100 kg sowie ein Mehrverbrauch von $0.063\text{ Liter}/100\text{ km}$ für eine zusätzliche Nebenverbraucherleistung von 100 W . Neben dem Kraftstoffeinsparpotenzial wurden beim optimierten CVT-Hybrid noch weitere Kriterien wie das Packaging, die Fahrbarkeit und der zuverlässige Betrieb des Hybridfahrzeugs berücksichtigt.

Ein wichtiges Element für den Betrieb von Hybridfahrzeugen ist eine geeignete Betriebsführung. Durch sie wird die Aufteilung der Fahranforderung auf die vorhandenen Momentenquellen realisiert. Hierzu wurde eine priorisierte Momentenaufteilung vorgestellt, die einerseits Teil des Gesamtfahrzeugregler ist, und andererseits für die Betriebsführung genutzt wird. Die Eingangsgröße für die priorisierte Momentenaufteilung bzw. die Schnittstelle zwischen dem Gesamtfahrzeugregler mit hoher Abtastzeit und der Betriebsführung mit niedriger Abtastzeit ist durch das Lademoment M_{Laden} bzw. die Ladeleistung P_{Laden} gegeben. Durch die zahlreichen Fahrversuche mit dem Gesamtantriebsstrangprüfstand und dem Prototypenfahrzeug, sowohl am Rollenprüfstand als auch auf der Straße, konnte gezeigt werden, dass die priorisierte

Momentenaufteilung nicht nur in der Simulation, sondern auch am realen System hervorragend funktioniert.

Aus Platz- und Kostengründen ist es wünschenswert einen möglichst kleinen Energiespeicher in einem Hybridfahrzeug einzusetzen. Je kleiner allerdings der Speicher ist, desto wichtiger wird die geeignete Führung des Ladezustands. Hierzu wurde aus dem bestehenden Antriebsstrangmodell ein invertiertes Modell abgeleitet. Durch das invertierte Modell werden alle Nebenverbraucher, Wirkungsgrade und Betriebsgrenzen der Hybridkomponenten berücksichtigt, und es kann ein idealer Sollladezustand für den gegebenen Antriebsstrang berechnet werden. Grundlage für die Berechnung mit dem invertierten Modell ist ein aus typischen Fahrvorgängen abgeleitetes Verzögerungsprofil. Es wurde gezeigt, dass es sehr stark vom Fahrerverhalten abhängt, wieviel Energie bei einem Verzögerungsvorgang rekuperiert werden kann. Zur Anpassung des Verzögerungsprofils an den Fahrer wurde ein Verfahren zur Aufzeichnung von Fahrvorgängen anhand von neuronalen Netzen vorgeschlagen. Aufgrund der gespeicherten Fahrvorgänge wurde eine Vorhersage über den zukünftigen Fahrverlauf getroffen und das Verzögerungsprofil mit der daraus folgenden Sollspannungsvorgabe individuell an jede Fahrsequenz angepasst.

Die vorgestellte Betriebsstrategie anhand einer Steuerungsstruktur nutzt den vorgegebenen Sollladezustand über einen Ladezustandsregler direkt für die Führung des Energiespeichers. Die Getriebestellung wurde bei der Betriebsstrategie geschwindigkeitsabhängig vorgegeben. Die Führung der Variatorübersetzung in Getriebestellung V_1 wurde derart gestaltet, dass bei ausgeschaltetem Verbrennungsmotor die Energie zum Anlassen im Drehenergiespeicher vorgehalten wird. Bei eingeschaltetem Verbrennungsmotor wird die Synchronübersetzung eingestellt, so dass möglichst schnell nach V_2 umgeschaltet werden kann. In Getriebestellung V_2 wird bei ausgeschaltetem Verbrennungsmotor die Übersetzung so eingestellt, dass der Anlassvorgang möglichst verlustarm erfolgen kann. Bei angekuppeltem Verbrennungsmotor wird die Variatorübersetzung nach einem Kennfeld vorgegeben, so dass die Gesamtverluste des Variators und des Verbrennungsmotors minimiert werden. Ob der Verbrennungsmotor eingeschaltet sein soll oder nicht, wurde aus der Leistungsanforderung abgeleitet.

Eine andere Art der Betriebsführung stellt die vorgestellte Verlustminimierung dar. Hier wird auf der Grundlage des Antriebsstrangmodells jeweils diejenige Stellgrößenkombination für die gegebene Leistungsanforderung ausgesucht, welche die geringsten Verluste im Gesamtsystem verursacht. Hierzu wurden die Verluste in den einzelnen Komponenten erläutert und zusätzliche virtuelle Verluste eingeführt, wie die Bewertung der mit dem Energiespeicher ausgetauschten Energie. Für die Minimum-

suche muss je nach Betriebszustand ein ein- oder zweidimensionaler Eingangsraum durchsucht werden. Hierzu wurden mehrere Suchverfahren vorgestellt und miteinander verglichen, und es wurden Aspekte der Implementierung auf einem Realzeitsystem diskutiert. Für die eindimensionale Suche hat sich der Goldener-Schnitt-Algorithmus, für die zweidimensionale Suche eine gradientenbasierte Richtungssuche mit anschließender eindimensionaler Liniensuche als günstig erwiesen.

Neben der Vorhersage des zukünftigen Fahrverlaufs aufgrund von neuronalen Netzen wurde eine Vorhersage basierend auf einer Segmentierung von vergangenen Fahrsequenzen gezeigt. Diese Art der Vorhersage ermöglichte eine geeignete Diskretisierung der Fahrsequenz. Durch die gezeigten Modifikationen konnte die Offline-Betriebsführung mit der Mixed Integer Linearen Programmierung zu einer Online-Betriebsführung erweitert werden. Damit ist es möglich, eine optimale Betriebstrajektorie für die vorhergesagte Fahrsequenz auf dem Realzeitsystem zu berechnen.

Die gezeigten Verfahren zur Betriebsführung wurden in einer Simulationsumgebung und dem Prototypingsystem implementiert und anhand von Simulationen, sowie anhand von Fahrversuchen am Gesamtantriebsstrangprüfstand und mit den Prototypenfahrzeug verifiziert und verglichen. Neben den Verläufen zu den Fahrvorgängen wurde eine Analyse der Energieverbraucher des Antriebssystems gezeigt.

Insgesamt sind alle der vorgestellten Verfahren zu einer Betriebsführung des Hybrid-Antriebsstrangs geeignet und es kann mit jedem Verfahren Kraftstoff gegenüber dem Serienfahrzeug mit Handschaltgetriebe eingespart werden. Die besten Ergebnisse konnten mit der Verlustminimierung und mit der MILP Betriebsführung erreicht werden. Bei einer Betriebsführung ohne Vorwissen und einem unpassenden Verzögerungsprofil ist am Prototypenfahrzeug im NEDC-Zyklus ein Verbrauchsvorteil von 11 % bis 14 % zu realisieren. Sind durch ein bekanntes Verzögerungsprofil oder durch eine Vorhersage weitere Information über den Fahrverlauf vorhanden, so kann auch bei Verwendung eines kleinen Energiespeichers, wie einem UltraCap, eine Einsparung von ca. 17 % erzielt werden.

Bezeichnungen

Abkürzungen

A/D-Wandler	Analog zu Digital Wandler
BFGS	Broyden, Fletcher, Goldfarb, Shano
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
CO ₂	Kohlendioxid
CVT	Continuous Variable Transmission, kontinuierlich verstellbares Getriebe
DIRCOL	Direct Collocation
DSP	Digital Signal Processor
ECE	Economic Commission for Europe, Wirtschaftskommission für Europa
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
FTP	Federal Test Procedure
GLPK	Gnu Linear Programming Kit
GPS	Global Positioning System
GRNN	General Regression Neural Network
HIL	Hardware in the Loop
LED	Light Emmitting Diode, Leuchtdiode
MILP	Mixed Integer Linear Programming
MLP	Multi Layer Perception

MOSFET	Metal Oxide Semiconductor Field-Effect Transistor, Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor
NEDC	New European Driving Cycle
NO_x	Stickoxide
PKW	Personenkraftwagen
PT_1	lineares zeitinvariantes dynamisches System 1. Ordnung
PWM	Pulsweitenmodulation
SFB	Sonderforschungsbereich
SOC	State of Charge
SQP	Sequentielle Quadratische Programmierung
TFB	Transferbereich
ZEV	Zero Emission Vehicle, emissionsfreies Fahrzeug
ZMS	Zweimassenschwungrad

Formelzeichen

\mathcal{A}	Aktivierungsfunktion eines GRNN
\underline{a}	Vektor der Koeffizienten des Polynoms 4. Ordnung
a, a_j	Koeffizient 1. Ordnung eines segmentierten Abschnitts [$km/(h\ s)$]
a, b, c	diskrete Auswertepunkte des Goldener-Schnitt-Algorithmus
A_0	Rollwiderstandskoeffizient 0. Ordnung
$a_0 - a_4$	Koeffizienten des Polynoms 4. Ordnung
A_1	Rollwiderstandskoeffizient 1. Ordnung [s/m]
A_2	Rollwiderstandskoeffizient 2. Ordnung [$(s/m)^2$]
$a_{EM}^{(k)}$	Faktor 1. Ordnung zur Linearisierung des Energiewandlers Elektromotor am Abtastschritt k
A_{Fzg}	Referenzfläche des Fahrzeugs [m^2]
a_{LA}	Verhältnis der Energie, die dem Energiespeicher durch Lastpunktanhebung zugeführt wird
$a_{VM}^{(k)}$	Faktor 1. Ordnung zur Linearisierung des Energiewandlers Verbrennungsmotor am Abtastschritt k

$\alpha_{0,rot}$	konstanter Faktor zur Bewertung des Energieaustausches mit dem Drehenergiespeicher
$\alpha_{0,UC}$	konstanter Faktor zur Bewertung des Energieaustausches mit dem UltraCap
a_{Fzg}	Beschleunigung des Fahrzeugs [m/s^2]
α_{rot}	Faktor zur Bewertung des Energieaustausches mit dem Drehenergiespeicher
α_{Steig}	Neigungswinkel der Straße
α_{UC}	Faktor zur Bewertung des Energieaustausches mit dem UltraCap
b, b_j	Koeffizient 0. Ordnung eines segmentierten Abschnitts [km/h]
$b_{EM}^{(k)}$	Faktor 0. Ordnung zur Linearisierung des Energiewandlers Elektromotor am Abtastschritt k [W]
$b_{VM}^{(k)}$	Faktor 0. Ordnung zur Linearisierung des Energiewandlers Verbrennungsmotor am Abtastschritt k [W]
be_{VM}	spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh]
β_{rot}	Faktor zur ladezustandsabhängigen Bewertung des Energieaustausches mit dem Drehenergiespeicher [$1/J$]
β_{UC}	Faktor zur ladezustandsabhängigen Bewertung des Energieaustausches mit dem UltraCap [$1/J$]
C	Kapazität eines Kondensators [F]
C_1, C_2	interne Kapazitäten des DC/DC-Wandler [F]
$C_{d,UC}$	Vorkapazität des UltraCaps [F]
C_{UC}	Hauptkapazität des UltraCaps [F]
c_W	Strömungswiderstandskoeffizient
χ	Stützstelle des im GRNN
$d^{(k)}$	Betriebszustand des Verbrennungsmotors (Ein/Aus) am Abtastschritt k
$d_{V_{1/2}}^*$	Soll-Getriebebestellung
$d_{VM,An}$	Betriebszustand des Verbrennungsmotors (Ein/Aus)
$d_{VM,An}^*$	Soll-Betriebszustand des Verbrennungsmotors (Ein/Aus)
δ_i	normierte Übersetzungsänderung am Variator
δ_P	Diskretisierungsschritt der Leistung für die Berechnung der Wahrscheinlichkeitsdichte [W]
ΔE_{rot}	Abweichung des Energieinhalts des rotatorischen Energiespeichers [J]
ΔSOC	Ladezustandsabweichung des UltraCaps
$\Delta T_{Fahren,rek}$	elektrische Fahrdauer mit der zuvor rekuperierten Energie [s]

E	Energie [J]
E_{Brems}	Energie an der Reibbremse W_4 [J]
$E_{C,VM}$	chemische Eingangs-Energie des Verbrennungsmotors [Nm]
E_{Fahren}	Energie zum Bewegen des Fahrzeugs nach Fahrerwunsch [J]
$E_{Fahren,rek}$	Energie, die aus zuvor rekuperierter Energie zum Vortrieb des Fahrzeugs und zur Versorgung der Nebenverbraucher genutzt wird [J]
E_{ges}	Summe der quadratischen Abweichungen von den gegebenen Daten der gesamten Segmentierung
E_{Hyd}	elektrisch aufgewendete Energie für die Hydraulikversorgung [J]
E_{kin}	kinetische Energie des bewegten Fahrzeugs [J]
E_{LA}	Energie, die während einer der Lastpunktanhebung zum Laden des Ultracaps aufgewendet wird
$E_{m,EM}$	mechanisch umgesetzte Energie des Elektromotors [J]
$E_{m,VM}$	Mechanisch abgegebene Energie des Verbrennungsmotors [J]
E_{NV}	Energie für die Nebenverbraucher [J]
$E_{NV,Brems}$	Energieverbrauch der Nebenverbraucher während der Bremsphasen [J]
$E_{NV,Fahren,rek}$	Energieverbrauch der Nebenverbraucher während des Fahrens [J]
$E_{rek,UC}$	während der Bremsphasen im UltraCap gespeicherte Energie [J]
E_{rot}	Rotatorisch gespeicherte Energie [J]
E_{rot}^+	Energie, die aus dem rotatorischen Energiespeicher entnommen wird [J]
E_{rot}^-	Energie, die im rotatorischen Energiespeicher gespeichert wird [J]
E_{UC}	Energie im UltraCap [J]
$E_{UC,max}$	maximale Energie im UltraCap [J]
$E_{V,EM}$	Verlustenergie des Umrichters und des Elektromotors [J]
$E_{V,UC}$	Verlustenergie des UltraCaps [J]
$E_{var,loss}$	Verlustenergie am Variator [J]
$E_{Verl,VM}$	Verlustenergie des Verbrennungsmotors [J]
$E_{VM,An}$	Energie zum Anlassen des Verbrennungsmotors [J]
$E_{VM,An,el}$	elektrische Energie zum Anlassen des Verbrennungsmotors [J]
E_{W4}	Energie an der Abtriebswelle [J]
ϵ	kleine Zahl größer als Null
η_{CVT}	Wirkungsgrad des CVT-Kettenwandlers
η_{DCDC}	Wirkungsgrad des DC/DC-Wandlers

η_{EM}	Wirkungsgrad des Elektromotors
$\eta_{EM,Fahren}$	Wirkungsgrad des Elektromotors während des elektrischen Fahrens
$\eta_{EM,P_{NV}}$	Wirkungsgrad des Elektromotors bei der Versorgung der Nebenverbraucher
$\eta_{EM,Laden}$	Wirkungsgrad des Elektromotors während des Ladevorgangs
$\eta_{Fahren\&Laden}$	Gesamtsystemwirkungsgrad während des Ladevorgangs des UltraCaps im Fahrbetrieb
η_{Hyd}	Zusammengefasster Wirkungsgrad der Hydraulikpumpe mit elektrischem Antrieb und Umrichter
η_{Normal}	Gesamtsystemwirkungsgrad im Normalbetrieb
η_{Takt}	Gesamtsystemwirkungsgrad bei Taktbetrieb
η_{UC}	Lade-/Entlade-Wirkungsgrad des UltraCaps
$\eta_{UC,Fahren}$	Wirkungsgrad des UltraCaps während des elektrischen Fahrens
$\eta_{UC,Laden}$	Wirkungsgrad des UltraCaps während des Ladevorgangs
η_{VM}	Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors
$\eta_{Zahnrad}$	Wirkungsgrad der Zahnradstufen des $i\sqrt{i}$ -Getriebes
f_a	Funktion zur Berechnung der Polynomkoeffizienten eines Segmentierungsabschnitts
$f_a, f_b, f_2, f_{3a}, f_{3b}$	Funktionen und Funktionswerte des Goldener-Schnitt-Algorithmus
F_{Luft}	Kraft aufgrund des Luftwiderstands [N]
f_Q	Funktion zur Berechnung der quadratischen Abweichung der linearen Approximation
F_{Roll}	Kraft aufgrund der Rollwiderstände [N]
F_{Steig}	Kraft aufgrund einer Steigung [N]
G	Matrix zur Beeinflussung der Suchrichtung mit der BFGS-Formel
\underline{g}	Vektor der partiellen Ableitungen
g_{Erd}	Erdbeschleunigung [m/s^2]
$g_i, g_1 - g_3$	Nebenbedingungen der Optimierung mit DIRCOL
h	Abtastzeit [s]
H_i	Heizwert von Diesel [MJ/kg]
I_{Batt}	DC/DC-Wandler Strom auf der Seite der 12V-Batterie [A]
i_{EM}	Gleichstrom am Umrichter für den Elektromotor [A]
i_{NV}	Strom der Nebenverbraucher [A]
I_{UC}	Klemmenstrom am UltraCap [A]
\dot{i}_{var}	Übersetzungsänderung am Variator

i_{var}	Variatorübersetzung
i_{var}^*	Soll-Übersetzung des Variators
$i_{var,0}$	Variatorübersetzung zum Zeitpunkt $t = t_0$
$i_{var,max}$	maximale Variatorübersetzung
$i_{var,min}$	minimale Variatorübersetzung
\hat{i}_{var}	vorausberechnete, geschätzte Variatorübersetzung
$i_{var,sync}$	Synchronübersetzung bei der zwischen den Getriebestellungen umgeschaltet werden kann
J	Gütefunktional
K	Anzahl der Abtastschritte
k	Anzahl der Segmente einer Segmentierung
K_1	Zahnkupplung, die in Getriebestellung V_1 eingerückt ist
k_1, k_2	Beobachterkoeffizienten des UltraCap-Beobachters [$1/s$]
K_2	Zahnkupplung, die in Getriebestellung V_2 eingerückt ist
K_{δ_i}	Faktor zur linear abhängigen elektrischen Leistung der Hydraulikversorgung von der normierten Verstellung δ_i [W]
$K_{E,An}$	Faktor zur Bewertung der Anlassenergie des Verbrennungsmotors
k_{Fahren}	zeitliches Verhältnis der Gesamtdauer zur Fahrzeit im Fahr-Zyklus
K_{Fehler}	Faktor zur Bewertung der Drehmomentabweichung vom Fahrerwunsch [rad/s]
$K_{P,An}$	Faktor zur Bewertung des Anlassvorgangs des Verbrennungsmotors
$K_{P_{VM}}$	Faktor zur linear abhängigen elektrischen Leistung der Hydraulikversorgung von der Verbrennungsmotorleistung P_{VM}
K_{URF}	Umrechnungsfaktor für den Kraftstoffverbrauch von $g/(kh)$ auf $Liter/s$ [$kLiterh/(gs)$]
K_{V,i_{var}^*}	Faktor zur Bewertung der Abweichung der Variatorübersetzung [W]
$L_1 - L_4$	interne Induktivitäten im DC/DC-Wandler [H]
L_K	Lamellenkupplung
L_{UC}	Reiheninduktivität des UltraCaps [H]
λ_i	Lernfaktor für die Aktualisierung einer Segmentierung
M	Drehmoment [Nm]
$M_{Abtrieb}$	Drehmoment am Abtrieb (Welle W_4) [Nm]
M_{Brems}	Drehmoment an der Reibbremse bezogen auf Welle W_4 [Nm]

M_{Brems}^*	Soll-Drehmoment an der Reibbremse bezogen auf Welle W_4 [Nm]
$M_{dyn,W1}$	Drehmoment aufgrund einer Übersetzungsänderung bezogen auf Welle W_1 [Nm]
$M_{dyn,W1,ges}$	Drehmoment, aus der Summe von $M_{dyn,W1}$ und $M_{dyn,W1,\theta}$ [Nm]
$M_{dyn,W1,\theta}$	Drehmoment, das aufgrund der Trägheitsmassen bei einer Beschleunigung resultiert bezogen auf Welle W_1 [Nm]
$M_{dyn,W2}$	Drehmoment aufgrund einer Übersetzungsänderung bezogen auf Welle W_2 [Nm]
$M_{dyn,W2,ges}$	Drehmoment, aus der Summe von $M_{dyn,W2}$ und $M_{dyn,W2,\theta}$ [Nm]
$M_{dyn,W2,\theta}$	Drehmoment, das aufgrund der Trägheitsmassen bei einer Beschleunigung resultiert bezogen auf Welle W_2 [Nm]
$M_{dyn,W4}$	Drehmoment aufgrund einer Übersetzungsänderung bezogen auf Welle W_4 [Nm]
M_{EM}	Drehmoment des Elektromotors [Nm]
M_{EM}^*	Soll-Drehmoment des Elektromotors [Nm]
$M_{EM,An,Res}$	Drehmomentreserve (des Elektromotors) zum Anlassen des Verbrennungsmotors [Nm]
$M_{EM,dyn,W1}$	Drehmoment an der Welle W_1 , aufgrund einer Verstellung des Variators und der Drehmomentreserve des Elektromotors [Nm]
$M_{EM,Gen,max}$	untere Drehmomentgrenze des Elektromotors [Nm]
$M_{EM,Mot,max}$	obere Drehmomentgrenze des Elektromotors [Nm]
$M_{Fahr,Wid}$	Summe der Drehmomente aufgrund der Fahrwiderstände [Nm]
M_{Fahren}	Drehmoment zum Bewegen des Fahrzeugs nach Fahrerwunsch [Nm]
M_{Fahren}^*	Soll-Drehmoment zum Bewegen des Fahrzeugs nach Fahrerwunsch [Nm]
M_{Fehler}	Abweichung des bereitgestellten Drehmoments vom Fahrerwunsch [Nm]
m_{Fzg}	Masse des Fahrzeugs [kg]
M_{kuppl}	Drehmoment an der Lamellenkupplung [Nm]
M_{Laden}	zusätzliche Drehmomentvorgabe für den Verbrennungsmotor zum Laden des UltraCaps über die elektrische Maschine [Nm]
M_{Luft}	Drehmoment aufgrund des Luftwiderstands bezogen auf Welle W_4 [Nm]
M_{Roll}	Drehmoment aufgrund der Rollwiderstände bezogen auf Welle W_4 [Nm]

M_{Steig}	Drehmoment aufgrund einer Steigung bezogen auf Welle W_4 [Nm]
m_{UC}	Masse des UltraCaps [kg]
$M_{var,in}$	Drehmoment am Eingang des Variators bezogen auf die Richtung des Leistungsflusses [Nm]
$M_{var,loss}$	Drehmomverluste am Variator [Nm]
$M_{loss,W4}$	Drehmomverluste am Variator bezogen auf Welle W_4 [Nm]
$M_{var,W1}$	vom Variator übertragenes Drehmoment bezogen auf die Welle W_1 [Nm]
$M_{var,W2}$	vom Variator übertragenes Drehmoment bezogen auf die Welle W_2 [Nm]
\dot{M}_{VM}	Ableitung des Verbrennungsmotormoments [Nm/s]
M_{VM}	Drehmoment des Verbrennungsmotors [Nm]
M_{VM}^*	Soll-Drehmoment des Verbrennungsmotors [Nm]
$M_{VM,An}$	Drehmoment zum Anlassen des Verbrennungsmotors [Nm]
$M_{VM,max}$	obere Drehmomentgrenze des Verbrennungsmotors [Nm]
$M_{VM,Schlepp}$	Schleppmoment des Verbrennungsmotors [Nm]
$M_{W1} - M_{W4}$	Drehmomente an den Wellen W_1 bis W_4 [Nm]
N	Drehzahl [U/min]
n	Anzahl der Abtastpunkte des zu segmentierenden Abschnitts
N_{EM}	Drehzahl des Elektromotors [U/min]
N_{Hyd}	Drehzahl der Hydraulikpumpe [U/min]
N_{VM}	Drehzahl des Verbrennungsmotors [U/min]
N_{W1}^*	Soll-Drehzahl an der Welle W_1 [U/min]
$N_{W1} - N_{W4}$	Drehzahlen an den Wellen W_1 bis W_4 [U/min]
ω	Winkelgeschwindigkeit [rad/s]
$\omega_{var,in}$	Winkelgeschwindigkeit am Eingang des Variators bezogen auf die Richtung des Leistungsflusses [rad/s]
w_{VM}	Absolutverbrauch des Verbrennungsmotors [$Liter$]
ω_{VM}	Winkelgeschwindigkeit des Verbrennungsmotormoments [rad/s]
$\omega_{W1} - \omega_{W4}$	Winkelgeschwindigkeiten an den Wellen W_1 bis W_4 [rad/s]
$\dot{\omega}_{W4}$	Winkelbeschleunigungen an den Wellen W_1 bis W_4 [rad/s^2]
$\dot{\omega}_{Zykl}$	im Zyklus auftretende Winkelbeschleunigung [rad/s^2]
\underline{P}	Vektor der Funktionswerte der Interpolation 4. Ordnung
P	Leistung [W]
$P, P_q^{k,l}$	Prefix-Summen, vorausberechnete Werte zur schnelleren Segmentierung
P_{VM}	Leistung des Verbrennungsmotormoments [W]

P_{Brems}	Leistung an der Reibbremse [W]
$P_{C,VM}$	chemische Eingangs-Leistung des Verbrennungsmotors (Kraftstofffluss) [W]
P_{EM}	mechanische Leistung des Elektromotors [W]
$P_{EM+}^{(k)}$	positive mechanische Leistung des Elektromotors am Abtastschritt k [W]
$P_{EM-}^{(k)}$	negative mechanische Leistung des Elektromotors am Abtastschritt k [W]
$P_{EM,el}$	elektrische Gleichstrom-Leistung des Elektromotors mit Umrichter [W]
$P_{EM,el}^{(k)}$	elektrische Leistung des Elektromotors am Abtastschritt k [W]
$P_{EM,Gen,max}$	untere Leistungsgrenze des Elektromotors [W]
$P_{EM,Mot,max}$	obere Leistungsgrenze des Elektromotors [W]
P_{Fahren}	Leistung zum Bewegen des Fahrzeugs nach Fahrerwunsch [W]
$P_{Fahren\&Laden}$	Leistung zum Bewegen des Fahrzeugs nach Fahrerwunsch bei gleichzeitigem Laden des UltraCaps [W]
$P_{Fahren,max}$	maximal auftretende Leistung in einem Fahrzyklus [W]
$P_{Fahren,min}$	minimal auftretende Leistung in einem Fahrzyklus [W]
P_{Fehler}	Abweichung der bereitgestellten Leistung vom Fahrerwunsch [W]
P_{Hyd}	elektrisch aufgewendete Leistung für die Hydraulikversorgung [W]
p_{Hyd}	Hauptdruckniveau der Hydraulikversorgung \bar{p}
$P_{Hyd,0}$	elektrische Leistung zur Grundversorgung der Hydraulik [W]
p_j	Funktionswert der linearen Annäherung eines Segmentierungsabschnitts [km/h]
P_{Laden}	Leistung zum Laden des UltraCaps [W]
$P_{var,loss}$	Verlustleistung am Variator [W]
$P_n, P_1 - P_5$	Funktionswerte der Interpolation 4. Ordnung
P_{NV}	Leistung der Nebenverbraucher im 12 V-Bordnetz [W]
P_{rek}	mechanische Leistung am Elektromotor während der Bremsphase [W]
P_{rot}	Leistung, die mit dem rotatorischen Energiespeicher ausgetauscht wird [W]
P_{UC}	Klemmenleistung [W]
$P_{UC,Fahren}$	Klemmenleistung des UltraCaps während des elektrischen Fahrens [W]
$P_{UC,Laden}$	Klemmenleistung des UltraCaps während des Ladevorgangs [W]

$P_{V,E,An}$	virtuelle Verlustleistung zur Bewertung der Anlassenergie des Verbrennungsmotors [W]
$P_{V,el}$	Zusammengefasste Verlustleistung von Umrichter, Elektromotor und UltraCap [W]
$P_{V,EM}$	Verlustleistung des Umrichters und des Elektromotors [W]
$P_{V,i^*_{var}}$	virtuelle Verlustleistung zur Beeinflussung der Variatorübersetzung [W]
$P_{V,P_{An}}$	virtuelle Verlustleistung zur Bewertung des Anlassvorgangs des Verbrennungsmotors [W]
$P_{V,Schwelle}$	Leistungsgrenze, ab welcher der Verbrennungsmotor betrieben werden soll [W]
$P_{V,UC}$	Verlustleistung des UltraCaps [W]
P_{Verl}	Summe aller realen und virtuellen Verlustleistungen [W]
$P_{Verl,Speicher}$	virtuelle Verlustleistung zur Bewertung des Energieaustausches mit den Energiespeichern [W]
$P_{Verl,VM}$	Verlustleistung des Verbrennungsmotors [W]
P_{VM}^*	Soll-Leistung des Verbrennungsmotormoments [W]
$P_{VM,max}$	obere Leistungsgrenze des Verbrennungsmotors [W]
$P_{VM,min}$	untere Leistungsgrenze des Verbrennungsmotors [W]
P_{W4}	Leistung an der Abtriebswelle [W]
P_{Zykl}	Leistung im Fahrzyklus [P]
Φ, Φ_{Ziel}	Gütefunktion, Zielfunktion
$Q, Q(S_j)$	quadratische Abweichung der linearen Approximation von den gegebenen Daten im jeweils untersuchten Segment
Q_{Hyd}	Volumenstrom der Hydraulik [m^3/s]
R	Kostenmatrix der dynamischen Programmierung
$R_{d,UC}$	Vorwiderstand des UltraCaps [Ω]
$R_{DC,UC}$	Gleichstrom Reihen-Innenwiderstand des UltraCaps [Ω]
$R_{i,Batt}$	Innenwiderstand der 12 V-Batterie [Ω]
$R_{i,UC}$	Reihen-Innenwiderstand des UltraCaps [Ω]
$R_{leak,UC}$	Widerstand zur Berücksichtigung der Selbstentladung des UltraCaps [Ω]
r_{Rad}	Radius der Reifen [m]
r_x	Korrelationskoeffizient
ρ_E	energiebezogene Dichte der Leistung eines Fahr-Zyklus [%]
ρ_{Luft}	Dichte der Luft [kg/m^3]
ρ_P	Wahrscheinlichkeitsdichte der Leistung eines Fahr-Zyklus [%]

S	Segmentierungspunktematrix der dynamischen Programmierung
s	Matrix zur Zwischenspeicherung der Indizes bei der Auswertung der dynamischen Programmierung für die Segmentierung
<i>s</i>	Laplace Operator
S_1, S_j, S_k	Segmente der Segmentierung
<i>SOC</i>	Ladezustand (State of Charge) des UltraCaps
SOC_{\max}	maximaler Ladezustand des UltraCaps
SOC_{\min}	minimaler Ladezustand des UltraCaps
<i>T</i>	Dauer des zu segmentierenden Abschnitts
<i>T</i>	Dauer eines Fahr-Zyklus [s]
<i>t</i>	Zeit [s]
$T_{11} - T_{42}$	Transistoren im DC/DC-Wandler
$T_{A,opt}$	Programm-Zykluszeit der Verlustminimierung [s]
T_{Brems}	Dauer eines Bremsvorgangs [s]
$t_{E,An}$	Endzeitpunkt des Anlassvorgangs des Verbrennungsmotors [s]
T_{ende}	Ende eines Zyklusabschnitts [s]
$t_{Entladen}$	Dauer der Phase elektrischen Fahrens im Taktbetrieb [s]
t_f	Endzeitpunkt bei der Optimierung mit DRICOL [s]
t_{Laden}	Dauer des Ladevorgangs des UltraCaps [s]
$T_{pre,1}, T_{pre,2}$	Zeitpunkte einer Vorhersage innerhalb eines Zyklusabschnitts [s]
T_{Rech}	tatsächlich benötigte Rechenzeit auf dem Realzeitsystem [s]
$t_{S,An}$	Startzeitpunkt des Anlassvorgangs des Verbrennungsmotors [s]
T_{start}	Beginn eines Zyklusabschnitts [s]
$T_{Stillstand}$	Stillstandszeit im Fahr-Zyklus [s]
t_{Takt}	Dauer eines Zyklus beim intermittierenden Betrieb des Verbrennungsmotors [s]
T_v, V_v	Matrix mit Zeit-Geschwindigkeits-Paaren des jeweils vorherigen Segmentierungsabschnitts
$T_{V1/V2}$	Dauer eines Umschaltvorgangs zwischen den Getriebestellungen
τ_{VM}	Zeitkonstante des Verbrennungsmotors [s]
θ	Gewicht für eine Aktivierungsfunktion im GRNN
θ_{EM}	Trägheitsmoment des Elektromotors [$kg m^2$]
θ_{Reifen}	Trägheitsmoment der Reifen [$kg m^2$]
θ_{VM}	Trägheitsmoment des Verbrennungsmotormoments [$kg m^2$]
$\theta_{W1} - \theta_{W4}$	Trägheitsmomente der Wellen W_1 bis W_4 [$kg m^2$]

$\theta_{W_1,ges} - \theta_{W_4,ges}$	Gesamt-Trägheitsmoment bezogen auf die jeweilige Wellen W_1 bis W_4 [$kg\ m^2$]
U	Spannung [V]
\underline{u}	Eingangsvektor der Optimierung mit DIRCOL
U_{Batt}	Spannung des DC/DC-Wandlers auf der Seite der 12 V-Batterie [V]
$\dot{\hat{U}}_{C_a,UC}$	Ableitung der geschätzten Spannung an der Vorkapazität des UltraCaps [V/s]
$\hat{U}_{C_a,UC}$	geschätzte Spannung an der Vorkapazität des UltraCaps [V]
$U_{i,Batt}$	Innere Spannung der 12 V-Batterie [V]
$\dot{\hat{U}}_{i,UC}$	Ableitung der geschätzten inneren Spannung des UltraCaps [V/s]
$\hat{U}_{i,UC}$	geschätzte innere Spannung des UltraCaps [V]
$U_{i,UC}$	innere Spannung des UltraCaps [V]
\hat{U}_{UC}	geschätzte Klemmenspannung am UltraCap [V]
\dot{u}_{UC}	Ableitung der Klemmenspannung am UltraCap [V/s]
U_{UC}^*	Soll-Klemmenspannung am UltraCap [V]
$U_{UC,0}$	Initialisierungswert der Klemmenspannung am UltraCap [V]
$U_{UC,max}$	maximale Klemmenspannung am UltraCap [V]
$U_{UC,min}$	minimale Klemmenspannung am UltraCap [V]
u_{UC}, U_{UC}	Klemmenspannung am UltraCap [V]
V_1	Getriebebestellung mit variabler Übersetzung für den Elektromotor
V_2	Getriebebestellung mit variabler Übersetzung für den Verbrennungsmotor
v_{Fzg}	Geschwindigkeit des Fahrzeugs [km/h]
v_{Fzg}^*	Soll-Geschwindigkeit des Fahrzeugs [km/h]
V_{Hyd}	Fördervolumenstrom der Hydraulikpumpe pro Umdrehung [m^3]
\underline{w}	Differenz der Eingangsgrößen zum vorhergehenden Schritt bei der BFGS-Formel
$W_1 - W_4$	Wellen im $i\sqrt{i}$ -Getriebe
\mathbf{X}	Matrix aus den Funktionswerten der Interpolation 4. Ordnung
$\dot{\underline{x}}$	Ableitung des Zustandsvektors der Optimierung mit DIRCOL
\underline{x}	Zustandsvektor der Optimierung mit DIRCOL
x	Funktionsargument der Interpolation 4. Ordnung
$x^{(k)}$	Berücksichtigung der Energie zum Anlassen des Verbrennungsmotors am Abtastschritt k
$x_n, x_1 - x_5$	diskrete Auswertepunkte der Interpolation 4. Ordnung

\underline{y}	Differenz des Gradienten zum vorhergehenden Schritt bei der BFGS-Formel
$z^{(k)}$	Leistung des Verbrennungsmotors unter Berücksichtigung des Betriebszustands (Ein/Aus) am Abtastschritt k

Abbildungsverzeichnis

1.1	Wegezwecke in Deutschland [28]	7
2.1	Struktur des Antriebsstrangs	10
2.2	Betriebszustände des Antriebsstrangs	11
2.3	Kontinuierlich Verstellbares Getriebe (CVT, Variator) der Firma ZF Friedrichshafen AG	14
2.4	CVT-Variator in Getriebestellung V_1 freigeschnitten	17
2.5	Schnellverstellung in Getriebestellung V_1	19
2.6	CVT-Variator in Getriebestellung V_2 freigeschnitten	20
2.7	Elektrische Leistung für die Hydraulikversorgung in Abhängigkeit von der normierten Verstellgeschwindigkeit des Variators	25
2.8	Messergebnisse zur Hydraulikleistung im EUDC-Zyklus	25
2.9	Elektrische Leistung für die Hydraulikversorgung in Abhängigkeit von der Verbrennungsmotorleistung	26
2.10	Kennfeld des Verbrennungsmotors mit der Kennlinie minimalen Ver- brauchs	27
2.11	Soll- und Ist-Messpunkte bei der Vermessung des Verbrennungsmo- torkennfelds	29
2.12	Drehzahl bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds	30
2.13	Drehmoment bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds . .	30
2.14	Ausgangsfrequenz des Durchflussmessgeräts bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds	30
2.15	Drehzahl bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds	31
2.16	Drehmoment bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds . .	31
2.17	Ausgangsfrequenz des Durchflussmessgeräts bei der Vermessung des Verbrennungsmotorkennfelds	31
2.18	Am Prüfstand gemessener absoluter Verbrauch des Verbrennungsmo- tors in % bezogen auf den maximalen Verbrauch	32
2.19	Am Prüfstand gemessenes Kennfeld des Verbrennungsmotors	33

2.20	Schleppmoment des Verbrennungsmotors	34
2.21	Drehmoment zum Anlassen des Verbrennungsmotors	36
2.22	Dauer des Anlassvorgangs	36
2.23	Elektrische Energie, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors auf- gewendet werden muss	36
2.24	Elektrische Energie, die zum Anlassen des Verbrennungsmotors auf- gewendet werden muss, inklusive Hydraulikversorgung	38
2.25	Permanent erregte Synchronmaschine der Firma ZF-Sachs AG	39
2.26	Modul mit 22 einzelnen Doppelschichtkondensator-Zellen (UltraCap) der Firma Epcos AG	41
2.27	Ersatzschaltbild des UltraCaps	41
2.28	Signalflussplan des UltraCaps	42
2.29	Vereinfachter Signalflussplan des UltraCaps	42
2.30	Signalflussplan für das Gleichstromverhalten des UltraCaps	43
2.31	4-phasige Buck-Boost Struktur des DC/DC-Wandlers	45
2.32	Signalverarbeitung auf Basis eines digitalen Signalprozessors (DSP)	45
2.33	Foto des DC/DC-Wandlers	46
2.34	Wirkungsgradkennfeld des DC/DC-Wandlers	47
2.35	Schema des HIL-Prüfstands – elektrisches System	50
2.36	Visualisierung am HIL-Prüfstand des elektrischen Systems	51
2.37	Schema des HIL-Prüfstands – Verbrennungsmotor	52
2.38	Schema des Gesamtantriebsstrangprüfstands	53
2.39	Fotos vom Motorraum und vom Kofferraum des Prototypenfahrzeugs	54
3.1	Betriebspunktverschiebung durch ein CVT-Getriebe	59
3.2	Zeitlicher Verlauf der Leistung des Verbrennungsmotors bei Taktbetrieb	61
3.3	Betriebspunktverschiebung durch Lastpunktanhebung	61
3.4	Gesamtsystemwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Leistungsanfor- derung im Vergleich mit einem Hybridantrieb, der intermitierend be- trieben wird (Taktbetrieb)	66
3.5	Taktzykluszeit t_{Takt} sowie Lade- und Entladezeit t_{Laden} und $t_{Entladen}$ in Abhängigkeit von der Leistungsanforderung	66

3.6	Leistungsgrenzen bei welchen der Wirkungsgrad im Taktbetrieb dem Wirkungsgrad im konventionellen Betrieb entspricht (Schnittpunkt in Abbildung 3.4) in Abhängigkeit von der Nebenverbraucher-Leistung P_{NV}	67
3.7	Die in Abbildung 3.6 gezeigte Leistungsgrenze umgerechnet als Geschwindigkeitsgrenze in Abhängigkeit von der Nebenverbraucherleistung	67
3.8	Masse und Gleichstrominnenwiderstand von verschiedenen UltraCap-Modulen in Abhängigkeit von deren Kapazität	68
3.9	Leistungsgrenzen bei welcher der Wirkungsgrad im Taktbetrieb gleich dem Wirkungsgrad im konventionellen Betrieb entspricht (Schnittpunkt in Abbildung 3.4)	68
3.10	Die in Abbildung 3.9 gezeigte Leistungsgrenze umgerechnet als Geschwindigkeitsgrenze	68
3.11	Zykluszeit des Taktbetriebs zu den Taktgrenzen aus Abbildung 3.9 . .	69
3.12	Zykluszeit im Taktbetrieb für verschiedene UltraCap-Größen bei einer konstanten Fahrleistung von $P_{Fahren} = 5 kW$	70
3.13	Bremsvorgänge mit unterschiedlicher Verzögerung und unterschiedlichen Anfangs-Ladezuständen des Energiespeichers	72
3.14	Europäische Normzyklen ECE, EUDC und NEDC	73
3.15	Amerikanischer Normzyklus FTP72	74
3.16	Geschwindigkeit, Beschleunigung und Radleistung im ECE-Zyklus . .	75
3.17	Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im ECE-Zyklus mit Nutzung der rekuperierten Energie bei niedrigen Leistungen	76
3.18	Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im ECE-Zyklus mit Nutzung der rekuperierten Energie bei verteilter Leistung	76
3.19	Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im ECE-Zyklus . . .	79
3.20	Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im EUDC-Zyklus . .	79
3.21	Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im NEDC-Zyklus . .	79
3.22	Wahrscheinlichkeits- und energiebezogene Dichte im FTP72-Zyklus .	79
3.23	Fahrzeugalter in Deutschland in Prozent der gesamten Anzahl an Fahrzeugen [23]	84
3.24	Annahme über die prozentuale Entwicklung für Neuwagen mit Hybridtechnologie	84

3.25	Gesamtfahrzeugbestand, Fahrzeugbestand mit einem Baujahr ab 2008 und Fahrzeuge mit Hybridtechnologie für die beiden Szenarien Tradition und Impuls	85
3.26	Vergleich des absoluten Kraftstoffverbrauchs mit und ohne Hybridfahrzeuge für die beiden Szenarien Tradition und Impuls	85
4.1	Ragone-Diagramm	89
4.2	Simulations- und Optimierungsergebnisse zum ECE-Zyklus	93
4.3	Vergleich der DIRCOL-Trajektorien mit einer Vorwärtssimulation	95
4.4	„Chemische“ Eingangsleistung des Verbrennungsmotors als Funktion seiner Leistung	97
4.5	Vergleich der MILP-Trajektorien mit einer Vorwärtssimulation	101
4.6	Vergleich der DIRCOL-Vorwärtssimulation mit der MILP-Vorwärtssimulation für den ECE-Zyklus	102
4.7	Verbrauch w_{VM} in Abhängigkeit von der Fahrzeugmasse m_{Fzg} und der Nebenverbraucherleistung P_{NV}	108
4.8	Verbrauch w_{VM} als Funktion der UltraCap-Kapazität C_{UC} und der Elektromotornennleistung P_{EM}	109
5.1	Priorisierte Momentenaufteilung zur Reduzierung der Anzahl der Eingangsgrößen	112
5.2	v-U-Profil zur Energieäquivalenz	115
5.3	NEDC Zyklus mit markierten Verzögerungsvorgängen	116
5.4	Bremsvorgänge im NEDC-Zyklus als Geschwindigkeits-Beschleunigungs-Trajektorie (v-a-Trajektorie) und das daraus berechnete Verzögerungsprofil	116
5.5	Integriertes und invertiertes Verzögerungsprofil des NEDC-Zyklus	117
5.6	NEDC P-t-Profil	119
5.7	NEDC v-U-Profil	120
5.8	Schema der Betriebsführung anhand einer Steuerungsstruktur	122
5.9	Laderegler für den Energiespeicher	123
5.10	Vorgabe der Variatorübersetzung i_{var}^* in Getriebestellung V_2 in Abhängigkeit vom Drehmomentwunsch und der Drehzahl an der Welle W_2	127

5.11	Optimale Betriebspunkte im Verbrennungsmotorkennfeld für verschiedene Fahrzeuggeschwindigkeiten v_{Fzg} in Getriebestellung V_2	128
5.12	Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie . . .	130
5.13	Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie . . .	131
5.14	Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie . . .	133
5.15	Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors	134
5.16	Energieflussdiagramm zum ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie . . .	136
5.17	Zusammenfassung des Energieverbrauchs im ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie	137
5.18	Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Prototypenfahrzeug für die Betriebsstrategie	139
5.19	Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors des Prototypenfahrzeugs im ECE-Zyklus für die Betriebsstrategie	140
5.20	Verlustleistungsebenen für verschiedene Spannungen	152
5.21	Zeitliche Änderung der Übersetzung bei maximaler Verstellung	157
5.22	Ermittlung der neuen Übersetzung	157
5.23	Schematischer Aufbau des Grundzustands „ V_1 Aus“	161
5.24	Schematischer Aufbau des Grundzustands „ V_1 An“	163
5.25	Verlustleistungsfunktionen und Funktionsapproximationen durch ein Polynom 4. Ordnung	171
5.26	Prinzipablauf eines Suchschritts	172
5.27	Anzahl der Iterationen für die Gradientenbestimmung im Zustand „ V_2 An“	179
5.28	Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus für die Verlustminimierung .	181
5.29	Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors	182
5.30	Energieflussdiagramm zum ECE-Zyklus für die Verlustminimierung .	183
5.31	Zusammenfassung des Energieverbrauchs im ECE-Zyklus für die Verlustminimierung	184
5.32	Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Fahrzeug für die Verlustminimierung	185
5.33	Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors des Prototypenfahrzeugs im ECE-Zyklus für die Verlustminimierung	186
5.34	Struktur eines GRNN	189

5.35	Ablaufdiagramm zur Identifikation und Vorhersage mit neuronalen Netzen	190
5.36	Fahrzeuggeschwindigkeit im EUDC-Zyklus mit Identifikation des Fahrprofils	191
5.37	Geschwindigkeits-Spannungs-Kennlinie für das jeweilige Identifikationsergebnis aus Abbildung 5.36	191
5.38	Simulationsergebnisse zum NEDC-Zyklus mit zwei verschiedenen typischen Verzögerungsprofilen und mit Identifikation und Vorhersage des Verzögerungsprofils.	193
5.39	Prinzip kontinuierliche Segmentierung	195
5.40	Algorithmus 1 zur kontinuierlichen Segmentierung	197
5.41	Algorithmus 2 zur kontinuierlichen Segmentierung	198
5.42	Segmentierung des 3. Hügels des ECE-Zyklus	199
5.43	Fehlerhafte Segmentierung bei sprungfähigen Größen	199
5.44	Ablaufdiagramm zur Identifikation und Vorhersage mit verschiedenen Segmentierungs-Sequenzen	200
5.45	Anzahl an Segmenten k als Funktion der Dauer T des zu segmentierenden Abschnitts	202
5.46	Ergebnis der Segmentierung von zwei aufeinanderfolgenden ECE-Zyklen in der Simulation	202
5.47	Begrenzung der Vorgabe des Endladezustands durch Vorausberechnung	205
5.48	Simulationsergebnisse zum ECE-Zyklus	206
5.49	Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors	207
5.50	Energieflussdiagramm zum ECE-Zyklus für die Online-MILP	208
5.51	Zusammenfassung des Energieverbrauchs im ECE-Zyklus für die Online-MILP	209
5.52	Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Fahrzeug für die Online-MILP Betriebsführung	210
5.53	Messergebnisse zum ECE-Zyklus am Fahrzeug für die Online-MILP Betriebsführung	212
5.54	Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors des Prototypenfahrzeugs im ECE-Zyklus für die MILP-Online Betriebsführung	213

5.55 Messergebnisse zum NEDC-Zyklus am Prototypenfahrzeug für die MILP-Online Betriebsführung	214
--	-----

Tabellenverzeichnis

2.1	Übersetzungen der Zahnradstufen i_{13} , i_{23} und des Differentials i_{34} . . .	15
2.2	Gemessene Nebenverbraucher im 12 V-Bordnetz	48
3.1	Herstellerangaben zum Verbrauch des Serienfahrzeugs	81
3.2	Abschätzung des Einsparpotenzials anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte bei einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 373 W$	82
3.3	Abschätzung des Einsparpotenzials anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte bei einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 750 W$	82
3.4	Abschätzung des Einsparpotenzials anhand der Wahrscheinlichkeitsdichte bei einer Nebenverbraucherleistung von $P_{NV} = 1150 W$	82
4.1	Verbrauchsergebnisse der beiden Optimierungsverfahren für den optimierten CVT-Hybrid im Vergleich zu den Herstellerangaben für das Serienfahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe	104
4.2	Verbrauchsergebnisse bei höherer Fahrzeugmasse und höheren Nebenverbrauchern der beiden Optimierungsverfahren für den optimierten CVT-Hybrid im Vergleich zu den Herstellerangaben für das Serienfahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe	105
4.3	Gegenüberstellung der Optimierungsverfahren	106
5.1	Modellgleichungen und invertiertes Modell	118
5.2	Vergleich der Energieverbraucher in der Simulation, am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug für die Betriebsstrategie im ECE-Zyklus	141
5.3	Bezeichnung der vier Grundzustände	144
5.4	Vergleich der Energieverbraucher in der Simulation, am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug für die Verlustminimierung im ECE-Zyklus	187
5.5	Vergleich der Energieverbraucher in der Simulation, am Gesamtantriebsstrangprüfstand und am Prototypenfahrzeug für die Online-MILP im ECE-Zyklus	215

5.6	Gegenüberstellung der Verbrauchsergebnisse des optimierten CVT-Hybrids für verschiedene Betriebsführungen im Vergleich mit den Herstellerangaben für das Serienfahrzeug mit 6-Gang Handschaltgetriebe	216
-----	---	-----

Literaturverzeichnis

- [1] U.S. Environmental Protection Agency. *Federal Test Procedure Revisions*. <http://www.epa.gov/otaq/sftp.htm#nprm> (Abgerufen am 08.08.2008).
- [2] Craig Balis, Pierre Barthelet, Calogero Morreale. *Elektronisch unterstützte Turboaufladung. Einfluss auf Downsizing und Übergangsmoment*. MTZ, 9/2002:716ff.
- [3] Bernd M. Baumann, Gregory Washington, Brad Glenn, Giorgio Rizzoni. *Mechatronic Design and Control of Hybrid Electric Vehicles*. Transactions on Mechatronics, Vol 5, No 1, März 2000.
- [4] Ralf Beck, Alexander Bollig, Dirk Abel. *Comparison of two Real-Time Predictive Strategies for the Optimal Energy Management of a Hybrid Electric Vehicle*. Proceedings of the IFP Conference on New Trends in Engine Control, Simulation and Modelling, Oktober 2006.
- [5] Ralf Beck, Alexander Bollig, Dirk Abel. *Echtzeitstrategien zum Prädiktiven Optimalen Energiemanagement in Hybridfahrzeugen*. Innovative Fahrzeugantriebe, VDI-Berichte Nr. 1975, S. 557-560, Dresden, November 2006.
- [6] Richard Bellman, Robert Roth. *Curve fitting by segmented straight lines*. Journal of the American Statistical Association, Vol. 64: 1079-1084, New York, USA, September 1969.
- [7] Alberto Bemporad, Manfred Morari. *Control of systems integrating logic, dynamics, and constraints*. IFA Tech. Report AUT-98-04, Zürich, Schweiz, 1998.
- [8] Alberto Bemporad, Manfred Morari. *Control of systems integrating logic, dynamics, and constraints*. Automatica, vol. 35, no. 3, pp. 407-427, 1999., 1999.
- [9] Jérôme Bernard, Sébastien Delprat, Felix Buechi, Thierry Marie Guerra. *Global Optimisation in the Power Management of a Fuel Cell Hybrid Vehicle (FCHV)*. Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 2006.

- [10] O. Bitsche, T. v. Raumer, T. Conolly. *Ram Contractor Special - Hybrid Truck mit On-Board Stromerzeugung*. 10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Oktober 2001.
- [11] Karl Heinz Borgwardt. *The Simplex Method*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1987.
- [12] Paul Bowles, Huei Peng, Hianjie Zhang. *Energy Management in a Parallel Hybrid Electric Vehicle With a Continuously Variable Transmission*. Proceedings of the American Control Conference, Chicago, Illinois, USA, Juni 2000.
- [13] Avra Brahma, Bradley Glenn, Yann Guezennec, Troy Miller, Giorgio Rizzoni, Gregory Washington. *Modeling, Performance Analysis and Control Design of a Hybrid Sport-Utility Vehicle*. Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications, Vol. 1, August 1999.
- [14] Avra Brahma, Yann Guezennec, Giorgio Rizzoni. *Optimal Energy Management in Series Hybrid Electric Vehicles*. Proceedings of the 2000 American Control Conference, Vol. 1, Juni 2000.
- [15] Ilja Nikolajewitsch Bronstein, Konstantin Adolfowitsch Semendjajew. *Taschenbuch der Mathematik*. BG Teubner Verlagsgesellschaft Stuttgart Leipzig und Verlag Nauka, Moskau, 25. Auflage, 1991.
- [16] Jyh-Shin Chen, Mutasim Salman. *Learning Energy Management Strategy for Hybrid Electric Vehicles*. IEEE Conference Vehicle Power and Propulsion, September 2005.
- [17] Francesco Alessandro Cuzzola, Manfred Morari. *A generalized approach for analysis and control of discrete-time piecewise affine and hybrid systems*. Lecture Notes in Computer Science, 2034:189+, 2001. citeseer.ist.psu.edu/cuzzola01generalized.html (Abgerufen am 28.01.2008).
- [18] Sébastien Delprat, Thierry Marie Guerra, Gino Paganelli, Jimmy Lauber, Michel Delhom. *Control Strategy Optimization for an Hybrid Parallel Powertrain*. Proceedings of the 2001 American Control Conference, Vol. 2, Juni 2001.
- [19] Sébastien Delprat, Thierry Marie Guerra, Jannette Rimaux. *Optimal Control of a Parallel Powertrain: From global Optimization to Real Time Control Strategy*. 18th International Electric Vehicle Symposium (EVS 18), Berlin, Oktober 2001.

- [20] Sébastien Delprat, Thierry Marie Guerra, Jannette Rimaux. *Control Strategies for Hybrid Vehicles: Optimal Control*. IEEE 56th Vehicular Technology Conference (VTC), Vol. 3, September 2002.
- [21] Sébastien Delprat, Thierry Marie Guerra, Jannette Rimaux. *Control Strategies for Hybrid Vehicles: Synthesis and Evaluation*. IEEE 58th Vehicular Technology Conference (VTC), Vol. 5, Oktober 2003.
- [22] Sébastien Delprat, Jimmy Lauber, Thierry Marie Guerra, Jannette Rimaux. *Control of a Parallel Hybrid Powertrain: Optimal Control*. IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 53, Mai 2004.
- [23] Kraftfahrt-Bundesamt Deutschland. *Statistische Mitteilungen, Fahrzeugzulassungen, Bestand – Alter der Fahrzeuge am 1. Januar 2007*. Flensburg, Juli 2007. http://www.kbashop.de/wcsstore/KBA/Attachment/Kostenlose_Produkte/b_alter_fahrzeuge_2007.pdf, (Abgerufen am 02.07.2008).
- [24] Hans Drangel, Lars Bergsten. *Der neue Saab SVC-Motor - Ein Zusammenspiel zur Verbrauchsreduzierung von variabler Verdichtung, Hochaufladung und Downsizing*. 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Oktober 2000.
- [25] Thomas Johannes Dräxl. *Der Lastschaltvorgang im i-Wurzel-i-Getriebe des Optimierten CVT-Hybrid*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München, September 2007.
- [26] Armin Engstle, Reiner Egglihuber, Hans-Georg Herzog. *Energiemanagement im Kraftfahrzeug als Betriebsstrategie hybrider Systeme*. Elektronik im Kraftfahrzeug, VDI-Berichte Nr. 1907, S. 323-333, Baden-Baden, Oktober 2005.
- [27] Ali Haj Fraj. *Dynamik und Regelung von Automatikgetrieben*. Dissertation, Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 489, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002.
- [28] Bundesministerium für Verkehr, Bau und Wohnungswesen. *Mobilität in Deutschland 2002 – Kontinuierliche Erhebung zum Verkehrsverhalten*. April 2004. http://www.mobilitaet-in-deutschland.de/03_kontiv2002/pdf/ergebnisbericht_mid_ende_144_punkte.pdf, (Abgerufen am 18.06.2008).
- [29] Philip E. Gill, Walter Murray, Michael A. Saunders. *User's Guide for NPSOL (Version 5.0)*. Department of Mathematics, University of California, San Diego, Juli 1998.

- [30] Philip E. Gill, Walter Murray, Michael A. Saunders. *User's Guide for SNOPT 5.3: A Fortran Package for Large-Scale Nonlinear Programming*. Department of Mathematics, University of California, San Diego, December 1998.
- [31] Philip E. Gill, Walter Murray, Michael A. Saunders. *User's Guide For Snopt Version 6: A Fortran Package for Large-Scale Nonlinear Programming*. Department of Mathematics, University of California, San Diego, December 2002.
- [32] Robert Bosch GmbH (Hrsg.). *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 21. Auflage, 1991.
- [33] Alfons Graf, Benno Köppl. *CO₂-Reduktion durch bedarfsgerechte Leistungssteuerung*. ATZelektronik, 01/2008:20ff.
- [34] Lino Guzzella, Alois Amstutz. *CAE Tools for Quasi-Static Modeling and Optimization of Hybrid Powertrains*. IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 48, November 1999.
- [35] Bernd Robert Höhn, Hermann Pflaum, Thomas Johannes Dräxl. *Der Lastschaltvorgang im $i\sqrt{i}$ -Getriebe des optimierten CVT-Hybrid-Antriebsstrangs*. Getriebe in Fahrzeugen, VDI-Berichte Nr. 2029, Friedrichshafen, Juni 2008.
- [36] Bernd Robert Höhn, Hermann Pflaum, Ianislav Krastev, Claus Lechner. *Bereichsumschaltung und Verbrennungsmotorstart im optimierten CVT-Hybrid-Antriebsstrang*. Getriebe in Fahrzeugen, VDI-Berichte Nr. 1943, S. 383-405, Friedrichshafen, Juni 2006.
- [37] Nashat Jalil, Naim A. Kheir, Mutasim Salman. *A Rule-Based Energy Management Strategy for a Series Hybrid Vehicle*. Proceedings of the 1997 American Control Conference, Vol. 1, Juni 1997.
- [38] Florian Jarre, Josef Stoer. *Optimierung*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2004.
- [39] Steffen Jordan. *Synthese und Charakterisierung neuer Elektrolyte für Doppelschichtkondensatoren*. Dissertation, Universität Regensburg, 2003.
- [40] Andreas Jörg, Jens Schlurmann. *Hybrid Powertrain for combustion engines*. CAN Newsletter, Ausgabe 1/2008:52.
- [41] Andreas Jörg, Jens Schlurmann. *Optimierter CVT-Hybrid*. dSPACE-News, Ausgabe 03/2007:10–11.

- [42] Andreas Jörg, Jens Schlurmann. *Optimized CVT Hybrid*. Ingénieurs de l'Automobile, Supplément au No791, Ausgabe November/Dezember 2007:10–11.
- [43] Andreas Jörg, Jens Schlurmann, Dierk Schröder. *Dynamic Deadband Adjustment for a 4-Phase Buck-Boost-DC-DC-Converter for a Hybrid Car Operating at Variabel Voltage Levels*. European DSP Education and Research Symposium (EDERS 2006), München, Februar 2006.
- [44] Andreas Jörg, Dierk Schröder. *Optimised Powertrain for Cars*. Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation & Motion 2004 (SPEEDAM 2004), Capri, Italien, Juni 2004.
- [45] Andreas Jörg, Dierk Schröder. *Optimised rating of the components for car-powertrains*. 35th Annual Power Electronics Specialists Conference (PESC 2004), Aachen, Juni 2004.
- [46] Andreas Jörg, Dierk Schröder. *Energy savings potential of cars with an optimised powertrain compared to conventional cars*. 9. Symposium Energieinnovation, Graz, Österreich, Februar 2006.
- [47] Andreas Jörg, Dierk Schröder. *Erweitertes Energiemanagement für Hybridfahrzeuge mit Identifikation des Fahrerhaltens*. Innovative Fahrzeugantriebe, VDI-Berichte Nr. 1975, S. 575-587, Dresden, November 2006.
- [48] Andreas Jörg, Dierk Schröder. *Energiemanagement des optimierten CVT-Hybrid*. Internationaler ETG-Kongress 2007, Karlsruhe, Oktober 2007.
- [49] Andreas Jörg, Dierk Schröder. *Predictive Real Time Energymanagement for Hybrid Cars using Mixed Integer Linear Programming*. 2nd CTI Symposium Automotive Transmissions, Detroit (MI), USA, Mai 2008.
- [50] Tobias Kassel, Markus Fugel, Ferit Küçükay. *Identification of customer requirements for drive trains in prototype vehicles*. 2nd CTI Symposium Automotive Transmissions, Detroit (MI), USA, Mai 2008.
- [51] Stefan Kersch. *Der Autarke Hybrid - Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials*. Dissertation, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität München, Garching, 1998.

- [52] G. Killmann, T. Yeagashi, K. Hirose, T. Takaoka. *Toyota Prius - Development and market experiences*. VDI-Berichte Nr. 1459, S. 109-121, Garching, Februar 1999.
- [53] Alexander Kleimaier. *Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen*. Dissertation, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, 2003.
- [54] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *Dynamisch optimierter Fahrzyklus - Ergebnis für den Autarken Hybrid*. VDI Fachtagung Hybridantriebe, VDI-Berichte Nr. 1459, S. 385-394, Garching, Februar 1999.
- [55] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *Design and Control of a Hybrid Vehicle by Optimal Control Theory*. 4th International Power Electronics Conference, Proceedings Vol. 4, S. 2186-2191, Tokyo, Japan, April 2000.
- [56] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *Optimization Strategy for Design and Control of a Hybrid Vehicle*. 6th International Workshop on Advanced Motion Control, Nagoya, Japan, März 2000.
- [57] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *Optimized Design and Control of a Hybrid Vehicle with CVT*. 1st IFAC Conference on Mechatronic Systems, Proceedings S. 197-202, Darmstadt, September 2000.
- [58] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *The Autark Hybrid Vehicle - Optimal Engine Operation*. 18th International Electric Vehicle Symposium (EVS 18), Berlin, Oktober 2001.
- [59] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *An Approach for the Online Optimized Control of a Hybrid Powertrain*. 7th International Workshop on Advanced Motion Control, Proceedings S. 215-220, Maribor, Slovenien, Juli 2002.
- [60] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *Optimal Control and Emission Behaviour of a Hybrid Powertrain*. VDI-Berichte Nr. 1709, S. 603-621, München, Oktober 2002.
- [61] Alexander Kleimaier, Dierk Schröder. *Optimal Rating of the Electric Drive in a Hybrid Vehicle*. 2nd International Conference on Integrated Power Systems (CIPS 2002), Bremen, June 2002.
- [62] Stephan Lange, Michell Schimanski, Jörn-Uwe Varchmin. *Prognose als Basis für die Betriebsstrategie in Fahrzeugen mit alternativen Antrieben*. Innovati-

- ve Fahrzeugantriebe, VDI-Berichte Nr. 1975, S. 431-447, Dresden, November 2006.
- [63] Daniel Lemire. *A Better Alternative to Piecewise Linear Time Series Segmentation*. Technical Report cs.DB/0605103, arXiv.org, 2006.
- [64] Daniel Lemire. *A Better Alternative to Piecewise Linear Time Series Segmentation*. SIAM Data Mining 2007, Mineapolis, USA, April 2007.
- [65] Chan-Chiao Lin, Huei Peng, Jessy W. Grizzle, Jun-Mo Kang. *Power Management Strategy for a Parallel Hybrid Electric Truck*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 11, November 2003.
- [66] Andrew Makhorin et al. *GLPK (GNU Linear Programming Kit)*. Free Software Foundation, Inc., 2007. <http://www.gnu.org/software/glpk/glpk.html>, v4.22 (Abgerufen am 19.09.2007).
- [67] Martin März, Ernst Schimanek Bernd Eckardt. *Leistungselektronik für Hybridfahrzeuge – Einflüsse von Bordnetztopologien und Traktionsspannungslage*. Internationaler ETG-Kongress 2007, Karlsruhe, Oktober 2007.
- [68] Jorge Moreno, Micah E. Ortúzar, Juan W. Dixon. *Energy-Management System for a Hybrid Electric Vehicle, Using Ultracapacitors and Neural Networks*. IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 53, April 2006.
- [69] Claus Müller, Dierk Schröder. *CVT Shift Control for a Hybrid Driveline*. CVT 2002 Congress, VDI-Berichte Nr. 1709, S. 495-510, München, Oktober 2002.
- [70] Cristian Musardo, Giorgio Rizzoni, Benedetto Staccia. *A-ECMS: An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management*. 44th IEEE Conference on Decision and Control, European Control Conference, (CDC-ECC), Dezember 2005.
- [71] Dietrich Naunin et al. *Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge – Technik, Strukturen und Entwicklungen*. Band 255, expert-verlag, Renningen, 4. Auflage, 2007.
- [72] Maximilian Neumaier. *Entwicklung einer onlinefähigen Betriebsführung eines Hybridfahrzeugs auf Basis einer Verlustleistungsminimierung*. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, Februar 2007.

- [73] Peter Oberländer. *Die kalifornischen Zero Emission Vehicle-Vorschriften*. Innovative Fahrzeugantriebe, VDI-Berichte Nr. 1975, S. 37-50, Dresden, November 2006.
- [74] Shell Deutschland Oil. *Shell PKW-Szenarien - Flexibilität bestimmt Motorisierung*. Shell Deutschland Oil, Hamburg, April 2004. http://www.shell.com/static/de-de/downloads/news_and_library/publications/2004/mobility_study_2004.pdf (Abgerufen am 09.06.2008).
- [75] Gino Paganelli, Sébastien Delprat, Thierry Marie Guerra, Jannette Rimaux, Jean-Jacques Santin. *Equivalent Consumption Minimization Strategy for Parallel Hybrid Powertrains*. Vehicular Technology Conference, Birmingham, Alabama, USA, Mai 2002.
- [76] Gino Paganelli, Makoto Tateno, Avra Brahma, Giorgio Rizzoni, Yann Guenzennec. *Control Development for a Hybrid-Electric Sport-Utility Vehicle: Strategy, Implementation and Field Test Results*. Proceedings of the American Control Conference, Arlington, Virginia, USA, Juni 2001.
- [77] Markos Papageorgiou. *Optimierung*. R. Oldenbourg Verlag, München Wien, 1991.
- [78] Stefan Pischinger, Knut Habermann, Kurt Imren Yapici, Henning Baumgarten, Hans Kemper. *Der Weg zum konsequenten Downsizing*. MTZ, 5/2003:398ff.
- [79] Pierluigi Pisu, Kerem Koprubasi, Giorgio Rizzoni. *Energy Management and Drivability Control Problems for Hybrid Electric Vehicles*. 44th IEEE Conference on Decision and Control, European Control Conference, (CDC-ECC), Dezember 2005.
- [80] Pierluigi Pisu, Giorgio Rizzoni. *H_∞ Control for Hybrid Electric Vehicles*. 43rd IEEE Conference on Decision and Control (CDC), Vol. 4, Dezember 2004.
- [81] Pierluigi Pisu, Giorgio Rizzoni. *A Supervisory Control Strategy for Series Hybrid Electric Vehicles with Two Energy Storage Systems*. IEEE Conference Vehicle Power and Propulsion, September 2005.
- [82] Pierluigi Pisu, Giorgio Rizzoni. *A Comparative Study Of Supervisory Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol 15, Issue 3, Mai 2007.

- [83] Pierluigi Pisu, Enrico Silani, Giorgio Rizzoni, Sergio M. Savaresi. *A LMI-based Supervisory Robust Control for Hybrid Vehicles*. Proceedings of the 2003 American Control Conference, Vol. 6, Juni 2003.
- [84] Danil Prokhorov. *Toyota Prius HEV neurocontrol*. Proceedings of International Joint Conference on Neural Networks, August 2007.
- [85] Lennart Rade, Bertil Westergren. *Springers Mathematische Formeln*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2. Auflage, April 1997.
- [86] Ralph Reinhardt. *Optimierung des Anfahrvorgangs für ein autarkes Hybridfahrzeug*. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, Januar 2005.
- [87] Giorgio Rizzoni, Lino Guzzella, Bernd M. Baumann. *Unified Modeling of Hybrid Electric Vehicle Drivetrains*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics Volume 4, Issue 3, September 1999.
- [88] Mutasim Salman, Man-Feng Chang, Jyh-Shin Chen. *Predictive Energy Management Strategies for Hybrid Vehicles*. IEEE Conference - Vehicle Power and Propulsion 2005, Chicago, USA, September 2005.
- [89] Mutasim Salman, Niels J. Schouten, Naim A. Kheir. *Control Strategies for Parallel Hybrid Vehicles*. Proceedings of the 2000 American Control Conference, Vol. 1, Juni 2000.
- [90] Georg Sauer. *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes*. Dissertation, Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 12. Nr. 293, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996.
- [91] Rainer Scheithauer. *Robuste optimale Regelung einer Klasse zustandsbeschränkter verteilparametrischer Systeme*. Dissertation, Universität Hannover, 1985.
- [92] Jens Schlurmann, Dierk Schröder. *Aspekte einer intelligenten Regelung im optimierten CVT-Hybrid-Antriebsstrang*. 9. Symposium Energieinnovation, Graz, Österreich, Februar 2006.
- [93] Jens Schlurmann, Dierk Schröder. *Entwurf und Umsetzung der Regelung im optimierten CVT-Hybrid-Antriebsstrang*. Innovative Fahrzeugantriebe, VDI-Berichte Nr. 1775, S. 175-193, Dresden, November 2006.

- [94] Jens Schlurmann, Dierk Schröder. *Regelung des optimierten CVT-Hybrid-Antriebsstrangs*. Getriebe in Fahrzeugen, VDI-Berichte Nr. 1943, S. 767-786, Friedrichshafen, Juni 2006.
- [95] Jens Schlurmann, Dierk Schröder. *Der optimierte Antriebsstrang für PKW*. Internationaler ETG-Kongress 2007, Karlsruhe, Oktober 2007.
- [96] Andreas Michael Schmid. *Optimale Regelung für Systeme mit variabler Struktur*. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 1994.
- [97] Martin Schmid. *Doppelschichtkondensatoren als Kurzzeitspeicher im Hybridfahrzeug*. Dissertation, Fachgebiet Energiewandlungstechnik, Technische Universität München, 2004.
- [98] Günther Schmidt. *Grundlagen der Regelungstechnik*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1994.
- [99] Niels J. Schouten, Mutasim A. Salman, Naim A. Kheir. *Fuzzy Logic Control for Parallel Hybrid Vehicles*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 10, Mai 2002.
- [100] Dierk Schröder. *Elektrische Antriebe – Leistungselektronische Schaltungen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1998.
- [101] Dierk Schröder. *Elektrische Antriebe – Grundlagen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2. Auflage, 2000.
- [102] Dierk Schröder (Hrsg.). *Intelligent Observer and Control Design for Nonlinear Systems*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2000.
- [103] Dierk Schröder. *Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2. Auflage, 2001.
- [104] Dierk Schröder. *Elektrische Antriebe – Leistungselektronische Bauelemente*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2. Auflage, 2006.
- [105] Dierk Schröder, Andreas Jörg, Jens Schlurmann. *Der optimierte CVT-Hybrid – Auslegung, Betriebsführung, Regelung*. Band 79, Andreas Laschet und 38 Mitautoren, expert-verlag, Renningen, 2007.
- [106] Markus Schwaderlapp, Stefan Pischinger, Kurt Imren Yapici, Knut Habermann, Christoph Bollig. *Variable Verdichtung - eine konstruktive Lösung für Downsizing-Konzepte*. 10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Oktober 2001.

- [107] Antonio Sciarretta, Michael Back, Lino Guzzella. *Optimal Control of Parallel Hybrid Electric Vehicles*. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 12, Mai 2004.
- [108] Antonio Sciarretta, Lino Guzzella. *Control of Hybrid Electric Vehicles*. IEEE Control Systems Magazine, Vol. 27, April 2007.
- [109] Antonio Sciarretta, Lino Guzzella, Christopher H. Onder. *On the Power Split Control of Parallel Hybrid Vehicles: from Global Optimization towards Real-time Control*. Automatisierungstechnik, Ausgabe 51/2003.
- [110] Jakob Seiler. *Betriebsstrategien für Hybridfahrzeuge mit Verbrennungsmotoren unter Berücksichtigung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen während der Warmlaufphase*. Dissertation, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, 2000.
- [111] Europäische Union. *Kommissionsvorschlag zur Begrenzung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen: ein Beitrag zur Bekämpfung des Klimawandels, zur Senkung der Kraftstoffkosten und zur Stärkung der europäischen Wettbewerbsfähigkeit*. 19. Dezember 2007. <http://europa.eu/rapid/pressReleasesAction.do?reference=IP/07/1965&format=PDF&aged=1&language=DE&guiLanguage=en> (Abgerufen am 09.06.2008).
- [112] Europäische Union. *Richtlinie des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen (Konsolidierte Fassung)*. (70/220/EWG). 01. Januar 2007. <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CONSLEG:1970L0220:20070101:DE:PDF> (Abgerufen am 08.08.2008).
- [113] Maximilian Höffer von Loewenfeld. *Entwicklung einer Betriebsstrategie für ein autarkes Hybridfahrzeug*. Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, August 2005.
- [114] Oskar von Stryk. *Numerische Lösung optimaler Steuerungsprobleme: Diskretisierung, Parameteroptimierung und Berechnung der adjungierten Variablen*. Dissertation, Mathematisches Institut der Technischen Universität München, 1994.
- [115] Oskar von Stryk. *User's Guide for DIRCOL (Version 2.1)*. Fachgebiet Simulation und Systemoptimierung (SIM), Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, April 2002.

- [116] Henning Wallentowitz, Jan Welm Biermann, Ralf Bady, Christian Renner. *Strukturvarianten von Hybrid-Antrieben*. Hybridantriebe, VDI-Berichte Nr. 1459, S. 49-71, Garching, Februar 1999.
- [117] Hongwei Wang. *Prediction of Drivers' Behavior to Optimize the Energy Storage Management of an Autark Hybrid Car*. Masterarbeit, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, August 2005.
- [118] Franz Weinberg. *Branch and Bound: Eine Einführung*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1973.
- [119] Yan Wenguang, Vadim Utkin, Giorgio Rizzoni. *Power Flow Control for a Series Hybrid Electric Vehicle*. Proceedings of the IEEE International Symposium on Industrial Electronics (ISIE), Vol. 1, Juni 2005.
- [120] Andreas Wilde, Jörg Schneider, Hans-Georg Herzog. *Fahrstil- und fahrsituationsabhängige Ladestrategie bei Hybridfahrzeugen*. ATZ, 05/2008:412ff.
- [121] Jong-Seob Won, Reza Langari. *Intelligent Energy Management Agent for a Parallel Hybrid Vehicle-Part I: System Architecture and Design of the Driving Situation Identification Process*. IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 54, Mai 2005.
- [122] Jong-Seob Won, Reza Langari. *Intelligent Energy Management Agent for a Parallel Hybrid Vehicle-Part II: Torque Distribution, Charge Sustainance Strategies, and Performance Results*. IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 54, Mai 2005.
- [123] Shen Zhang. *Einsatz von linearen Optimierungsverfahren zur optimalen Betriebsführung von Hybridfahrzeugen*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, Juli 2007.
- [124] Yuan Zhu, Yaobin Chen, Guangyu Tian, Hao Wu, Quanshi Chen. *A Four-Step Method to Design an Energy Management Strategy for Hybrid Vehicles*. Proceeding of the 2004 American Control Conference, Boston, Massachusetts, USA, Juni 2004.
- [125] Ulrich Zoelch. *Ein Beitrag zu optimaler Auslegung und Betrieb von Hybridfahrzeugen*. Dissertation, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, Technische Universität München, 1998.