Potentialanalyse eines Hybridantriebes mit passiver Aktuatorik in Powersports-Anwendungen

Michael Engels

Potentialanalyse eines Hybridantriebes mit passiver Aktuatorik in Powersports-Anwendungen

Potential Analysis of a Hybrid Powertrain with Passive Actuators in Powersports Applications

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

vorgelegt von

Michael Engels

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

Tag der mündlichen Prüfung: 18.06.2026

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Mechatronik in mobilen Antrieben der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jakob Andert für die hervorragende Betreuung der Arbeit, den intensiven fachlichen Austausch, das exzellente Forschungsumfeld sowie das Vertrauen, das er mir und meinen Ideen stets entgegengebracht hat. Ebenso bedanke ich mich herzlich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Stefan Pischinger für die freundliche Übernahme des Korreferats.

Mein außerordentlicher Dank gilt meinem Kollegen und Freund, Herrn Moritz Jakoby, für die jahrelange, intensive Zusammenarbeit, unzählige fachliche Diskussionen und die gemeinsam erreichten Erfolge. Ohne dich wäre diese Arbeit in dieser Form nicht möglich gewesen. Weiterhin möchte ich mich bei Herrn Timm Fahrbach für die unvergessliche Zeit und die gemeinsame Arbeit auf der Straße und auf dem Wasser bedanken. Ein weiterer Dank gilt allen Studentinnen und Studenten, die ich im Rahmen meiner Zeit am Lehrstuhl begleiten durfte. Besonders hervorzuheben sind dabei Herr Felix Birke und Herr Yannik Lowis, die im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten einen wesentlichen Beitrag zur Umsetzung dieser Dissertation geleistet haben. Auch den Kolleginnen und Kollegen aus den Werkstätten und dem Prüffeld des Center for Mobile Propulsion möchte ich meinen Dank aussprechen. Mein besonderer Dank gilt hierbei den Herren Christian Niejahr, Stephan Kolarov, Zeljko Condric, Heinz-Peter Hörnig und Norbert Breuer, ohne deren tatkräftige Unterstützung der Aufbau und die Erprobung des Prototypenfahrzeugs nicht möglich gewesen wären.

Zuletzt möchte ich mich von ganzem Herzen bei meiner Familie bedanken. Allen voran gilt mein Dank meiner Frau Julia und meinem Sohn Milan, ohne deren seelischen Beistand ich sicher nicht das nötige Durchhaltevermögen besessen hätte, um diese Dissertation erfolgreich zu beenden. Ich danke euch für euer Verständnis, eure Geduld und den Verzicht, den ihr in dieser Zeit erdulden musstet. Ebenso danke ich meinen Eltern und meinem Bruder, die mich stets motiviert haben, meinen Weg weiterzugehen. Schließlich danke ich all meinen Freunden, die mich durch diesen arbeitsintensiven und überraschend langen Lebensabschnitt begleitet haben.

Kurzfassung

Zur Bekämpfung des globalen Klimawandels wurden im Verkehrssektor innerhalb der letzten Jahre alternative Antriebstechnologien entwickelt und in den Markt eingeführt. Während insbesondere die Automobilindustrie mit der Einführung elektrifizierter Antriebe einen fundamentalen Wandel durchläuft, gibt es andere Mobilitätsmärkte die bislang nur in geringem Maße elektrifiziert sind. Einer dieser Märkte ist das Segment der Powersports-Fahrzeuge. Dort werden größtenteils konventionelle Antriebe mit Verbrennungsmotoren und riemenbasierten stufenlosen Getrieben eingesetzt.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Hybridantrieb untersucht, welcher sich durch eine geringe Systemkomplexität auszeichnet. Zur Reduktion der Fertigungskosten wird auf den Einsatz aktiver Aktuatoren verzichtet, was funktionale Einschränkungen bedingt. Ziel der Arbeit ist die experimentelle Untersuchung des Potentials des Hybridsystems in Bezug auf Funktionsumfang und Effizienzvorteile im Vergleich zu einem konventionell angetriebenen Fahrzeug.

Da Fahrverhalten und Funktionsumfang des Hybridantriebs maßgeblich von der mechanischen Ausgestaltung beeinflusst werden, wird zunächst die Antriebsauslegung des zur experimentellen Untersuchung aufgebauten Erprobungsfahrzeugs hergeleitet. Eine besondere Herausforderung bei der Integration des Hybridsystems in den Versuchsträger stellt die Laststeuerung des Verbrennungsmotors dar, da diese nicht durch das Hybridsystem sondern ausschließlich durch den Fahrer erfolgt. Um dennoch einen hohen Fahrkomfort und eine möglichst umfangreiche Hybridfunktionalität zu erreichen, ist die Steuerung des Hybridsystems entscheidend. Die dazu implementierten Softwarefunktionen werden ebenfalls vorgestellt.

Anhand verschiedener Fahrversuche wird das Potential des Antriebs experimentell untersucht. Das Hybridsystem bietet in der untersuchten Ausgestaltung eine vollumfängliche Hybridfunktionalität mit der Möglichkeit rein elektrischen Fahrens, sowie einer in den untersuchten Zyklen ausgeglichenen Ladebilanz. Bei Versuchen auf einem Abgasrollenprüfstand kann eine signifikante Effizienzsteigerung nachgewiesen werden. Insbesondere der fehlende Eingriff auf die Steuerung des Verbrennungsmotors bedingt jedoch funktionale Einschränkungen, wodurch das Hybridsystem nicht sein volles Potential ausschöpfen kann.

Abschließend werden Maßnahmen diskutiert welche den Funktionsumfang des Antriebs weiter steigern können, ohne Systemkomplexität und Kosten entscheidend zu erhöhen.

Abstract

To address global climate change, alternative propulsion technologies have been developed and introduced to the market in the transport sector in recent years. While the automotive industry in particular is undergoing fundamental change with the introduction of electrified powertrains, there are other mobility markets that have only been slightly electrified so far. One of these markets is the powersports vehicle segment. This segment largely uses conventional drivetrains with internal combustion engines and belt-based continuously variable transmissions.

This thesis examines a hybrid powertrain that is characterised by low system complexity. To reduce manufacturing costs, no active actuators are used, which, however, leads to functional limitations. The purpose of this thesis is to experimentally investigate the potential of the hybrid powertrain in terms of its functionality and efficiency advantages compared to a conventionally powered vehicle.

Since the driving characteristics and functionality of the hybrid powertrain are significantly affected by its mechanical design, the first step is to derive the powertrain layout of the demonstrator vehicle built for the experimental investigation. A particular challenge in integrating the hybrid system into the vehicle, is the load control of the internal combustion engine, as this is not controlled by the hybrid control unit but exclusively by the driver. In order to achieve a high level of driving comfort and the most comprehensive hybrid functionality possible, the control software of the hybrid system is crucial. The software functions that are implemented for this purpose are also presented.

The potential of the drive system is being investigated experimentally in various driving tests. In the configuration being analysed, the hybrid system offers full hybrid functionality with the option of purely electric driving and a neutral charge balance in the examined test cycles. Tests on an roller chassis dynamometer demonstrate a significant increase in efficiency. However, the lack of access to the internal combustion engine control system in particular results in functional limitations, which prevent the hybrid system from reaching its full potential.

Finally, measures are discussed that could further increase the functionality of the hybrid powertrain, without significantly increasing the complexity and costs of the system.

Inhaltsverzeichnis

1 EINLEITUNG 1

1.1 Zielsetzung und Aufbau 2

1.2 Wissenschaftlicher Beitrag 4

2 GRUNDLAGEN UND STAND DER TECHNIK 5

2.1 Konventionelle Antriebe in Powersports-Anwendungen 5

2.2 Hybridantriebe in Powersports-Anwendungen 8

2.2.1 Klassifizierung von Hybridantrieben 8

2.2.2 Anwendungsbeispiele mit Parallel-Hybridantrieb 11

2.2.3 Anwendungsbeispiele mit seriellem Hybridantrieb 12

2.3 Betriebsstrategien hybrider Fahrzeugantriebe 12

2.3.1 Global optimale Betriebsstrategien 13

2.3.2 Lokal optimale Betriebsstrategien 14

2.3.3 Maschinelles Lernen 17

2.3.4 Heuristische Betriebsstrategien 18

2.3.5 Fuzzy-Logik 19

3 EPGS ANTRIEBSKONZEPT 21

3.1 Mechanischer Aufbau des Hybridantriebs 22

3.2 Funktionsweise des Hybridantriebs 24

3.2.1 Elektrisches Fahren 24

3.2.2 Variable Ratio Mode 26

3.2.3 Parallel Drive Mode 28

3.2.4 Motorstart 29

3.3 Umsetzung im Prototypenfahrzeug 31

3.3.1 Verbrennungsmotor 31

3.3.2 Hybridantrieb 33

3.3.3 Elektrischer Antrieb 33

3.3.4 Hybrid-Control-Unit 35

3.3.5 48V-Batterie 35

3.3.6 Antriebsauslegung 36

3.3.7 Fliehkraftkupplung 40

3.3.8 Hardware und E/E Integration 41

4 UMSETZUNG DER ANTRIEBSSTEUERUNG 47

4.1 Auswahl des Ansatzes zur Antriebssteuerung 47

4.2 Softwareaufbau 48

4.3 Anforderungsdefinition 50

4.4 Fahrmoduskoordinator 51

4.5 Funktionsimplementierung 54

4.5.1 Electric Drive Mode 54

4.5.2 Motorstart 56

4.5.3 Variable Ratio Mode 57

4.5.4 Parallel Drive Mode 68

4.5.5 Thermomanagement und Bauteilschutz 71

4.5.6 Abfangen kritischer Betriebszustände 72

5 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG 75

5.1 Validierung rein elektrischer Fahrfunktionen 75

5.2 Motorstart 76

5.2.1 Motorstart im Stand 77

5.2.2 Motorstart in Fahrt ... 78

5.3 Validierung im Hybridbetrieb ... 80

5.3.1 Ladungserhaltung im VRM ... 80

5.3.2 Anfahrverhalten mit deaktivierter und aktivierter Launch-Control-Funktion ... 81

5.3.3 Kupplungssynchronisation ... 83

5.3.4 Kraftstoffverbrauchsuntersuchung ... 85

6 DISKUSSION DER ERGEBNISSE ... 89

6.1 Einfluss getroffener Annahmen auf die Ergebnisse ... 89

6.2 Einsetzbarkeit des ePGS in Powersports-Anwendungen ... 91

6.3 Ansätze zur Weiterentwicklung des ePGS-Hybridantriebs ... 93

6.3.1 Integration von elektrischer Motorsteuerung und Hybridsteuerung ... 93

6.3.2 Implementierung anderer Kupplungsbauformen ... 94

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK ... 98

7.1 Zusammenfassung ... 98

7.2 Ausblick ... 100

8 LITERATURVERZEICHNIS ... 101

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Funktionsprinzip eines CVT-Getriebes nach [19] 6

Abbildung 2.2: Aufbau der drei grundlegenden Hybridtopologien mit Unterscheidung zwischen Parallelhybrid mit Drehmoment- und Drehzahladdition 9

Abbildung 2.3: Vergleich von Hybridkonzepten aus dem Powersports-Segment 11

Abbildung 2.4: Einteilung gebräuchlicher Betriebsstrategien für Hybridantriebe in Kraftfahrzeugen nach [45 bis 47] 13

Abbildung 2.5: Aufbau einer modellprädiktiven Regelung nach [58] 16

Abbildung 2.6: Partitionierung des Batterieladezustands in Fuzzy-Mengen 20

Abbildung 3.1: Mechanischer Aufbau des ePGS-Hybridantriebs 22

Abbildung 3.2: Betriebszustand des Planetengetriebes im EDM 25

Abbildung 3.3: Darstellung zweier möglicher Betriebszustände des Planetengetriebes im VRM bei konstanter Fahrgeschwindigkeit 27

Abbildung 3.4: Darstellung des Betriebszustandes des Planetengetriebes im PDM . 29

Abbildung 3.5: Darstellung des Betriebszustandes während des Motorstarts 30

Abbildung 3.6: Angenommenes Effizienzkennfeld des verwendeten Verbrennungsmotors 32

Abbildung 3.7: Effizienzkennfeld des verwendeten elektrischen Antriebs 34

Abbildung 3.8: Betriebsbereiche und Fahrleistungen des ePGS-Hybridantriebs 38

Abbildung 3.9: Leistungsbedarf des elektrischen Antriebs im Betriebskennfeld 39

Abbildung 3.10: Drehmomentkapazität der Fliehkraftkupplung und erforderliches Kupplungsmoment 41

Abbildung 3.11: Hardwareintegration des ePGS-Hybridantriebs im untersuchten Prototypenfahrzeug 42

Abbildung 3.12: E/E-Integration des ePGS-Hybridantriebs im untersuchten Prototypenfahrzeug 44

Abbildung 4.1: Betriebszustände und Transitionsbedingungen des Fahrmoduskoordinators 52

Abbildung 4.2: Fahrpedalkennlinie im rein elektrischen Betrieb in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit.....55

Abbildung 4.3: Betriebsbereich zur Variation der EM-Drehzahl im Rahmen der Ladezustandssteuerung.....59

Abbildung 4.4: Ladefunktion-Drehzahlkorrekturwert in Abhängigkeit der Abweichung vom Ziel-SoC.....60

Abbildung 4.5: Boost-Funktion-Drehzahlkorrekturwert in Abhängigkeit der Fahrpedalstellung.....62

Abbildung 4.6: Maximale Solldrehzahlbegrenzung des Verbrennungsmotors im VRM.....63

Abbildung 4.7: Kombination der Hybridfunktionen zur Bestimmung der Drehmomentanfrage der elektrischen Maschine im VRM.....66

Abbildung 5.1: Fahrzeugmessung im EDM mit Volllastbeschleunigung und Rekuperation.....76

Abbildung 5.2: Vergleich Motorstart mit Ritzelstarter in Neutralgang und Start mit EM in H-Gang.....77

Abbildung 5.3: Startversuch in Fahrt mit Hilfe der elektrischen Maschine.....79

Abbildung 5.4: Vergleich des Ladeverhaltens bei unterschiedlichen Ladezuständen im VRM.....81

Abbildung 5.5: Vergleich Beschleunigungsverhalten mit/ohne Launch-Control-Funktion.....82

Abbildung 5.6: Vergleich Übergang VRM zu PDM mit/ohne Kupplungssynchronisationsfunktion.....84

Abbildung 5.7: Betriebsverhalten des ePGS im WMTC.....86

Abbildung 5.8: Kupplungstemperaturverlauf bei schlupfender Kupplung.....87

Abbildung 5.9: Kraftstoffmassenstrom im WMTC von ePGS-Hybridantrieb und konventionellem CVT.....88

Abbildung 6.1: Vergleich der Leistungscharakteristik zwischen Auslegung und Prüfstandsmessung.....90

Abbildung 6.2: Erweiterung der Fahrleistungen bei Implementierung einer geschalteten Kupplung.....96

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Basisdaten des Verbrennungsmotors 33

Tabelle 3.2: Auslegungsparameter des umgesetzten Hybridsystems 36

Abkürzungen

ATV	All-Terrain-Vehicle
BMS	Batterie Management System
CMP	Center for Mobile Propulsion
CVT	Continuously Variable Transmission
DMM	Drive Mode Manager
DP	Dynamische Programmierung
EDM	Electric Drive Mode
ePGS	Electrified Planetary Gear Set
E/E	Elektrik und Elektronik
EM	Elektrische Maschine
ECU	Engine Control Unit
ECMS	Equivalent Consumption Minimisation Strategy
HCU	Hybrid Control Unit
HSD	Hybrid-Synergy-Drive
ISG	Integrierter Starter Generator
MPC	Model Predictive Control
OBD	On-Board-Diagnose
PDM	Parallel Drive Mode
PSO	Partikelschwarmoptimierung
PTC	Positive Temperature Coefficient
PWM	Pulsweitenmodulation
SbS	Side-by-Side
SoC	State of Charge
UTV	Utility-Task-Vehicle
VRM	Variable Ratio Mode
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WMTC	World Motorcycle Test Cycle

Symbole

a	Beschleunigung
b_e	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
E	Energie
H_u	Unterer Heizwert
i	Übersetzungsverhältnis
i_0	Standübersetzung
M	Drehmoment
$\dot{m}_B$	Kraftstoffmassenstrom
n	Drehzahl
P	Leistung
Q	Ladung
r	Verhältnis 0-100 %
U	Spannung
z	Zähnezahl eines Zahnrads
α	Äquivalenzfaktor
η	Wirkungsgrad

Indizes

Ab	Abtrieb
AC	Wechselstrom
AFF	Anfahrfunktion
B	Basis
Bat	Batterie
BF	Boostfunktion
Bpd	Bremspedal

CVT	Continuously Variable Transmission
Diff	Differenz
EDM	Electric Drive Mode
Ein	Einschalten
El	Elektrisch
EM	Elektrische Maschine
FK	Fliehkraftkupplung
Fpd	Fahrpedal
Fzg	Fahrzeug
gen	generatorisch
H	Hohlrad
HYST	Hysterese
Inv	Inverter
LC	Launch Control
LF	Ladefunktion
LL	Leerlauf
M	Drehmoment
max	Maximum, maximal
min	Minimum, minimal
mot	motorisch
P	Leistung
PDM	Parallel Drive Mode
Reib	Reibung
S	Sonnenrad
SLF	Standladefunktion
Soll	Sollwert
St	Start
T	Träger
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VRM	Variable Ratio Mode

1 Einleitung

Aufgrund des fortschreitenden Klimawandels und einer global zunehmend restriktiven CO_2- und Abgasemissionsgesetzgebung haben viele Automobilhersteller in den vergangenen Jahren stark in die Elektrifizierung ihrer Fahrzeugflotten investiert. Zum Antriebsportfolio gehören neben rein elektrischen Fahrzeugen auch Hybridantriebe mit unterschiedlichen Elektrifizierungsgraden [1].

Einen bislang von Emissionsgesetzgebung vergleichsweise wenig reglementierten Mobilitätsbereich stellt das Segment der Powersports-Fahrzeuge dar. Unter diesem Sammelbegriff werden unter anderem All-Terrain-Vehicles (kurz ATV), kleine vierrädrige Geländefahrzeug mit einem oder zwei hintereinander angeordneten Sitzplätzen, Side-by-Sides (kurz SbS), geländegängige Fahrzeuge mit nebeneinander angeordneten Sitzen, Utility-Task-Vehicles (kurz UTV), Side-by-Sides mit Ladefläche, oder auch Schneemobile bezeichnet. Diese Fahrzeuge werden hauptsächlich für Freizeitaktivitäten verwendet, finden aber auch Einsatz als Nutzfahrzeuge in der Land- und Forstwirtschaft. Die Zulassung erfolgt in Europa meist über eine Typengenehmigung nach EU Verordnung Nr. 168/2013 über die Genehmigung und Marktüberwachung von zwei- oder dreirädrigen und vierrädrigen Fahrzeugen, oder nach EU-Verordnung Nr. 167/2013 über die Genehmigung und Marktüberwachung von land- und forstwirtschaftlichen Fahrzeugen [2, 3]. Bis zum 31.10.2024 war in Deutschland eine Zulassung nach Richtlinie 92/62/ EWG möglich. EU Verordnung Nr. 168/2013 schreibt seit dem 01. Januar 2020 die Einhaltung der Abgasvorschrift Euro 5 vor, sowohl EU Verordnung 167/2013 als auch Richtlinie 92/62/EWG sind verglichen dazu weniger restriktiv [2 bis 4]. Eine Vorgabe zur Sanktionierung eines hohen Kohlendioxidausstoßes, wie es in der Automobilindustrie seit Inkrafttreten von Verordnung 443/2009 im April 2009 der Fall ist, ist in keinem der zulassungsrelevanten Gesetze gegeben [5]. In den USA, dem mit großem Abstand stärksten Absatzmarkt für Powersports-Fahrzeuge, sieht die Gesetzgebung ebenfalls Grenzwerte für Schadstoffemissionen vor, die vorgeschrieben Grenzwerte sind verglichen mit der Euronorm 5 jedoch deutlich höher. Eine Vorgabe zum Kohlendioxidausstoß ist, wie in Europa, nicht vorhanden [6, 7].

Aufgrund fehlender gesetzlicher Vorgaben und einer bislang eher verhaltenen Nachfrage nach alternativen Antrieben sind Fahrzeuge im Powersports-Segment meist mit konventionellen Antrieben ausgestattet. Diese verwenden größtenteils riemenbasierte Getriebe mit kontinuierlichem Übersetzungsverhältnis (engl. Continously Variable Transmission, kurz:

CVT), welche kostengünstig produziert werden können und eine gute Fahrbarkeit erzielen, sich im Vergleich zu anderen Getriebetypen jedoch durch eine geringe Effizienz auszeichnen und somit den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs steigern. Mit einem globalen Absatz von etwa einer Million Fahrzeugen im Jahr 2023 bietet sich in diesem Marktsegment die Möglichkeit mit einer bedarfs- und marktgerechten Elektrifizierung den globalen CO_2-Ausstoß zu senken [8, 9].

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein elektrifiziertes Planetengetriebe (engl. electrified planetary gear set, kurz ePGS), ein Hybridisierungsansatz mit vergleichsweise geringer Systemkomplexität, für den Einsatz in Powersports-Anwendungen untersucht werden. Dieser zeichnet sich durch einen, verglichen mit vielen aus der Automobilindustrie bekannten Hybridkonzepten, einfachen und damit besonders kostengünstigen Aufbau aus. Kernkomponente des Antriebs ist ein Planetengetriebe, welches Verbrennungsmotor und elektrische Maschine miteinander koppelt. Zur Steigerung der Fahrleistungen kann das Planetengetriebe durch eine Fliehkraftkupplung verblockt werden. Rein elektrisches Fahren wird durch den Einsatz eines Freilaufs an der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors ermöglicht.

1.1 Zielsetzung und Aufbau

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich primär mit dem Betriebsverhalten des ePGS-Antriebs. Um den Antrieb im Betrieb zu untersuchen, wurde im Rahmen des Forschungsprojektes HELDA (validation of a hybrid electric drive for light all-terrain vehicles) ein Erprobungsträger aufgebaut. Dabei wurde eine Ausführung des ePGS-Hybridsystems entwickelt, welche das konventionelle CVT-Getriebe substituiert. Die konstruktive Umsetzung des ePGS, welches im Rahmen dieser Untersuchung verwendet wurde wird von Jakoby et. al. in [10] beschrieben.

Das Erprobungsfahrzeug verfügt nur über eingeschränkte Schnittstellen zwischen Basisfahrzeug und Hybridsystem, wodurch die Nutzbarkeit des ePGS-Hybridsystems als Nachrüstlösung gezeigt werden kann. Insbesondere verfügt der Hybridantrieb nicht über eine Möglichkeit zur Laststeuerung des Verbrennungsmotors. Die Last des Verbrennungsmotors wird hingegen direkt durch die Fahrpedalstellung, also durch den Fahrer bestimmt. Dies erleichtert die Integration in bestehende Fahrzeugarchitekturen und kann helfen die Kosten des Antriebssystems zu reduzieren. Hinzu kommt, dass mit Fliehkraftkupplung und Freilauf ausschließlich passive Aktuatoren verwendet werden, wodurch die Systemkosten des Antriebs minimiert werden können, was das Antriebssystem insbesondere für den Einsatz in sehr preissensitiven Märkten qualifizieren kann.

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung, Implementierung und Erprobung einer Antriebssteuerung.

Damit sollen verschiedene Aspekte des betrachteten Hybridsystems untersucht werden. Da ein Hybridantrieb in dieser Form bislang noch nicht untersucht wurde, sind die im Folgenden formulierten Forschungsfragen im Stand der Technik moderner Hybridantriebe nicht repräsentiert.

1. Bietet das Grundkonzept des ePGS-Antriebs, also der weitgehende Verzicht auf aktive Aktuatorik, eine vollumfängliche Hybridfunktionalität?
2. Welche funktionalen Einschränkungen ergeben sich durch den Verzicht auf aktive Aktuatorik, sowie die fehlende Möglichkeit zur Laststeuerung des Verbrennungsmotors?
3. Wie hoch ist die erreichbare Verbrauchseinsparung verglichen mit dem einem konventionellen CVT-Getriebe?
4. Eignet sich das Hybridsystem in der untersuchten Umsetzung für den kommerziellen Einsatz im Powersports-Segment?

In Kapitel 2 werden die Grundlagen des konventionellen, auf CVT-Getrieben basierenden Antriebs, sowie bereits untersuchte oder umgesetzte Hybridantriebe innerhalb des Powersports-Fahrzeugsegments erläutert. Des Weiteren werden die technischen Grundlagen gängiger Betriebsstrategien für hybride Fahrzeugantriebe dargelegt.

Anschließend wird in Kapitel 3 der innerhalb dieser Arbeit untersuchte Hybridantrieb vorgestellt. Im Rahmen dessen wird der prinzipielle Aufbau des Antriebs und die Funktionsweise der verschiedenen Betriebsmodi erklärt. Darauf aufbauend wird die konkrete Umsetzung im Erprobungsfahrzeug, welche die Basis für die folgende Untersuchung bildet, beschrieben. Als Teil dieser Beschreibung wird detailliert auf die Auslegung des Hybridsystems und die verwendeten Komponenten eingegangen.

Kapitel 4 behandelt die Umsetzung der Antriebssteuerung. Dies umfasst die Auswahl eines für die Untersuchung geeigneten Steuerungsansatzes, eine Erläuterung des Softwareaufbaus und eine detaillierte Beschreibung der umgesetzten Funktionen und deren Wechselwirkungen mit der in Kapitel 3 erläuterten Auslegung.

Die Validierung der umgesetzten Funktionen wird in Kapitel 5 thematisiert. Dabei werden beispielhaft verschiedene Fahrsituationen anhand von Fahrzeugmessungen untersucht und überprüft, ob die Fahrfunktionen intentionsgemäß funktionieren. Eine Quantifizierung des erreichbaren Verbrauchsvorteils wird durch einen Vergleich von Rollenprüfstandsmessungen des konventionellen und des Hybridantriebs erreicht.

Eine Diskussion der Umsetzung der Antriebssteuerung erfolgt in Kapitel 6. Besonders relevant ist dabei der Einfluss funktionaler und bauartbedingter Einschränkungen auf die Eignung für den Einsatz des Antriebs im Powersports-Markt. Des Weiteren werden mögliche Maßnahmen

zur Weiterentwicklung des ePGS-Hybridantriebs sowie deren Einfluss auf die Performance des Systems erläutert.

Den Abschluss der Arbeit bildet eine Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse.

1.2 Wissenschaftlicher Beitrag

Die nachfolgenden Publikationen und Schutzrechtsanmeldungen sind während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Lehr- und Forschungsgebiet Mechatronik in mobilen Antrieben der RWTH Aachen University entstanden und stehen in Zusammenhang mit dem im Rahmen dieser Dissertation erforschten Hybridantrieb.

Vorstellung des ePGS-Hybridkoncepts am Beispiel eines Go-Karts:

„Hybridisation Concept of Light Vehicles Utilising an Electrified Planetary Gear Set", Erstautorschaft, siehe [11]

Konstruktive Umsetzung des ePGS und Quantifizierung der erreichbaren Verbrauchseinsparung auf Basis den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Versuchsträgers:

„A New Electrified Planetary Gear Set - The Cost- and Fuel-Efficient Alternative to Continuously Variable Transmissions", Co-Autorschaft, siehe [10]

Vermessung und thermische Modellierung der im Versuchsträger verwendeten elektrischen Maschine:

„Estimating the real-time temperature of a 48V permanent magnet synchronous motor using a thermal neural network", Co-Autorschaft, siehe [12]

Patentanmeldung des ePGS in der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Form, mit passiver Aktuatorik und ohne Möglichkeit zur elektronischen Laststeuerung des Verbrennungsmotors:

„Paralleler Hybridantrieb für ein Kraftfahrzeug", Miterfinder, siehe [13]

Patentanmeldung der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten konstruktiven Ausgestaltung des ePGS:

„Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug", Miterfinder, siehe [14]

2 Grundlagen und Stand der Technik

Gegenstand dieser Arbeit ist ein Hybridsystem, welches sich insbesondere durch eine geringe Komplexität auszeichnet. Dazu wird die Anzahl der benötigten Bauteile auf das absolute Minimum reduziert. Zudem sind die verwendeten Komponenten mit Ausnahme der elektrischen Maschine passive Bauteile, welche ohne einen aktiven Aktuator auskommen. Aus diesem Grund eignet sich das System besonders für den Einsatz in kleinen und leichten Fahrzeugen wie Motorrollern oder Powersports-Anwendungen. Konventionelle Antriebe in diesen Fahrzeugklassen verwenden meist einen Verbrennungsmotor in Kombination mit einem Getriebe mit kontinuierlichem Übersetzungsverhältnis.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die Anwendbarkeit des Hybridantriebs für ein Utility Task Vehicle untersucht werden. Die Erläuterung der technischen Grundlagen soll im Folgenden zunächst das in diesen Fahrzeugen häufig verwendete CVT-Getriebe als Teil des konventionellen Antriebs betrachtet werden. Anschließend soll auf die in diesem Marktsegment bereits umgesetzten Hybridsysteme eingegangen werden.

2.1 Konventionelle Antriebe in Powersports-Anwendungen

CVT-Getriebe sind im betrachteten Fahrzeugmarkt weit verbreitet und finden sich bei nahezu allen Herstellern des Powersports-Marktes im Produktportfolio. Stufenlose Getriebe werden in verschiedensten Bauformen für unterschiedliche Anwendungen umgesetzt [15]. Auch für die in Powersports-Anwendungen verwendeten Umschlingungsmittelgetriebe wurden verschiedene Varianten entwickelt, welche sich primär in der Art des verwendeten Umschlingungselements und der Steuerung des Übersetzungsverhältnisses unterscheiden. Während in PKW-Anwendungen Schubgliederbänder, Lamellen- oder Laschenketten eingesetzt werden, haben sich in Powersports-Anwendungen Keilriemen als Umschlingungselement durchgesetzt [16, 17].

Umschlingungsmittelgetriebe ermöglichen einen sehr einfachen Aufbau der gänzlich ohne aktive Aktuatorik auskommt. Dazu wird der Keilriemen zwischen zwei Kegelscheibenpaaren gespannt. Einer der beiden Scheibensätze ist mit dem Antrieb, in aller Regel eine Verbrennungskraftmaschine (kurz VKM), der andere mit dem Abtrieb verbunden. Jeweils eine der Kegelscheiben an An- und Abtriebsseite ist axial verschiebbar, die andere ist fest mit der

Welle verbunden. Eine axiale Verschiebung der Kegelscheiben bewirkt eine Änderung des Laufradius des Riemens. Wird der axiale Abstand verringert, läuft der Riemen auf einem größeren Radius, bei höherem Abstand ist der Laufradius kleiner. Da der Riemen eine feste Länge hat und nur begrenzt elastisch ist, führt eine Veränderung des Laufradius auf einer Seite zwangsläufig zu einer Verschiebung der Kegelscheibe auf der gegenüberliegenden Getriebeseite. Haben beide Scheibenpaare den gleichen Laufradius, ist die Übersetzung des Getriebes $i_{CVT} = 1$. An- und Abtriebswelle drehen mit der gleichen Drehzahl. Wird nun der Abstand auf der Antriebsseite vergrößert, verringert sich der Laufradius auf der angetriebenen Seite, während der Radius auf der Abtriebsseite steigt. Folglich dreht der Abtrieb langsamer als der Antrieb, das Übersetzungsverhältnis ergibt $i_{CVT} > 1$. Das Drehmoment am Abtrieb ist größer als das Drehmoment des Antriebs. Wird hingegen der axiale Abstand auf der Antriebsseite verringert, ist das Übersetzungsverhältnis $i_{CVT} < 1$. Entsprechend dreht der Abtrieb schneller als der Antrieb und das Drehmoment wird reduziert. Abbildung 2.1 zeigt das Funktionsprinzip eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes. [15, 18]

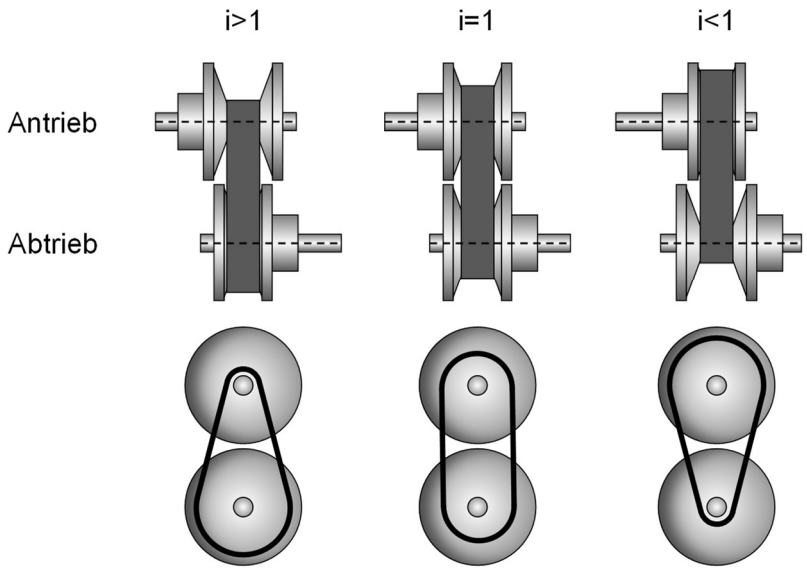


Abbildung 2.1: Funktionsprinzip eines CVT-Getriebes nach [19]

Die in Powersports-Anwendungen eingesetzten CVT-Getriebe nutzen zur Aufprägung einer Axialkraft zur Verschiebung der antriebsseitigen Kegelscheibe einen Fliehkraftmechanismus, der den axialen Abstand drehzahlabhängig variiert [20]. Die Abtriebsseite ist über eine Feder vorgespannt, welche die notwendige Axialkraft aufbringt, um die zur Leistungsübertragung notwendige Anpresskraft aufzuprägen. Um eine Drehmomentabhängigkeit des Übersetzungsverhältnisses zu ermöglichen, sind manche CVT-Getriebe auf der Abtriebsseite mit einem Nockenprofil ausgestattet, welches in Abhängigkeit der Riemenkraft – respektive des Drehmoments – eine zusätzliche Verstellung der Scheiben vornimmt. Die Drehmoment-

kapazität dieser Bauform ist begrenzt und wird in der Literatur mit $M_{CVT,max}$ = 130 Nm angegeben, obwohl einzelne Umsetzungen mit Drehmomenten von über 180 Nm bekannt sind [16, 21]. Für Anwendungen mit höheren Drehmomentanforderungen werden in der Regel Bauformen mit robusteren Zugmitteln wie Lamellenketten verwendet [22].

Häufig kann bei dieser Bauform auf ein separates Anfahrelement verzichtet werden. Dreht der Antrieb des Getriebes mit der Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors sind die Scheiben auf der Antriebsseite so weit geöffnet, dass die Anpresskraft nicht ausreicht, um Leistung auf den Riemen zu übertragen. Wird die Antriebsseite beschleunigt, verringert sich der Axialabstand der Riemenscheiben. Es kommt zum Kraftschluss zwischen Riemen und Kegelscheiben und die Antriebsleistung wird auf den Riemen bzw. Abtrieb übertragen.

Die Charakteristik des Übersetzungsverhältnisses ist bei dieser einfachen Bauform ohne aktive Aktuatoren während des Betriebs nicht variierbar. Die Auslegung des gewünschten bzw. optimalen Betriebsverhaltens des CVT-Getriebes ist Gegenstand von Forschung und Entwicklung. Durch Variation des Fliehkraftaktuators kann das Übertragungsverhalten gezielt beeinflusst werden, um beispielweise den Verbrennungsmotor in Richtung seiner optimalen Verbrauchskennlinie oder bei maximaler Leistung zu betreiben. [23 bis 25]

Für den Einsatz in Automobilen wird statt eines Fliehkraftaktuators ein Hydraulikaktuator verwendet. Das Getriebe ist nicht an eine feste Kennlinie gebunden, sondern kann das Übersetzungsverhältnis frei einstellen. So kann situationsabhängig Fahrleistung oder Effizienz priorisiert und das Getriebe entsprechend gesteuert werden [26]. Zwar wurden solche Steuerungsansätze auch für den Einsatz in kleineren Fahrzeugen untersucht, konnten sich bislang aufgrund der höheren Kosten und gesteigerten Komplexität nicht im Powersports-Markt etablieren.

Aufgrund der reibschlüssigen Verbindung zwischen Keilriemen und Kegelscheiben ist die Leistungsübertragung immer mit Schlupf und deutlichen Verlusten behaftet, was zu einer Reduzierung des Drehmoments am Abtrieb führt. [27, 28]. Die anfallenden Leistungsverluste führen zu einer Erwärmung des Getriebes, was insbesondere für den Elastomerriemen kritisch werden kann, da dieser durch hohe Temperaturen geschädigt wird. Um eine sichere Betriebstemperatur des Riemens zu gewährleisten, muss die anfallende Verlustleistung aus dem System abtransportiert werden. Dazu ist in der Regel das Kegelrad an der Antriebsseite als Lüfterrad ausgeführt, welches permanent große Mengen Frischluft durch das Getriebe pumpt. Auch diese Lüfterverluste verursachen - insbesondere bei hohen Antriebsdrehzahlen - erhebliche Leistungsverluste. [29]

Die Effizienz solcher CVT-Getriebe ist stark vom Betriebspunkt abhängig und liegt bei den

einfachen Bauformen, wie sie im Powersports-Segment eingesetzt werden, in einem Bereich zwischen 60 % und 90 % [30, 31]. Die Getriebeverluste bestimmen maßgeblich die Gesamteffizienz des Fahrzeugs.

Das im Rahmen dieser Arbeit betrachtete Versuchsfahrzeug hat eine Motorleistung von 30 kW, bei einer Fahrzeugmasse von etwa 700 kg. Messungen auf einem Abgasrollenprüfstand ergeben, dass das Fahrzeug im für diese Fahrzeugklasse relevanten World Motorcycle Test Cycle (kurz: WMTC) einen Kraftstoffverbrauch von 10,54 l/100 km aufweist.

Die Vorteile einfacher CVT-Getriebe liegen insbesondere in ihrem einfachen Aufbau. Dieser ermöglicht eine kosteneffiziente Verwendung in preissensitiven Märkten. Schäden am Getriebe betreffen meist den Riemen, welcher vergleichsweise einfach getauscht werden kann. Das durch die stufenlose Übersetzung erzeugte Beschleunigungsverhalten ohne Zugkraftunterbrechung sowie eine große Getriebespreizung und dadurch hohe erreichbare Radmomente werden von den Kunden geschätzt.

2.2 Hybridantriebe in Powersports-Anwendungen

Zur Leistungssteigerung und Verbrauchsreduktion wurden im Powersports-Segment verschiedene Hybridkonzepte entwickelt, erprobt und teilweise auch in der Serie eingeführt. Insgesamt ist die Zahl der an die Öffentlichkeit gelangten Untersuchungen in diesem Bereich jedoch begrenzt.

2.2.1 Klassifizierung von Hybridantrieben

Hybridelektrische Fahrzeuge verfügen über einen thermodynamischen und einen elektrischen Energiewandlungspfad. Je nach Art der Integration beider Wandlungspfade in den Antriebsstrang werden Hybridantriebe in drei Topologien unterschieden. Die Anordnung des Antriebs lässt innerhalb der Topologien weitere Unterscheidungen und Klassifizierungen zu. Da eine weitere Detaillierung im Rahmen dieser Arbeit nicht erforderlich ist, werden hier lediglich die drei wichtigsten Hybridtopologien vorgestellt.

Bei **seriellen Hybridfahrzeugen** erfolgt die Leistungsübertragung an die Räder ausschließlich über den elektrischen Wandlungspfad. Der Verbrennungsmotor treibt eine elektrische Maschine (kurz: EM) an, welche als Generator betrieben wird. Zusammen mit der Batterie wird so die für den Antrieb des Fahrzeugs benötigte elektrische Leistung bereitgestellt.

Abbildung 2.2 a zeigt eine serielle Hybridtopologie. Die Wandlungspfade befinden sich in

serieller Anordnung. Da kein mechanisches Getriebe benötigt wird, ergeben sich bei der Integration in die Fahrzeugarchitektur und der Wahl des Verbrennungsmotor-Betriebspunktes neue Freiheitsgrade. Da der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors unabhängig von der Fahrsituation gewählt werden kann, können bevorzugt verbrauchs- und emissionsoptimale Betriebsbereiche genutzt werden. Aufgrund der reduzierten erforderlichen Dynamik und des eingeschränkten Betriebsbereiches kann der Verbrennungsmotor speziell auf den jeweiligen Anwendungsfall optimiert werden.

Nachteilig bei seriellen Hybridantrieben ist die doppelte Energiewandlung. Da jede Energiewandlung mit Verlusten behaftet ist, reduziert dies insbesondere bei hohen Antriebsleistungen den Verbrauchsvorteil, welcher sich durch die freie Wahl des Verbrennungsmotor-Betriebspunktes ergibt. Weiterhin sind serielle Hybridantriebe vergleichsweise kostenintensiv, da zwei elektrische Energiewandlungspfade mit hoher Leistung benötigt werden. [32, 33]

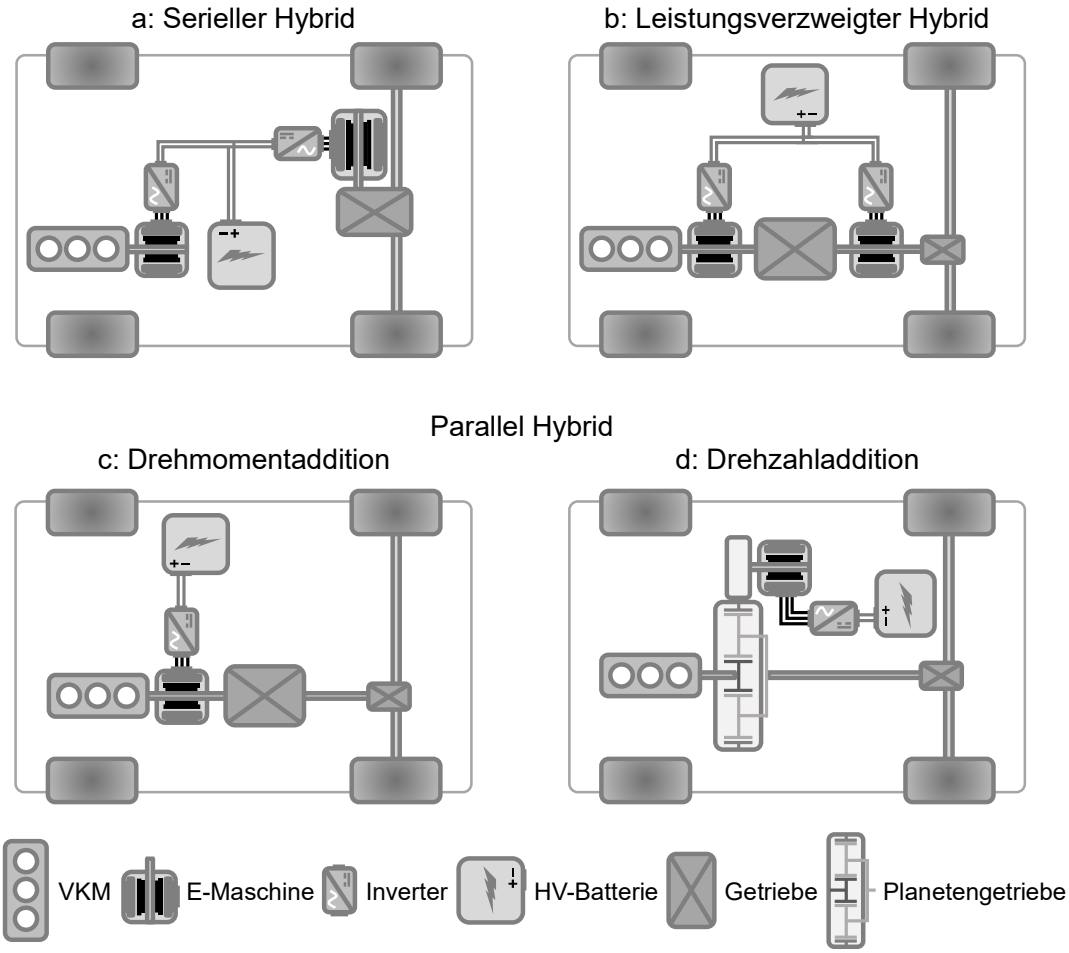


Abbildung 2.2: Aufbau der drei grundlegenden Hybridtopologien mit Unterscheidung zwischen Parallelhybrid mit Drehmoment- und Drehzahladdition

Leistungsverzweigte Hybridtopologien verfügen über zwei Energiewandlungspfade

zwischen Verbrennungsmotor und Rad. Wie bei seriellen Hybriden kann die mechanische Ausgangsleistung des Verbrennungsmotors über eine als Generator betriebene elektrische Maschine zunächst in elektrische Leistung und anschließend über eine motorisch betriebene Maschine an die Räder abgegeben werden. Alternativ dazu kann ein mechanischer Wandlungspfad verwendet werden, der die Leistung des Verbrennungsmotors über ein Getriebe leitet. Meist wird dazu ein Planetengetriebe verwendet, an dessen Wellen Verbrennungsmotor, Generator und Abtrieb angeschlossen sind. Die zweite primär als Motor verwendete elektrische Maschine, befindet sich dabei in der Regel am Abtrieb. Beim Betrieb eines leistungsverzweigten Hybridantriebs werden beide Wandlungspfade parallel verwendet. Dabei wird ein Teil der vom Verbrennungsmotor bereitgestellten Leistung über den elektrischen, der Rest über den mechanischen Wandlungspfad an den Abtrieb übertragen. [32, 33] Abbildung 2.2 b zeigt die Antriebstopologie eines typischen leistungsverzweigten Hybridantriebs.

Verglichen mit dem seriellen Hybridantrieb wird die Effizienz der Leistungsübertragung durch die Nutzung des mechanischen Wandlungspfades gesteigert. Die Möglichkeit, den Betriebspunkt des Verbrennungsmotors frei wählen zu können, bleibt erhalten. Die Notwendigkeit einer zweiten elektrischen Maschine steigert jedoch - verglichen mit Parallelhybridarchitekturen - die Kosten des Hybridsystems.

Parallele Hybridantriebe können Verbrennungsmotor und elektrische Maschine unabhängig voneinander zum Antrieb des Fahrzeugs nutzen. Bei den meisten Parallelhybridtopologien werden die Drehmomente beider Energiewandler an einer Welle entlang des mechanischen Energiewandlungspfades addiert (Abbildung 2.2 c). Dies ermöglicht eine Verschiebung des Lastpunktes des Verbrennungsmotors in Drehmomentrichtung, erlaubt aber keine freie Wahl der Drehzahl. Die Integration in bestehende Antriebsstränge ist aufgrund der Ähnlichkeit zu konventionellen Antrieben vergleichsweise einfach. Zudem wird nur eine elektrische Maschine benötigt, wodurch Parallelhybrid-Architekturen häufig kostengünstiger sind. [32, 33] Um einen rein elektrischen Betrieb zu ermöglichen wird eine Kupplung benötigt, die den Verbrennungsmotor vom Antrieb trennen kann.

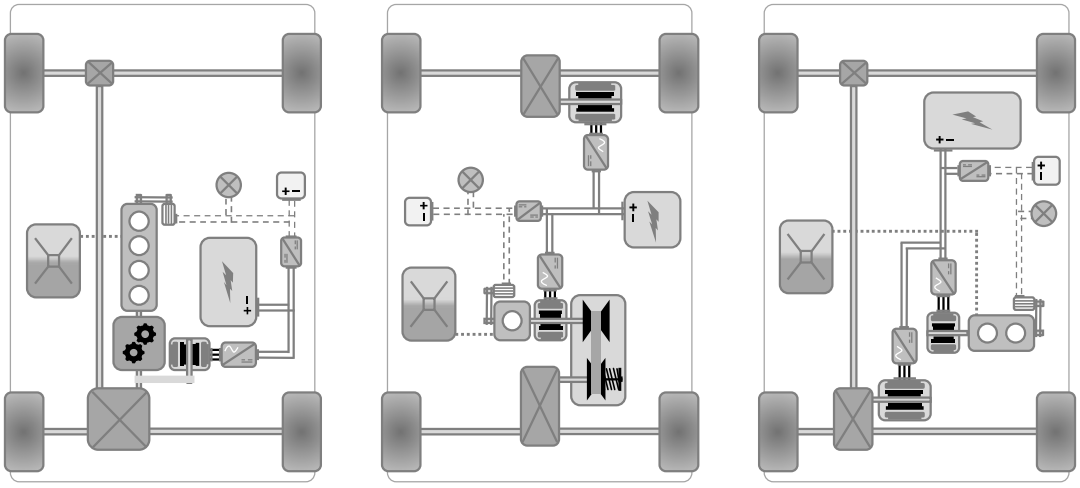
Neben der Drehmomentaddition besteht auch die Möglichkeit einer Drehzahladdition. Dazu werden elektrische Maschine und Verbrennungsmotor mit Hilfe eines Summiergetriebes gekoppelt (vgl. Abbildung 2.2 d). In der Industrie findet diese Variante kaum Anwendung. [34] Der im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Hybridantrieb fällt abhängig vom Betriebsmodus in diese Kategorie.

2.2.2 Anwendungsbeispiele mit Parallel-Hybridantrieb

Frühe Versuche zur Integration von Hybridantrieben aus dem Bereich der Powersports-Anwendungen wurden von BRP im Jahr 2011 unternommen. Dabei wurde ein Prototyp auf Basis eines Can-Am Spyder - einem dreirädrigen Straßenfahrzeug der L5e-Klasse - entwickelt, dessen konventioneller Antrieb einen Verbrennungsmotor mit einem automatisierten 6-Gang-Getriebe kombiniert. [35, 36]

Das Fahrzeug wurde zu einem Plug-in Hybrid umgebaut. Die elektrische Maschine mit 20 kW Dauerleistung ist auf der Ausgangswelle des Getriebes angebracht. Es handelt sich somit um einen Parallel-Hybrid mit P3-Topologie, welcher eine rein elektrische Reichweite von 30 km erreichen soll. Als Verbrennungsmotor wird ein Rotax 600 ACE mit einer Leistung von 44 kW verwendet. Die Antriebstopologie ist in Abbildung 2.3 a dargestellt. Durch Einsatz des Hybridantriebs konnte eine Einsparung von bis zu 65 % erreicht werden. Nach Vorstellung des Konzeptfahrzeugs wurde dieses nicht in eine Serienanwendung überführt [35].

Ein ähnlicher Ansatz unter Beibehaltung des konventionellen CVT-Getriebes wurde an der TU Graz untersucht. Dabei wurde ein Can-Am Ryker - ebenfalls ein L5e Fahrzeug ähnlich dem Can-Am Spyder - mit konventionellem CVT-Getriebe verwendet. Durch Einsatz eines 48V Elektromotors am Ausgang des CVT-Getriebes wird dieser ebenfalls zu einem P3-Hybrid. Die elektrische Maschine mit einer Spitzenleistung von 10 kW ermöglich rein elektrisches Fahren bis zu einer Geschwindigkeit von 90 km/h und bietet mit einer nutzbaren Batteriekapazität von 1 kWh eine elektrische Reichweite von 12,35 km. Die Verbrauchseinsparung wird mit maximal 43,4 % angegeben. Das Konzept wurde rein simulativ untersucht [37, 38].



a: Can-Am / Segway b: Polaris / Segway c: Christini / Segway

Abbildung 2.3: Vergleich von Hybridkonzepten aus dem Powersports-Segment

Ein weiteres P3-Hybridkonzeptkonzept wurde von Segway mit dem Model „Super Villain SX20

Hybrid“ vorgestellt. Dieser verwendet zur Leistungsübertragung ein Doppelkupplungsgetriebe. Das Fahrzeug bietet eine Systemleistung von 240 kW, wovon die elektrische Maschine eine Leistung von 70 kW zur Verfügung stellt. Die Kapazität der Hochvolt-Batterie beträgt 7,9 kWh. Der Serienanlauf ist zum Zeitpunkt der Verfassung dieser Arbeit noch nicht erfolgt. [39]

Segway hat bereits 2019 ein P1+P4 Konzept angekündigt, welches zum Zeitpunkt der Verfassung dieser Arbeit ebenfalls noch nicht in Serie umgesetzt und zwischenzeitlich mutmaßlich verworfen wurde. Das Konzept verwendet zwei elektrische Maschinen. Eine elektrische Maschine ist mit der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors verbunden und fungiert als Generator. Die Kraftübertragung an die Hinterachse erfolgt über ein konventionelles CVT-Getriebe. Die zweite EM ist direkt mit der Vorderachse gekoppelt und ermöglicht einen Allradantrieb sowie rein elektrisches Fahren. [40] Ein ähnliches Konzept wurde durch Polaris, den Weltmarktführer im Powersports-Segment, 2017 zum Patent angemeldet, aber ebenfalls nicht im zivilen Markt eingeführt. [41] Die Kraftübertragung zwischen Verbrennungsmotor und Achse kann hier über zwei Wandlungspfade erfolgen. Der mechanische Pfad nutzt zur Wandlung das konventionelle CVT-Getriebe und ist mit entsprechend hohen Verlusten behaftet. Der alternative Pfad wandelt die mechanische Leistung des Verbrennungsmotors über den Generator zunächst in elektrische Leistung und anschließend über die an der Vorderachse platzierte elektrische Maschine wieder in mechanische Leistung um. Auch in diesem Pfad treten aufgrund der doppelten Energiewandlung signifikante Verluste auf.

2.2.3 Anwendungsbeispiele mit seriellem Hybridantrieb

Ein weiteres Hybridkonzept, welches im Powersports-Markt bereits vertreten ist, ist der serielle Hybrid, wie in Abbildung 2.3 c dargestellt. Dieses Hybridkonzept wird aktuell von zwei Herstellern verfolgt. Segway entwickelt ein serielles Hybridsystem mit einer Antriebsleistung von 144 kW, wobei der Verbrennungsmotor in Verbindung mit dem Generator eine Leistung von 80 kW bereitstellen kann. [42] Die Firma Christini nutzt einen kleinen Verbrennungsmotor mit einer Leistung von 5 kW als Range-Extender für ein elektrisch angetriebenes ATV. Hierbei handelt es sich jedoch um eine Umbaulösung für ein rein elektrisch angetriebenes ATV. [43]

2.3 Betriebsstrategien hybrider Fahrzeugantriebe

Zentrale Aufgabe der Betriebsstrategie ist eine möglichst effiziente Bereitstellung der durch den Fahrer angeforderten Radleistung. Dabei verfügen Hybridantriebe aufgrund des zweiten Energiewandlungspfades verglichen mit konventionellen Antrieben über mehr Freiheitsgrade,

welche zur Leistungserzeugung genutzt werden können. Ziel ist hierbei in der Regel die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Einhaltung weiterer Randbedingungen von Fahrkomfort, Ladungsmanagement der Batterie oder Emissionsgesetzgebung. Typischerweise stehen die zu optimierenden Kriterien in einem Zielkonflikt zueinander. [44] Zur Auflösung dieser Problematik wurden verschiedene Methoden entwickelt. Abbildung 2.4 gibt einen Einblick der in Industrie und Forschung untersuchten Ansätze zur Steuerung von Hybridantrieben in Kraftfahrzeugen.

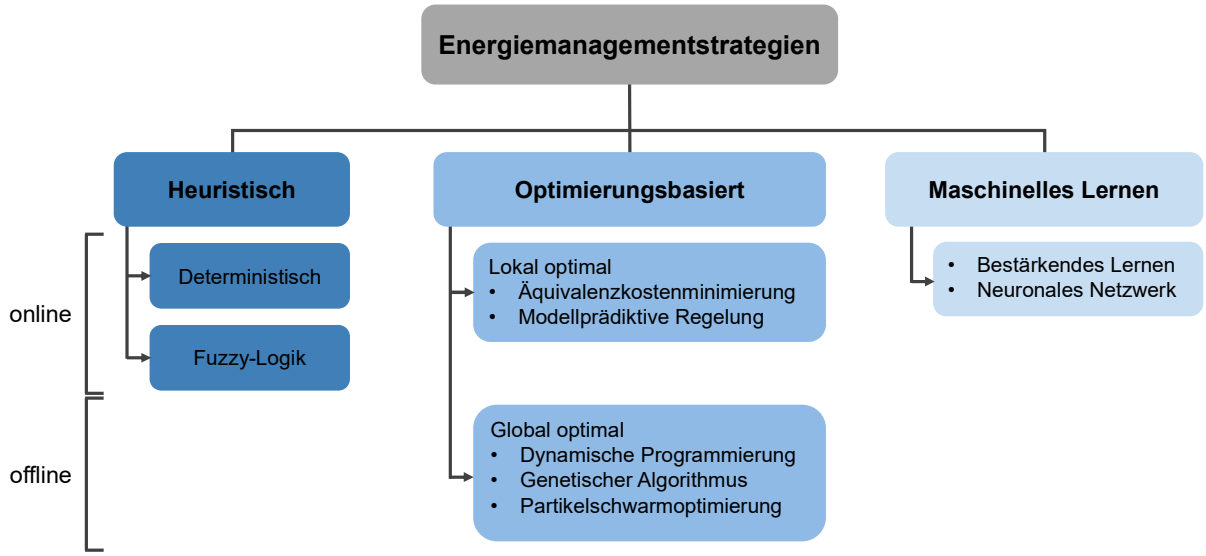


Abbildung 2.4: Einteilung gebräuchlicher Betriebsstrategien für Hybridantriebe in Kraftfahrzeugen nach [45 bis 47]

Grundsätzlich lassen sich Betriebsstrategien für Hybridantriebe basierend auf der Methode zur Berechnung des auszuwählenden Betriebspunktes in global optimale, lokal optimale und heuristische Ansätze unterteilen. Eine zweite Einteilung kann über die Kenntnis des bevorstehenden Fahrprofils erfolgen. „Offline“ oder nicht-kausale Betriebsstrategien benötigen Informationen über den bevorstehenden Fahrverlauf. Ist kein a-priori-Wissen vorhanden müssen „online“ oder kausale Betriebsstrategien verwenden werden. [46, 48]

Global optimale Betriebsstrategien sind dabei immer den nicht-kausalen Betriebsstrategien zuzuordnen. Lokal optimale und heuristische Betriebsstrategien sind nicht zwangsläufig auf a-priori-Wissen des Fahrprofils angewiesen. [47]

Nachfolgend sollen einige der Abbildung 2.4 aufgeführten Ansätze erläutert werden.

2.3.1 Global optimale Betriebsstrategien

Bei der Entwicklung der Betriebsstrategie eines Hybridantriebstranges sind die zu lösenden

Optimierungsprobleme meist komplex und können als „Nicht Lineares Programm“ formuliert werden. Zur Bestimmung einer global optimalen Lösung wird häufig das Prinzip der dynamischen Programmierung (kurz DP) verwendet [49]. DP ist eine numerische Methodik zur Lösung von Optimierungsproblemem. Die Methode wurde in den frühen 1950er Jahren maßgeblich durch Richard Bellman entwickelt und kann auf verschiedenste Optimierungsprobleme angewendet werden [50, 51]. Dabei wird das Optimierungsproblem in eine Abfolge kleinerer Teilprobleme mit diskreten Zeitschritten sowie Zustands- und Steuergrößen unterteilt. Die vorwärtsgerichtete DP löst das Optimierungsproblem, indem für jeden Zeitschritt beginnend vom aktuellen Zeitschritt jede mögliche Steuerungsvariante berechnet und die optimale Lösung identifiziert wird. Analog dazu beginnt die rückwärtsgerichtete DP mit der Berechnung des letzten Zeitschrittes. Nach dem Bellmanschen Optimalitätsprinzip führt eine solche Teilfolge optimaler Stellgrößen zu einer optimalen Stellgrößenfolge für das verbleibende Optimierungsproblem [50, 52].

Dynamische Programmierung garantiert bei einer ausreichend klein gewählten Diskretisierungsschrittweite eine global optimale Lösung des Problems, erfordert jedoch Kenntnis des bevorstehenden Antriebslastprofils, welche im Fahrzeug in der Regel nicht zur Verfügung steht. Hinzu kommt die hohe Rechenleistungsanforderung, da in jedem Zeitschritt alle zulässigen Steuerungsvarianten berechnet werden. Aus diesen Gründen ist DP nicht für den Online-Einsatz in Fahrzeugsteuergeräten geeignet [46].

Dennoch spielt die dynamische Programmierung bei der Entwicklung von Betriebsstrategien eine wichtige Rolle. Häufig wird mit Hilfe der dynamischen Programmierung eine Referenzlösung entwickelt, die als Vergleichsmaßstab für die Implementierung der eingesetzten Betriebsstrategie dient. Ein weiteres Umsetzungsbeispiel für eine Offline-Betriebsstrategie ist die Partikelschwarmoptimierung (kurz PSO), welche ebenfalls a-priori Informationen und eine vergleichsweise hohe Rechenleistung erfordert. [49, 53]

2.3.2 Lokal optimale Betriebsstrategien

Die Umsetzung im Fahrzeug erfordert eine Betriebsstrategie, die ohne a-priori Informationen des bevorstehenden Lastprofils anwendbar ist. Diese kausalen Betriebsstrategien können regel- oder optimierungsbasiert umgesetzt werden. Optimierungsbasierte Ansätze betrachten dabei den Betriebszustand des Antriebs im aktuellen Zeitschritt und können keine global optimale Lösung garantieren. Solche lokal optimalen Betriebsstrategien basieren auf unterschiedlichsten Ansätzen, welche in der Regel die Minimierung einer Kostenfunktion zum Ziel haben.

Äquivalenzkostenminimierung

Bekanntester Vertreter der lokal optimalen Betriebsstrategien ist die Äquivalenzkostenminimierung oder „Equivalent Consumption Minimisation Strategy“ (kurz ECMS). Dabei wird der Verbrauch elektrischer Energie und Kraftstoffmasse gegeneinander abgewogen und versucht den Gesamtenergieverbrauch des Systems über einen Fahrzyklus zu minimieren. Das Hybridsystem dient dabei als Puffer, um besonders ungünstige Betriebspunkte des Verbrennungsmotors zu vermeiden. [52] Um einen Fahrzyklus ladezustandsneutral fahren zu können, muss aus der Batterie entnommene elektrische Leistung wieder durch den Verbrennungsmotor erzeugt werden. Die Kostenfunktion einer ECMS-Strategie

$$J = \dot{m}_B H_u + \alpha P_{El} \qquad \text{Gl 2.1}$$

beinhaltet neben dem Kraftstoffverbrauch multipliziert mit dem Heizwert einen Term für die Leistung des elektrischen Pfades, welche mit einem Äquivalenzfaktor gewichtet wird. Die Kostenfunktion berechnet folglich einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch. Der Äquivalenzfaktor ist dabei ein Maß für den Wert der elektrischen Energie und setzt diese ins Verhältnis zur chemischen Energie die notwendig ist, um den Batteriespeicher über Verbrennungsmotor und elektrischen Antrieb wieder zu füllen. Die Lastverteilung zwischen chemischem und elektrischen Energiewandlungspfad erfolgt unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade sodass die Kostenfunktion instantan minimal wird. Folglich ist die Leistungsverteilung und somit Kraftstoffverbrauch und Optimalität der Betriebsstrategie vom gewählten Äquivalenzfaktor abhängig. Eine global optimale Lösung ist hier nur durch Kenntnis des optimalen Äquivalenzfaktors erreichbar, welche durch eine zusätzliche Optimierungsschleife für einen bekannten Fahrzyklus ermittelt werden kann. Eine Abweichung vom Fahrzyklus führt jedoch dazu, dass der erzielte Kraftstoffverbrauch nicht optimal ist, oder der Ladezustand (engl. State of Charge, kurz SoC) der Batterie nicht aufrechterhalten werden kann [47, 49].

In der praktischen Umsetzung ist der optimale Äquivalenzfaktor aufgrund der fehlenden a-priori-Information nicht bestimmbar. Bei der „Adaptive Equivalent Consumtion Minimisation Strategy“ ist der Äquivalenzfaktor nicht konstant, sondern wird durch ladezustandsabhängige Kennlinien oder P- bzw. PI-Regler an den Fahrzyklus angepasst. Ein hoher Ladezustand resultiert in einem niedrigeren Äquivalenzfaktor, die elektrische Energie wird verglichen mit dem Kraftstoff günstiger und eher genutzt. So kann beispielsweise durch Rekuperation erzeugte elektrische Energie verwendet werden, um Kraftstoff einzusparen. Ein niedriger Ladezustand führt entsprechend zu einem hohen Äquivalenzfaktor, elektrische Energie wird teurer und es wird eher der Verbrennungsmotor genutzt. Dies ermöglicht eine Steuerung des Ladezustands und die Einhaltung eines definierten Soll-Ladezustands ist innerhalb definierter Grenzen möglich. Eine weitere Möglichkeit zur Erweiterung des ECMS-Ansatzes ist die

Aufnahme weiterer Optimierungsziele. Beispielsweise können neben dem Kraftstoffverbrauch auch Schadstoffemissionen oder die zyklische Belastung der Batterie berücksichtigt werden. Hinzugenommene Zielparameter werden dazu in einen äquivalenten Kraftstoffverbrauch umgerechnet und können entsprechend der gewünschten Priorisierung gewichtet werden. [54]

Eine Herausforderung bei der praktischen Implementierung einer ECMS-basierten Betriebsstrategie sind Fahrbarkeit bzw. Fahrkomfort. Insbesondere Lastwechselsituationen mit hohen Drehmomentgradienten können Ruck oder verzögertes Ansprechverhalten zur Folge haben. Auch akustische Phänomene werden von klassischen ECMS-Algorithmen nicht berücksichtigt. Zur Verbesserung des Fahrkomforts kann dieser als zusätzliches Optimierungsziel in die Kostenfunktion aufgenommen oder durch äußere Randbedingungen – beispielsweise in Form heuristischer Regeln – berücksichtigt werden. [55]

Modellprädiktive Regelung

Ein für die Steuerung von Hybridantrieben weitverbreitetes optimierungsbasiertes Regelungsverfahren ist die modellprädiktive Regelung (englisch: model predictive control, kurz: MPC). Sie eignet sich besonders für nichtlineare Anwendungen und Systeme mit Zustands- und/oder Stellgrößenbeschränkungen, die in der Praxis häufig vorzufinden sind. Der zu regelnde Prozess wird durch ein Prozessmodell abgebildet und ermöglicht eine Prädiktion des Verlaufs der Regelgröße über einen gewissen Vorhersagehorizont in Abhängigkeit des aktuellen Systemzustands und der Stellgrößentrajektorie. [56, 57]

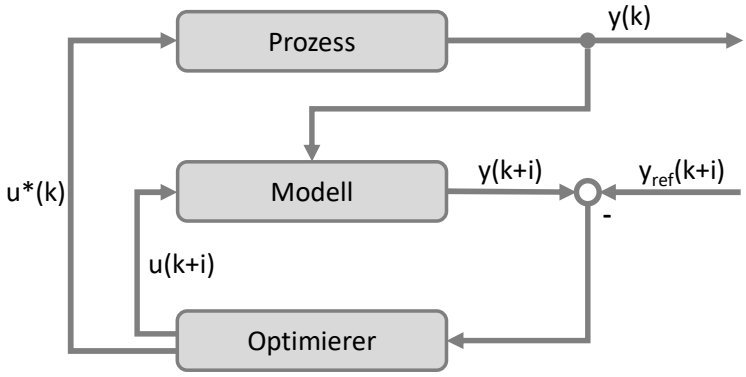


Abbildung 2.5: Aufbau einer modellprädiktiven Regelung nach [58]

Die Optimierung basiert ähnlich wie bei der ECMS auf der Minimierung einer Kostenfunktion. Dazu wird ein Optimierer verwendet, wobei der gewählte Optimierungsalgorithmus von der Art der Kostenfunktion, dem Prozessmodell und den Zustands- und Stellgrößenbeschränkungen abhängt. Der Optimierer erzeugt eine optimale Stellgrößentrajektorie, deren Verlauf die Kostenfunktion minimiert. Nach dem Prinzip des gleitenden Horizonts wird allerdings nur der

erste Wert der Trajektorie gestellt, für die folgenden Zeitschritte wird der Optimierungsprozess unter Berücksichtigung des neuen Systemzustandes wiederholt. Diese Rückführung der Systemantwort in den Regelkreis erlaubt die Kompensation von Modellfehlern und Störungen. [59]

Eine Herausforderung bei der Implementierung einer MPC in die Hybridsteuerung eines Fahrzeugs liegt in der Ermittlung der zur Prädiktion benötigten Stellgrößentrajektorie, da hierzu Informationen zum bevorstehenden Stecken- und Fahrprofil erforderlich sind. Diese können zur Implementierung einer echtzeitfähigen Betriebsstrategie im Fahrzeug beispielsweise aus Navigationsdaten oder durch eine stochastische Analyse vergangener und gegenwärtiger Fahrdaten gewonnen werden. In Fahrzeuganwendungen, die nicht über eine Möglichkeit zur Prädiktion des zukünftigen Lastszenarios verfügen, gestaltet sich die Umsetzung einer MPC als herausfordernd. Beispielsweise zeigt [47], dass die Annahme einer konstanten Lasttrajektorie zu suboptimalen Ergebnissen führt. Weitere Herausforderungen bestehen in der Modellierung des zu regenlnden Systems. Lineare Modelle bilden das System meist nicht mit der erforderlichen Genauigkeit ab, während nichtlineare Modelle einen erhöhten Aufwand bei der Modellierung bedingen. Beim Einsatz in einer Fahrzeugumgebung kann zudem die erforderliche Rechenleistung problematisch sein.

2.3.3 Maschinelles Lernen

Eine weitere Methode, welche nicht direkt den optimierungsbasierten Ansätzen zugeordnet werden, aber dennoch zu optimalen Ergebnissen führen kann, ist das maschinelle Lernen [60]. Maschinelles Lernen umfasst drei Methoden: „Supervised learning“ und „unsupervised learning“ also überwachtes und unüberwachtes Lernen, sowie das „reinforcement learning“, was sich als bestärkendes Lernen übersetzen lässt [61]. Überwachtes Lernen wird beispielsweise verwendet, um Klassifikation oder Regressionsanalysen durchzuführen. Zum Training eines solchen Modells werden gelabelte Datensätze benötigt, die einem Eingangswert einen passenden Ausgangswert zuweisen. Unüberwachtes Lernen benötigt keine gelabelten Eingangsdaten und zielt darauf ab, selbstständig Ähnlichkeiten innerhalb der Eingangsdaten zu erkennen und ein statistisches Modell zur Einteilung in Kategorien zu erzeugen. [62] Reinforcement learning ermöglicht dem lernenden System, das als Agent bezeichnet wird, durch Interaktion mit seiner Umgebung zu lernen. Dabei erhält der Agent eine Rückmeldung in Form von Belohnungen oder Bestrafungen in Abhängigkeit der Auswirkungen seiner Entscheidungen auf die Umgebung. So kann der Agent aus eigenen Erfahrungen lernen und seine Entscheidungen verbessern, ohne dabei vorab Informationen zu seiner Umgebung

zu benötigen. [63]

Zur Steuerung von Hybridantrieben eignet sich aufgrund der Fähigkeit Entscheidungen zu treffen und diese stetig zu optimieren weiterhin das „Reinforcement Learning“. Der Agent wird dabei mit Hilfe eines Simulationsmodells trainiert, welches getroffene Entscheidungen umsetzt und basierend auf dem Einfluss auf die Umgebung eine Belohnung bestimmt. [64 bis 66] Wird beispielsweise das Ziel verfolgt, den Kraftstoffverbrauch des Antriebs zu optimieren, wird eine Belohnungsfunktion einen geringen Kraftstoffverbrauch belohnen, während hohe Verbräuche zu einer Bestrafung führen. Die Methode lässt sich auf unterschiedlichste Antriebsstrangtopologien oder Optimierungskriterien anwenden. Dazu kann die Belohnungsfunktion um beliebige Kriterien erweitert werden. [66, 67] So können neben dem Kraftstoffverbrauch parallel zusätzliche Parameter wie beispielsweise der Ladezustand der Batterie oder auch Fahrbarkeitskennwerte optimiert werden.

Während bei der modellprädiktiven Regelung Informationen zum bevorstehenden Fahrprofil erforderlich sind, um eine optimale Steuerung des Antriebs zu erzielen, ist „reinforcement learning“ bei einer ausreichend großen Menge an Trainingsdaten ohne a-priori-Wissen in der Lage eine optimale Stellgrößentrajektorie zu ermitteln [68]. Informationen zu Fahrprofil, Verkehrsaufkommen oder Ampelschaltungen können dennoch genutzt werden, um neben der Leistungsverteilung innerhalb des Antriebs auch die Längsführung zu optimieren. [69, 70] Auch die Kombination mit anderen Betriebsstrategieansätzen wie beispielsweise ECMS ist möglich [71].

Herausforderungen bei der Implementierung einer „reinforcement learning“ basierten Betriebsstrategie ist häufig die Erstellung einer hinreichend genauen und gleichzeitig schnell ausführbaren Simulationsumgebung. Bei der Gestaltung des Agenten muss ein Gleichgewicht aus Erkundung des Lösungsraumes und der Stabilität der erlernten Erfahrungen gefunden werden. [72] Ein weiteres Problem stellt eine echtzeitfähige Implementierung in das Fahrzeugsteuergerät dar. Hier kann beispielsweise die Nutzung neuronaler Netze – das sogenannte „deep reinforcement learning“ – helfen, den Rechenleistungsbedarf zu reduzieren [72].

2.3.4 Heuristische Betriebsstrategien

Die meisten der in Serienfahrzeugen umgesetzten Betriebsstrategien basieren auf Heuristiken [52]. Heuristische oder auch regelbasierte Betriebsstrategien treffen Entscheidungen anhand vordefinierter Regeln und Kriterien, die meist in Form von Zustandsautomaten oder Kennfeldern umgesetzt sind [73]. Zustandsautomaten treffen Entscheidungen basierend auf

Übergangsbedingungen, welche einen Zustandswechsel bewirken und werden häufig zur Auswahl verschiedener Betriebszustände des Hybridsystems verwendet. Kennfelder definieren auf Basis verschiedener Eingangsgrößen das Verhalten des Hybridantriebs in Abhängigkeit verschiedener Parameter wie Fahrgeschwindigkeit, Ladezustand oder der Fahrleistungsanforderung. Typischerweise sind die verwendeten Regelwerke hierarchisch aufgebaut. Höher priorisierte Funktionen haben Vorrang vor Regeln mit niederer Priorität. Meist basieren die implementierten Regeln auf Erfahrung, Intuition und Expertenwissen der an der Implementierung beteiligten Ingenieure. Alternativ sind Ansätze zur Ableitung von Regeln aus optimierungsbasierten Betriebsstrategien bekannt. [53]

Die Implementierung der Algorithmen ist vergleichsweise einfach und führt zu einem transparenten und gut verständlichen Steuerungsaufbau. Insbesondere diese Nachvollziehbarkeit ist ein großer Vorteil regelbasierter Betriebsstrategien und trägt maßgeblich zu ihrer Beliebtheit bei. Die Rechenleistungsanforderung an das ausführende Steuergerät ist verglichen mit optimierungsbasierten Betriebsstrategien deutlich reduziert. Regelbasierte Steuerungsansätze eigenen sich aus diesem Grund auch für Anwendungen mit eingeschränkter Rechenleistung. [49, 53]

Eine Herausforderung regelbasierter Steuerungen ist, dass jede der implementierten Regeln stets nur eine bestimmte Betriebsbedingung beschreibt. So können Situationen entstehen, die aufgrund fehlender Abdeckung nicht adäquat gehandhabt werden können. Um die Robustheit einer regelbasierten Strategie zu steigern, ist der Aufwand zur Implementierung typischerweise vergleichsweise hoch und umfasst neben der Entwicklung der Regeln auch die Kalibrierung für die jeweilige Zielanwendung. Darüber hinaus sind regelbasierte Betriebsstrategien stets suboptimal. Es gelingt meist nicht das volle Potential zur Kraftstoffeinsparung eines Hybridantriebs auszunutzen. [74]

2.3.5 Fuzzy-Logik

Eine Möglichkeit unscharf formulierte Regeln oder Zusammenhänge innerhalb eines regelbasierten Modellansatzes umzusetzen ist die Fuzzy-Logik, welche auf Lofti Zadeh zurückgeht [75]. Verglichen mit scharfen Modellierungsansätzen kann eine deutliche Reduktion der Komplexität erreicht werden. Trotz der unscharfen Modellierung müssen Fuzzy-Regler scharfe Eingaben verarbeiten und scharfe Ausgabewerte bestimmen. Dazu werden sogenannte Fuzzy-Mengen als Teil einer Grundmenge eingeführt. Die Grundmengen bezeichnen Ein- und Ausgangsgrößen eines Fuzzy-Reglers wie beispielsweise den Ladezustand der Batterie, oder das angeforderte Drehmoment der elektrischen Maschine. [75] Die Grundmenge wird in

unscharfe Mengen unterteilt, denen ein Element zugeordnet sein kann. Einem Element wird dabei durch die Einführung von Zugehörigkeitsfunktionen eine graduelle Zugehörigkeit zugewiesen. Ein Zugehörigkeitswert von 0 bedeutet, dass das Element nicht Teil der Fuzzy-Menge ist, eine 1 hingegen zeigt eine volle Zugehörigkeit an. Den Fuzzy-Mengen werden linguistische Terme zugeordnet. Abbildung 2.6 zeigt eine exemplarische Partitionierung des Batterieladezustands in fünf Fuzzy-Mengen und die Zuordnung linguistischer Bezeichnungen. Dieser Prozess wird als Fuzzifizierung bezeichnet [76, 77].

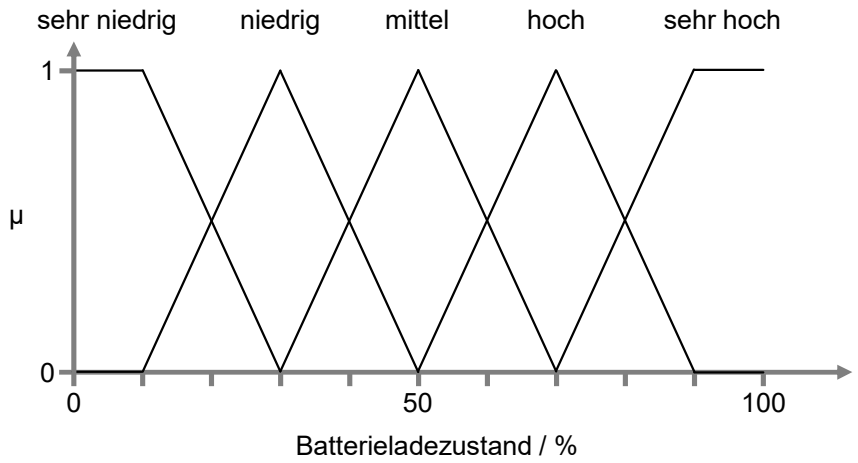


Abbildung 2.6: Partitionierung des Batterieladezustands in Fuzzy-Mengen

Die Verknüpfung zwischen Ein- und Ausgangsgrößen erfolgt durch linguistische Wenn-dann-Regeln. Die Verarbeitung dieser Regeln lässt sich als Matrix darstellen und erzeugt beispielsweise für zwei Eingangswerte einen Ausgangswert. Eine linguistische Regel könnte lauten: „Ist der Ladezustand niedrig und die Last des Verbrennungsmotors mittel, erhöhe die Ladeleistungsanforderung.“ Für jede dieser Regeln wird der Erfüllungsgrad der möglichen Ergebnisse ermittelt. Ein sogenannter Akkumulationsoperator fasst die Einzelergebnisse der Regeln zu einem Gesamtergebnis zusammen. Anschließend muss das Ergebnis in scharfe Ausgangswerte transformiert werden. Dieser Prozess wird als Defuzzifizierung bezeichnet. [77]

Fuzzy-Logik hat den Vorteil einer leichten Verständlichkeit und kann Wissen und Erfahrung der Ingenieure direkt umsetzen. Die Möglichkeit fließende Übergänge zwischen Betriebszuständen zu implementieren erhöht die Robustheit. Nachteilig ist, dass zur Erzielung guter Ergebnisse eine große Menge an Zugehörigkeitsfunktionen und Regeln definiert werden muss [75]. Dies erhöht den Aufwand für Implementierung und Kalibrierung.

3 ePGS Antriebskonzept

Der in Rahmen dieser Arbeit untersuchte Hybridantrieb basiert auf einem Planetengetriebe, welches die Verbindung zwischen Verbrennungsmotor, elektrischem Antrieb und dem Abtrieb darstellt. Diese Antriebskonfiguration ist für Hybridantriebe weit verbreitet. So nutzt beispielsweise der Hybrid-Synergy-Drive (kurz HSD) von Toyota ein Planetengetriebe zur Kopplung der Energiewandler mit dem Abtrieb. Hierbei handelt es sich um einen leistungsverzweigten Hybrid, welcher über eine zweite elektrische Maschine am Abtrieb verfügt und über diese rein elektrisches Fahren, sowie die freie Einstellung des Lastpunktes des Verbrennungsmotors ermöglicht. [78] Mit einem Absatz von mehr als 3,4 Millionen Vollhybridfahrzeugen im Jahr 2023 ist der HSD der erfolgreichste Hybridantrieb im Automobilmarkt. [79]

Eine reduzierte Form eines auf Planetengetriebe basierenden Hybridantriebs wurde im Jahr 2004 durch die FEV Motorentechnik GmbH zum Patent angemeldet. Hierbei handelt es sich um einen Parallelhybrid, da er im Gegensatz zum HSD nicht über eine zweite elektrische Maschine und somit über keinen zweiten Energiewandlungspfad verfügt. Die elektrische Maschine dient hier in erster Linie als Anfahrelement und stufenloses Getriebe, welches die Drehzahl des Verbrennungsmotors unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit variieren kann. Ein Freilauf auf der Kurbelwelle ermöglicht einen rein elektrischen Betrieb bei stehendem Verbrennungsmotor. Um eine höhere Getriebespreizung zu erreichen wird das Hybridsystem mit einem weiteren Automatikgetriebe kombiniert, das mit Hilfe einer Überbrückungskupplung direkt an den Verbrennungsmotor gekoppelt werden kann [80]. Der Antrieb wurde vom chinesischen Automobilhersteller Chery unter anderem im Modell Arrizo 7e in der Serienproduktion eingesetzt. [81, 82]

Gegenstand dieser Arbeit ist eine von diesem Hybridantrieb abgeleitete Variante, welche auf ein nachgeschaltetes Automatikgetriebe verzichtet. Um dennoch eine hohe Getriebespreizung zu erreichen wird eine Fliehkraftkupplung eingesetzt, die zwei Wellen des Planetengetriebes drehfest miteinander verbindet und eine direkte Leistungsübertragung von Verbrennungskraftmaschine und elektrischer Maschine auf den Abtrieb ermöglicht. Im Folgenden soll auf den Aufbau dieses Antriebs, die umsetzbaren Funktionalitäten, sowie die Umsetzung im Erprobungsfahrzeug, welches die Basis der praktischen Untersuchung dieser Arbeit bildet, eingegangen werden.

3.1 Mechanischer Aufbau des Hybridantriebs

Ein einstufiges Umlaufrädergetriebe bildet den Kern des im Folgenden als ePGS bezeichneten Hybridantriebs. Dieses wird als Überlagerungsgetriebe eingesetzt und stellt die mechanische Verbindung zwischen Verbrennungsmotor, elektrischer Maschine und Abtriebswelle dar. Dabei ist der Verbrennungsmotor mit der Sonnenwelle des Planetengetriebes, die elektrische Maschine mit dem Hohlrad und der Abtrieb mit dem Planetenträger verbunden. Abbildung 3.1 zeigt schematisch den Aufbau des Hybridantriebs.

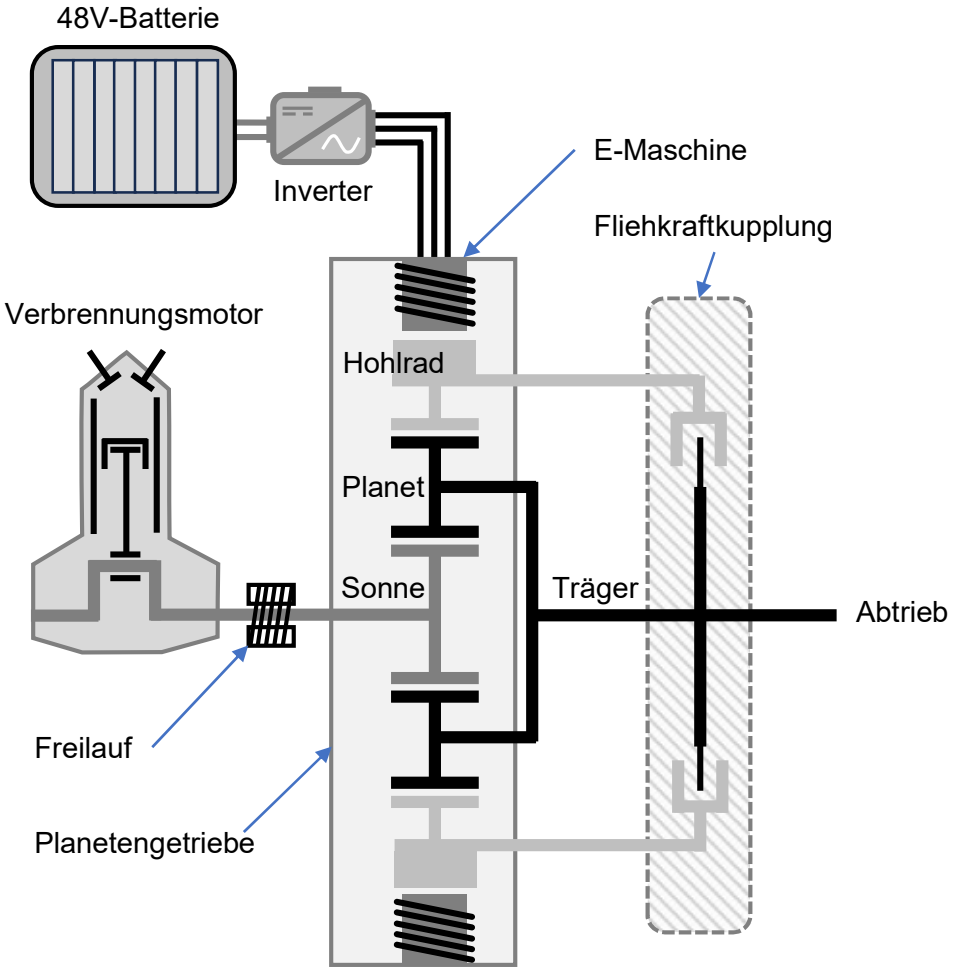


Abbildung 3.1: Mechanischer Aufbau des ePGS-Hybridantriebs

Charakterisierende Größe eines einstufigen Umlaufrädergetriebes ist die Standübersetzung i_0, welche das Drehzahlverhältnis eines Standgetriebes – eines Planetengetriebes mit feststehendem Planetenträger – zwischen Hohlrad und Sonnenrad angibt. Diese lässt sich entsprechend der Gl 3.1 auf Basis der Zähnezahlen berechnen. Bei einfachen, einstufigen Planetengetrieben drehen bei feststehendem Planetenträger Sonnen- und Hohlrad in entgegengesetzter Richtung. Entsprechend ist auch die Standübersetzung negativ.

$$i_0 = -\frac{z_H}{z_S} = \frac{n_S}{n_H} \quad \text{Gl 3.1}$$

Die Kinematik eines Planetengetriebes ist, unabhängig davon, ob eine der Wellen festgesetzt wird, stets durch die Willis-Gleichung charakterisiert. Sind zwei Drehzahlen bekannt, kann die verbleibende Drehzahl entsprechend Gl 3.2 berechnet werden.

$$n_S - i_0 n_H - (1 - i_0) n_T = 0 \quad \text{Gl 3.2}$$

Die Summe der Drehmomente eines Planetengetriebes muss im Falle eines stationären Betriebes gleich Null sein.

$$M_S + M_T + M_H = 0 \quad \text{Gl 3.3}$$

Das Verhältnis der Drehmomente an den Wellen ergibt sich aus einer Leistungsbilanz um das Getriebe. Geht man vereinfachend von einem verlustfreien Betrieb aus, ergibt sich folgende Leistungsbilanz:

$$P_S + P_T + P_H = 0 \quad \text{Gl 3.4}$$

$$M_H = -i_0 M_S \quad \text{Gl 3.5}$$

$$M_T = -(1 - i_0) M_S \quad \text{Gl 3.6}$$

$$M_T = M_H \frac{1 - i_0}{i_0} \quad \text{Gl 3.7}$$

Im stationären Belastungszustand sind die Drehmomente entsprechend der Verhältnisse Gl 3.5, Gl 3.6 und Gl 3.7 charakterisiert. Eine Abweichung dieses Belastungszustands resultiert in einer Drehzahländerung von mindestens zwei Getriebewellen. Das Drehmoment ist dabei am Planetenträger am höchsten und entspricht der Summe der Drehmomente an Sonnenrad und Hohlrad, wodurch sich diese Welle besonders für den Abtrieb eignet. [83, 84]

Die Richtungsdefinition, welche für die Betrachtungen dieser Arbeit genutzt werden soll, orientiert sich am Verbrennungsmotor. Dreht eine Welle in Drehrichtung der VKM wird ihr ein positives Vorzeichen zugewiesen. Andernfalls ist die Drehzahl negativ.

Das Planetengetriebe wird durch zwei passive Aktuatoren ergänzt. Ein Freilauf ermöglicht dem Hybridantrieb rein elektrisches Fahren. Dieser ist direkt mit der Kurbelwelle verbunden und verhindert, dass diese entgegen der beabsichtigten Drehrichtung rotiert. Dabei stützt der Freilauf während des rein elektrischen Betriebs das Drehmoment, welches am Sonnenrad nach Gl 3.5 anliegt, gegen das Gehäuse ab.

Zusätzlich ist eine Fliehkraftkupplung installiert, die das Planetengetriebe bei hohen Geschwindigkeiten verblockt und damit einen direkten Durchtrieb von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine auf den Abtrieb ermöglicht. Obwohl der Wirkungsgrad moderner

Planetengetriebe vergleichsweise hoch ist, können so Wandlungsverluste vermieden werden [85].

Abbildung 3.1 zeigt die Positionierung der Fliehkraftkupplung zwischen Planetenträger und Hohlrad. Die Kupplungsnabe ist auf dem Planetenträger befestigt und dreht sich entsprechend mit einer zur Fahrgeschwindigkeit proportionalen Drehzahl. Bei steigender Drehzahl erreicht die Fliehkraftkupplung ihren Einschaltpunkt. Dabei werden die Fliehbacken mit den Reibelementen an die Kupplungsglocke angelegt und bauen eine reibschlüssige Verbindung auf. Die Kupplungsglocke ist mit dem Hohlrad verbunden, welches wiederum mit der elektrischen Maschine gekoppelt ist.

Bei einer Beschleunigung des Fahrzeugs und damit einhergehend einer Steigerung der Abtriebsdrehzahl steigen Reibkraft und damit das über die Kupplung übertragbare Drehmoment an. Übersteigt das Kupplungsmoment das Differenzmoment zwischen der aktuellen Belastungsituation an Planetenträger und Hohlrad und der Gleichgewichtsbelastung die sich nach Gl 3.7 ergibt, kommt es zu einer Synchronisation der Drehzahlen der beiden Wellen. Entsprechend Gl 3.6 wird dabei auch die Sonnenwelle synchronisiert.

Die Synchronisation führt zum Synchronbetrieb des Planetengetriebes. Eine Relativbewegung der Wellen zueinander ist nicht mehr möglich. Sofern die Drehmomentkapazität der Kupplung größer ist als das Differenzmoment, welches durch VKM und EM aufgebaut wird, wird das Drehmoment beider Energiewandler auf den Abtrieb übertragen. Verzögert das Fahrzeug sinkt die Drehzahl am Planetenträger und in der Folge die Drehmomentkapazität der Kupplung. Wird nun die Drehmomentkapazität überschritten, öffnet die Kupplung und das Planetengetriebe befindet sich wieder im Drei-Wellen-Betrieb.

3.2 Funktionsweise des Hybridantriebs

Der in Kapitel 3.1 erläuterte mechanische Aufbau erlaubt durch den Einsatz von Freilauf und Fliehkraftkupplung drei grundlegend unterschiedliche Betriebsmodi. Die grundlegende Funktionsweise der Betriebsmodi soll im Folgenden detailliert erläutert werden.

3.2.1 Elektrisches Fahren

Wie einleitend bereits erläutert kann der Antrieb in einem rein elektrischen Betriebsmodus (Electric Drive Mode, kurz EDM) verwendet werden. Das Abtriebsdrehmoment wird dabei direkt durch die elektrische Maschine gemäß Gl 3.7 aufgeprägt. Dazu muss an der Kurbelwelle

ein Drehmoment nach Gl 3.5 bereitgestellt werden. Diese Aufgabe übernimmt der Freilauf, welcher als Rücklaufsperre verwendet wird, während bei stehendem Verbrennungsmotor eine Rückwärtsdrehung der Kurbelwelle verhindert und das anliegende Drehmoment gegen das Gehäuse abstützt wird. Das Planetengetriebe wird folglich im Zwei-Wellen-Betrieb verwendet. Verglichen mit dem Hybridmodus ist im rein elektrischen Betrieb bei stehendem Fahrzeug das gleiche oder sogar ein höheres maximales Abtriebsdrehmoment erreichbar, falls die elektrische Maschine über eine Drehmomentreserve verfügt, welche für den Hybridbetrieb nicht erforderlich ist. Abbildung 3.2 zeigt den Betriebszustand des Planetengetriebes beim rein elektrischen Betrieb. Die Darstellung ist eine Visualisierung der Willis-Gleichung. Auf der Y-Achse wird dabei die Drehzahl der Wellen des Planetengetriebes dargestellt. Die Abstände auf der X-Achse entsprechen den geometrischen Verhältnissen im Planetengetriebe. Die Drehzahlrelation wird dabei stets durch eine Grade charakterisiert.

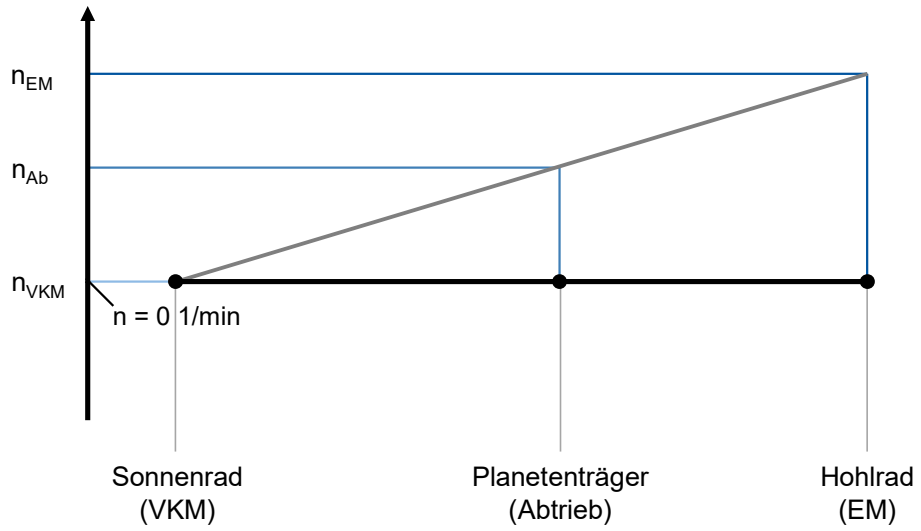


Abbildung 3.2: Betriebszustand des Planetengetriebes im EDM

Bei Verzögerung des Fahrzeugs kann eine Rekuperationsfunktion eingesetzt werden, um einen Teil der kinetischen Energie zurückzugewinnen. Dies ist jedoch durch das Losbrechmoment des Verbrennungsmotors limitiert, da dieser bei hohen Drehmomenten in negativer Richtung angeschleppt wird.

Ab Erreichen der Einschaltdrehzahl der Fliehkraftkupplung ist ein rein elektrischer Betrieb nicht mehr umsetzbar. Die zum Beschleunigen eingebrachte Leistung wird durch die Kupplung zunächst in Wärme umgewandelt. Ist die elektrische Maschine ausreichend leistungsstark kann das Fahrzeug weiter beschleunigt werden, bis die Kupplungskapazität hoch genug ist, um den Verbrennungsmotor zu starten. Da gleichzeitig die Fahrwiderstände überwunden und das Losbrechmoment des Verbrennungsmotors über die Kupplung übertragen werden müssen, erfordert dieser Betriebsfall ein relativ hohes Drehmoment der elektrischen Maschine

und der Fliehkraftkupplung.

Theoretisch ist im EDM auch ein Rückwärtsgang realisierbar, ohne dazu eine zusätzliche Getriebestufe zu benötigen. Dazu kann mit der elektrischen Maschine, ähnlich wie bei der Rekuperationsfunktion, ein negatives Drehmoment aufgeprägt werden. Auch hier ist zu beachten, dass das resultierende Drehmoment an der Sonnenwelle nicht das Losbrechmoment des Verbrennungsmotors überschreiten sollte, um ein Hochschleppen des Motors zu vermeiden.

3.2.2 Variable Ratio Mode

Bei niedrigen Geschwindigkeiten und hybridem Betrieb befindet sich das Planetengetriebe im Drei-Wellen-Betrieb. Dieser Betriebsmodus ermöglicht, ähnlich dem CVT-Getriebe, eine kontinuierliche Variation des Übersetzungsverhältnisses zwischen Kurbel- und Abtriebswelle. Aus diesem Grund wird dieser Betriebsmodus Variable Ratio Mode (kurz: VRM) genannt. Das am Abtrieb zur Verfügung gestellte Drehmoment wird durch Verbrennungsmotor und elektrische Maschine definiert. Ein stationärer Belastungszustand ergibt sich bei einem Drehmomentgleichgewicht entsprechend Gl 3.3. Abweichungen vom Gleichgewichtszustand führen zu Drehzahländerungen im Planetengetriebe. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Hybridsystem untersucht, welches nicht über eine Schnittstelle zur Steuerung des Drehmoments am Verbrennungsmotor verfügt. Dieses ergibt sich entsprechend der Fahrpedalposition und der im Motorsteuergerät hinterlegten Fahrpedalkennlinie. Damit wird das vom Verbrennungsmotor entwickelte Drehmoment zur Maßgabe für das Abtriebsmoment, welches sich nach Gl 3.6 ergibt.

Die elektrische Maschine wird verwendet, um die Drehzahl des Verbrennungsmotors zu regeln und so Einfluss auf die Leistungsflüsse innerhalb des Hybridsystems zu nehmen. Das stationäre Drehmoment der elektrischen Maschine ergibt sich gemäß Gl 3.5 und ist beim Antreiben des Fahrzeugs stets positiv. Durch Abweichung von diesem Stationärmoment kann die EM-Drehzahl gezielt verändert werden. Aufgrund der hohen Trägheit des Fahrzeugs bleibt die Abtriebsdrehzahl dabei in erster Näherung konstant. Nach Gl 3.2 wird folglich die VKM-Drehzahl verschoben. Abbildung 3.3 zeigt zwei Betriebsfälle des Planetengetriebes bei gleicher Abtriebsgeschwindigkeit. Dabei wird die elektrische Maschine einmal mit positiver Drehzahl und einmal in entgegengesetzter Richtung betrieben.

Daraus ergeben sich verschiedene Grenzfälle, die Einfluss auf die Auslegung des Antriebs nehmen. Beim Anfahren befindet sich der Verbrennungsmotor typischerweise im Leerlauf. Die Abtriebswelle steht still, entsprechend Gl 3.2 ergibt sich zwangsläufig eine negative Drehzahl

der elektrischen Maschine. Da das Drehmoment beim Anfahren ein positives Vorzeichen aufweist, befindet sich die EM in einem generatorischen Quadranten, somit wird bei jedem Anfahrvorgang elektrische Leistung erzeugt, welche in der Batterie zwischengespeichert werden muss.

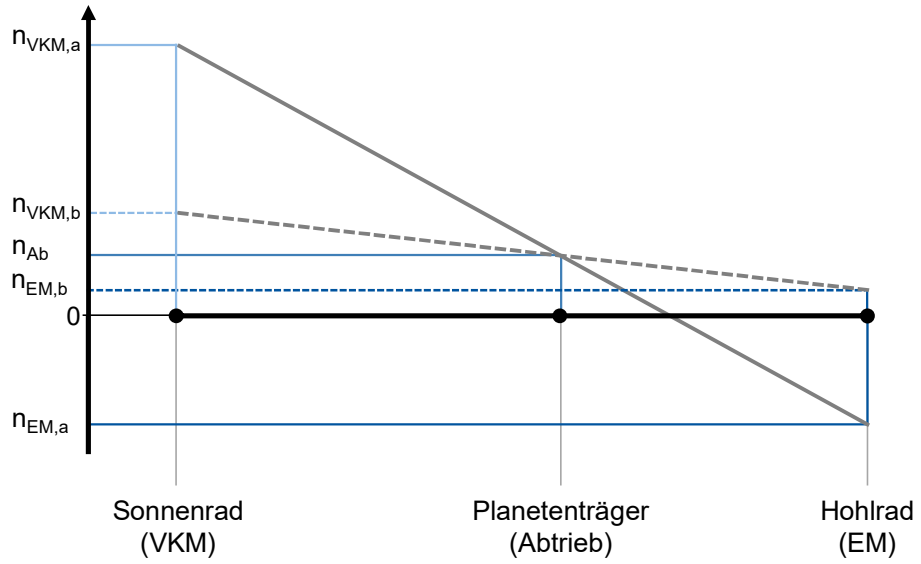


Abbildung 3.3: Darstellung zweier möglicher Betriebszustände des Planetengetriebes im VRM bei konstanter Fahrgeschwindigkeit

Um gezielt elektrische Energie zur Ladung der Batterie zu erzeugen, kann die Drehzahl der elektrischen Maschine in negativer Richtung erhöht werden. Bei einer konstanten Abtriebsdrehzahl führt dies zu einer Steigerung der Verbrennungsmotordrehzahl. Soll die Batterie entladen werden, kann die elektrische Maschine in positiver Drehrichtung betrieben werden. Dies führt zu einer Reduktion der Verbrennungsmotordrehzahl. In beiden Fällen sind die Betriebsgrenzen des Verbrennungsmotors zu berücksichtigen, welche Grenzen für den zulässigen Drehzahlbereich definieren.

Die maximale Verbrennungsmotordrehzahl stellt einen entscheidenden Grenzfall dar, der in der Auslegung des ePGS-Hybridsystems berücksichtigt werden muss. Das Hybridsystem soll bei jeder Fahrzeuggeschwindigkeit dauerhaft operabel sein. Betriebspunkte, die notwendigerweise eine Entladung der Batterie erfordern, sind nicht akzeptabel, da diese nicht dauerhaft aufrecht erhalten werden können. In diesem Fall wäre der Betrieb nur bis zur vollständigen Entladung der Batterie darstellbar und die Betriebsdauer somit von Batteriekapazität und Ladezustand abhängig. Folglich muss jeder Betriebspunkt des VRM mit einer negativ drehenden oder im Grenzfall stillstehenden elektrischen Maschine darstellbar sein. Diese Annahme führt zu einer maximalen Abtriebsdrehzahl für den VRM, welche nicht überschritten werden kann. Diese Randbedingung muss durch die Auslegung des

Hybridsystems berücksichtigt werden. Dies wird in Kapitel 3.3.6 beispielhaft für den untersuchten Versuchsträger erläutert.

Neben der Leistungsbilanzierung kann durch die Variation der VKM-Drehzahl auch Einfluss auf das Fahrverhalten des Fahrzeugs genommen werden. Typischerweise ist das Drehmoment eines Verbrennungsmotors neben der Drosselklappenstellung auch von der Drehzahl abhängig. Insbesondere bei Saugmotoren wird das maximale Drehmoment bei hohen Drehzahlen erreicht [86]. Um das maximale Radmoment zu erreichen, muss der Verbrennungsmotor folglich bei hohen Drehzahlen betrieben werden. Ein kraftstoffverbrauchsoptimaler Betrieb ist in der Regel bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen gegeben [87]. Folglich sollte die Antriebssteuerung situationsabhängig die Drehzahl des Verbrennungsmotors steuern, um einen guten Kompromiss aus Fahrleistung und Effizienz zu erreichen. Wird bei konstanter Drosselklappenstellung die Drehzahl des Verbrennungsmotors variiert, hat dies eine direkte Rückwirkung auf das erzeugte Drehmoment und wirkt sich unmittelbar auf das Fahrverhalten aus. [88]

Auch eine Rekuperationsfunktion ist eingeschränkt möglich. Da zum Abbremsen die Momentenrichtung im Vergleich zum Antrieb umgekehrt werden muss, ist es notwendig die elektrische Maschine bei positiver Drehzahl zu betreiben, um elektrische Leistung in die Batterie zurückzuspeisen. Dies führt zu einer Absenkung der Verbrennungsmotordrehzahl und ist nur bis zur Leerlaufdrehzahl $n_{VKM,LL}$ des Verbrennungsmotors möglich. Wird davon ausgegangen, dass die elektrische Maschine bis zum Stillstand verzögert wird, ergibt sich die minimale Abtriebsdrehzahl bis zu der eine Rekuperationsfunktion umsetzbar ist zu:

$$n_{Ab,VRM,Recu,min} = \frac{n_{VKM,LL}}{(1-i_0)} \qquad \text{Gl 3.8}$$

Das während der Rekuperation am Abtrieb wirkende Drehmoment kann nach Gl 3.6 aus dem Reibmoment des Verbrennungsmotors berechnet werden.

3.2.3 Parallel Drive Mode

Zum Betrieb des Antriebs bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten muss das Planetengetriebe verblockt werden, um einen dauerhaften motorischen Betrieb der elektrischen Maschine zu vermeiden. Unter der Voraussetzung, dass die Drehmomentkapazität der Fliehkraftkupplung das Differenzmoment zwischen Planetenträger und Hohlrad übersteigt, sind die Wellen des Planetengetriebes drehsteif miteinander verbunden. Dieser Betriebsfall wird als Parallel Drive Mode (kurz: PDM) bezeichnet und bietet verschiedene Vorteile, die nachfolgend erläutert werden. Abbildung 3.4 zeigt den Betriebszustand des Planetengetriebes im PDM.

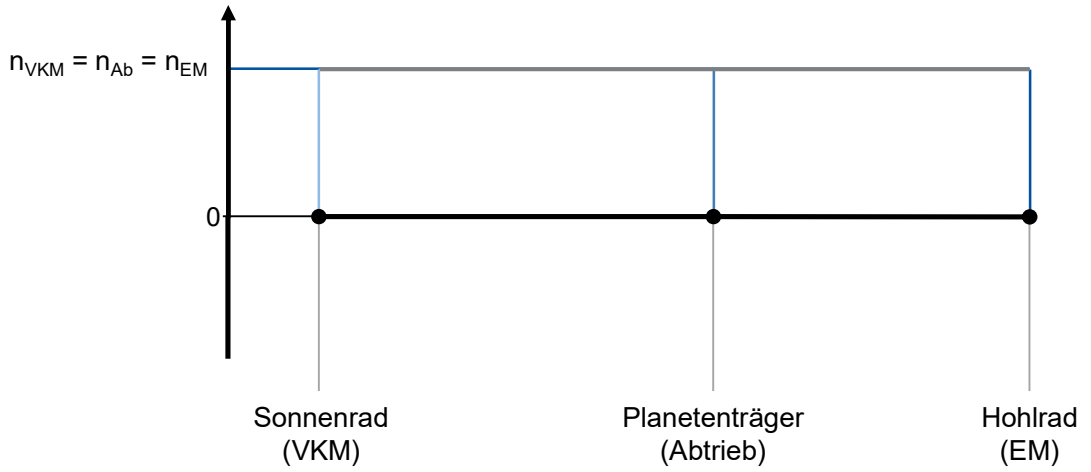


Abbildung 3.4: Darstellung des Betriebszustandes des Planetengetriebes im PDM

Aufgrund der starren Verbindung findet innerhalb des Planetengetriebes keine Drehmoment- bzw. Drehzahlwandlung statt. Dies steigert die Übertragungseffizienz des Antriebs im Vergleich mit dem Drei- und Zwei-Wellen-Betrieb. Sowohl der Verbrennungsmotor als auch die elektrische Maschine können im PDM direkt ein Drehmoment auf die Abtriebswelle aufprägen. Das Abtriebsmoment ergibt sich aus der Summe der beiden Drehmomente. Die von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine gestellten Drehmomente müssen nicht in einem bestimmten Verhältnis zueinander anliegen, Abweichungen vom stationären Belastungszustand des Planetengetriebes werden durch die Fliehkraftkupplung ausgeglichen. Entsprechend können sämtliche Hybridfunktionalitäten analog zu klassischen Parallelhybridtopologien mit Drehmomentaddition umgesetzt werden.

Dies umfasst eine Boost- und Rekuperationsfunktion, welche verglichen mit einem rein verbrennungsmotorischen Betrieb das am Abtrieb gestellte Drehmoment steigert, sowie eine Ladezustandsregelung erlaubt. Insbesondere die Ladezustandsregelung wirkt sich analog zum VRM aufgrund der direkten Abhängigkeit zwischen Fahrpedal und Drosselklappenstellung auf das Fahrverhalten des Fahrzeugs aus. Ein rein elektrischer Betrieb ist aufgrund der drehsteifen Kopplung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten prinzipbedingt nicht möglich.

3.2.4 Motorstart

Für jeden auf Verbrennungsmotoren basierenden Antrieb ist der Motorstart ein besonders kritischer Betriebsfall. Das ePGS bietet dazu verschiedene Startvarianten.

Die einfachste Möglichkeit den Verbrennungsmotor im unbelasteten Zustand zu starten, ist die

Nutzung eines konventionellen Ritzelstarters, sofern ein solcher verbaut ist. Im Stillstand liegt der belastungsfreie Zustand immer dann vor, wenn die elektrische Maschine kein Drehmoment aufprägt. Ein Motorstart mit Hilfe des Ritzelstarters ist auch während der Fahrt möglich. Dazu sollte der Freilauf entlastet werden, da andernfalls zusätzlich zum Losbrechmoment des Verbrennungsmotors das im Freilauf abgestützte Drehmoment der elektrischen Maschine überwunden werden muss.

Neben dem Ritzelstarter kann der Verbrennungsmotor auch mit Hilfe der elektrischen Maschine gestartet werden. Dazu ist das Aufprägen eines Drehmoments entgegen der Antriebsrichtung erforderlich. Dies beschleunigt den Verbrennungsmotor, bedingt aber aufgrund der Drehmomentverhältnisse im Planetengetriebe ein negativ gerichtetes Drehmoment an der Abtriebswelle und führt, sofern nicht durch eine Bremse verhindert, zu einem Zurückrollen des Fahrzeugs. Abbildung 3.5 zeigt die Drehzahl- und Richungsverhältnisse während eines Motorstarts bei gebremstem Abtrieb.

Ein ähnlicher Startvorgang des Verbrennungsmotors ist während der Fahrt im EDM möglich. Auch hier führt der Motorstart zu einem entgegen der Antriebsrichtung anliegenden Drehmoment und somit zu einem Abbremsen des Fahrzeugs. Für den Fahrer ist dies als Ruck spürbar uns sollte nur in Fahrsituationen eingesetzt werden, in denen das Fahrzeug verzögert wird.

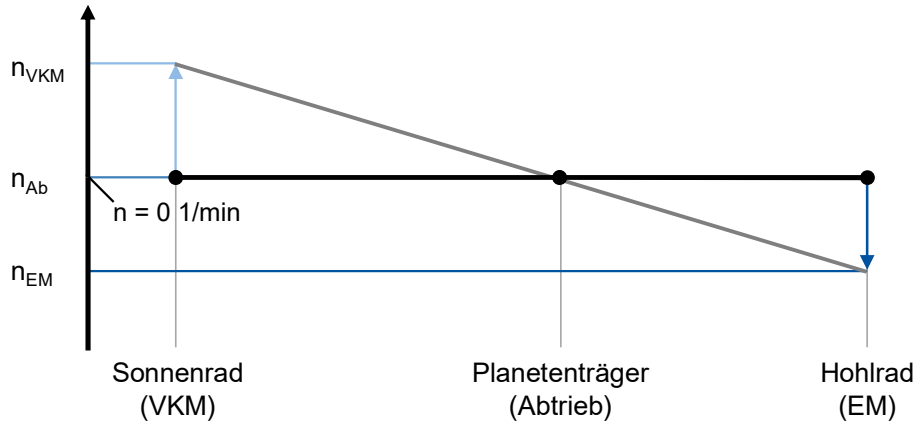


Abbildung 3.5: Darstellung des Betriebszustandes während des Motorstarts

Die dritte Möglichkeit nutzt zum Start des Verbrennungsmotors die Fliehkraftkupplung. Um diese für den Motorstart zu verwenden, muss das Fahrzeug im EDM über die Einkuppeldrehzahl der Fliehkraftkupplung hinaus beschleunigt werden. Die elektrische Maschine muss dabei über eine ausreichende Drehmomentreserve zum Antreiben des Fahrzeugs und gleichzeitig zur Überwindung des Losbrechmoments der VKM verfügen. Dies erfordert bei hohen Einkuppelgeschwindigkeiten eine hohe Leistung der EM und ist

maßgeblich von der Auslegung des Gesamtsystems abhängig.

3.3 Umsetzung im Prototypenfahrzeug

Das im Rahmen dieser Dissertation untersuchte Prototypenfahrzeug basiert auf dem Modell UForce 600 des chinesischen Herstellers CF Moto. Es handelt sich um ein UTV mit einem Verbrennungsmotor der 600 cm^3 Klasse. Der Antriebsstrang des Fahrzeugs besteht aus einem Einzylinder-4-Takt-Motor welcher über ein riemenbasiertes CVT-Getriebe an ein Schaltgetriebe mit Gelände-, Straßen- und Rückwärtsgang gekoppelt ist.

Im Folgenden soll der Verbrennungsmotor des Basisfahrzeugs, der verwendete elektrische Antrieb, die Ausgestaltung des ePGS für diesen Anwendungsfall und die Integration des Hybridantriebs in das Fahrzeug erläutert werden.

3.3.1 Verbrennungsmotor

Bei dem Verbrennungsmotor handelt es sich um einen Einzylinder-Viertakt-Saugottomotor mit 580 cm^3 Hubraum. Er verfügt über vier Ventile, welche über eine zentrale Nockenwelle gesteuert werden. Die Ventilsteuerzeiten sind nicht variabel. Der Motor verfügt über eine elektronische Drosselklappe zur Laststeuerung, sowie über eine Saugrohreinspritzung mit Lambda-Regelung. Die Zündung ist ebenfalls elektronisch gesteuert. Da keine Klopfregelung verbaut ist, ist von einer kennfeldgesteuerten und aus diesem Grund vergleichsweise konservativen – also späten – Einstellung des Zündzeitpunktes auszugehen.

Zur Versorgung des elektrischen Systems des Fahrzeugs ist im Verbrennungsmotor ein 12V-Generator mit einer Leistung von 600 W verbaut. Dieser ist als permanenterregter Außenläufer ausgeführt und sitzt direkt auf der Kurbelwelle. In das Kurbelgehäuse des Verbrennungsmotors ist das Verteilergetriebe integriert, welches die Antriebsleistung über Kardanwellen an das Hinterachsdifferential und das elektrisch zuschaltbare Vorderachsdifferrential weiterleitet. Das Verteilergetriebe beinhaltet neben Parkverriegelung, Neutralgang und Rückwärtsgang zwei Vorwärtsgänge, den L-Gang für langsame Fahrt im Gelände und den H-Gang zur Nutzung höherer Geschwindigkeiten insbesondere auf der Straße. Zwischen Kurbelwelle und der Eingangswelle des Verteilergetriebes ist im Serienantrieb das CVT-Getriebe verbaut. Dieses wird im Rahmen des Prototypenaufbaus durch den ePGS-Hybridantrieb substituiert.

Da der Verbrennungsmotor nicht vermessen werden konnte, wird für die Entwicklung der Betriebsstrategie ein Verbrennungsmotorkennfeld verwendet, welches von einem bekannten

4-Takt-Saugottomotor mit Saugrohreinspritzung abgeleitet und an die Leistungsdaten des hier verwendeten Motors angepasst wurde [35]. Das in der Arbeit verwendete Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors ist in Abbildung 3.6 dargestellt.

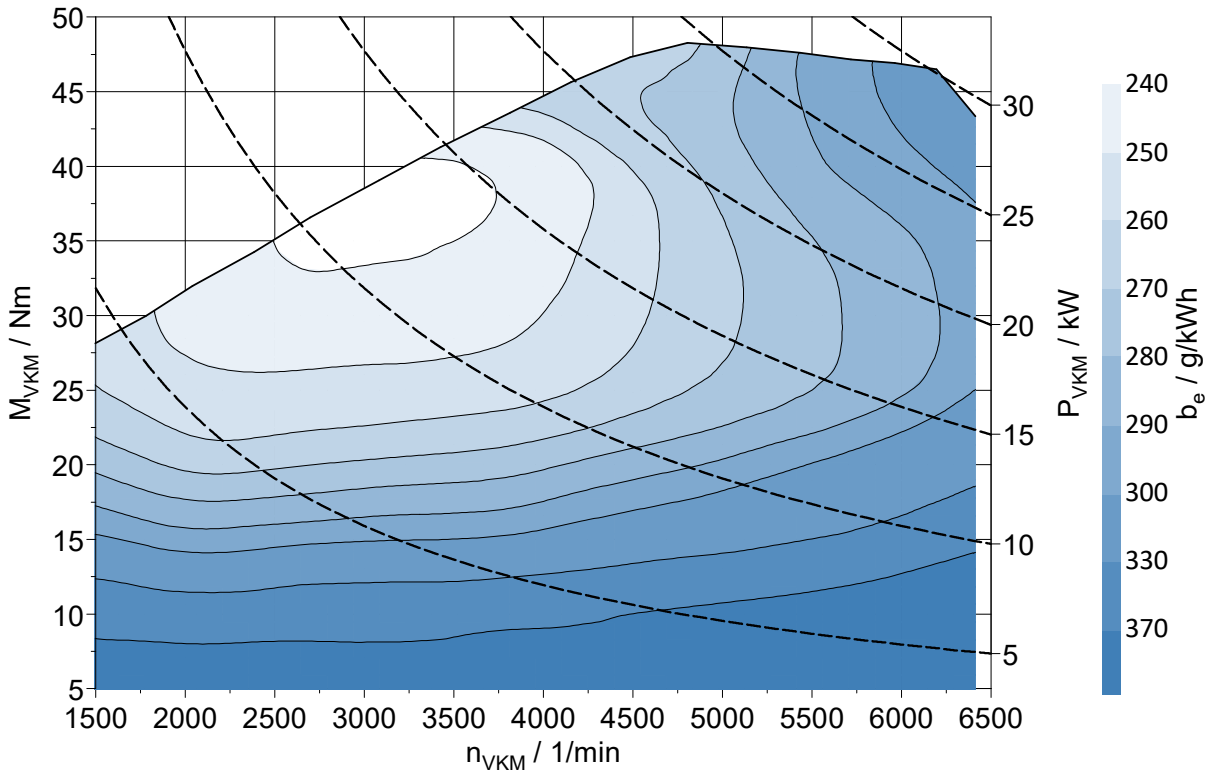


Abbildung 3.6: Angenommenes Effizienzkennfeld des verwendeten Verbrennungsmotors

Der Verbrennungsmotor erzeugt das maximale Drehmoment $M_{VKM,max}$ = 48 Nm bei $n_{VKM,Mmax}$ = 4750 1/min. Die maximale Leistung von $P_{VKM,max}$ = 30 kW wird bei $n_{VKM,Pmax}$ = 6250 1/min erreicht. Der optimale Kraftstoffverbrauch liegt bei mittleren Drehzahlen zwischen 2500 1/min und 3700 1/min nahe der Volllast.

Das angenommene Motorkennfeld weist einen starken Anstieg des Drehmoments von Leerlaufdrehzahl $n_{VKM,LL}$ bis $n_{VKM,Mmax}$ auf. Das erreichbare Drehmoment am Abtrieb des Planetengetriebes ist im VRM also maßgeblich von der eingestellten Drehzahl des Verbrennungsmotors abhängig. Ein in die Motorsteuerung implementierter Drehzahlbegrenzer limitiert die Maximaldrehzahl auf ca. $n_{VKM,max}$ = 7400 1/min. Die Leerlaufdrehzahl liegt nach der Warmlaufphase bei ca. $n_{VKM,LL}$ = 1500 1/min.

Der Verbrennungsmotor wird im konventionellen Antriebsstrang ohne Einsatz eines Torsionsschwingungsdämpfers verwendet. Verschiedene Veröffentlichungen beschreiben einen signifikanten Anstieg der Torsionsschwingungen bei n_{VKM} < 2500 1/min [89 bis 91]. Um torsionsschwingungsbedingte Schäden an der Mechanik von Verbrennungsmotor und

Hybridantrieb zu verhindern, soll der Betriebsbereich zwischen Leerlaufdrehzahl und 2500 1/min nach Möglichkeit nicht verwendet werden. Insbesondere soll kein Betrieb unter Last in diesem Drehzahlfenster erfolgen. Die wichtigsten Daten der VKM sind in Tabelle 3.1: Basisdaten des Verbrennungsmotors zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Basisdaten des Verbrennungsmotors

Drehmoment	48 Nm bei 4750 1/min
Leistung	30 kW bei 6250 1/min
Drehzahlbegrenzung	ca. 7400 1/min
Einspritzung	Saugrohreinspritzung Bosch EFI mit Lambda Regelung
Bohrung x Hub	91 x 89,2 mm
Verdichtungsverhältnis	10,68
Leerlaufdrehzahl	1500 1/min ± 150 1/min
Zündung	Elektronisch geregelt
Kühlung	Wasserkühlung

[92, 93]

3.3.2 Hybridantrieb

Der Aufbau des Hybridantriebs entspricht im Wesentlichen dem in Kapitel 3.1 beschriebenen Prinzip. Ziel bei der Integration des Antriebs ist insbesondere die Erreichung einer kompakten Bauweise bei Verwendung möglichst vieler auf dem Markt verfügbarer Komponenten. Im Folgenden soll auf die Umsetzung des Hybridantriebs im Prototypenfahrzeug eingegangen und die verwendeten Komponenten sowie die Auslegung des Antriebs beschrieben werden.

3.3.3 Elektrischer Antrieb

Bei der verwendeten elektrischen Maschine handelt es sich um einen integrierten Starter Generator (kurz: ISG) von Mercedes-Benz. Dieser wird unter anderem im M256, einem Reihensechszylindermotor, eingesetzt, ist dort in P1-Anordnung verbaut und realisiert verschiedene Hybridfunktionalitäten. Beispielsweise wurde bei der Entwicklung des M256 auf einen Ritzelstarter verzichtet, der Motorstart erfolgt ausschließlich über den ISG. Des Weiteren wird der ISG zur Ausregelung von Drehungleichförmigkeiten, zur Umsetzung einer Boost- und Rekuperationsfunktion, sowie als Generator verwendet [94]. Die EM wird mit einer

Zwischenkreisspannung von U = 48 V betrieben und erreicht eine maximale mechanische Leistung $P_{EM,max,mot}$ = 16 kW und ein maximales Drehmoment von $M_{EM,max,mot}$ = 250 Nm im motorischen Betrieb. Im Generatorbetrieb wird die elektrische Ausgangsleistung ebenfalls mit $P_{EM,max,gen}$ = 16 kW angegeben. Die Maschine verfügt über zwei getrennte 3-Phasen-Systeme, welche ohne Phasenversatz ausgeführt sind. Aufgrund der versatzfreien Anordnung können die beiden 3-Phasen-Systeme parallelgeschaltet und mit einem einzelnen 3-phasigen Inverter angesteuert werden. Eine Herausforderung ist dabei die hohe Polpaarzahl von 12, da hier bei einer mechanischen Drehzahl von 7400 1/min eine elektrische Drehzahl von 88.800 1/min gesteuert werden muss.

Da die originale Leistungselektronik von Mercedes-Benz aufgrund einer fehlenden Schnittstellenbeschreibung nicht verwendet werden kann, wird zur Ansteuerung der elektrischen Maschine der Inverter SL 1060 der Firma Silixcon verwendet. Dieser kann einen maximalen Phasenstrom von $i_{AC,max}$ = 600 A bereitstellen und erreicht mit einer Schaltfrequenz von 20 kHz theoretisch eine maximale elektrische Drehzahl von $n_{Inv,max,el}$ = 100.000 1/min. [95]

Inverter und EM wurden zur Abstimmung an einem E-Maschinen-Prüfstand am Center for mobile Propulsion (kurz CMP) betrieben und vermessen. Die mit dem elektrischen Antrieb erreichbare Leistung ist in Abbildung 3.7 in Form eines Effizienzkennfeldes dargestellt.

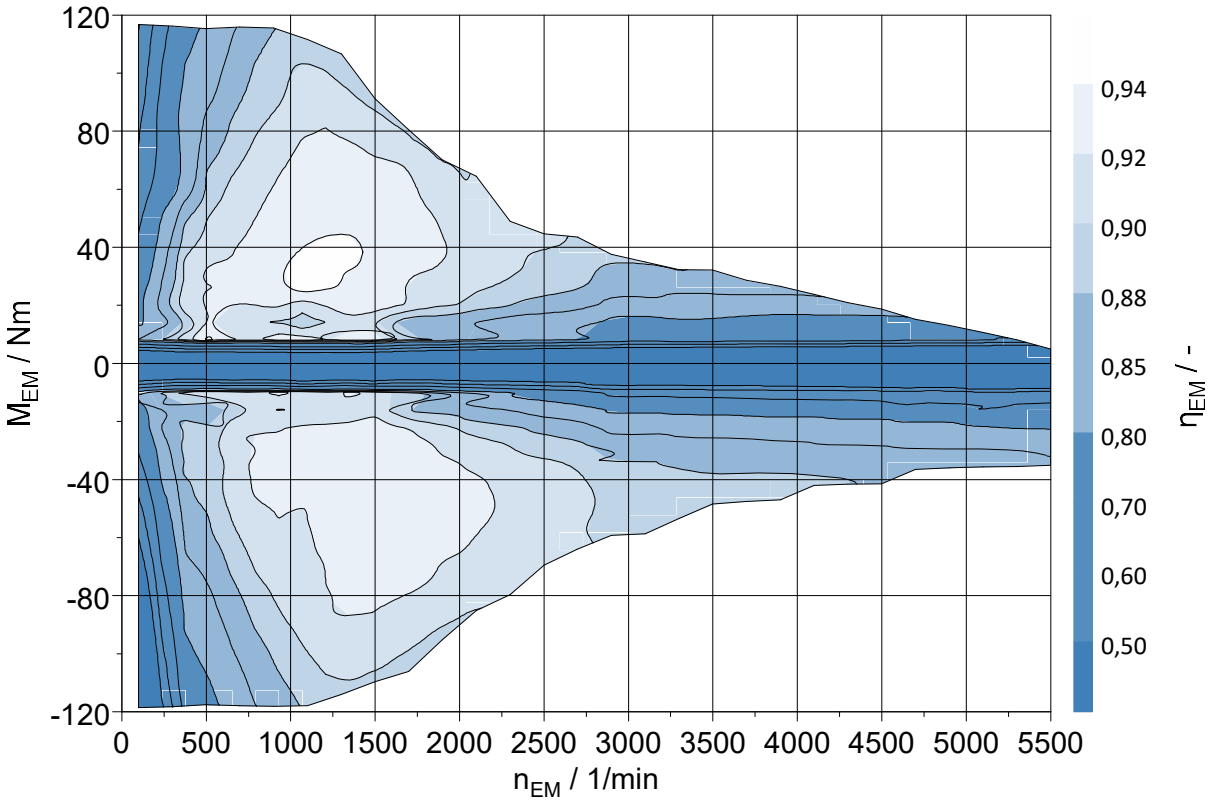


Abbildung 3.7: Effizienzkennfeld des verwendeten elektrischen Antriebs

Die Vermessung des elektrischen Antriebs zeigt, dass im generatorischen Betrieb bis zu hohen Drehzahlen eine mechanische Leistung von knapp $P_{EM,max,gen}$ = 18 kW erreicht werden kann. Im motorischen Betrieb liegt die maximal erreichbare mechanische Leistung bei $P_{EM,max,mot}$ = 14 kW. Diese kann jedoch nur bis zu einer Drehzahl von 2100 /min gehalten werden, bei höheren Drehzahlen sinkt die Leistung ab. Das maximal erzielbare Drehmoment ist mit $M_{EM,max,mot}$ = 117 Nm im motorischen Betrieb und $M_{EM,max,gen}$ = 119 Nm im generatorischen Betrieb deutlich geringer als in der Originalanwendung. Dies ist in der Strombegrenzung der Leistungselektronik begründet, stellt für den Einsatz im ePGS-Hybridantrieb aber kein Hindernis dar, da zur Stützung des Drehmoments des Verbrennungsmotors nicht das volle Drehmoment der Maschine erforderlich ist. Ein sicherer Betrieb des elektrischen Antriebs war am Prüfstand nur bis $n_{EM,max}$ = 5500 1/min möglich, darüber hinaus konnte keine stabile Drehmomentregelung erzielt werden.

3.3.4 Hybrid-Control-Unit

Als Hybridsteuergerät (engl.: Hybrid Control Unit, kurz: HCU) wird im Prototypenfahrzeug ein Steuergerät des Aachener Elektronikherstellers VEMAC GmbH & Co. KG eingesetzt. Das Steuergerät verfügt über ausreichende Schnittstellen, um die geplanten Funktionen im Fahrzeug umsetzen zu können.

Die Entwicklung der Steuerungssoftware erfolgt modellbasiert. Der Hersteller liefert entsprechende Softwarewerkzeuge zur automatisierten Codegenerierung auf Basis eines Matlab/Simulink-Modells, sowie zur Einbindung der notwendigen Schnittstellen.

Ein Kalibrierzugang besteht über das XCP-Protokoll. So können branchenübliche Kalibrierwerkzeuge wie beispielweise ETAS-INCA verwendet werden, um die Parameter der entwickelten Funktionen während des Betriebs zu ändern oder Signale aus der Software zu messen. Werte, die während des Betriebs gemessen oder geändert werden sollen, müssen dazu im Vorfeld als Parameter bzw. Signal angelegt werden.

3.3.5 48V-Batterie

Als elektrischer Speicher für das Hybridsystem wird eine Lithium-Titanat-Batterie verwendet. Lithium-Titanat bietet den Vorteil einer hohen Ladeakzeptanz, was im Kontext des ePGS-Hybridantriebs insbesondere beim Anfahren mit hoher Last erforderlich ist [96]. Die verwendete Batterie verfügt über 20 in Reihe geschaltete Hochleistungszellen des Herstellers Toshiba mit einer Kapazität von 20 Ah. Damit ergibt sich eine Nominalspannung von 48 V und

ein nutzbarer Spannungsbereich von 30-54 V. Der Energieinhalt ist mit 920 Wh für ein Fahrzeug mit rein elektrischem Fahrmodus zwar vergleichsweise gering, dies stellt in der Prototypenanwendung jedoch kein Hindernis dar [97]. Der vom Hersteller definierte nutzbare Kapazitätsbereich liegt bei 75 %, wodurch sich die nutzbare Kapazität auf 690 Wh reduziert.

Die maximale, durch bas Batteriemanagementsystem (kurz BMS) freigegebene, Lade- und Entladeleistung beträgt bis zu $P_{Bat,max}$ = 38 kW, die tatsächliche Belastbarkeit ist stark ladezustands- und temperaturabhängig. Das Betriebstemperaturfenster gibt der Hersteller mit -30 – 60 °C an. Um die Batterie auch bei hohem Energiedurchsatz innerhalb des Temperaturfensters zu betreiben, besteht die Möglichkeit, eine Wasserkühlung anzuschließen. Die Batterie verfügt über interne Schütze und eine eigene Vorladeeinrichtung, welche direkt vom BMS angesteuert werden. Die Kommunikation zur HCU erfolgt über eine CAN-Bus-Schnittstelle und tauscht die wichtigsten Betriebsparameter wie SoC, Spannung, Strom, Temperaturen und aktuelle Betriebsgrenzen aus. Zum Zuschalten der Batterie wird ein Signal über den CAN-Bus gesendet, was zunächst die Vorladeeinrichtung aktiviert und nach Aufladung des Zwischenkreises die Hauptschütze schließt.

3.3.6 Antriebsauslegung

Für das Fahrverhalten des ePGS-Hybridsystems ist neben der Auswahl der Komponenten die Auslegung des Planetengetriebes und der Fliehkraftkupplung von entscheidender Bedeutung. Hierbei ergibt sich stets ein Zielkonflikt aus erzielbarer Maximalgeschwindigkeit im Hybrid- und rein elektrischen Betrieb, sowie dem zur Verfügung stehenden Radmoment. Darüber hinaus stecken die verwendeten Komponenten den Rahmen, in dem die Parameter des Hybridantriebs variiert werden können. Zur Auslegung des ePGS-Hybridantriebs werden im Wesentlichen drei Parameter betrachtet: Die Standübersetzung des Planetengetriebes, die Drehzahl, bei der die Fliehkraftkupplung geschlossen wird, sowie die Übersetzung der Abtriebswelle zu den Rädern. Die optimale Auslegung des Systems ist nicht Gegenstand dieser Arbeit, dennoch soll hier die für das Prototypenfahrzeug gewählte Auslegung und die Motivation zur Wahl der Parameter erläutert werden. Für den Prototypenaufbau des ePGS-Demonstrators wurden folgende Parameter umgesetzt:

Tabelle 3.2: Auslegungsparameter des umgesetzten Hybridsystems

Standübersetzung Planetengetriebe	-1,8
Einschaltdrehzahl der Fliehkraftkupplung	2640 1/min
Übersetzung zur Hinterachse (H-Gang)	8,86

Die Auslegung der Fliehkraftkupplung ist für das Fahrverhalten des Hybridantriebs besonders entscheidend. Maßgeblich für die Wahl einer passenden Einkuppeldrehzahl ist der Verbrennungsmotor. Bei geschlossener Kupplung drehen VKM, EM und Abtrieb mit der gleichen Geschwindigkeit. Der Minimalwert für die Einkuppeldrehzahl ist somit durch die Mindestdrehzahl des Verbrennungsmotors definiert. Der verwendete Einzylindermotor soll, wie in Kapitel 3.3.1 erläutert, zur Vermeidung kritischer Torsionsschwingungen unter Last nicht bei Drehzahlen unter 2500 1/min betrieben werden. Entsprechend sollte die Einkuppeldrehzahl nicht unterhalb von 2500 1/min liegen.

Zur Abstützung des Verbrennungsmotordrehmoments muss die elektrische Maschine entsprechend Gl 3.5 ein Stützmoment aufprägen. Unter Berücksichtigung der maximalen Drehmomente von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine ergibt sich ein maximales $i_{0,max}$ = -2,4 bei dem die elektrische Maschine das Maximalmoment des Verbrennungsmotors abstützen kann.

Die Betrachtung des geometrischen Aufbaus eines Planetengetriebes definiert die untere Grenze für den Bau eines einstufigen Planetengetriebes. Bei i_0 > -1,2 ist zwischen Sonne und Hohlrad nicht ausreichend Platz für die Planeten, was den Aufbau als einstufiges Getriebe verhindert [98].

Eine weitere Bedingung ergibt sich durch eine energetische Betrachtung des elektrischen Antriebs. Das Fahrzeug soll bei jeder Geschwindigkeit betrieben werden können, ohne dabei notwendigerweise die Batterie entladen zu müssen. Andernfalls könnte diese Geschwindigkeit bei entladener Batterie nicht dauerhaft aufrechterhalten werden. Zur Vermeidung einer negativen Ladebilanz der Batterie darf die elektrische Maschine bis zum Erreichen der Einkuppeldrehzahl nicht in positiver Drehrichtung betrieben werden. Somit ergibt sich unter Berücksichtigung der Mindesteinkuppeldrehzahl von 2500 1/min, der maximalen Drehzahl des Verbrennungsmotor von 7400 1/min und Gl 3.2 ein maximales $i_{0,max}$ = -1,96. Eine Steigerung der Einkuppeldrehzahl ist nur bei Verringerung der Standübersetzung möglich.

Das Abtriebsmoment bei geöffneter Kupplung ergibt sich aus dem Verbrennungsmotordrehmoment entsprechend Gl 3.6. Eine Absenkung der Standübersetzung resultiert in einem reduzierten Abtriebsmoment. Um ein möglichst hohes Abtriebsmoment zu erreichen und gleichzeitig bei der Auswahl der Zahnräder auf Standardkomponenten zurückgreifen zu können, wurde die Standübersetzung auf i_0 = -1,8 festgelegt. Die Abtriebsdrehzahl, bei der bei maximaler Verbrennungsmotordrehzahl der Elektromotor steht und somit grade keine elektrische Leistung aufbringen muss, wird im Folgenden als PDM-Basisdrehzahl bezeichnet. Bei der gewählten Auslegung mit i_0 = -1,8 beträgt diese $n_{PDM,B}$ = 2640 1/min.

Der letzte Auslegungsparameter ist die Wahl des Übersetzungsverhältnisses vom Abtrieb zum Rad. Um die Fahrleistungen des Basisfahrzeugs zu erreichen, wurde diese im für den Straßenbetrieb konzipierten H-Gang auf $i_{Ab} = 8{,}86$ festgelegt. Damit ergibt sich eine theoretische Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs von $v_{Fzg,max} = 95$ km/h bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von 7400 1/min. Da die elektrische Maschine am Prüfstand nur bis 5500 1/min stabil betrieben werden konnte, reduziert dies die effektiv nutzbare Maximalgeschwindigkeit auf 70 km/h.

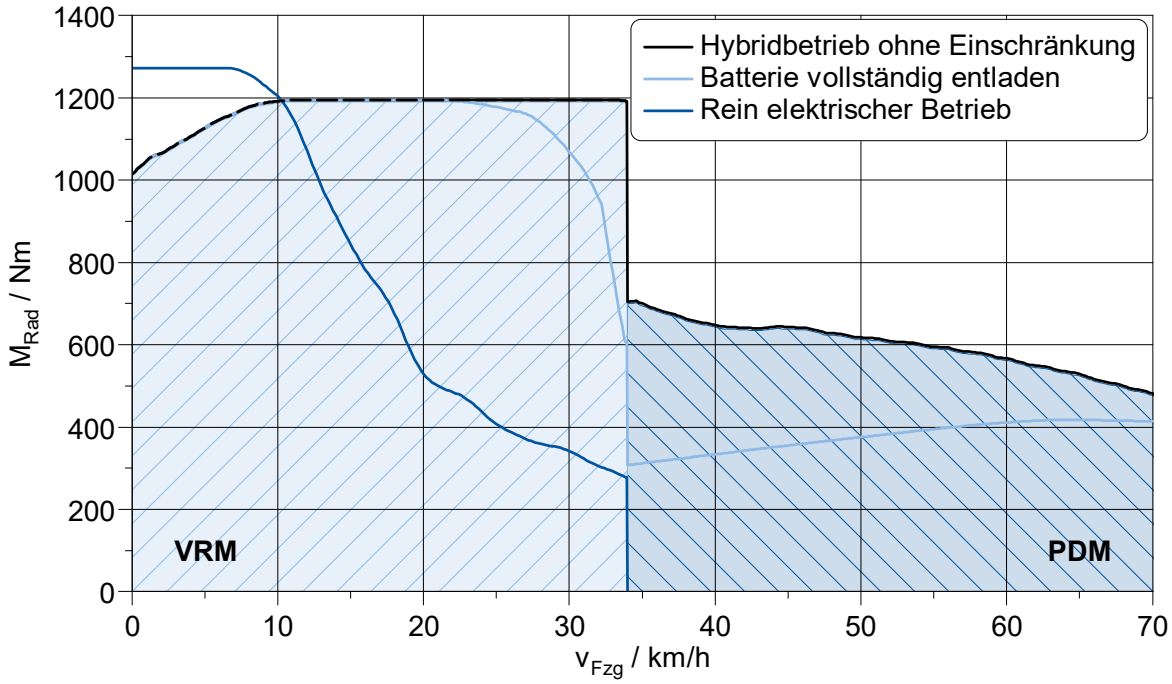


Abbildung 3.8: Betriebsbereiche und Fahrleistungen des ePGS-Hybridantriebs

Abbildung 3.8 zeigt die mit der gewählten Auslegung theoretisch erreichbaren Fahrleistungen des ePGS-Hybridantriebs in Form des Radmoments über der Fahrzeuggeschwindigkeit im H-Gang des Verteilergetriebes.

Im VRM ergibt sich dabei ein konstant hohes Drehmoment, welches über einen Geschwindigkeitsbereich zwischen 10 km/h und 34 km/h aufrechterhalten werden kann. Bei Geschwindigkeiten unter 10 km/h ist der elektrische Antrieb nicht in der Lage das maximale Drehmoment des Verbrennungsmotors abzustützen. Aus diesem Grund muss das erzeugte Drehmoment der VKM reduziert werden, was ohne Zugriff auf deren Laststeuerung durch eine Reduzierung der Verbrennerdrehzahl erreicht werden kann. Dies resultiert in einem geringeren maximalen Abtriebsdrehmoment.

Bei Erreichen der Einkuppeldrehzahl und dem Wechsel in den PDM sinkt das erreichbare Drehmoment auf etwa die Hälfte. Der Übergang wird durch das Schleifverhalten der

Fliehkraftkupplung und durch geeignete Softwarefunktionen gedämpft, sodass der Zugkraftabfall nicht abrupt einsetzt. Während das verfügbare Drehmoment der elektrischen Maschine mit steigender Geschwindigkeit sinkt, baut der Verbrennungsmotor bis zu einer Drehzahl von 4750 1/min stetig mehr Drehmoment auf. Der Geschwindigkeitsbereich oberhalb von 70 km/h ist wie bereits erläutert mit der verwendeten Kombination aus EM und Inverter nicht darstellbar.

Da bei der ausgewählten Standübersetzung von i_0 = -1,8 nicht das volle Drehmoment der elektrischen Maschine erforderlich ist, um den Verbrennungsmotor abzustützen, ist das erreichbare Radmoment im EDM bei niedrigen Geschwindigkeiten verglichen mit dem VRM höher, folgt in seinem Verlauf der Volllastkurve des elektrischen Antriebs und sinkt entsprechend bis zum Erreichen der Einkuppeldrehzahl stark ab. Die entsprechende Maximalzugkraftkurve ist in Abbildung 3.8 eingezeichnet.

Leistungsbeschränkungen des elektrischen Antriebs führen zwangsläufig zu einer funktionalen Einschränkung des Hybridsystems. Abbildung 3.9 zeigt die minimal mögliche Batterieleistung (die maximale Ladeleistung), sowie die maximale Batterieleistung (die maximale Entladeleistung), die zur Darstellung der Betriebsbereiche erforderlich sind.

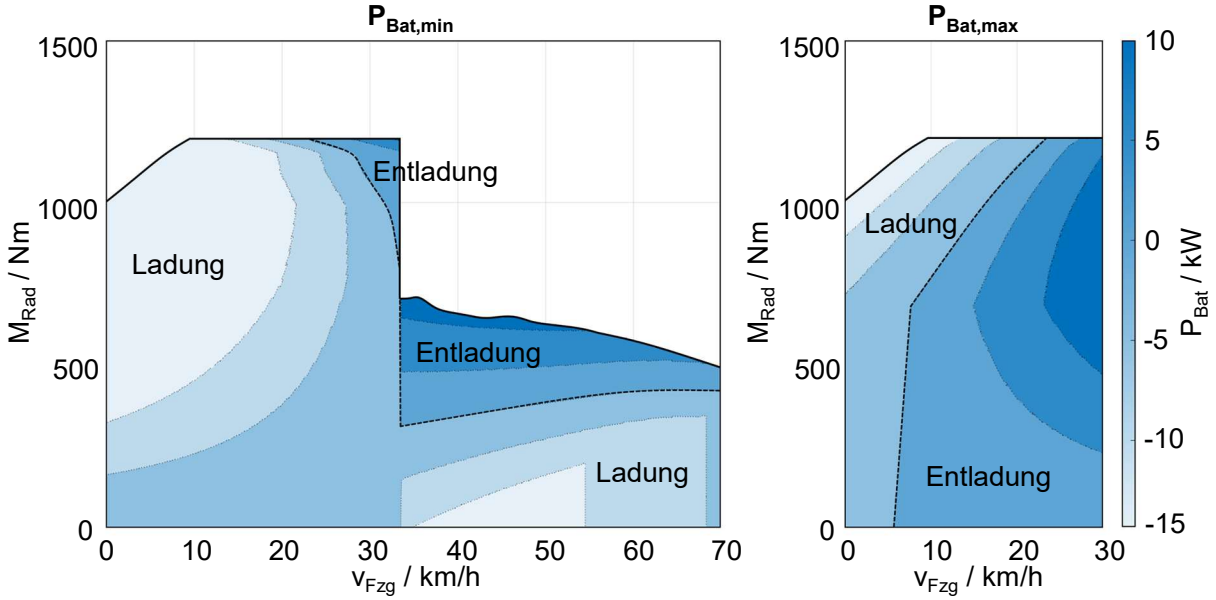


Abbildung 3.9: Leistungsbedarf des elektrischen Antriebs im Betriebskennfeld

In der linken Darstellung von Abbildung 3.9 ist durch die Farbgebung die für den Betrieb des Antriebs minimal mögliche Leistung P_{Bat} des elektrischen Antriebs gekennzeichnet. Leistungen kleiner 0 W zeigen Bereiche, in denen die Batterie geladen werden kann. Bereiche mit Werten größer 0 W können nur mit einer negativen Ladebilanz der Batterie erreicht werden. Bei einer

vollständig entladenen Batterie würde das verfügbare Radmoment auf die eingezeichnete Kurve zurückfallen. Dennoch wäre der gesamte Geschwindigkeitsbereich fahrbar. Der Einbruch des Radmoments bei Schließen der Fliehkraftkupplung stellt jedoch eine signifikante Einschränkung für das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs dar.

Auf der rechten Seite ist analog die maximal mögliche elektrische Leistung im VRM dargestellt. Bis zu einer Geschwindigkeit von 7 km/h und bei Volllast sogar bis 20 km/h muss die EM Leistung aus dem Getriebe abführen. Um diese in der Batterie puffern zu können, muss dazu durch die Betriebsstrategie eine Reserve vorgesehen werden. Sollte der Antrieb über einen längeren Zeitraum in Betriebspunkten mit positiver Leistungsbilanz der elektrischen Maschine betrieben werden, führt dies zu einem Anstieg des Batterieladezustands. Bei erreichen der oberen SoC-Grenzwerts muss in den rein elektrischen Betrieb gewechselt werden.

3.3.7 Fliehkraftkupplung

Die Auslegung ergibt, dass der Übergang von VRM in PDM bei einer Drehzahl von 2640 1/min erfolgen soll. Fliehkraftkupplungen zeichnen sich durch ein drehzahlabhängiges Drehmoment-übertragungsverhalten aus, wobei der Zusammenhang zwischen Kupplungsdrehzahl und übertragbarem Drehmoment aufgrund der für die Normalkraft ausschlaggebenden Zentripetalkraft quadratisch ist [99]. Für die Verwendung im Prototypenfahrzeug wird eine Kupplung des Herstellers SUCO in der Bauform „F-Typ“ verwendet. Diese verfügt über einen selbstverstärkenden Effekt wodurch verglichen mit herkömmlichen Fliehkraftkupplungen ein deutlich höheres Drehmoment bei gleicher Drehzahl übertragen werden kann [100]. Das Betriebsverhalten der Kupplung wird maßgeblich durch das Gewicht der Fliehelemente und die verwendeten Federn definiert. Während das Gewicht der Fliehelemente die Steigung der Kupplungskennlinie definiert, kann durch Auswahl der Federn der Einschaltzeitpunkt variiert werden.

Für den Einsatz im ePGS ist eine Kupplung mit einer steilen Drehmomentcharakteristik von Vorteil, da so der Geschwindigkeitsbereich, in dem die Kupplung schlupft, weniger stark ausgeprägt ist. Die Fliehkraftkupplung wird als geschlossen betrachtet, wenn das Differenzmoment zwischen Kupplung und Kupplungsglocke geringer ist als die Drehmomentkapazität der Kupplung. Im ePGS ist die Kupplung mit dem Planetenträger und die Kupplungsglocke mit dem Hohlrad verbunden. Das Differenzmoment ergibt sich aus einer Betrachtung des Planetengetriebes unter Berücksichtigung der für die Auslegung angenommenen Drehmomentverläufe für Verbrennungsmotor und elektrische Maschine. Das maximal erforderliche Kupplungsmoment tritt auf, wenn der Verbrennungsmotor mit maximaler

Leistung betrieben wird, während die elektrische Maschine ihr maximal mögliches generatorisches Drehmoment einstellt. Dieser Betriebszustand erfordert ein sehr hohes Kupplungsmoment, kann aber vermieden werden, wenn die EM im Bereich des Kupplungspunktes nicht bei negativen Drehmomenten betrieben wird. Abbildung 3.10 zeigt den Drehmomentverlauf der Fliehkraftkupplung und erforderliche Kupplungsmoment bei Volllast des Verbrennungsmotors.

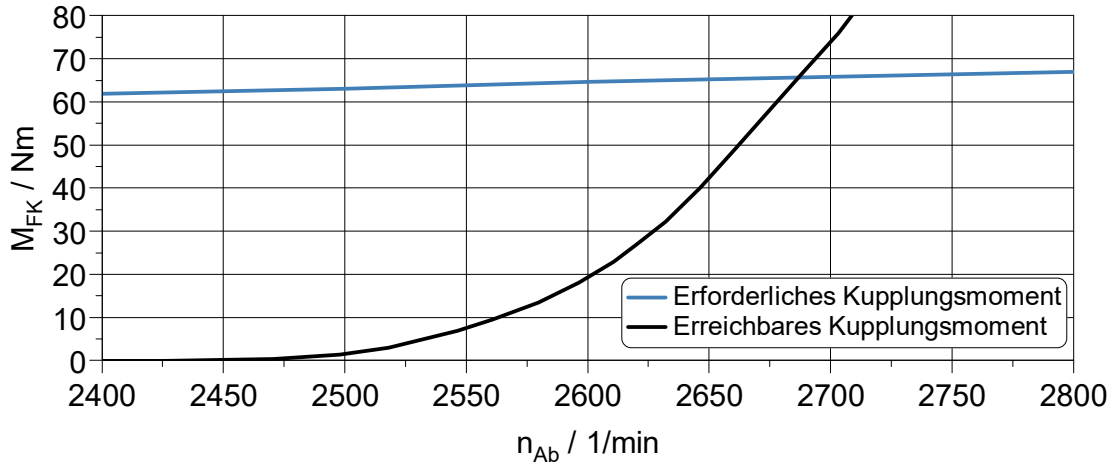


Abbildung 3.10: Drehmomentkapazität der Fliehkraftkupplung und erforderliches Kupplungsmoment

Die Kupplung weist eine Einschaltdrehzahl von 2450 1/min auf, bei der die Drehmomentübertragung einsetzt. Bei einer Drehzahl von 2690 1/min erreicht die Drehmomentkapazität das Differenzmoment bei Volllastbetrieb des Verbrennungsmotors und kann als geschlossen betrachtet werden.

Mit einer Schließdrehzahl von $n_{FK,S}$ = 2690 1/min wurde der im Rahmen der Auslegung bestimmte Zielwert von 2640 1/min nicht optimal getroffen. Aufgrund der diskreten Abstufung der verwendeten Federn stellt diese Auswahl jedoch den bestmöglichen Kompromiss dar.

3.3.8 Hardware und E/E Integration

Um eine möglichst kompakte Bauweise zu erreichen, sind alle Komponenten des Hybridsystems koaxial zueinander angeordnet. Das Planetengetriebe ist in den Rotor der elektrischen Maschine integriert, die Fliehkraftkupplung ist zwischen Planetenträger und Hohlrad angeordnet und sitzt direkt vor dem Rotor. Der Achsversatz des CVT-Getriebes wird durch einen Zahnriementrieb dargestellt [10]. Abbildung 3.11 zeigt den schematischen Aufbau des im Fahrzeug verbauten Antriebssystems. Der Freilauf ist zur Erhöhung der Drehmomentkapazität nicht direkt auf der Kurbelwelle installiert, sondern in den Ritzelstarter

integriert. Da der Ritzelstarter über zwei Zahnradstufen mit einer Untersetzung von 1:26 und über einen zusätzlichen Freilauf an die Kurbelwelle angebunden ist, kann so ein Drehmoment von über 500 Nm abgestützt werden, während der Freilauf nur bei einem Motorstart über den Ritzelstarter rotiert. Um im Prototypenfahrzeug sowohl über die elektrische Maschine als auch über den Starter den Verbrennungsmotor anschleppen zu können, wurde das Starterrelais vom Zündschloss getrennt. Das Startsignal des Zündschlosses wird in der HCU über einen Digitaleingang eingelesen und löst bei Betätigung der Startstellung am Zündschloss das Hochfahren des Hybridsystems aus. Zur Aktuierung des Starters kann die HCU über einen High-Side Ausgang das Starterrelais schalten. Die Masseverbindung des Starterrelais wird wie im Serienzustand durch das Motorsteuergerät (engl.: Engine Control Unit, kurz: ECU) versorgt. So kann die ECU nach erfolgtem Startvorgang den Starter selbstständig deaktivieren.

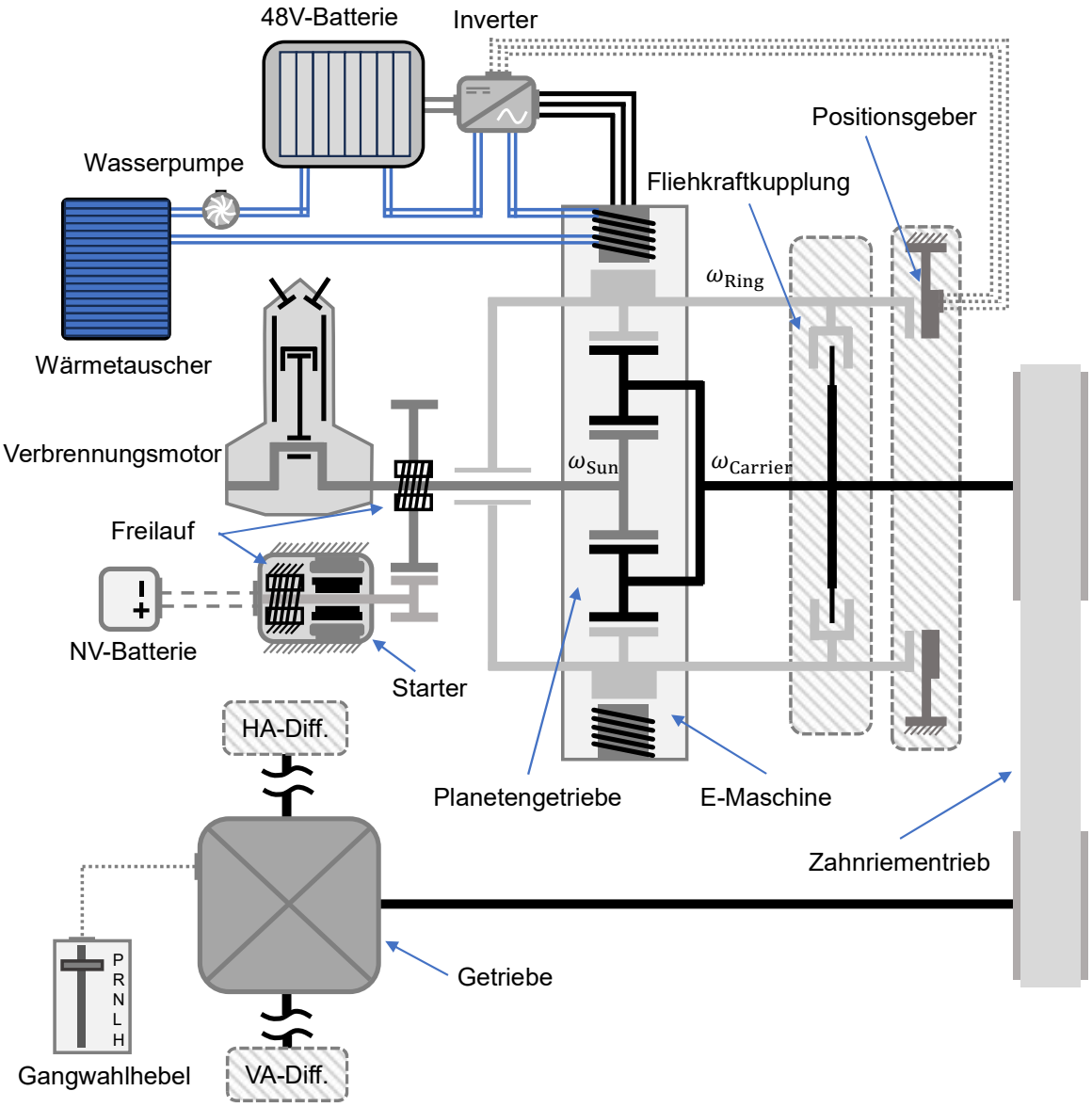


Abbildung 3.11: Hardwareintegration des ePGS-Hybridantriebs im untersuchten Prototypenfahrzeug

Zur Kühlung der 48V-Batterie, der Leistungselektronik und der elektrischen Maschine ist ein zusätzlicher Niedertemperaturkühlkreislauf installiert. Dieser verfügt über einen eigenen Luft-/Wasser-Wärmetauscher, welcher in Fahrtrichtung vor dem Kühler des Hochtemperaturkühlkreislaufes angebracht ist. Als Kühlmedium wird eine 50/50 Mischung aus Wasser und Glykol verwendet. Der Kühlmittelstand wird von der HCU durch einen kapazitiven Sensor im Ausgleichsbehälter des Niedertemperaturkühlkreislaufes überwacht. Zur Temperaturüberwachung des Niedertemperaturkühlkreislaufes ist am Austritt des Wärmetauschers ein PTC-Temperatursensor verbaut. Dieser wird über eine Spannungsteilerschaltung mit Pull-Up Widerstand über einen Analogeingang der HCU eingelesen. Zusätzlich dazu bieten elektrische Maschine, Leistungselektronik und Batterie jeweils eigene Temperaturmessungen, welche per CAN-Bus an die HCU kommuniziert werden. Als Pumpe wird eine elektrische Wasserpumpe vom Typ CWA 150 des Herstellers Pierburg verwendet. Diese erreicht einen Nennförderdruck von 1,4 bar mit einem Volumenstrom von 25 l/min. Die Drehzahl der Pumpe kann mit Hilfe eines Signals mit Pulsweitenmodulation (kurz PWM) gesteuert werden, um einen bedarfsgerechten Kühlmittelvolumenstrom einzustellen [101]. Zur Erzeugung des PWM-Signals wird ein High-Side-Ausgang der HCU verwendet. Zur Reduzierung des Ruhestrombedarfs wird die Spannungsversorgung der Wasserpumpe bei abgeschaltetem Fahrzeug durch ein Relais getrennt.

Sollte die Kühlleistung des Niedertemperaturkühlkreislaufes nicht ausreichend sein, kann der Lüfter des Hochtemperaturkühlkreislaufes durch die HCU aktiviert werden. So wird der Luftstrom durch beide Wärmetauscher erhöht und die Kühlleistung gesteigert. Dazu kann die HCU das Lüfterrelais mit Hilfe eines Low-Side-Treibers aktivieren. Parallel dazu bleibt die Schaltung der ECU aktiv. So können beide Steuergeräte den Lüfter unabhängig voneinander aktivieren.

Neben der Hardwareintegration soll auch die elektrische Integration des Hybridsystems in das Prototypenfahrzeug erläutert werden, da diese den Rahmen für die Implementierung der Betriebsstrategie vorgibt. Abbildung 3.12 gibt einen Überblick über das elektrische System des Hybridantriebs und die Schnittstellen zum Basisfahrzeug.

Die 48V-Batterie verfügt über ein internes BMS, welches über drei spannungsführende Leitungen versorgt wird. Die Spannungsversorgung des BMS wird über eine Dauerplusleitung bereitgestellt. Zum Aufwecken des BMS wird zusätzlich eine Zündungsleitung geschaltet. Da es sich bei der Batterie um eine Prototypenkomponente handelt und das BMS bei Abschaltung der Zündungsleitung nicht in den Ruhemodus wechselt, wird zur Reduktion des Ruhestrombedarfes die Spannungsversorgung über einen High-Side-Ausgang der HCU geschaltet. Zusätzlich zu Zündung und Spannungsversorgung des BMS werden die internen

Schütze der Batterie über eine eigene Leitung versorgt. Diese ist über einen Not-Aus-Schalter geführt, welcher bei Betätigung die Spannungsversorgung der Schütze unterbricht und so die Batterie vom Zwischenkreis des Hybridsystems abtrennt. Zusätzlich trennt der Not-Aus-Schalter auch die im Serienfahrzeug vorhandene Zündungsunterberechnung der ECU. So können Verbrennungsmotor und elektrische Maschine im Notfall sicher deaktiviert werden. Zur Kommunikation zwischen BMS und HCU wird ein CAN-Bus verwendet. Aufgrund der ausreichenden Anzahl verfügbarer CAN-Schnittstellen an der HCU verfügt jede Komponente über einen separaten Bus.

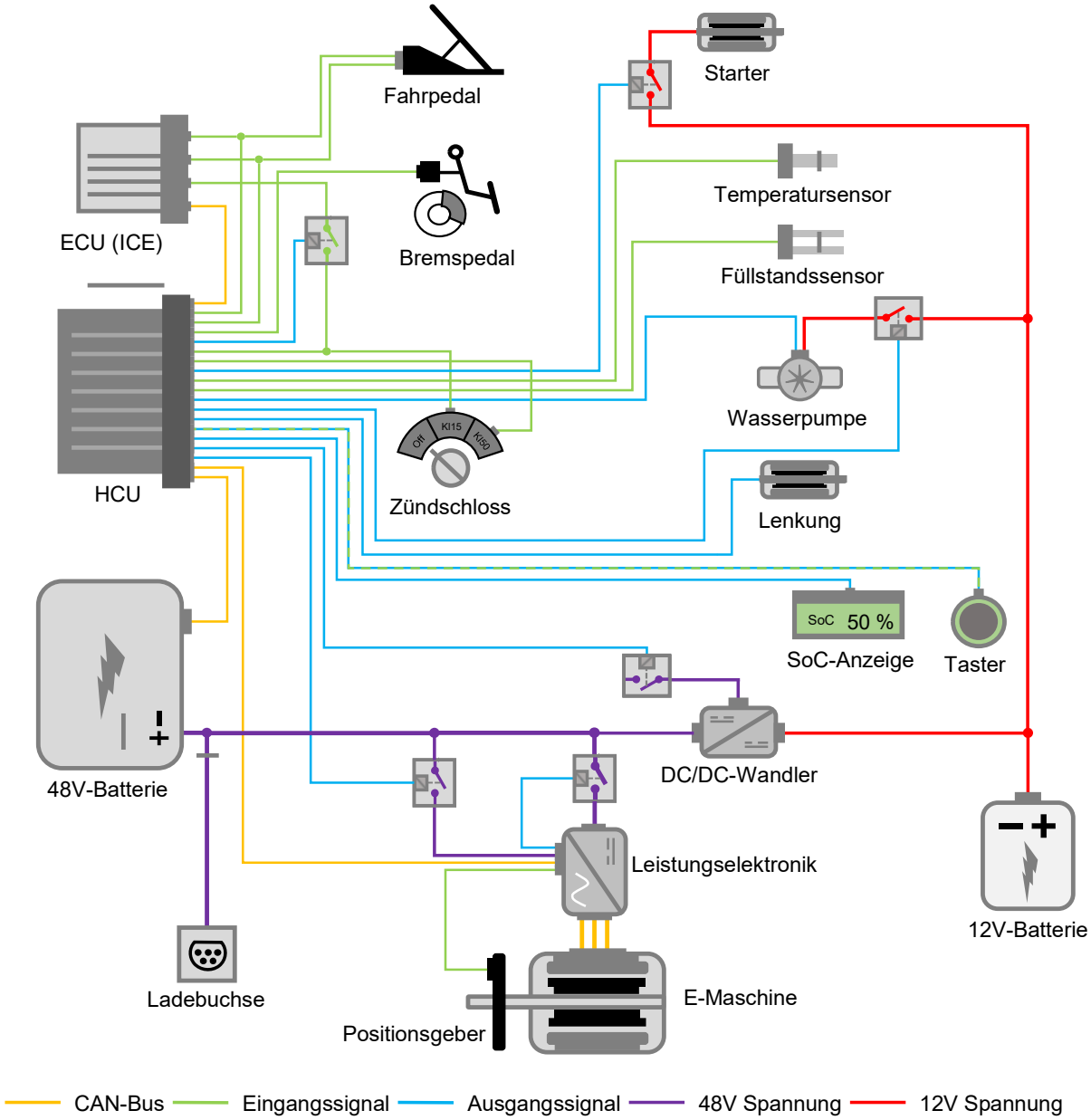


Abbildung 3.12: E/E-Integration des ePGS-Hybridantriebs im untersuchten Prototypenfahrzeug

An den Zwischenkreis des 48V-System ist der DC/DC Wandler angeschlossen. Dieser

versorgt das 12V-System des Fahrzeugs mit elektrischer Energie und ersetzt den 12V-Generator. Als gemeinsames Massepotential des 12V- und des 48V-Systems dient die Fahrzeugkarosserie. Zur Aktivierung des DC/DC Wandlers verfügt dieser über einen Schalteingang, an den die Zwischenkreisspannung angelegt wird. Dazu wird ein Relais verwendet, welches über einen Low-Side-Ausgang der HCU geschaltet wird.

Das Hybridsystem ist aufgrund der eingeschränkten Geschwindigkeit im EDM und der vergleichsweise geringen verbauten Kapazität der Batterie nicht als Plug-In-Hybrid konzipiert. Um dennoch ein einfaches Aufladen der Batterie zu ermöglichen, wurde der Zwischenkreis auf einen Stecker gelegt, über den die Batterie geladen werden kann. Dabei wird gleichzeitig der DC/DC-Wandler aktiviert, um die 12V-Batterie ebenfalls aufzuladen.

Die Leistungselektronik wird ähnlich wie der DC/DC-Wandler durch Anlegen der Zwischenkreisspannung an einen Aktivierungskontakt eingeschaltet. Dabei werden zunächst die Zwischenkreiskondensatoren vorgeladen und anschließend ein Hochstromschütz, welches den Zwischenkreis des Fahrzeugs von der Leistungselektronik trennt, geschlossen. Dieser dient als Sicherheitseinrichtung über welche die Leistungselektronik selbst den Zwischenkreis abtrennen kann. Zwingend notwendig ist das Schütz aus technischer Sicht jedoch nicht. Die beiden 3-Phasen-Systeme der elektrischen Maschine sind parallelgeschaltet und mit den AC-Anschlüssen der Leistungselektronik verbunden. Zur Bestimmung der Rotorposition wird ein Sinus-Cosinus-Geber vom Typ SEK10 der Firma Lenord+Bauer verwendet. Dieser verfügt über sechs Polpaare und liefert somit für die Maschine mit einer Polpaarzahl von 12 eine gute Winkelauflösung. Die Spannungsversorgung des Sensors wird durch eine stabilisierte 5V-Spannung durch die Leistungselektronik sichergestellt. Zur Temperaturmessung der elektrischen Maschine ist an einem der Wickelköpfe ein PT1000-Temperatursensor angebracht. Dieser wird durch die Leistungselektronik direkt ausgewertet, die Temperaturen der elektrischen Maschine und der Leistungselektronik werden an die HCU kommuniziert. Die Kommunikation zwischen Leistungselektronik und HCU erfolgt, wie bei der Batterie, über einen eigenen CAN-Bus.

Zur Darstellung des aktuellen Systemzustandes und zur Umschaltung der Betriebsmodi verfügt das Fahrzeug über eine rudimentäre Schnittstelle. Diese kann den aktuellen Ladezustand der Batterie darstellen und verfügt über einen Taster mit einer ansteuerbaren LED. Der Taster wird über einen Digitaleingang mit Pull-Up Widerstand eingelesen, die LED wird über einen Digitalausgang geschaltet. Durch verschiedene Leuchtprofile kann der Systemzustand angezeigt werden.

Weitere Schnittstellen sind zur signaltechnischen Integration des Hybridsystems in das Serienfahrzeug erforderlich. Die entscheidende Information zur Steuerung des Hybridsystems

ist die Fahrpedalstellung. Wie in Kapitel 1.1 erläutert, soll das System ohne eine durch die HCU beeinflusste Laststeuerung des Verbrennungsmotors umgesetzt werden. Die Drosselklappe wird somit weiterhin durch die ECU gesteuert. Um das Fahrerwunschmoment zu erfassen, wird die Position des Fahrpedals gemessen. Das Fahrpedal verfügt aus Sicherheitsgründen über zwei redundante Potentiometer mit unterschiedlichen Kennlinien. Beide Signale werden durch die HCU über einen Analogeingang erfasst und in der Software gegeneinander plausibilisiert. Zur Erfassung des Bremszustandes verfügt das Fahrzeug über einen Bremslichtschalter. Dieser wird ebenfalls gemessen. Zusätzlich wurde zur Bestimmung der Bremskraft ein Wegsensor am Bremspedal verbaut, welcher über eine Spannungsteiler-Schaltung eingelesen wird.

Zum Betrieb des Hybridsystems im VRM müssen zwei der Drehzahlen der Wellen des Planetengetriebes bekannt sein. Die dritte Wellendrehzahl kann mit Hilfe der Willis-Gleichung Gl 3.2 bestimmt werden. Die Drehzahl der elektrischen Maschine wird direkt durch den Frequenzumrichter erfasst. Um auf einen zusätzlichen Drehzahlsensor verzichten zu können, wird die Drehzahl des Verbrennungsmotors über die On-Board-Diagnose (kurz OBD) der ECU eingelesen. Um den Motor durch die HCU abschalten zu können ist die Zündspannungsversorgung der ECU über ein Relais geführt, welches durch die HCU geschaltet werden kann. Zur Steigerung des Fahrkomforts im EDM-Betrieb wird die elektrische Servolenkung von der HCU gesteuert. Dazu wird ein PWM-Signal über einen Digitalausgang der HCU an die elektrische Servolenkung angelegt und das Singal, welchen im Originalzustand bei laufendem Verbrennungsmotor durch die ECU bereitgestellt wird, emuliert.

4 Umsetzung der Antriebssteuerung

Nachdem das der Untersuchung zugrundeliegende Prototypenfahrzeug, Aufbau und Funktionsprinzip des Hybridsystems sowie die Integration in die Fahrzeugumgebung dargelegt wurden, sollen im Folgenden die Umsetzung der Betriebsstrategie und die dazu notwendigen Steuerungsfunktionen erläutert werden.

4.1 Auswahl des Ansatzes zur Antriebssteuerung

Entscheidend für die Implementierung der Betriebsstrategie ist die Wahl eines geeigneten Ansatzes. In Kapitel 2.2 wurden die wichtigsten in Industrie und Forschung eingesetzten Ansätze erläutert. Da das Ziel der Untersuchung die Integration und experimentelle Vermessung des Hybridsystems in einem Demonstrator-Fahrzeug ist, kommen für die Implementierung der Betriebsstrategie nur „offline“-Ansätze in Betracht. Damit sind global optimale Strategien wie die dynamische Programmierung ungeeignet.

Auch die Implementierung lokal optimaler Strategien wie ECMS gestaltet sich aufgrund der im Fahrzeug umgesetzten Antriebstopologie ohne Einfluss auf die Laststeuerung des Verbrennungsmotors als schwierig. Da ECMS auf der Annahme beruht, dass die Energie zum Antrieb des Fahrzeugs ausschließlich aus dem Kraftstoff gewonnen wird, ist eine Umsetzung ohne Möglichkeit zur direkten Steuerung des Energieflusses in das Antriebssystem nicht ohne massive Einflüsse auf die Fahrbarkeit möglich.

Mit Hilfe der modellprädiktiven Regelung wäre eine Optimierung der Fahrbarkeit durch Berücksichtigung von Fahrbarkeitsindizes innerhalb der Kostenfunktion denkbar. Gegen eine Umsetzung der implementierten Betriebsstrategie als modellprädiktive Regelung spricht eine fehlende Möglichkeit zur Prädiktion. Das Fahrzeug verfügt nicht über ein Navigationssystem, welches Informationen zum bevorstehenden Fahrprofil bereitstellen könnte. Auch eine Prädiktion basierend auf der Analyse aufgezeichneter Fahrdaten gestaltet sich aufgrund der begrenzten Rechen- und Speicherkapazität des verwendeten Steuergeräts als schwierig und nur mit signifikanten Risiken umsetzbar. Die Annahme einer konstanten Drehmoment-anforderung wurde beispielsweise in [47] untersucht, liefert aber verglichen mit einer regelbasierten Referenzstrategie nur ein stark eingeschränktes Optimierungspotential und wird aus diesem Grund nicht verfolgt. Des Weiteren ist fraglich, ob eine echtzeitfähige Implementierung einer MPC mit hinreichender Modellgüte auf der Zielhardware technisch umsetzbar ist.

Ansätze, die auf maschinellem Lernen basieren, scheinen grundsätzlich für die Implementierung geeignet. Koch et. al. beschreibt einen Prozess zur Erzeugung RL-basierter Steuerungsfunktionen, welcher auch für die Implementierung einer Betriebsstrategie für das untersuchte Erprobungsfahrzeug einsetzbar wäre. Zum Training eines RL-Agenten sind jedoch schnell laufende Modelle des Antriebsstranges, der Fahrzeugumgebung sowie anwendungsnaher Fahrszenarien erforderlich. [102] Zum Zeitpunkt der vorliegenden Untersuchung ist kein ausreichend schnell ausführbares und ausreichend genaues Simulationsmodell des Antriebs-stranges verfügbar. Auch die Datenbasis für anwendungsnahe Lastszenarien ist für dieses Fahrzeugsegment verglichen mit PKW deutlich weniger gut dokumentiert. Da die Daten zum Effizienz- und Leistungsverhalten des Verbrennungsmotors auf Annahmen beruhen, besteht zudem für Ansätze, die auf modellprädiktiver Regelung oder maschinellem Lernen basieren, die Gefahr, dass die getroffenen Annahmen nicht hinreichend genau das reale Verhalten abbilden. In diesem Fall würden diese Ansätze nicht zu einer optimalen Antriebssteuerung führen.

Aus den genannten Gründen wird für die Implementierung der Betriebsstrategie ein heuristischer Ansatz verwendet. Dieser liefert im Gegensatz zu den bereits diskutierten Regelungsansätzen keinen optimalen Energieverbrauch, lässt aber eine echtzeitfähige Implementierung in das verwendete Prototypensteuergerät auch bei eingeschränkter Rechen- und Speicherkapazität zu. Ziel ist primär die Untersuchung des Funktionsumfanges des beschriebenen Hybridsystems. Dazu ist ein heuristischer Ansatz grundsätzlich gut geeignet, nachteilig ist jedoch, dass für viele der Funktionen eigene Steuerungsroutinen implementiert werden müssen. Um dennoch eine robuste Steuerung des Antriebs zu ermöglichen, ist die Implementierung vergleichsweise aufwändig und erfordert ein tiefgehendes Verständnis des Hybridantriebs und des Systemverhaltens.

4.2 Softwareaufbau

Die Steuerungssoftware des Hybridantriebs ist modelbasiert aufgebaut, wird mittels Matlab/Simulink implementiert und kann durch eine Werkzeugkette des Steuergeräteherstellers automatisiert zu Maschinencode für das Zielsteuergerät kompiliert werden. Grundlegend ist die Software in Basis- und Applikationssoftware unterteilt.

Aufgabe der Basissoftware ist primär die Verwaltung der Kommunikationsschnittstellen sowie der digitalen und analogen Ein- und Ausgänge. Die Software ist dabei unterteilt in „Inputs“, also Informationen, die das Steuergerät vom System bekommt und „Outputs“ zur Steuerung verschiedener Systemkomponenten. Jedes Signal im Input-Modell wird zunächst durch einen

steuergerätespezifischen Block in die Software eingelesen. Die dazu notwendigen Blöcke werden durch die Werkzeugkette des Steuergeräteherstellers bereitgestellt. Während Signale aus der Bus-Kommunikation und Digitalsignale direkt verwendet werden können, besteht für Analogeingänge die Möglichkeit einer digitalen Filterung. Für jedes Eingangssignal ist die Möglichkeit vorgesehen, das eingehende Signal über den Kalibrierzugriff mit einem festen Wert zu überschreiben oder die Skalierung anzupassen; eine Funktion die insbesondere bei der Inbetriebnahme des Prototyps hilfreich sein kann. Auch die Umbenennung der Signale für die Verwendung in der Applikationssoftware ist Teil der Basissoftware. Die Benennung orientiert sich hierbei an der Nomenklatur des Autosar-Standards [103]. Zur Übergabe an die Applikationssoftware werden alle Eingänge auf einen gemeinsamen Softwarebus überführt, was den Zugriff und die Handhabung erleichtert.

Analog zu den Eingängen übernimmt die Basissoftware die Handhabung der Ausgänge. Auch hier besteht die Möglichkeit jedes Signal zu überschreiben. Je nach Art des verwendeten Ausgangs kann eine Anpassung des Datentyps oder eine Umbenennung des Signals erforderlich sein.

Die Applikationssoftware beinhaltet sämtliche Steuerungsfunktionen und ist in verschiedene Submodelle unterteilt. Zu jeder Hardwarekomponente des Systems ist eine entsprechende Softwarekomponente angelegt, welche Ansteuerung sowie Fehlererkennung und gegebenenfalls Fehlerreaktionen beinhaltet. Daneben gibt es übergeordnete Koordinationsmodelle, welche die Steuerung des Systems übernehmen.

Der Start-up-Koordinator steuert den Systemstart, stellt sicher, dass alle Komponenten korrekt initialisiert werden, und überwacht den Systemzustand, um gegebenenfalls eine Fehlerreaktion einzuleiten. Ein weiterer Koordinator steuert den Betriebszustand des Antriebs und verarbeitet Nutzereingaben, wie beispielsweise einen Wechsel vom EDM in den Hybridbetrieb, oder systembedingte Zustandswechsel. Nähere Informationen zu der hier implementierten Logik sind in Kapitel 4.4 beschrieben. Ein drittes Submodell übernimmt die situationsabhängige Steuerung des Antriebs und ist wiederum in einzelne Subsysteme für EDM, den Motorstart, VRM und PDM unterteilt. Die Ausgestaltung der hier implementierten Funktionen ist Gegenstand von Kapitel 4.5.

Vorteil dieser Softwarearchitektur ist die einfache Wiederverwendbarkeit. Durch den unabhängigen Aufbau der einzelnen Modelle und die Verwendung des Autosar-Standards können Softwarekomponenten vergleichsweise einfach ausgetauscht werden. Wird beispielsweise ein anderes Steuergerät verwendet, muss lediglich die Basissoftware überarbeitet werden, während die Applikationssoftware nicht angepasst werden muss. Der Austausch einer Systemkomponente erfordert die Anpassung des zugehörigen

Komponentenmodells, betrifft aber nicht die übrige Applikationssoftware und nur einen beschränkten Teil der Basissoftware.

4.3 Anforderungsdefinition

Zunächst soll die Frage behandelt werden, welche Funktionen die Betriebsstrategie ermöglichen soll. Zwar wird das grundlegende Verhalten des Hybridsystems primär von der mechanischen Auslegung bestimmt, viele Hybridfunktionalitäten werden jedoch erst durch die Steuerungssoftware ermöglicht bzw. durch diese beeinflusst.

Betriebsmodi und Fahrbarkeit

Der Antrieb bietet die Möglichkeit, rein elektrisch zu fahren. Das Hybridsystem soll bei Systemstart zunächst im EDM starten. Ein Wechsel in den Hybridbetrieb muss über Betätigung des Fahrmodusschalters möglich sein. Ein selbstständiger Wechsel in den Hybridmodus ist bei Unterschreiten eines für den EDM mindestens erforderlichen Ladezustandes von 25 % zulässig. Der rein elektrische Fahrmodus soll bis zu 27 km/h nutzbar sein, da bei höheren Geschwindigkeiten die Fliehkraftkupplung zu schleifen beginnt. Ein automatischer Wechsel in den PDM ist aufgrund der begrenzten Leistung der elektrischen Maschine nicht möglich und soll so vermieden werden. Eine Rekuperationsfunktion soll die Energieeffizienz im rein elektrischen Betrieb steigern. Die Steuerung der Rekuperation ist aufgrund der nicht ausreichend genauen Bremspedalpositionsbestimmung nur über das Fahrpedal möglich.

Im VRM bietet der Antrieb die Möglichkeit die Drehzahl des Verbrennungsmotors zu variieren. Dabei sind der spezifische Kraftstoffverbrauch, das maximal erreichbare Drehmoment sowie systemische Randbedingungen zu beachten. Der Verbrennungsmotor soll – sofern möglich – bei einer verbrauchsgünstigen Drehzahl betrieben werden. Basierend auf dem angenommenen Effizienzkennfeld des Verbrennungsmotors, liegt die verbrauchsoptimale Drehzahl in Abhängigkeit vom gestellten Drehmoment zwischen 2200 und 2600 1/min. Da Drehzahlen unterhalb von 2500 1/min aufgrund mutmaßlich kritischer Torsionsschwingungen vermieden werden sollen, liegt die Basisdrehzahl im VRM bei $n_{VKM,min}$ = 2500 1/min. Von dieser Drehzahl muss abgewichen werden, wenn der Fahrer ein höheres Drehmoment anfragt oder beispielsweise die Ladezustandsregelung dies erfordert. Im Stillstand und ohne Lastanforderung soll der Verbrennungsmotor im Leerlauf betrieben werden. Instabile Betriebszustände, die nicht durch das Hybridsystem ohne Fahrereingriff stabilisiert werden können, sind zu vermeiden.

Um den Übergang von VRM in PDM komfortabel zu gestalten, sollen die Drehzahlen der Planetengetriebewellen, sofern die Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebs dies zulässt, aktiv synchronisiert werden.

Im PDM soll primär der Verbrennungsmotor als Drehmomentquelle verwendet werden. Die elektrische Maschine soll im Falle einer hohen Lastanfrage den Verbrennungsmotor unterstützen. Im Schubbetrieb soll ein moderates Rekuperationsmoment aufgeprägt werden. Die Ladezustandsregelung erfolgt über Anforderung eines generatorischen Drehmoments.

Elektrisches Energiemanagement und Bauteilschutz

Das Hybridsystem soll so ausgestaltet werden, dass der Fahrer das Fahrzeug nutzen kann, ohne dabei die Betriebsparameter des Hybridsystems berücksichtigen zu müssen. Dabei sind insbesondere der Batterieladezustand und Temperaturgrenzen von Bedeutung.

Der Ladezustand soll dabei innerhalb eines definierten Fensters gehalten werden, um zum einen stets eine ausreichende Reserve zum Anfahren und zur Rekuperation vorzuhalten, und zum anderen ausreichend Ladung zur Synchronisation der Fliehkraftkupplung oder zum Boosten zur Verfügung zu stellen. Darüber hinaus muss bei hohen Ladezuständen die Ladeleistung limitiert werden, was eine Reduktion des Anfahrmoments bedingen kann. Die Ladezustandsgrenzen für die Batterie werden auf einen Bereich zwischen SoC_{min} = 20 % und SoC_{max} = 90 % festgelegt. Damit ergibt sich eine nutzbare Energie $E_{Bat,total}$ = 483 Wh.

Sollte die Batterie entleert worden sein, soll das Hybridsystem die Möglichkeit bieten, die Batterie im Stand mit Hilfe des Verbrennungsmotors aufzuladen. Da kein Zugriff auf den Drehmomentpfad des Verbrennungsmotors besteht, ist dies nur mit Hilfe des Fahrers möglich, welcher hierzu das Fahrpedal betätigen muss.

Zur Einhaltung der Temperaturgrenzen des elektrischen Antriebs bietet das System zunächst die Möglichkeit, die elektrische Wasserpumpe bedarfsgerecht anzusteuern und den Motorlüfter zu aktivieren. Sollte auch bei maximalem Kühlmittelvolumenstrom die Kühlleistung nicht ausreichend sein, muss das System selbstständig die Leistung des elektrischen Antriebs reduzieren.

4.4 Fahrmoduskoordinator

Der Fahrmoduskoordinator (engl. Drive Mode Manager; kurz DMM) entscheidet in welchem der drei Betriebsmodi das Fahrzeug betrieben wird. Abbildung 4.1 gibt einen Einblick in den

Zustandsautomaten des DMM.

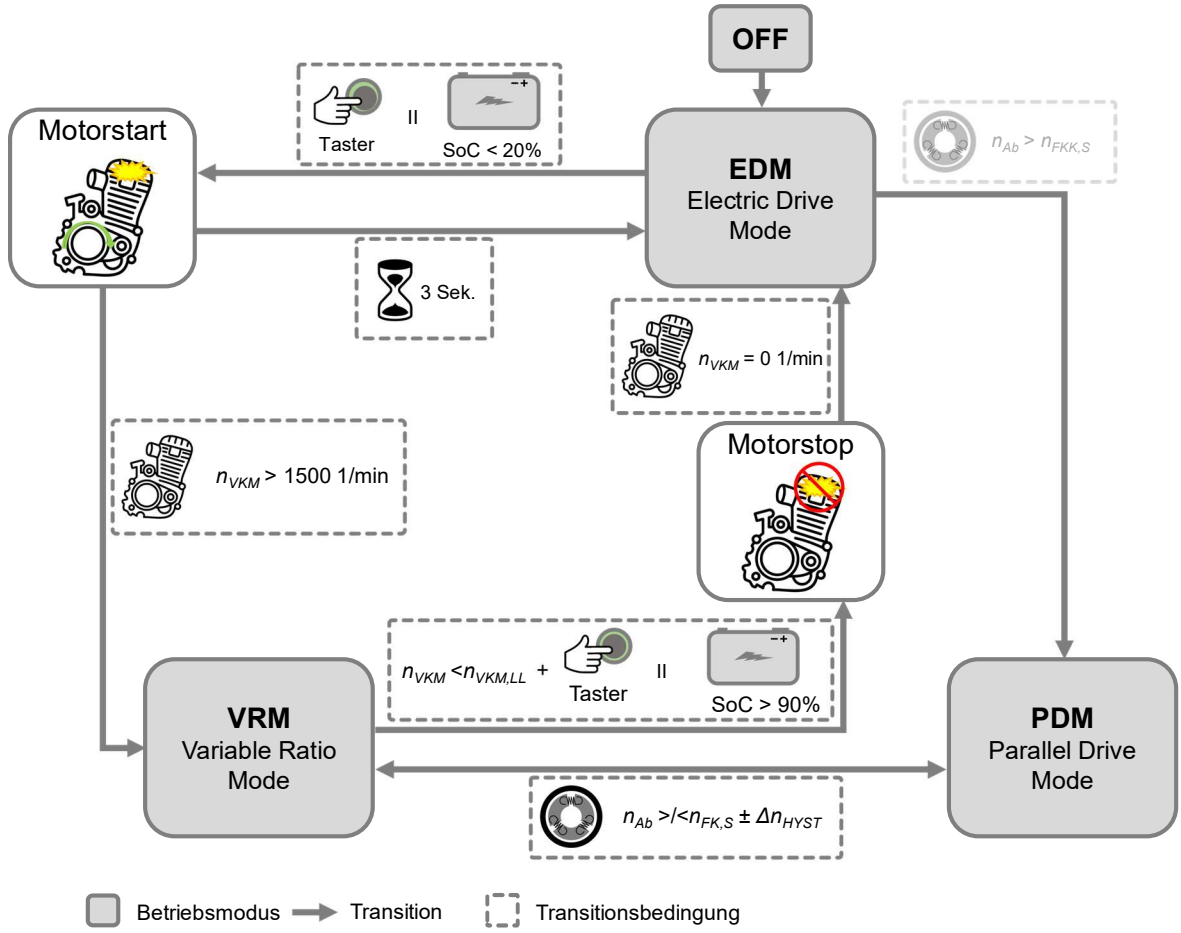


Abbildung 4.1: Betriebszustände und Transitionsbedingungen des Fahrmoduskoordinators

Das Hybridsystem startet zunächst im EDM. Der Verbrennungsmotor bleibt abgeschaltet, das Fahrzeug kann durch den Fahrer rein elektrisch bewegt werden. Der Wechsel in den VRM-Modus kann auf unterschiedlichem Weg und aus verschiedenen Gründen erfolgen.

Fordert der Fahrer den Wechsel per Tastendruck auf den Fahrmodusschalter an, wird der Verbrennungsmotor präferiert mit Hilfe der elektrischen Maschine gestartet. Notwendige Bedingung für diesen Start ist, dass gleichzeitig die Bremse ausreichend betätigt ist, um den Planetenträger so stark zu fixieren, dass die elektrische Maschine das Losbrechmoment des Verbrennungsmotor aufprägen kann, ohne dass sich das Fahrzeug dabei bewegt. Ist die Bremse nicht ausreichend stark betätigt, kann das System über den originalen Ritzelstarter gestartet werden.

Neben dem durch den Fahrer ausgelösten Zustandswechsel kann das System auch selbstständig entscheiden, in den Hybridmodus zu wechseln. Dies ist der Fall, wenn der SoC der 48V-Batterie unter einen definierten Grenzwert sinkt. Im Stand ist dieser Wechsel ebenfalls nur bei ausreichend aktuierter Bremse, oder alternativ über den Ritzelstarter möglich.

Der Wechsel von VRM zurück in EDM kann ebenfalls über eine Fahrereingabe erfolgen. Notwendige Bedingung für diesen Wechsel ist, dass ein Mindestladezustand der 48V-Batterie überschritten ist, andernfalls verbleibt das System im Hybridbetrieb. Der Wechsel vom Hybridmodus in den EDM ist nur im Stand möglich, um einen Ruck des Fahrzeugs oder eine Überbeanspruchung des Freilaufs zu verhindern. Der Verbrennungsmotor wird durch eine Unterbrechung des Zündungssignals abgeschaltet, ähnlich einer Abschaltung über das Zündschloss im konventionellen Fahrzeug. Da die Batterie bei niedrigen Geschwindigkeiten im VRM stets geladen wird, ist zusätzlich auch ein Wechsel von VRM in EDM erforderlich, sobald die 48V-Batterie das obere Ladezustandslimit erreicht.

Ein Wechsel von EDM in PDM ist grundsätzlich möglich. Dies wurde in [11] auf Basis des Go-Kart-Demonstrators bereits nachgewiesen. Da ein Schleppstart über die Fliehkraftkupplung bei der ausgelegten Einkuppeldrehzahl von $n_{FK,S}$ = 2690 1/min ein Drehmoment von 55 Nm zur Überwindung des Losbrechmoments am Verbrennungsmotor und zusätzlich ca. 30 Nm zum Betreiben des Fahrzeugs benötigt, die elektrische Maschine bei dieser Drehzahl jedoch nur ein Drehmoment von etwa 45 Nm bereitstellen kann, ist der Schleppstart in diesem Demonstratorfahrzeug jedoch nicht umsetzbar.

Der Wechsel in und aus dem PDM wird durch die Fliehkraftkupplung bestimmt. Hier kann nicht aktiv Einfluss auf die Transitionen genommen werden. Da sich beim Übergang in den PDM das Verhalten des Antriebs entscheidend ändert, muss die Antriebssteuerung den Übergang sicher erkennen und das geänderte Systemverhalten berücksichtigen.

Wie in Kapitel 3.3.7 erläutert wurde, erreicht die Drehmomentkapazität der Fliehkraftkupplung bei einer Abtriebsdrehzahl von 2690 1/min das maximale Differenzmoment zwischen Planetenträger und Hohlrad und kann somit als gesichert geschlossen betrachtet werden. Aus diesem Grund wird der Grenzwert zum Wechsel im Zustandsautomaten von VRM in PDM auf diese Drehzahl festgelegt. Zusätzlich wird geprüft, ob die Drehzahldifferenz zwischen elektrischer Maschine und Verbrennungsmotor geringer als ein definierter Grenzwert von $n_{Diff,min}$ = 100 1/min ist. Sollte dies nicht der Fall sein, verbleibt die Steuerung weiterhin im VRM.

Der Wechsel von PDM in VRM erfolgt beim Verzögern des Fahrzeugs. Dieser Vorgang ist weniger kritisch, da der Antrieb nicht bei hoher Last betrieben wird und sich kein kritischer Belastungszustand an der Fliehkraftkupplung einstellt. Hier wird der Fahrmoduswechsel bei einer Abtriebsdrehzahl von 2400 1/min vollzogen. Sollte es aufgrund eines hohen Differenzmoments früher zum Öffnen der Kupplung kommen, wird dies über eine Drehzahldifferenz zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine erkannt und direkt in den VRM-Betrieb gewechselt.

4.5 Funktionsimplementierung

Wie in Kapitel 3.2 erläutert unterscheidet sich das Betriebsverhalten des Antriebs in den verschiedenen Betriebsmodi erheblich. Zur Antriebssteuerung werden für jeden Betriebsmodus eigene Steuerungsroutinen implementiert.

4.5.1 Electric Drive Mode

Im EDM wird das Drehmoment der elektrischen Maschine über den an der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors installierten Freilauf abgestützt. So wird eine Rückdrehung des Verbrennungsmotors vermieden, das Planetengetriebe wird im Zweiwellenbetrieb verwendet. Drehzahl und Drehmoment der elektrischen Maschine bzw. des Abtriebs lassen sich direkt aus der Standübersetzung wie folgt umrechnen:

$$i_0 n_H = (1 - i_0) n_T \qquad \text{Gl 4.1}$$

$$i_0 M_T = (1 - i_0) M_H \qquad \text{Gl 4.2}$$

Verglichen mit VRM und PDM bietet dieser Betriebsmodus deutlich weniger Freiheitsgrade und bedarf weniger Funktionen zur Steuerung. Die im Demonstratorfahrzeug umgesetzten Funktionen sollen im Folgenden beschrieben werden.

Fahrfunktion

Das Fahrverhalten im elektrischen Betrieb wird durch die in der HCU implementierte Relation von Fahrpedalstellung zu angefordertem Drehmoment bestimmt. Die gewählte Fahrpedalkennlinie weist einen progressiven Verlauf auf, bei ansteigender Pedalstellung r_{Fpd} wird das Drehmoment überproportional erhöht. Dieser Verlauf ist verglichen mit einer typischen PKW-Pedalkennlinie ungewöhnlich. Hier werden häufig degressive Verläufe verwendet. Ziel der progressiven Kennlinie ist die Reduzierung der Belastung für den Freilauf. Der gewählte Verlauf reduziert die Änderungsrate des Drehmoments beim Anfahren, wodurch Lastschläge gemindert werden sollen. Zusätzlich zu der Implementierung einer progressiven Kennlinie wird der zulässige Drehmomentgradient in Abhängigkeit des aktuell anliegenden Drehmoments limitiert. Niedrige an der elektrischen Maschine eingestellte Drehmomente führen zu einer reduzierten Änderungsrate, während hohe Drehmomente eine schnelle Änderung zulassen. Des Weiteren wurde das maximale Drehmoment, welches im rein elektrischen Fahrbetrieb angefordert wird, auf $M_{EDM,Max}$ = 80 Nm begrenzt. Auch dies soll den Freilauf entlasten und liefert eine mit dem VRM vergleichbare Zugkraft.

Der elektrische Fahrmodus wird bei Geschwindigkeiten von $v_{EDM,max}$ = 27 km/h abgeregelt. So soll ein Schlupfen der Kupplung vermieden werden. Da die elektrische Maschine nicht über ausreichende Leistungsreserven für einen Schleppstart des Verbrennungsmotors verfügt, würde eine schlupfende Kupplung lediglich Verlustleistung generieren, wodurch die Gefahr besteht die Kupplung zu überhitzen. Dazu wird bei Geschwindigkeiten oberhalb von $v_{EDM,max}$ das maximale Drehmoment mit einem hohen Gradienten auf $M_{EDM,max}$ = 0 Nm reduziert. So ist die erreichbare Endgeschwindigkeit relativ unabhängig von äußeren Randbedingungen wie Beladung oder Steigung. Abbildung 4.2 zeigt den Zusammenhang zwischen Fahrpedalposition und angefordertem Drehmoment bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten.

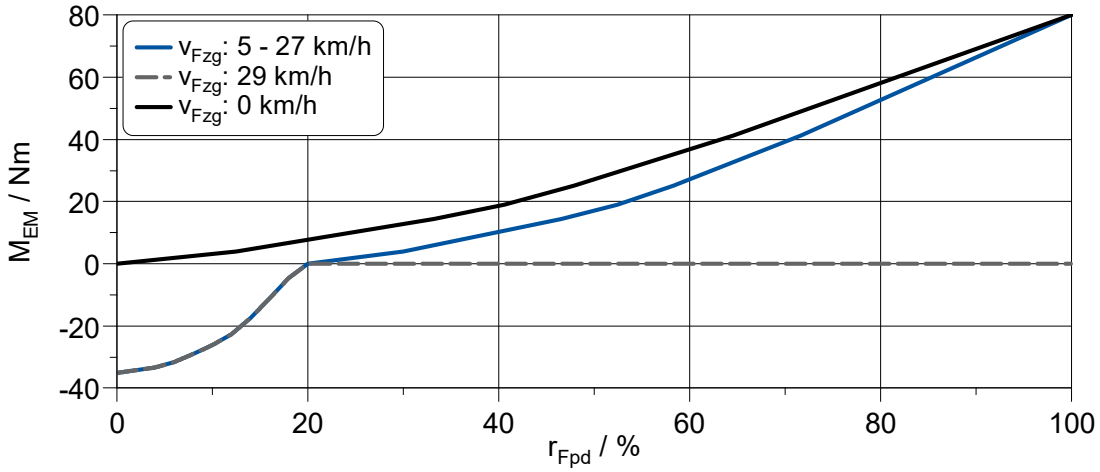


Abbildung 4.2: Fahrpedalkennlinie im rein elektrischen Betrieb in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit

Rekuperation

Im Rekuperationsbetrieb wechselt, verglichen mit dem Fahrbetrieb, die Drehmomentrichtung. Das sich dabei an der Kurbelwelle ergebende Drehmoment kann nicht mehr durch den Freilauf abgestützt werden. Um zu verhindern, dass der Verbrennungsmotor durch das hierbei an der Kurbelwelle abzustützende Drehmoment gestartet wird, muss dieses unterhalb des Losbrechmomentes des Verbrennungsmotors liegen. Aus diesem Grund wird die Rekuperation auf ein maximales generatorisches Drehmoment von $M_{EDM,Reku,max}$ = -35 Nm beschränkt.

Da das Bremspedal nicht mit einem Kraftsensor ausgestattet ist, kann dieses nicht zur Steuerung des Rekuperationsmoments herangezogen werden. Stattdessen wird das Gaspedal als Eingangsgröße für die Rekuperationssteuerung verwendet. Die Gaspedalkennlinie wird entsprechend verschoben, sodass niedrige Pedalstellungen ein Rekuperationsmoment bewirken, während zum Beschleunigen eine höhere Pedalstellung erforderlich ist. Die

Verschiebung zur Anfrage eines Rekuperationsmoments wird erst bei Fahrzeuggeschwindigkeiten oberhalb von 5 km/h aufgeprägt. So soll vermieden werden, dass das Fahrzeug rückwärts beschleunigt wird, wenn im Stand aufgrund der verschobenen Pedalkennlinie weiterhin negatives Drehmoment angefragt wird. Die Fahrpedalkennlinien für v_{Fzg} = 0 km/h und v_{Fzg} = 5 km/h sind ebenfalls in Abbildung 4.2 eingezeichnet.

4.5.2 Motorstart

Der Antrieb des Prototypenfahrzeugs ist neben der elektrischen Maschine des Hybridgetriebes mit einem Ritzelstarter ausgerüstet. Die Kombination aus beiden Elektromotoren ermöglicht eine Vielzahl unterschiedlicher Motorstartvarianten, welche jeweils unterschiedliche Vor- und Nachteile bedingen. Im Folgenden soll die Implementierung der verschiedenen Startvarianten erläutert werden.

Motorstart im Stand mit elektrischer Maschine

Im Stillstand kann der Verbrennungsmotor durch die elektrische Maschine des ePGS gestartet werden. Zum Anschleppen des Motors ist an der elektrischen Maschine eine Beschleunigung in negativer Drehrichtung der EM erforderlich. Das dazu erforderliche negative Drehmoment führt nach Gl 4.2 zu einem Drehmoment am Abtrieb, welches das Fahrzeug rückwärts beschleunigen würde. Um dies zu vermeiden, muss der Abtrieb durch Betätigung der Bremse festgesetzt werden. Diese Startvariante wird für den durch den Fahrer initiierten Übergang von EDM in VRM verwendet. Um sicherzustellen, dass der Verbrennungsmotor nur bei ausreichend aktuierter Bremse gestartet wird, wird die Bremspedalposition überwacht.

Motorstart während der Fahrt mit elektrischer Maschine

Grundsätzlich ist auch während der Fahrt das Starten des Verbrennungsmotors mit Hilfe der elektrischen Maschine möglich. Dazu ist, wie bei stehendem Fahrzeug, ein negatives Drehmoment der EM erforderlich, was einer Drehmomentumkehr verglichen mit den antreibenden Betrieb entspricht. Das sich dabei an der Abtriebswelle ergebende Drehmoment kann jedoch nicht durch die Betriebsbremse abgefangen werden und führt zu einem erheblichen Ruck des Fahrzeugs, ähnlich einem ungewollten Bremseingriff. Es bietet sich daher an, diese Startvariante nur während eines Bremsmanövers zu nutzen. Inwieweit diese Startvariante verwendet werden kann, ist im Rahmen der Funktionsvalidierung zu überprüfen.

Motorstart im Stand mit Ritzelstarter

Alternativ kann der Ritzelstarter verwendet werden, um den Verbrennungsmotor im Stand zu starten. Hierbei wird kein Drehmoment an der elektrischen Maschine abgestützt. Folglich ist das Drehmoment an der Abtriebswelle während des Startvorgangs gleich null. Diese Startvariante wird für den durch den Fahrer initiierten Wechsel in VRM verwendet, wenn dabei die Betriebsbremse nicht ausreichend betätigt wird. Weitere Anwendungsfälle für diese Startvariante sind eine Stopp-/Startfunktion sowie der automatische Wechsel in VRM bei Unterschreitung der minimalen SoC-Grenze des EDM.

Motorstart während der Fahrt mit Ritzelstarter

Wird während der Fahrt im EDM die minimale SoC-Grenze unterschritten soll der Verbrennungsmotor mit Hilfe des Ritzelstarters gestartet werden. Um die Last für den Starter zu reduzieren muss der Freilauf vollständig entlastet werden. Dazu wird das Drehmoment der elektrischen Maschine während des Startvorgangs abgeschaltet. Dies führt zwar zu einer kurzen Zugkraftunterbrechung, im Gegensatz zum Motorstart über die elektrische Maschine wird aber kein Bremsmoment aufgeprägt.

Motorstart beim Übergang in PDM mit Fliehkraftkupplung

Der komplexeste Startfall ist der beim Übergang von EDM in PDM. Wie in Kapitel 3.2.4 erläutert, ist die Leistung der im Demonstratorfahrzeug verbauten elektrischen Maschine nicht ausreichend, um das Fahrzeug bei der Einkuppelgeschwindigkeit von 34 km/h anzutreiben und gleichzeitig das notwendige Drehmoment zum Start des Verbrennungsmotors aufzuprägen. Dieser Startfall ist mit den verwendeten Komponenten nicht umsetzbar und wird nicht in der Antriebssteuerung umgesetzt.

4.5.3 Variable Ratio Mode

Der Variable Ratio Mode ist der komplexeste Betriebsmodus des ePGS. Das Planetengetriebe befindet sich im Drei-Wellen-Betrieb. Grundlegende Idee des VRM ist, das Verhalten des konventionellen CVT-Getriebes zu reproduzieren und so dem Nutzer des Fahrzeugs ein vertrautes Fahrverhalten zu bieten. Da die ECU die Stellung der Drosselklappe direkt steuert und durch die Hybridbetriebsstrategie kein Einfluss auf die Last des Motors genommen werden kann, definiert in diesem Modus der Verbrennungsmotor das Abtriebsmoment des

Hybridantriebs. Dazu muss die elektrische Maschine ein entsprechendes Stützmoment stellen, es kann aber durch eine Abweichung von diesem Gleichgewichtsmoment eine Änderung der Drehzahlen von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine erreicht werden. Auf diese Weise können die für einen Hybridbetrieb notwendigen Funktionen zur Ladezustandssteuerung, der elektrischen Drehmomentunterstützung oder Rekuperation umgesetzt werden. Die im Folgenden erläuterten Funktionen können die Zieldrehzahl des Verbrennungsmotors anheben oder absenken. Dabei wird der Großteil der implementierten Funktionen aufaddiert, während besonders wichtige Funktionen die Zieldrehzahl oder das angeforderte Drehmoment der elektrischen Maschine auch überschreiben können.

Basisbetriebsdrehzahl

Wie in Kapitel 3.3.1 erläutert, führen niedrige Drehzahlen bei gleichzeitig hoher Last bei Verbrennungsmotoren allgemein und insbesondere bei Einzylindermotoren zu starken Torsionsschwingungen, welche den Antriebsstrang schädigen oder diesen zerstören können. Da der im Demonstratorfahrzeug verbaute Antrieb nicht über einen Torsionsschwingungsdämpfer verfügt, soll dieser Betrieb nach Möglichkeit vermieden werden. Als untere Grenze für den Betrieb des Verbrennungsmotors unter Last wurde eine Mindestdrehzahl von $n_{VKM,min}$ = 2500 1/min definiert. Darüber hinaus zeigt Abbildung 3.6 bei dieser Drehzahl einen guten spezifischen Kraftstoffverbrauch und eine Drehmomentkapazität von 70 % des Maximalmomentes. Die Mindestdrehzahl $n_{VKM,min}$ wird im folgenden als Basisbetriebsdrehzahl $n_{VKM,B}$ angesetzt und dient als Ausgangspunkt, von dem ausgehend weitere Funtkionen die Zieldrehzahl der VKM verschieben können.

Ladezustandssteuerung

Bei stationärem Fahrbetrieb muss das Drehmoment der elektrischen Maschine zur Aufrechterhaltung des Momentengleichgewichts im Planetengetriebe positiv sein. Aus diesem Grund kann die Betriebspunktvariation zur Steuerung des Ladeverhaltens nur über die Drehzahl erfolgen. Negative Drehzahlen der elektrischen Maschine führen zu einer positiven Ladebilanz, die Batterie wird geladen, positive Drehzahlen entsprechend zu einer Entladung der Batterie.

Um Einfluss auf den Ladezustand der Batterie nehmen zu können, wird die Drehzahl des Verbrennungsmotors entweder abgesenkt – dabei wird die Batterie entladen bzw. weniger geladen – oder angehoben, um eine stärkere Ladung der Batterie zu ermöglichen. Die Funktion hat prinzipbedingt eine obere und eine untere Grenze, in denen sowohl Batterieladung als auch Entladung möglich sind. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten dreht

die elektrische Maschine zwangsläufig rückwärts und wird generatorisch betrieben. Wird die Basisdrehzahl des Verbrennungsmotors $n_{VKM,B}$ = 2500 1/min zugrunde gelegt, wird der Nulldurchgang der EM-Drehzahl bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von v_{Fzg} = 12 km/h im H-Gang erreicht. Unterhalb dieser Geschwindigkeit wird die Batterie zwangsläufig geladen.

Die zweite Grenze ergibt sich bei maximaler Verbrennungsmotordrehzahl und dem Nulldurchgang der EM-Drehzahl. Um das Fahrzeug weiter beschleunigen zu können muss die elektrische Maschine in positiver Richtung und folglich motorisch betrieben werden. Dies entspricht bei einer maximalen Verbrennungsmotordrehzahl von $n_{VKM,max}$ = 7400 1/min einer Fahrzeuggeschwindigkeit von v_{Fzg} = 34 km/h. Oberhalb dieser Grenze kann das Fahrzeug im VRM ausschließlich bei einer negativen Leistungsbilanz der Batterie betrieben werden. Um diesen Zustand zu vermeiden, wurde die Einkuppeldrehzahl auf $n_{FK,S}$ = 2690 1/min festgelegt. So wird das Auftreten dieses Zustandes durch die Mechanik des Antriebs weitgehend verhindert.

Abbildung 4.3 zeigt den Bereich, in dem die Drehzahl der elektrischen Maschine zur Steuerung des SoC variiert werden kann. Unter Vernachlässigung von Verlusten nimmt die elektrische Maschine bei negativen Drehzahlen mechanische Leistung auf, bei positiven Drehzahlen wird die Maschine motorisch betrieben und führt dem Antrieb Energie zu.

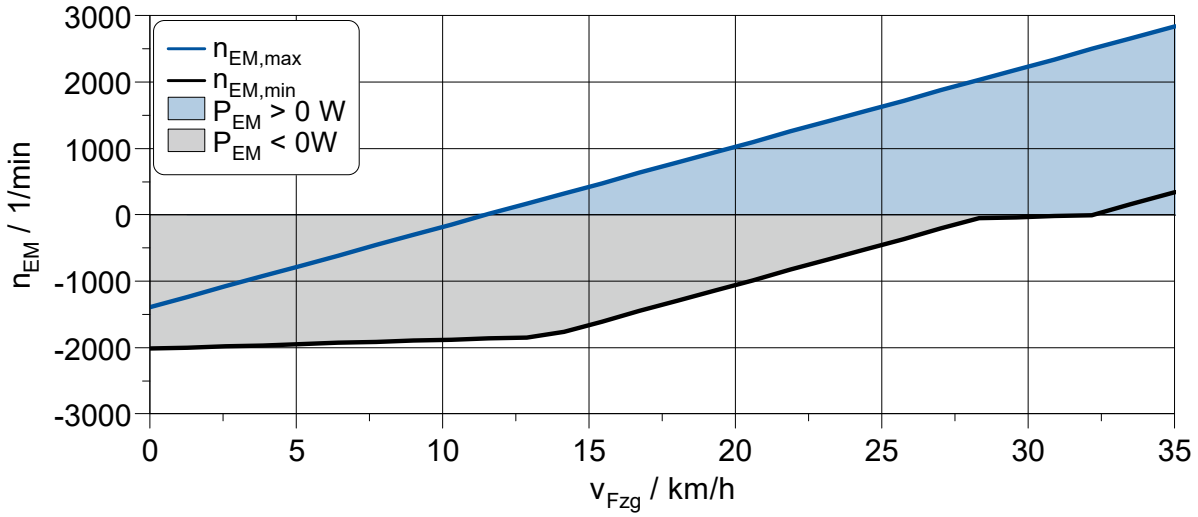


Abbildung 4.3: Betriebsbereich zur Variation der EM-Drehzahl im Rahmen der Ladezustandssteuerung

Zwischen den erläuterten Grenzen ist eine gezielte Ladungssteuerung der Batterie über eine Anpassung der Drehzahlen möglich. Dazu wird eine Drehzahlabweichung (Δn_{LF}) des Verbrennungsmotors von der Basisbetriebsdrehzahl in Abhängigkeit des SoC bzw. der Abweichung (ΔSoC) von einem definierten Ziel-SoC berechnet. Abbildung 4.4 zeigt die umgesetzte Relation zwischen SoC-Differenz und Drehzahlkorrektur.

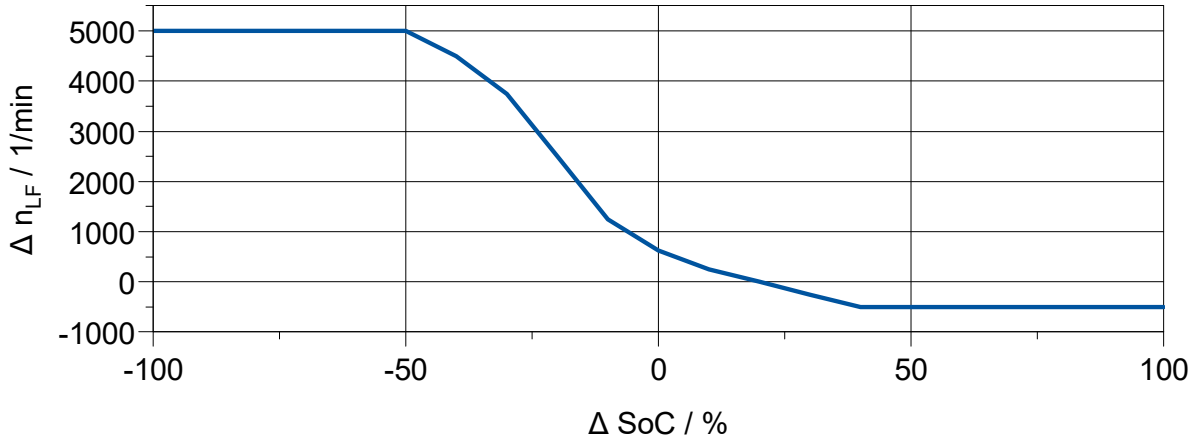


Abbildung 4.4: Ladefunktion-Drehzahlkorrekturwert in Abhängigkeit der Abweichung vom Ziel-SoC

Dieser Ansatz führt zu einer Regelung des Ladezustands. Die sich dabei ergebende Ladeleistung ist neben der Abweichung vom Ziel-SoC auch vom aktuellen Betriebszustand des Fahrzeugs, also Last und Fahrzeuggeschwindigkeit, abhängig. Die exakte Einstellung einer gewünschten Ladeleistung gestaltet sich aus diesem Grund als schwierig.

Leerlauf- und Anfahrfunktion

Um im Stand den Energiebedarf und die Geräuschemissionen zu reduzieren, soll der Antrieb ohne Last – also ohne Betätigung des Gaspedals – bei einer geringeren Drehzahl als $n_{VKM,B}$ = 2500 1/min betrieben werden. Die Leerlaufdrehzahl des Fahrzeugs liegt im Normalbetrieb bei $n_{VKM,LL}$ = 1500 1/min ± 150 1/min. Nach dem Kaltstart wird diese kurzzeitig auf 1850 1/min angehoben. Eine aktive Drehzahlregelung auf die Leerlaufdrehzahl des Verbrennungsmotors wäre problematisch, da dabei der in der ECU implementierte Leerlaufregler dem Drehzahlregler des Hybridsystems entgegenwirken könnte. Wird die Zieldrehzahl für das Hybridsystem über den Zielwert des Leerlaufreglers gesetzt, würde die elektrische Maschine den Verbrennungsmotor anschleppen, dabei konstant die Batterie entladen und zur Überwindung des Reibmoments des Verbrennungsmotors ein negatives Drehmoment auf die Abtriebswelle aufprägen. Bei nicht betätigter Betriebs- oder Feststellbremse könnte das Fahrzeug anfangen rückwärts zu rollen. Wird die Zieldrehzahl hingegen zu gering gesetzt, würde die ECU durch ein höheres Drehmoment des Verbrennungsmotors versuchen die Drehzahl anzuheben, während die elektrische Maschine dieses abstützt, um einen Drehzahlanstieg zu verhindern. Auch hier würde das Fahrzeug ohne Betätigung der Betriebs- oder Feststellbremse ebenfalls anfangen zu rollen.

Um dies zu vermeiden, wird bei nicht betätigtem Fahrpedal die aktive Regelung der VKM-Drehzahl abgeschaltet. Die elektrische Maschine stützt kein Drehmoment ab. So wird ein

Drehmoment an der Abtriebswelle vermieden und das Fahrzeug steht auch ohne Betätigung der Bremse.

Interessant ist in diesem Zusammenhang insbesondere der Anfahrvorgang. Zuvor wurde der Verbrennungsmotor im Leerlauf betrieben und dreht mit einer Drehzahl, die deutlich unterhalb der Basisbetriebsdrehzahl liegt. Wird das Gaspedal betätigt, soll die Drehzahlregelung wieder aufgenommen werden, um das Drehmoment abzustützen und das Fahrzeug anzutreiben. Hier sind grundsätzlich zwei Varianten denkbar, welche beliebig überlagert werden können. Eine Möglichkeit zur Drehzahlanhebung des Verbrennungsmotors ist die Nutzung des Verbrennungsmotordrehmoments. Wird die Last des Verbrennungsmotors erhöht, gleichzeitig aber kein Moment an der elektrischen Maschine abgestützt, erhöht sich die Drehzahl des Verbrennungsmotors, während die elektrische Maschine in entgegengesetzter Richtung beschleunigt wird. Es wird kein Moment an der Abtriebswelle abgegeben. Erst sobald die Zieldrehzahl erreicht ist beginnt die elektrische Maschine damit, das Drehmoment des Verbrennungsmotors abzustützen und beschleunigt das Fahrzeug. Diese Variante führt zu einer spürbaren Verzögerung des Anfahrverhaltens, da zunächst nur der Verbrennungsmotor beschleunigt wird.

Alternativ kann die elektrische Maschine verwendet werden um den Verbrennungsmotor auf die Zieldrehzahl zu beschleunigen. Dies kann jedoch zu einem negativen Abtriebsmoment und somit zu einer Rückwärtsbeschleunigung des Fahrzeugs führen.

Um das Anfahrverhalten zu verbessern, werden beide Varianten überlagert. In Abhängigkeit der Fahrpedalstellung wird die Zieldrehzahl des Verbrennungsmotors angehoben. Dabei wird zunehmend mehr Drehmoment abgestützt. Dies führt zu einem sanften Beschleunigungsverhalten mit einer geringen Verzögerung, gleichzeitig liegt kein negatives Drehmoment am Abtrieb an. Besonders anspruchsvoll sind dynamisch einsetzende, sehr hohe Lastanforderungen. Um das maximale Drehmoment des Verbrennungsmotors zu erreichen, muss dieser auf $n_{VKM,Mmax}$ = 4750 1/min beschleunigt werden, was aufgrund der Leistungslimitierung der elektrischen Maschine nicht abgestützt werden kann und zu einer spürbaren Verzögerung des Anfahrverhaltens führen würde. Die normale Anfahrfunktion nutzt aus diesem Grund eine maximale Anfahrdrehzahl von n_{VKM} = 3000 1/min. Um aus dem Stand das maximal mögliche Drehmoment des Hybridsystems nutzen zu können, wurde eine spezielle Launch-Control-Funktion implementiert.

Boost-Funktion

Die klassische Boost-Funktion wie sie bei auf Drehmomentaddition basierenden Hybrid-

antrieben üblich ist, ist im VRM nicht umsetzbar, da eine Erhöhung des Drehmoments an der elektrischen Maschine über den Gleichgewichtszustand des Planetengetriebes hinaus zum Abbremsen des Verbrennungsmotors führen würde. Zwar wäre kurzzeitig ein höheres Abtriebsmoment erzielbar, da das vom Verbrennungsmotor erzeugte Drehmoment bei niedrigeren Drehzahlen jedoch abnimmt, wäre dies eher kontraproduktiv.

Dennoch besteht die Möglichkeit, mit Hilfe des Hybridantriebs das Abtriebsmoment aktiv zu beeinflussen. Dazu wird die Drehzahl des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit der Fahrpedalposition auf $n_{VKM,M,max}$ angehoben. Abbildung 4.5 zeigt die angeforderte Differenzdrehzahl der Boost-Funktion $\Delta\, n_{BF}$ in Abhängigkeit der Fahrpedalstellung r_{Fpd}.

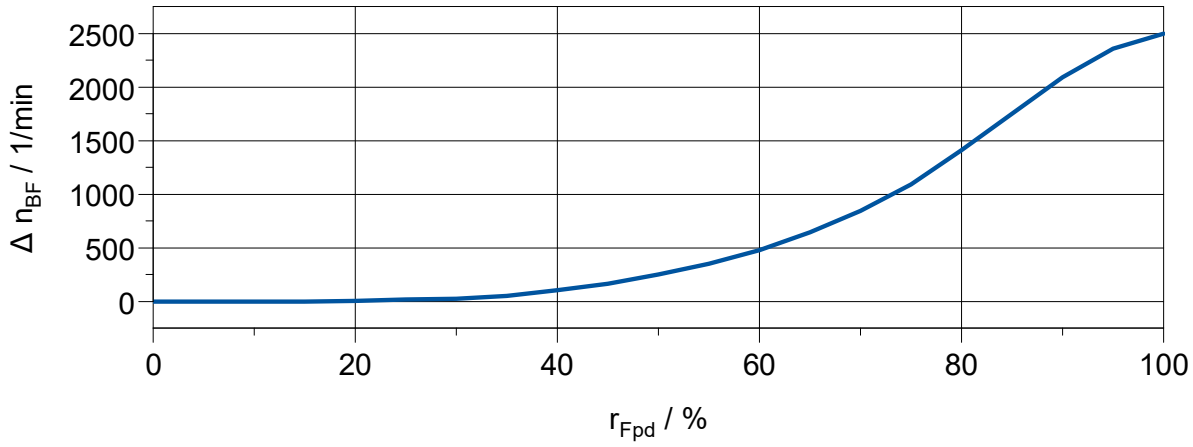


Abbildung 4.5: Boost-Funktion-Drehzahlkorrekturwert in Abhängigkeit der Fahrpedalstellung

Launch-Control- und Standlade-Funktion

Um aus dem Stillstand heraus das maximal mögliche Abtriebsmoment nutzen zu können, wurde eine spezielle Schnellstart- bzw. Launch-Control-Funktion implementiert. Betätigt der Fahrer gleichzeitig Gas- und Bremspedal wird die Drehzahl des Verbrennungsmotors angehoben, um ein höheres Abtriebsmoment zu erzielen. Das am Abtrieb anliegende Drehmoment wird über die Betriebsbremse abgestützt, um das Losrollen des Fahrzeugs zu vermeiden. Die Leistung des Verbrennungsmotors wird durch die elektrische Maschine in Strom gewandelt und in der Batterie gespeichert. Wird die Bremse gelöst, beschleunigt das Fahrzeug aus dem Stillstand mit hohem Abtriebsmoment und ohne Verzögerung. Gleichzeitig erfüllt diese Funktion die Anforderung nach einer Standladefunktion.

Die Drehzahl des Verbrennungsmotors wird dabei im Stand auf maximal 3600 1/min angehoben. Eine höhere Drehzahl resultiert in einem instabilen Zustand, in dem die elektrische Maschine das Drehmoment des Verbrennungsmotors nicht mehr abstützen kann. Um dies auch in anderen Betriebszuständen zu vermeiden, wird eine eigene Funktion implementiert,

welche die maximale einzustellende Verbrennungsmotordrehzahl in Abhängigkeit der Drehmomentkapazität der elektrischen Maschine beschränkt.

Maximaldrehzahlbegrenzung

Wird die Drehmomentkapazität der elektrischen Maschine durch ein zu hohes Drehmoment des Verbrennungsmotors überschritten, kann der Gleichgewichtszustand im Planetengetriebe nicht aufrechterhalten werden. Der Verbrennungsmotor würde in diesem Fall die elektrische Maschine unkontrolliert entgegen seiner eigenen Drehrichtung beschleunigen. Wird dabei der Grunddrehzahlbereich der elektrischen Maschine verlassen, sinkt das Drehmoment am Abtrieb. Dieser Zustand kann durch das Hybridsystem alleine nicht eingefangen werden und muss daher unbedingt vermieden werden. Dazu wird die maximal zulässige Verbrennungsmotordrehzahl in Abhängigkeit der Abtriebsdrehzahl bzw. Fahrgeschwindigkeit und der maximalen Leistungsfähigkeit des elektrischen Antriebs angepasst. Für einen Betriebszustand ohne zusätzliche thermische oder ladezustandsbedingte Leistungsbeschränkungen ergibt sich die maximal zulässige Drehzahl des Verbrennungsmotors $n_{VKM,max}$ entsprechend Abbildung 4.6. Die zulässige Drehzahl wird gegenüber der theoretischen Grenze weiter abgesenkt, um eine Sicherheitsreserve vorzusehen. Außerdem wird die Maximaldrehzahl zunächst auf $n_{VKM,Pmax}$ begrenzt, da eine weitere Steigerung die Leistung des Verbrennungsmotors nicht erhöht und sich somit kein Nutzen ergibt. Bei Erreichen einer Abtriebsdrehzahl n_{Ab} = 2200 1/min wird die Drehzahlgrenze weiter erhöht, um zu vermeiden, dass die EM in positiver Drehrichtung betrieben werden muss.

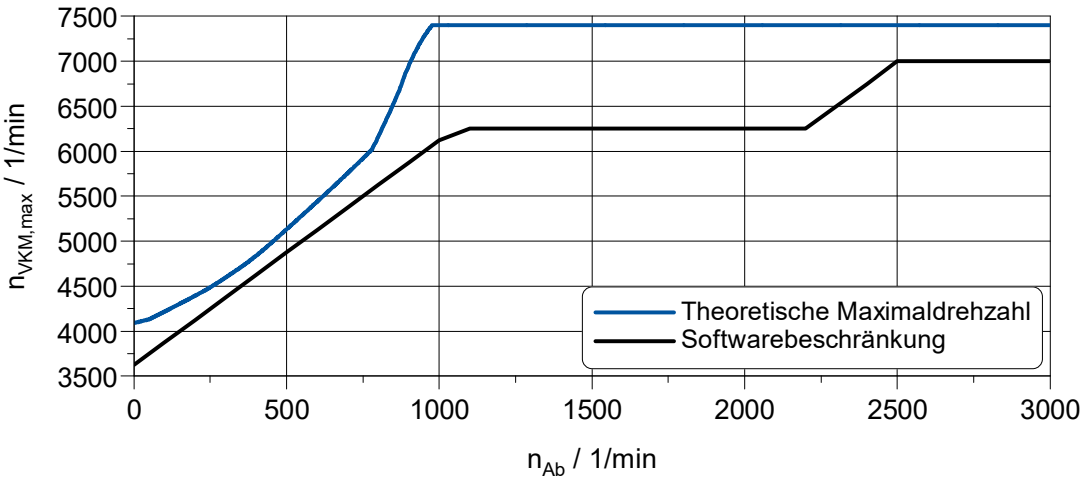


Abbildung 4.6: Maximale Solldrehzahlbegrenzung des Verbrennungsmotors im VRM

Rekuperation

Die Rekuperationsfunktion unterscheidet sich, ähnlich wie die Boost-Funktion, deutlich von den für übliche Parallelhybridkonfigurationen umgesetzten Funktionen. Zur Verzögerung des Fahrzeugs ist ein positives Drehmoment am Planetenträger erforderlich, es wird also Energie vom Fahrzeug auf den Antrieb übertragen. Nach Gl 3.6 ergibt sich für den Verbrennungsmotor ein negatives Drehmoment, er muss folglich geschleppt betrieben und durch seine Reibleistung abgebremst werden. Die elektrische Maschine prägt dazu ebenfalls ein negatives Drehmoment auf.

Um bei negativem Drehmoment elektrische Leistung zu erzeugen, muss die elektrische Maschine in positiver Drehrichtung betrieben werden. Im VRM ist dies nicht zwangsläufig gegeben, da die elektrische Maschine insbesondere zur Ladungserhaltung bei negativen Drehzahlen betrieben wird. Zur Rekuperation muss zunächst eine positive Drehzahl der elektrischen Maschine eingestellt werden. Eine aktive Beschleunigung der elektrischen Maschine kommt dabei nicht infrage, da dies eine Beschleunigung des Fahrzeugs zur Folge hätte. Stattdessen wartet die Funktion bis der Verbrennungsmotor aufgrund seiner Reibleistung auf eine Drehzahl knapp oberhalb der Leerlaufdrehzahl abgebremst wurde. Bei einer Verbrennungsmotordrehzahl von n_{VKM} = 1900 1/min hält die elektrische Maschine den Verbrennungsmotor bei einer konstanten Drehzahl und stützt dazu ein Drehmoment proportional zur Reibleistung des Verbrennungsmotors ab. Bis zu einer Abtriebsdrehzahl von n_{Ab} = 680 1/min ergibt sich dabei eine positive Drehzahl der elektrischen Maschine. Dies entspricht einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 9 km/h.

Eine Nutzung der Funktion bei niedrigeren Geschwindigkeiten ist möglich, aber aus energetischer Sicht nicht sinnvoll, da zur weiteren Verzögerung elektrische Energie aus der Batterie aufgewendet werden muss, um das Bremsmoment des Verbrennungsmotors abzustützen. Alternativ kann der Verbrennungsmotor vollständig abgelegt werden und gegen das Losbrechmoment des Verbrennungsmotors verzögert werden. Hierbei wäre der Wiederstart des Verbrennungsmotors während der Fahrt kritisch, weshalb die Funktion nicht umgesetzt wird.

Gangwechselfunktion

Der Antrieb des Demonstratorfahrzeugs verfügt nach dem ePGS über ein mehrstufiges Schaltgetriebe. Dieses beinhaltet die Parksperre, einen Rückwärtsgang, einen Neutralgang, einen L-Gang für niedrige Geschwindigkeiten und höhere Lasten sowie den H-Gang für die Fahrt auf der Straße. Der Antrieb soll Schaltungen zwischen den Gängen ermöglichen, was

aufgrund der geänderten Antriebskonfiguration besonderer Beachtung bedarf.

Gangwechsel sind in der konventionellen Antriebskonfiguration mit CVT-Getriebe grundsätzlich nur im Stand und bei Leerlaufbetrieb des Verbrennungsmotors möglich. Dabei wird die Ausgangswelle des CVT-Getriebes nicht angetrieben und steht still. Die Abtriebswelle des ePGS wird beim Leerlaufbetrieb nicht mit Drehmoment beaufschlagt und steht im P-, R-, L-, und H-Gang aufgrund der Verbindung zu den Rädern ebenfalls still. Da die Abtriebswelle des ePGS annähernd lastfrei ist, können die Gänge gelöst und geschaltet werden.

Im Neutralgang besteht diese Verbindung zu den Rädern nicht. Hier kann nicht sichergestellt werden, dass die drehmomentfreie Ansteuerung der elektrischen Maschine ausreichend ist, um eine Abtriebsdrehzahl $n_{Ab} \approx 0$ 1/min einzustellen. Befindet sich das Schaltgetriebe im Neutralgang, kann die Abtriebswelle beispielsweise aufgrund von Trägheitseffekten oder Reibung beschleunigt werden. Da es sich in dem Getriebe um einfache Klauenkupplungen ohne Synchronisationseinrichtung handelt, führt das Einkuppeln einer drehenden Welle im Schaltgetriebe zu einem Lastschlag und potentiell zu Beschädigungen. Um dies zu vermeiden, wird der Neutralgang durch das Hybridsystem erkannt und schaltet, wenn dieser eingelegt ist, von drehmomentfreiem Betrieb in eine aktive Drehzahlregelung der ePGS-Abtriebswelle. So kann verhindert werden, dass diese zu drehen beginnt und der Kuppelvorgang aus dem Neutralgang heraus wird ermöglicht.

Kupplungssynchronisation

Erfolgt der Übergang von VRM in PDM passiv über Synchronisation der Getriebewellen durch die Fliehkraftkupplung, hat dies den Nachteil, dass die Drehzahlangleichung ausschließlich über Reibung erreicht wird. Dies führt zu Kupplungsverschleiß, erzeugt Wärme, die abgeführt werden muss und kann zu einem für den Fahrer wahrnehmbaren Schaltruck führen. Um die Synchronisation verschleißärmer, effizienter und komfortabler zu gestalten, wurde eine aktive Synchronisationsfunktion implementiert. Erreicht der Antrieb eine Drehzahl von $n_{Ab} = 2150$ 1/min wird mit der aktiven Drehzahlangleichung begonnen. Dazu wird die Zieldrehzahl des Verbrennungsmotors kontinuierlich an die aktuelle Abtriebsdrehzahl angepasst. Nach Gl 3.2 wird bei Angleichung zweier Getriebewellen die dritte Welle automatisch mit angeglichen. Durch die vorangegangene Synchronisation werden beim Einkuppelvorgang lediglich die Fliehbacken an die Kupplungsglocke angelegt. Reibleistung fällt aufgrund der fehlenden Drehzahldifferenz in der Theorie nicht an, wodurch keine Leistungsverluste auftreten und die Kupplung nur geringfügig verschleißt. Auch ein für den Fahrer spürbarer Ruck wird auf diese Weise vermieden.

Kritisch an der aktiven Synchronisation ist, dass die elektrische Maschine in positiver Drehrichtung betrieben werden muss, um die Drehzahl des Verbrennungsmotors in Richtung der Abtriebsdrehzahl zu verschieben. Folglich wird dazu elektrische Leistung aus der Batterie benötigt, wodurch dieser Fahrzustand nur für eine begrenzte Zeit aufrechterhalten werden kann. Aus diesem Grund wird die Abtriebsdrehzahl für den Start der Synchronisation vom Ladezustand der Batterie abhängig gemacht. Bei entladener Batterie beginnt die Synchronisation bei einer höheren Abtriebsdrehzahl. Unterschreitet die Batterie einen definierten Mindest-SoC, wird gänzlich auf die aktive Synchronisationsfunktion verzichtet und über das Reibmoment der Fliehkraftkupplung synchronisiert.

Kombinaton der Funktionen

Die Steuerung des VRM ist aufgrund der Vielzahl verschiedener Funktionen verglichen mit EDM und PDM deutlich komplexer. Jede Funktion der VRM-Betriebsstrategie erzeugt einen Zielwert für die Drehzahl des Verbrennungsmotors. Der sich daraus ergebende Zielkonflikt wird durch eine Überlagerung und Priorisierung der verschiedenen Funktionen aufgelöst. Abbildung 4.7 zeig tdie zugrundliegende Logik zur Verrechnung der Funktionen.

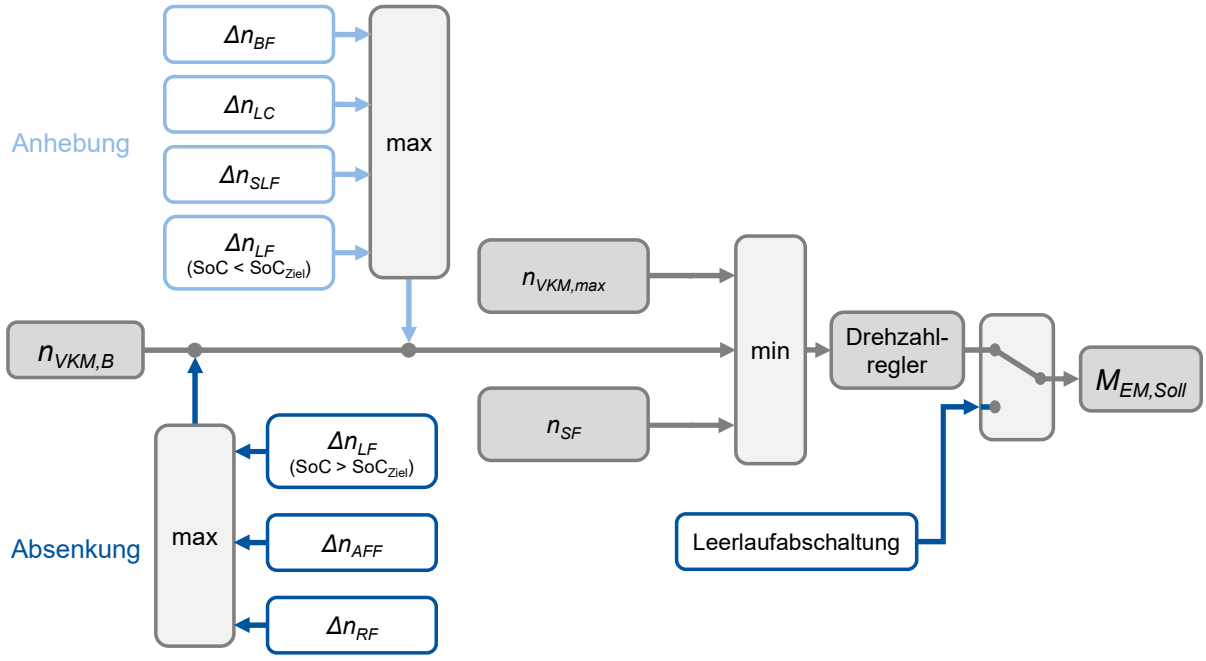


Abbildung 4.7: Kombination der Hybridfunktionen zur Bestimmung der Drehmomentanfrage der elektrischen Maschine im VRM

Grundlage für die Bestimmung der Zieldrehzahl des Verbrennungsmotors ist der Basisbetriebspunkt $n_{VKM,B}$. Diese Drehzahl kann durch unterschiedliche Funktionen erhöht oder abgesenkt werden. Funktionen, die zu einer Absenkung der Motordrehzahl führen sind

die Ladezustandssteuerung - bei Ladezuständen oberhalb des Ziel-SoC -, die Leerlauffunktion sowie die Rekuperations-Funktion. Hierbei wird bei unterschiedlichen Anfragen die höhere Zieldrehzahl priorisiert. Funktionen, die eine Anhebung der Verbrennungsmotordrehzahl bewirken, sind die Boost-Funktion, die Launch-Control bzw. Standladefunktion sowie die Ladungszustandssteuerung, sofern eine höhere Ladeleistung eingestellt werden soll. Auch hier wird die höchste Zieldrehzahl priorisiert. Basisdrehzahl sowie Funktionen zur Anhebung und Absenkung der Verbrennungsmotordrehzahl werden anschließend addiert und bilden die vorläufige Zieldrehzahl. Diese kann anschließend durch die Kupplungssynchronisations-Funktion überschrieben werden, sobald das Fahrzeug sich der Einkuppelgeschwindigkeit nähert und die Batterie ausreichend geladen ist. Nachgeschaltet erfolgt die Begrenzung der maximal zulässigen Verbrennungsmotordrehzahl und schließlich die Drehzahlregelung, welche die Drehzahlanforderung in eine Momentenanfrage für den Inverter umwandelt. Zuletzt erfolgen eine Abfrage der Fahrgeschwindigkeit und der Gaspedalstellung. Wird das Gaspedal nicht betätigt und bewegt sich das Fahrzeug unterhalb der minimalen Rekuperationsgeschwindigkeit, wird kein Drehmoment vom Inverter angefordert. So kann der Verbrennungsmotor ohne Einflüsse von Abtrieb oder elektrischer Maschine in den Leerlauf abfallen.

Drehzahlregelung

Im VRM wird der Antrieb drehzahlgeregelt betrieben. Da der Inverter über einen internen Drehzahlregler verfügt, ist es naheliegend diesen zur Steuerung der elektrischen Maschine zu verwenden. Vorteilhaft ist hierbei, dass ein auf dem Inverter implementierter Drehzahlregler weniger Latenzen unterliegt, wodurch eine schnellere und präzisere Regelung möglich ist. Im rein elektrischen Betrieb sowie im PDM soll die elektrische Maschinen hingegen drehmomentgeführt betrieben werden. Dies führt dazu, dass der Inverter-Betriebsmodus beim Übergang in und aus dem VRM gewechselt werden muss. Dies ist insbesondere bei drehender elektrischer Maschine kritisch, da der interne Drehzahlregler des verwendeten Inverters zunächst mit dem Zielwert $n_{EM,Ziel}$ = 0 1/min initialisiert wird, was zu einer ungewollten Drehmomentspitze führt.

Aus diesem Grund wird der Inverter ausschließlich in Drehmomentregelung betrieben. Die Drehzahlregelung zur Steuerung des Hybridsystems ist auf der HCU implementiert. Geregelt wird dabei nicht die Drehzahl der elektrischen Maschine, sondern die Drehzahl des Verbrennungsmotors.

Der Betrieb der elektrischen Maschine nahe dem Stillstand soll vermieden werden. Dies führt

bei hohen Drehmomenten zu einer hohen thermischen Belastung einzelner Phasen der EM und der Halbleiter der Leistungselektronik. Aus diesem Grund wird die Zieldrehzahl, bei Unterschreiten des Betrags der EM-Drehzahl von $|n_{EM,min}|$ = 50 1/min, entsprechend verschoben.

Das Drehmoment, welches die elektrische Maschine stellen muss, kann aufgeteilt werden in einen Teil zur Abstützung des Verbrennungsmotordrehmoments entsprechend Gl 3.5 und einen Teil zur Drehzahländerung. Ziel der Vorsteuerung ist es, den Drehmomentanteil zur Abstützung des Verbrennungsmotormoments möglichst genau einzustellen, damit der Regler im Wesentlichen den Anteil zur Drehzahlsteuerung einregeln muss. Das vorzusteuernde Drehmoment wird auf Basis einer zweidimensionalen Tabelle basierend auf Fahrpedalstellung und Motordrehzahl bestimmt. Da das genaue Verhalten des Verbrennungsmotors nicht bekannt ist, unterliegt das abgeschätzte Drehmoment einer gewissen Unsicherheit, welche durch den Regler kompensiert werden muss.

Als Regler wird ein reiner Proportionalregler verwendet. Zwar weist dieser eine bleibende Regelabweichung auf, dies ist aber aufgrund des meist transienten Antriebsverhaltens kein entscheidender Nachteil. Vorteilhaft ist die im Vergleich zu PI- oder PID-Reglern vereinfachte Parametrierung und der Verzicht auf erweiterte Reglerfunktionen wie beispielsweise eine Anti-Windup-Funktion.

4.5.4 Parallel Drive Mode

Bei Fahrgeschwindigkeiten mit einer Abtriebsdrehzahl oberhalb $n_{FK,S}$ ist das Planetengetriebe verblockt. Somit können VKM und EM verlustfrei Drehmoment auf die Abtriebswelle aufprägen. Dieser Betriebsmodus ähnelt stark einer klassischen Parallelhybridarchitektur und ermöglicht aufgrund der starren Kopplung der Wellen nur einen begrenzten Funktionsumfang. Funktionen wie beispielsweise Segeln, die das Abkoppeln des Verbrennungsmotors erfordern, können prinzipbedingt nicht umgesetzt werden.

Ladezustandssteuerung

Im PDM ist die Versorgung des elektrischen Systems des Fahrzeugs und Aufladung der 48V-Batterie besonders effizient, da eine direkte Kopplung zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine besteht. Zudem wird die Last der VKM erhöht, was abgesehen vom Betrieb nahe der Nennleistung die Effizienz des Motors steigert. Aus diesem Grund soll primär der PDM zur Ladung der Batterie verwendet werden, im VRM kann so tendenziell die

Motordrehzahl reduziert werden, was sich ebenfalls positiv auf die Gesamteffizienz auswirkt. Die angeforderte Ladeleistung wird abhängig von der Abweichung zwischen aktuellem SoC der 48V-Batterie und dem Zielladezustand berechnet. Dabei wird pro Prozentpunkt, die der aktuelle Ladezustand unterhalb des Ziel-SoCs liegt, eine Ladeleistung von 200 W angefordert. Ein Ladezustand oberhalb des Ziel-SoC führt nicht zu einem motorischen Betrieb des Elektromotors. Nach der initialen Bestimmung der gewünschten Ladeleistung wird die Anfrage plausibilisiert. Um die Fliehkraftkupplung nicht bereits kurz nach Erreichen der Einkuppeldrehzahl mit einer hohen Drehmomentdifferenz, welche zum Schleifen der Kupplung führen könnte, zu belasten, wird die Ladeleistung bei Abtriebsdrehzahlen $n_{Ab} \leq 2800$ 1/min über einen Multiplikator reduziert. Der Multiplikationswert ist drehzahlabhängig und wird zwischen 2650 und 2800 1/min von 0,1 bis 1 linear erhöht. Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit bei Einkuppeldrehzahl würde so die Batterie zunächst entladen, bis sich aufgrund der SoC-Abhängigkeit der Ladeleistung ein Gleichgewichtszustand einstellt.

Eine weitere Plausibilisierung erfolgt über die Fahrpedalstellung. Bei einer Pedalposition unterhalb von 7 % wird die Ladeleistungsanforderung auf 0 W reduziert. Hintergrund ist, dass hier die Rekuperationsfunktion einsetzt und das Verzögerungsverhalten des Fahrzeugs nach Möglichkeit konstant und unabhängig vom SoC sein soll. Auch bei hohen Fahrpedalstellungen wird die Ladeleistungsanforderung reduziert. Ähnlich wie bei der Drehzahlabhängigkeit wird die Ladeleistungsanforderung bis auf 10 % des Initialwertes reduziert, um möglichst die volle Leistung des Antriebs nutzen zu können. Gleichzeitig wird durch eine Beschränkung auf 10 % verhindert, dass die Batterie bei dauerhaft hoher Antriebsleistung vollständig entladen wird.

Die plausibilisierte Ladeleistung wird über die aktuelle Drehzahl der EM in ein Drehmoment umgerechnet und in den übergeordneten Drehmomentkoordinator für den PDM-Betrieb übergeben.

Boost-Funktion

Die Boost-Funktion soll die VKM bei hohen Lastanforderungen unterstützen und so bessere Fahrleistungen ermöglichen. Entsprechend ist die angeforderte Boost-Leistung an die Fahrpedalstellung gekoppelt. Um auch bei moderaten Fahrpedalpositionen bereits ein – im Vergleich zum rein verbrennungsmotorischen Betrieb – verbessertes Fahrverhalten zu erhalten, beginnt die Boost-Funktion bereits ab Fahrpedalpositionen von 30 % zusätzliche Leistung freizugeben. Der Leistungsverlauf folgt bis zu einer Fahrpedalposition von 100 % einem progressiven Verlauf und endet bei einer Leistungsanforderung von 12 kW.

Ähnlich der Ladezustandsregelung wird auch die initiale Boost-Leistungsanforderung über den

Ladezustand der Batterie plausibilisiert. Sinkt der SoC unter den Zielwert, wird die Leistungsanforderung der Boost-Funktion reduziert. Bei Unterschreiten des SoC-Zielwertes um 20 % wird die Boost-Funktion vollständig deaktiviert.

Analog zur Ladezustandsregelung wird die bestimmte Boost-Leistung in ein Drehmoment für die elektrische Maschine umgerechnet und an den Drehmomentkoordinator übergeben.

Rekuperation

Der letzte Funktionsbaustein des PDM ist die Rekuperation. Aufgrund der wenig zuverlässigen Bremskrafterkennung soll in Abhängigkeit des Fahrpedals das Fahrzeug verzögern. Dazu wird eine von der Fahrpedalposition abhängige Rekuperationsleistung definiert. Um beim Verringern der Pedalposition keinen Ruck zu erzeugen, steigt die Rekuperationsanforderung nicht sprunghaft, sondern wird bei Pedalstellungen unterhalb von 7 % linear erhöht, bis das Gaspedal nicht betätigt wird. Ähnlich der Ladezustandsregelung und Boost-Funktion wird die Rekuperationsfunktion über Abtriebsdrehzahl und Ladezustand zunächst mit einem Plausibilisierungsfaktor multipliziert.

Um ein Überladen der Batterie zu verhindern, wird die Rekuperation bei Ladezuständen oberhalb von 80 % reduziert und bei Erreichen eines SoC von 90 % des nutzbaren Ladefensters komplett abgeschaltet. Die Plausibilisierung über die Abtriebsdrehzahl erfolgt analog zur Ladezustandsregelung. Auch die Rekuperationsleistungsanforderung wird in ein äquivalentes Drehmoment umgerechnet und an den Drehmomentkoordinator übergeben.

Kombination der Funktionen

Jede der erläuterten Steuerungsfunktionen des PDM berechnet eine Drehmomentanfrage für den elektrischen Antrieb. Diese werden zur Ermittlung der letztendlich an die elektrische Maschine gestellten Anfrage addiert. Durch diese Art der Kombination und die Ausführung der einzelnen Funktionen ist sichergestellt, dass keine unplausiblen Werte angefragt werden. Sowohl bei Ladestrategie als auch Boost-Funktion wird durch die Betrachtung der Fahrpedalstellung sichergestellt, dass diese deaktiviert sind, sofern die Rekuperationsfunktion aktiv ist. Durch die Addition von Ladezustandsregelung und Boost-Funktion werden beide Funktionen gegeneinander gewichtet. Beispielsweise wird bei einer Entladung der Batterie das durch die Ladefunktion angeforderte Drehmoment zunehmen, während das durch die Boost-Funktion angeforderte Drehmoment abnimmt. Das resultierende Drehmoment wird so einen Wert annehmen, bei dem Boost-Funktion, Ladefunktion und der elektrische Energieverbrauch

des Fahrzeugs im Gleichgewicht stehen.

4.5.5 Thermomanagement und Bauteilschutz

Um einen sicheren und robusten Betrieb des Hybridsystems zu ermöglichen, müssen die Komponenten des Antriebs in den für sie vorgesehenen Betriebsbereichen gehalten werden. Dies betrifft primär die Bauteiltemperaturen und umfasst bei der 48V-Batterie zusätzlich den Ladezustand. Im Folgenden soll auf das Thermomanagement und die implementierte Strategie zur Leistungsreduktion eingegangen werden.

Da der Verbrennungsmotor über seine eigene vom Hersteller implementierte Notlaufstrategie verfügt, wird dieser von der Hybridsteuerung nicht berücksichtigt. Wird der Verbrennungsmotor zu warm besteht für das Motorsteuergerät die Möglichkeit zusätzlich einen Lüfter zu aktivieren, welcher den Luftstrom durch den Kühler erhöht und so für eine verbesserte Kühlleistung sorgt.

Auch die Hybridsteuerung verfügt über die Möglichkeit die Komponententemperatur zu beeinflussen. Batterie, Inverter und elektrische Maschine sind in einen gemeinsamen Niedertemperaturkreislauf eingebunden. Dieser verfügt über eine elektrische Wasserpumpe, deren Solldrehzahl über eine PWM-Ansteuerung geändert werden kann. Um einem erhöhten Kühlungsbedarf gerecht zu werden, wird das System deshalb zunächst die Pumpendrehzahl und in der Folge den Kühlmittelvolumenstrom steigern.

Die Pumpenansteuerung erfolgt über einen Proportionalregler, welcher die Kühlmitteltemperatur am Kühleraustritt auf einen einstellbaren Sollwert regelt. Sollte eine Steigerung des Kühlmittelvolumenstroms nicht ausreichend sein, besteht die Möglichkeit den Lüfter des Motorkühlkreislaufes zu aktivieren.

Ein möglicher Fehlerfall, der über den Kühlmitteltemperatursensor am Auslass des Wärmetauschers nur unzureichend erkannt werden kann, ist ein Ausfall der Kühlmittelpumpe. Die PWM-Ansteuerung der Pumpe liefert keine Statusrückmeldung, sodass weder die Drehzahl der Wasserpumpe noch ihr Betriebszustand bekannt sind. Zur Plausibilisierung der Kühlmitteltemperatur wird diese mit den Temperaturen von Inverter, Batterie und Elektromotor verglichen. Ergibt sich dabei über einen Zeitraum von fünf Sekunden eine signifikante Abweichung, wird davon ausgegangen, dass die Pumpe nicht korrekt arbeitet.

Ein ähnlicher Zustand kann auftreten, wenn der elektrische Antrieb über einen längeren Zeitraum stark belastet wird. Insbesondere die Leistungshalbleiter des Inverters aber auch die Wickelköpfe des Elektromotors verfügen über eine, verglichen mit der 48V-Batterie, geringe thermische Trägheit und erwärmen sich schneller. Sollte die Temperatur an einer Komponente die Grenze für den sicheren Betrieb übersteigen, wird die Leistung des elektrischen Antriebs

reduziert, um ein Überhitzen und potentiellen Schaden der Komponenten zu vermeiden. Da die Komponenten unterschiedliche Betriebstemperaturgrenzen aufweisen, wird für jede Komponente ein separater Leistungsreduktionsfaktor berechnet.

Zusätzlich dazu gibt die 48V-Batterie über die CAN-Bus Schnittstelle eine Information zu den aktuell tolerierbaren Lade- und Entladeleistungen. Diese berücksichtigen neben der Temperatur auch den Ladezustand und liefern einen weiteren Leistungsreduktionsfaktor.

Der Minimalwert dieser Faktoren wird mit der Drehmomentanforderung an den Inverter multipliziert und bei der Berechnung der zulässigen Maximaldrehzahl für den Verbrennungsmotor im VRM berücksichtigt.

4.5.6 Abfangen kritischer Betriebszustände

Zum Abschluss des Kapitels soll die Frage behandelt werden, ob sich durch den Aufbau des untersuchten Hybridsystems Betriebszustände ergeben können, welche nicht durch die Hybridsteuerung abgefangen werden und zu einem teilweisen oder vollständigen Funktionsausfall führen können. Der vollständige Ausfall einer Komponente oder mechanische Defekte sollen hier nicht betrachtet werden. Problematisch sind insbesondere Zustände, die über einen längeren Zeitraum hinweg aufrechterhalten werden sollen und zu einer starken Belastung einzelner Bauteile führen.

Hybridbetrieb bei niedrigen Geschwindigkeiten

Wie bereits erläutert, ergibt sich im VRM bis zu einer Fahrgeschwindigkeit von 12 km/h eine negative Drehzahl der elektrischen Maschine und somit eine positive Ladebilanz der Batterie. Wird dieser Zustand über einen längeren Zeitraum aufrecht erhalten, wird die Batterie das obere Ende des Ladezustandsfensters erreichen. Dieser Zustand kann jedoch durch den Wechsel in den rein elektrischen Betrieb vermieden werden.

Verschärft wird die Situation, wenn die Ladeakzeptanz der Batterie entscheidend reduziert ist, wie es beispielsweise bei extrem niedrigen Temperaturen auftreten kann. In diesem Fall könnte die Ansteuerung der elektrischen Maschine so verändert werden, dass zwar ein Lastmoment abgestützt werden kann, jedoch keine Leistung in die Batterie gespeist wird. Die durch die elektrische Maschine abgestützte Leistung wird komplett in Wärme umgewandelt, was aus energetischer Sicht nicht sinnvoll ist. Die Verlustwärme kann jedoch genutzt werden, um die Batterie zu heizen und das elektrische Antriebssystem wieder voll funktionsfähig zu machen. Diese Variante ist mit den im Prototypenfahrzeug verwendeten Komponenten nicht

umsetzbar, da dazu stark in die Steuerung des Inverters eingegriffen werden muss, was bei dem genutzten Inverter nicht möglich ist. Zudem muss der Inverter durch das Aufprägen eines nicht optimalen Stromzeigers in Summe höhere Ströme bereitstellen, was eine größere Auslegung des Inverters erfordern würde.

Hybridbetrieb an der Schwelle von VRM zu PDM

Der Übergang von VRM zu PDM wird durch die Fliehkraftkupplung bestimmt und liegt bei der eingesetzten Fliehkraftkupplung bei 34 km/h. Zur Vermeidung einer schleifenden Kupplung werden die Drehzahlen der Wellen des Planetengetriebes mit der in Kapitel 4.5.3 erläuterten Synchronisationsfunktion vorab angeglichen. Zur aktiven Synchronisation ist der Einsatz elektrischer Leistung aus der Batterie erforderlich. Ein konstanter Fahrbetrieb knapp unterhalb dieser Geschwindigkeit führt dazu, dass das Hybridsystem den Fahrzustand nicht langfristig aufrechterhalten kann. Bei Unterschreiten des Mindestladezustands zur Nutzung der Synchronisationsfunktion wird diese abgeschaltet. Das Drehmomentgleichgewicht innerhalb des Planetengetriebes ist nun nicht mehr gegeben, was eine Erhöhung der Differenzdrehzahl und somit eine gesteigerte Reibleistung an der Kupplung bedingt. Diese Reibleistung resultiert in einer Erwärmung der Kupplung, welche über einen längeren Zeitraum zu einer kritischen Kupplungstemperatur führt. Die Geschwindigkeit muss entweder so weit gesteigert werden, dass die Kupplung ausreichend Drehmoment zur Synchronisation übertragen kann, oder so weit reduziert werden, dass die Kupplung unterhalb ihrer Einschaltdrehzahl betrieben wird. Da eine Steigerung der Geschwindigkeit ohne die Intention des Fahrers nicht zulässig ist, bleibt dem System nur die Reduktion der Geschwindigkeit durch eine Verringerung des abgestützten Drehmoments an der elektrischen Maschine als Abhilfemaßnahme.

Hoher Zugkraftbedarf

Ein besonders kritischer Betriebsfall ist eine konstant hohe Radlastanforderung über einen längeren Zeitraum. In Abhängigkeit der Geschwindigkeit, des Betriebsmodus und der Fahrgeschwindigkeit ergeben sich dabei unterschiedliche Herausforderungen.

Überschreitet der Fahrerwunsch im PDM den allein durch den Verbrennungsmotor darstellbaren Drehmomentbereich, muss die elektrische Maschine im Rahmen der Boost-Funktion zusätzliches Drehmoment bereitstellen. Ist dies nicht möglich, weil die Batterie bis auf den minimal zulässigen SoC entladen wurde, oder die Temperatur einer Komponente des elektrischen Antriebs zu hoch ist, muss die Leistung reduziert werden. Am Rad wird so weniger Drehmoment zur Verfügung stehen. Dies ist insbesondere bei Drehzahlen knapp oberhalb der

Einkuppeldrehzahl relevant. Hier entwickelt der Verbrennungsmotor unter Annahme der Volllastkurve ein vergleichsweise geringes Drehmoment. Etwa 50 % des maximalen Abtriebsmoments werden durch die elektrische Maschine bereitgestellt. Ist eine Drehmomentunterstützung in diesem Fall nicht möglich, sinkt auch die zur Verfügung stehende Leistung auf etwa die Hälfte. Dieser Betriebsfall kann durch die Betriebsstrategie nicht abgefangen werden, ist aber für das Hybridsystem selbst unkritisch.

Anders stellt sich die Situation im VRM dar. Hier führt eine Reduktion des verfügbaren Drehmoments der elektrischen Maschine in Folge einer thermischen Überbelastung oder Leistungslimitierung der Batterie zu einer instabilen Momentenverteilung innerhalb des Planetengetriebes. Wird das Drehmoment der elektrischen Maschine reduziert, während der Verbrennungsmotor weiterhin ein konstantes Drehmoment einbringt, führt dies zu einer Reduktion des Drehmoments am Abtrieb. Aufgrund des Drehmomentüberschusses an der Sonnenwelle wird diese Welle beschleunigt, die Abtriebswelle bleibt aufgrund der Trägheit des Fahrzeugs zunächst in erster Näherung konstant. Die elektrische Maschine erfährt eine negative Beschleunigung, wird also bei positiver Drehzahl gebremst beziehungsweise bei negativer Drehzahl weiter beschleunigt. Dieser Zustand ähnelt dem in Kapitel 4.5.3 beschriebenen Phänomen einer unkontrollierten Beschleunigung des Verbrennungsmotors, die aufgrund einer Limitierung des Drehmoments der elektrischen Maschine nicht abgefangen werden kann. Während die beschriebene Drehzahllimitierung aufgrund der notwendigen Feldschwächung durch eine Begrenzung der maximalen Verbrennungsmotordrehzahl abgefangen werden kann, ist dies bei einer thermisch begründeten Einschränkung nur in begrenztem Maße umsetzbar. Zwar kann auch die Drehzahl des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit der Temperatur beschränkt werden, dies ist jedoch nur möglich, wenn die Leistung des elektrischen Systems nicht über das zur Abstützung des maximalen Verbrennungsmotormoments bei 2500 1/min notwendige Maß reduziert werden muss. Bei der für den Verbrennungsmotor getroffenen Annahme des Betriebskennfeldes (vgl. Abbildung 3.6) sind dies 35 Nm. Entsprechend Gl 3.5 sind 63 Nm der elektrischen Maschine zur Abstützung erforderlich.

Gelingt die Abstützung nicht, wird der Verbrennungsmotor beschleunigt, bis dieser durch den in der ECU implementierten Drehzahlbegrenzer abgeregelt wird. Dieser Zustand kann durch das im Prototypenfahrzeug eingesetzte Hybridsystem nicht stabilisiert werden und erfordert eine Lastreduktion durch den Fahrer oder die Abschaltung des Verbrennungsmotors durch Entzug der Zündung. Um dies zu verhindern wird mit den in Kapitel 4.5.5 erläuterten Funktionen versucht diesen Zustand bereits abzufangen bevor ein kritischer Zustand erreicht wird.

5 Experimentelle Untersuchung

Die in Kapitel 4 erläuterten Funktionen sind in der HCU implementiert und in Fahrversuchen kalibriert. Im Folgenden soll das Verhalten der Antriebssteuerung in unterschiedlichen Fahrmanövern untersucht und anhand von Messdaten analysiert werden. Die aufgezeichneten Messdaten werden mit Hilfe von ETAS Inca über die XCP-Schnittstelle der HCU aufgezeichnet. Die Signale entstammen der im vorangegangenen Kapitel erläuterten Software, was die erreichbare Messfrequenz auf 100 Hz, die Laufzeit der Software, beschränkt. Auch kann es aufgrund unterschiedlicher Signallaufzeiten beispielsweise auf dem CAN-Bus zu Latenzen kommen.

5.1 Validierung rein elektrischer Fahrfunktionen

Analog zum Aufbau von Kapitel 4 soll mit der Analyse des rein elektrischen Fahrmodus begonnen werden. Zur Validierung der im EDM umgesetzten Funktionen werden zwei Fahrszenarien diskutiert. Es werden eine Volllastbeschleunigung sowie ein Fahrmanöver mit Rekuperation über die Fahrpedalcharakteristik betrachtet. Beide Fahrmanöver sind in Abbildung 5.1 dargestellt.

In beiden Fahrmanövern kann während des Anfahrvorgangs der Einfluss der implementierten Bauteilschutzfunktion beobachtet werden. Bei niedrigen Drehmomenten wird die zulässige Änderungsrate des Drehmoments der elektrischen Maschine stark limitiert. Auch das maximale im EDM zur Verfügung stehende Drehmoment ist zum Schutz des Freilaufs auf $M_{EDM,max}$ = 80 Nm begrenzt. Darüber hinaus ermöglicht der langsame Drehmomentaufbau in Verbindung mit der progressiven Fahrpedalkennlinie ein präzises Manövrieren des Fahrzeugs insbesondere bei niedrigen Geschwindigkeiten.

Die Zeit zum Aufbau des vollen Drehmoments beträgt bei der Volllastbeschleunigung 0,86 Sekunden. Ein Wert, der in einer zukünftigen Ausführung deutlich reduziert werden muss, um die für elektrische Antriebe typische instantane Drehmomententfaltung zu erzielen. Der Antrieb beschleunigt das Fahrzeug und reduziert das Drehmoment der Volllastlinie des elektrischen Antriebs folgend bis zum Erreichen der Geschwindigkeitsgrenze von $v_{EDM,max}$ = 27 km/h. So wird ein schlupfender Betrieb der Fliehkraftkupplung erfolgreich vermieden. Der bei konstanter Geschwindigkeit von 27 km/h aus der Batterie entnommene Strom beträgt im Mittel etwa 145 A. Bei einer nutzbaren Batteriekapazität von 10,5 Ah ergibt sich eine theoretische Betriebsdauer von 4:20 Minuten bzw. eine Reichweite von 2 km.

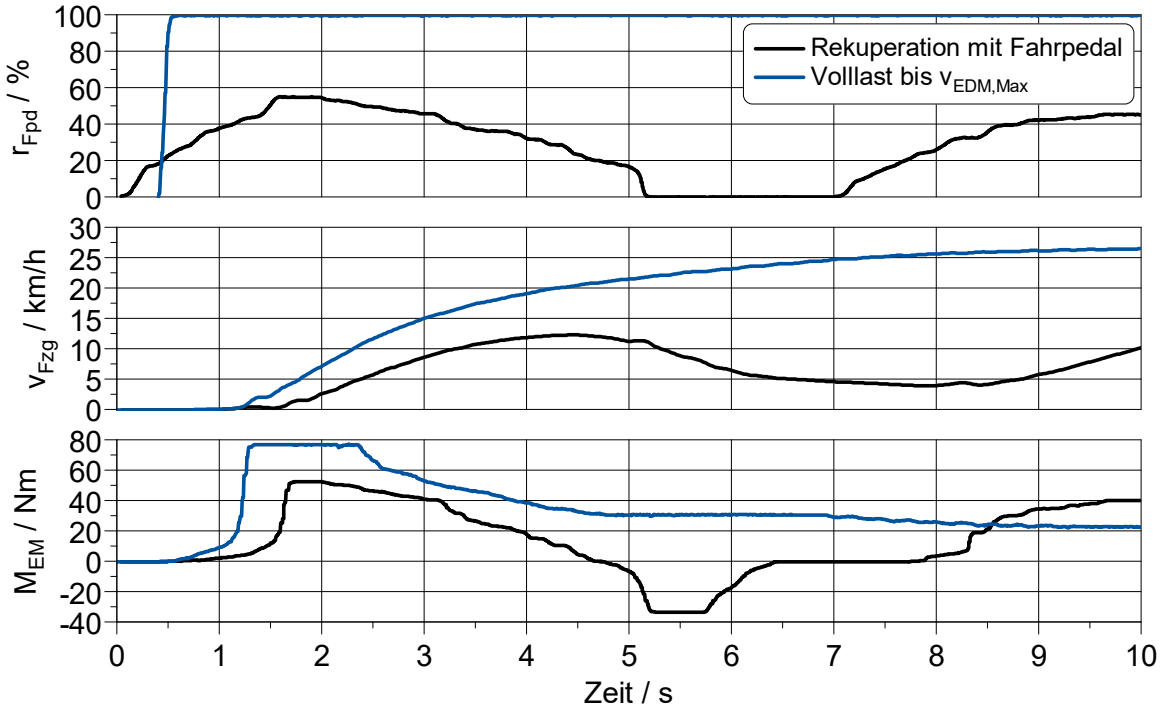


Abbildung 5.1: Fahrzeugmessung im EDM mit Volllastbeschleunigung und Rekuperation

Die zweite Messung zeigt eine moderate Beschleunigung mit anschließender Rekuperation, welche ebenfalls über die Fahrpedalposition gesteuert wird. Das Rekuperationsmoment wird bei einer Fahrpedalstellung r_{Fpd} unterhalb von 20 % aktiviert. Das maximal erreichbare Rekuperationsmoment wird zwischen 5 s und 6 s auf $M_{EDM,Reku,max}$ = -35 Nm limitiert, um das Anschleppen des Verbrennungsmotors oder Überspringen des Riemens zu vermeiden. Das maximale Rekuperationsmoment wird bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von v_{Fzg} < 8 km/h reduziert, bei v_{Fzg} < 5 km/h wird die Rekuperation komplett abgeschaltet.

5.2 Motorstart

Wie bereits erläutert, verfügt der Antrieb über unterschiedliche Möglichkeiten zum Start des Verbrennungsmotors. Neben dem Start über den Elektromotor des Hybridsystems kann der Verbrennungsmotor auch über den konventionellen Ritzelstarter gestartet werden.

Die situationsabhängige Auswahl des Startmodus wurde in Kapitel 4.5.2 erläutert. Im Folgenden soll ein Startvorgang mit Hilfe der elektrischen Maschine bei eingelegtem H-Gang sowie ein Motorstart über den Ritzelstarter untersucht werden. Beide Startvarianten werden im Stand sowie bei rollendem Fahrzeug durchgeführt.

5.2.1 Motorstart im Stand

Zunächst wird der Motorstart bei stehendem Fahrzeug betrachtet. Abbildung 5.2 zeigt für beide Startvorgänge die Drehzahlverläufe der Planetengetriebewellen sowie den Drehmomentverlauf der elektrischen Maschine. Auffällig ist die Verzögerung des Drehzahlsignals des Verbrennungsmotors. Die Latenz zur Erkennung der Motordrehzahl beträgt etwa 250 ms und ist mutmaßlich auf die Signalverarbeitung innerhalb von ECU und HCU zurückzuführen.

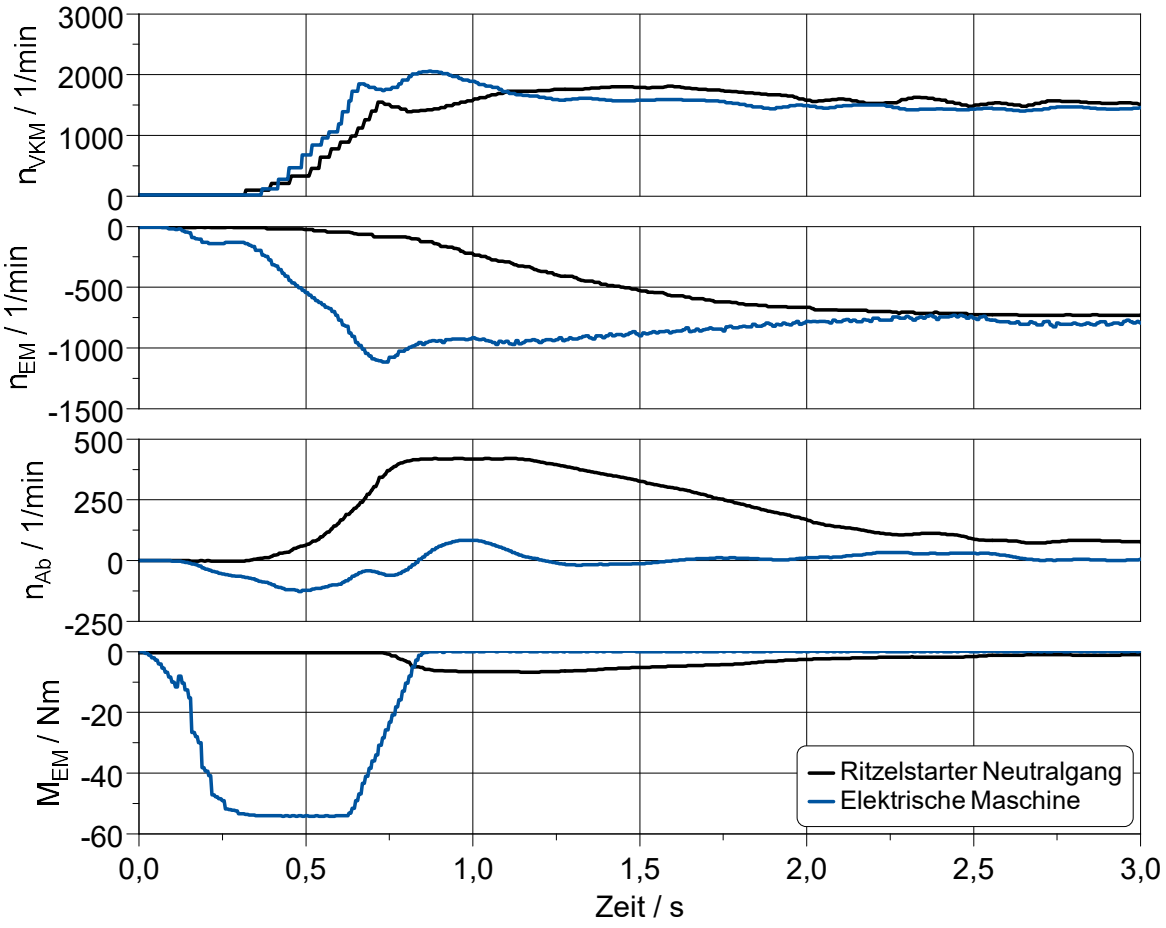


Abbildung 5.2: Vergleich Motorstart mit Ritzelstarter in Neutralgang und Start mit EM in H-Gang

Beim Hybridstart wird der Verbrennungsmotor mit einem Drehmoment an der elektrischen Maschine von $M_{EM,St}$ = 55 Nm angeschleppt. Das Drehmoment wird mit einer Änderungsrate von dM_{EM}/dt = 200 Nm/s erhöht, sodass das maximale Drehmoment nach 0,26 Sekunden erreicht wird. Der Abtrieb ist mit Hilfe der Radbremse blockiert, sodass dieser nicht beschleunigt werden kann und das Drehmoment der elektrischen Maschine abstützt. Die Beschleunigung des Verbrennungsmotors auf die Leerlaufdrehzahl von n_{LL} = 1500 1/min erfolgt in 0,6 Sekunden. Anschließend wird das Drehmoment der elektrischen Maschine reduziert. Zur Aufrechterhaltung des Leerlaufes des Verbrennungsmotors stellt die elektrische Maschine anschließend kein Drehmoment, sodass das Fahrzeug beim Lösen der Radbremse

nicht beschleunigt wird. Nach etwa 1,5 Sekunden ist ein stabiler Betrieb bei Leerlaufdrehzahl eingestellt.

Der Start über den Ritzelstarter ist im Gegensatz zum Hybridstart auch im Neutralgang möglich. Hier kann der Abtrieb des Planetengetriebes aufgrund der fehlenden Verbindung zu den Rädern nicht blockiert und somit kein Drehmoment auf die Kurbelwelle aufgeprägt werden. Der Ritzelstarter wird, wie in Kapitel 3.3.8 erläutert, über den KL50-Pin des Starterrelais aktiviert und beschleunigt den Verbrennungsmotor, bis das Motorsteuergerät die Masseverbindung des Relais unterbricht. Das Anschleppen des Motors ist verglichen mit dem Hybridstart etwas langsamer, die Beschleunigung auf Leerlaufdrehzahl benötigt 0,73 Sekunden. Der Rotor der elektrischen Maschine wird aufgrund der verglichen mit dem Abtrieb signifikant höheren Trägheit zunächst nicht beschleunigt. Im Neutralgang soll auch bei laufendem Verbrennungsmotor das Schalten in einen der Fahrgänge ermöglicht werden. Zum Schalten der im Getriebe verwendeten Klauenkupplung muss die Abtriebsdrehzahl reduziert werden. Die dazu implementierte aktive Regelung der Abtriebsdrehzahl mit Hilfe des Elektromotors reduziert diese innerhalb von 1,73 Sekunden nach dem Start des Verbrennungsmotors auf einen Wert $n_{Ab} < 100$ 1/min, wodurch eine Schaltung ermöglicht wird. Fahrbereitschaft kann somit nach knapp 2,5 Sekunden erreicht werden.

5.2.2 Motorstart in Fahrt

Neben dem Motorstart im Stillstand bietet das ePGS grundsätzlich auch die Möglichkeit, den Verbrennungsmotor während der Fahrt zu starten. Dazu sind in der Antriebssteuerung zwei Möglichkeiten implementiert. Die primäre Möglichkeit nutzt für den Start den Ritzelstarter. Zeitgleich zur Starteraktuierung wird das Drehmoment der elektrischen Maschine abgeschaltet, um den Freilauf zu entlasten und das erforderliche Startmoment zu reduzieren. Diese Startmethode konnte nicht validiert werden, da für den Betrieb des Starters die Spannungsversorgung des Starterrelais aktiviert werden muss. Während die Batterie-spannung durch die HCU geschaltet wird, wird die Masseverbindung des Relais wie im Serienzustand durch die ECU geschaltet, um sicherzustellen, dass der Starter nach erfolgreichem Start deaktiviert wird. Die Untersuchung im Fahrzeug hat gezeigt, dass die ECU keine Masseverbindung herstellt, was mutmaßlich auf eine interne Plausibilisierung mit der Raddrehzahl zurückzuführen ist und den Motorstart nur im Stand ermöglichen soll.

Die zweite Startvariante nutzt zum Motorstart die elektrische Maschine. Dabei wird während der Fahrt die Drehmomentrichtung umgekehrt. Abbildung 5.3 zeigt einen Startversuch mit einer Geschwindigkeit von 19 km/h. Zum Starten des Verbrennungsmotors wird die

Drehmomentrichtung der elektrischen Maschine umgekehrt. Dadurch wird das Fahrzeug verzögert und der Verbrennungsmotor kurz auf eine Drehzahl von 730 1/min angeschleppt. Dies sollte ausreichend sein um den Motor zu starten, es gelingt der ECU jedoch nicht die VKM zuzuschalten. Ob dies, ähnlich wie bei dem Versuch den Ritzelstarter zu aktivieren, auf eine Plausibilisierung mit der Raddrehzahl oder eine nicht ausreichende Motordrehzahl zurückzuführen ist, lässt sich mit der vorhandenen Datenlage nicht zweifelsfrei belegen.

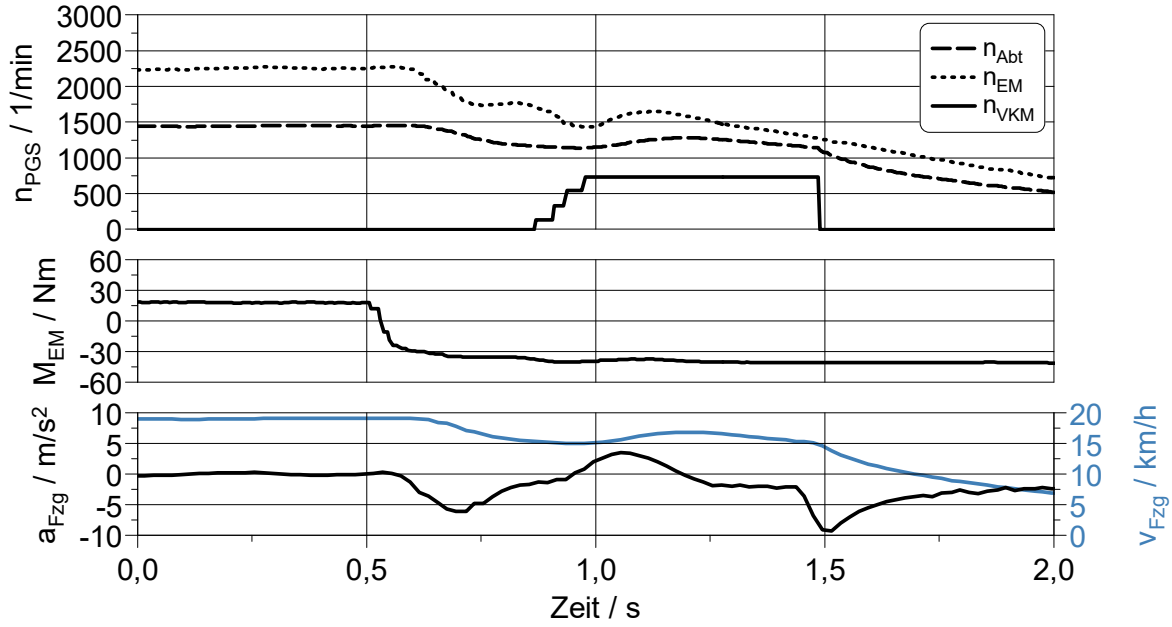


Abbildung 5.3: Startversuch in Fahrt mit Hilfe der elektrischen Maschine

Der Startversuch zeigt jedoch bereits, dass diese Startvariante deutliche Auswirkungen auf den Fahrkomfort hat. Die Messung zeigt an zwei Stellen einen signifikanten Ruck. Die erste Verzögerungsspitze ist die Folge der Momentenrichtungsumkehr an der elektrischen Maschine in Kombination mit dem Losbrechmoment des Verbrennungsmotors, welche ein negatives Abtriebs- bzw. Radmoment zur Folge haben. Die in der Messung zu beobachtende Verzögerung liegt bei a_{Fzg} = -6 m/s². Die Fahrzeuggeschwindigkeit nimmt während der Hochschleppphase innerhalb von 0,5 Sekunden um Δv_{Fzg} = 5 km/h ab. In Anschluss wird die Beschleunigung für einen kurzen Moment wieder positiv, was vermutlich auf den gefeuerten Betrieb zum Start des Verbrennungsmotors zurückzuführen ist. Nach ca. einer Sekunde schaltet die ECU die Zündung ab, was zu einem Verlust des Drehzahlsignals und zu einem zweiten Ruck führt. Die dabei erreichte Verzögerung liegt bei a_{Fzg} = -9 m/s².

Die Validierung zeigt, dass beide Startvarianten zum Start des Verbrennungsmotors im EDM ohne Änderung der ECU Software nicht umsetzbar sind. Somit ist mit dem Demonstrator-fahrzeug ein Motorstart ausschließlich im Stillstand möglich.

5.3 Validierung im Hybridbetrieb

Zur Validierung des Hybridbetriebes werden exemplarisch besonders relevante Fahrsituationen betrachtet. Dabei liegt der Fokus auf der Untersuchung des VRM, da sich das Betriebsverhalten hier wesentlich von üblichen Parallelhybridtopologien unterscheidet. Abschluss des Kapitels bildet eine Analyse des Kraftstoffverbrauchspotentials.

5.3.1 Ladungserhaltung im VRM

Zur Steuerung des Ladezustands der 48V-Batterie im VRM ist die in Kapitel 4.5.3 erläuterte Ladezustandssteuerung implementiert. Die Ladeleistungsanforderung wird basierend auf der Differenz zwischen Soll- und Ist-Ladezustand bestimmt.

Abbildung 5.4 zeigt das Systemverhalten in vergleichbaren Fahrmanövern bei unterschiedlichen Ladezustandsdifferenzen. Dabei wird in Abhängigkeit der Ladeleistungsanforderung die Drehzahl des Verbrennungsmotors angehoben. Befindet sich der Ladezustand oberhalb des Zielladezustandes (ΔSoC = +10 %), wird der Verbrennungsmotor meist bei der Basisdrehzahl von $n_{VKM,B}$ = 2500 1/min betrieben. Während der kurzen Hochlastphase zu Beginn der Messung wird die Drehzahl angehoben um ein höheres Drehmoment zu erreichen, fällt bei Reduktion der Lastanforderung jedoch wieder auf $n_{VKM,B}$ ab. Dies führt dazu, dass die 48V-Batterie über den Messzeitraum von 40 Sekunden um ΔQ_{Bat} = 750 As entladen wird, was einer Abnahme des SoC um etwa 1,4 % entspricht. Befindet sich der Ist-Ladezustand auf Niveau des Soll-Ladezustandes (ΔSoC = 0 %) wird die Verbrennungsmotordrehzahl zur Aufrechterhaltung des Ladezustandes auf etwa n_{VKM} = 3900 1/min angehoben. Dies führt zu einer über den Messverlauf nahezu ausgeglichenen Ladebilanz der Batterie. Eine deutlich entladene Batterie (ΔSoC = -20 %) führt zu einer signifikanten Anhebung der Verbrennungsmotordrehzahl auf n_{VKM} = 5500 1/min und zu einer Ladung der Batterie um ΔQ_{Bat} = 620 As bzw. einer SoC-Steigerung um etwa 1,2 %.

Die Ladeleistung wird neben der Drehzahl maßgeblich durch das Drehmoment bestimmt. Aus diesem Grund sind für den Ladezustandsverlauf die ersten Sekunden der Messung entscheidend, da hier die Lastanforderung besonders hoch ist. Bei jedem der untersuchten Szenarien wird bis zum Erreichen des Nulldurchgangs der Drehzahl der elektrischen Maschine elektrische Leistung generiert. In den Szenarien mit ΔSoC = -20 % und ΔSoC = 0 % steigt die EM-Drehzahl im weiteren Beschleunigungsverlauf in den positiven Bereich, wodurch ein Teil der zuvor generierten Leistung wieder eingesetzt wird, um den Verbrennungsmotor im verbrauchsgünstigeren Drehzahlbereich zu betreiben. Bei ΔSoC = -20 % wechselt die EM nur

kurz in den motorischen Betrieb. Es verbleiben 94 % der erzeugten Ladung in der Batterie und der Ladezustand kann im weiteren Fahrtverlauf weiter gesteigert werden.

Die Messung zeigt, dass die implementierte Funktion zur Ladungserhaltung im VRM funktioniert und effektiv in der Lage ist, den Ladezustand der 48V-Batterie aktiv zu steuern. Die Rückwirkung auf die Verbrennungsmotordrehzahl ist dabei für den Fahrer deutlich hör- und spürbar und sollte im Hinblick auf die Akzeptanz bei potentiellen Kunden weiter untersucht werden.

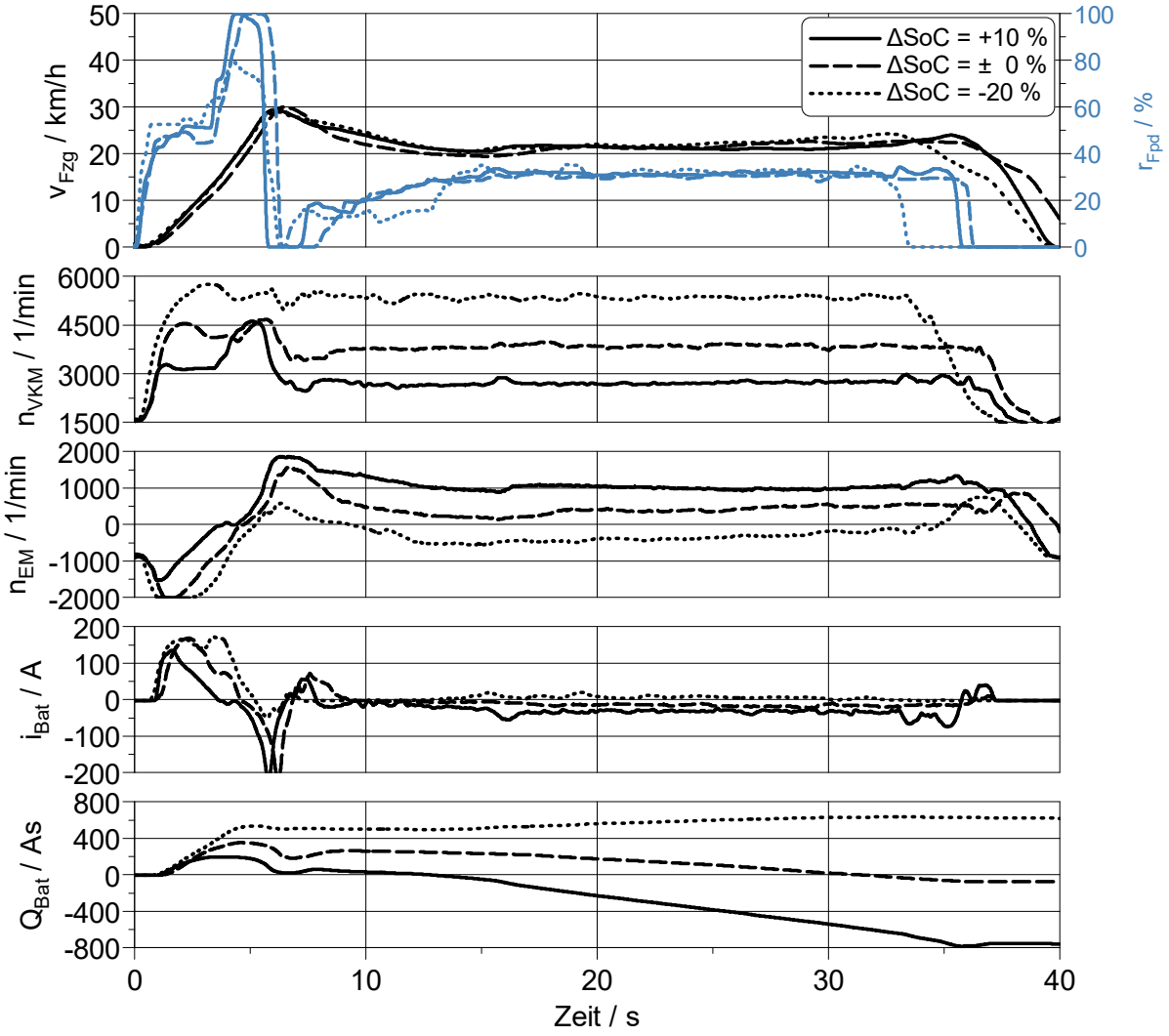


Abbildung 5.4: Vergleich des Ladeverhaltens bei unterschiedlichen Ladezuständen im VRM

5.3.2 Anfahrverhalten mit deaktivierter und aktivierter Launch-Control-Funktion

Wie in Kapitel 4.5.3 erläutert, muss beim Anfahren mit dem ePGS-Hybridsystem ein Kompromiss aus Abtriebsdrehmoment und Ansprechverhalten gefunden werden, da zur

Erreichung eines hohen Drehmoments zunächst die Drehzahl des Verbrennungsmotors angehoben werden muss. Abbildung 5.5 vergleicht eine reguläre Volllastbeschleunigung mit dem Einsatz der Lauch-Control-Funktion. In der umgesetzten Funktionsabstimmung wird im Falle einer Volllastanforderung die Verbrennungsmotordrehzahl auf n_{VKM} = 3000 1/min angehoben bevor die elektrische Maschine beginnt das Drehmoment des Verbrennungsmotors abzustützen. So verzögert sich das Ansprechverhalten um 0,4 Sekunden. Mit steigender Geschwindigkeit wird auch die Motordrehzahl angehoben.

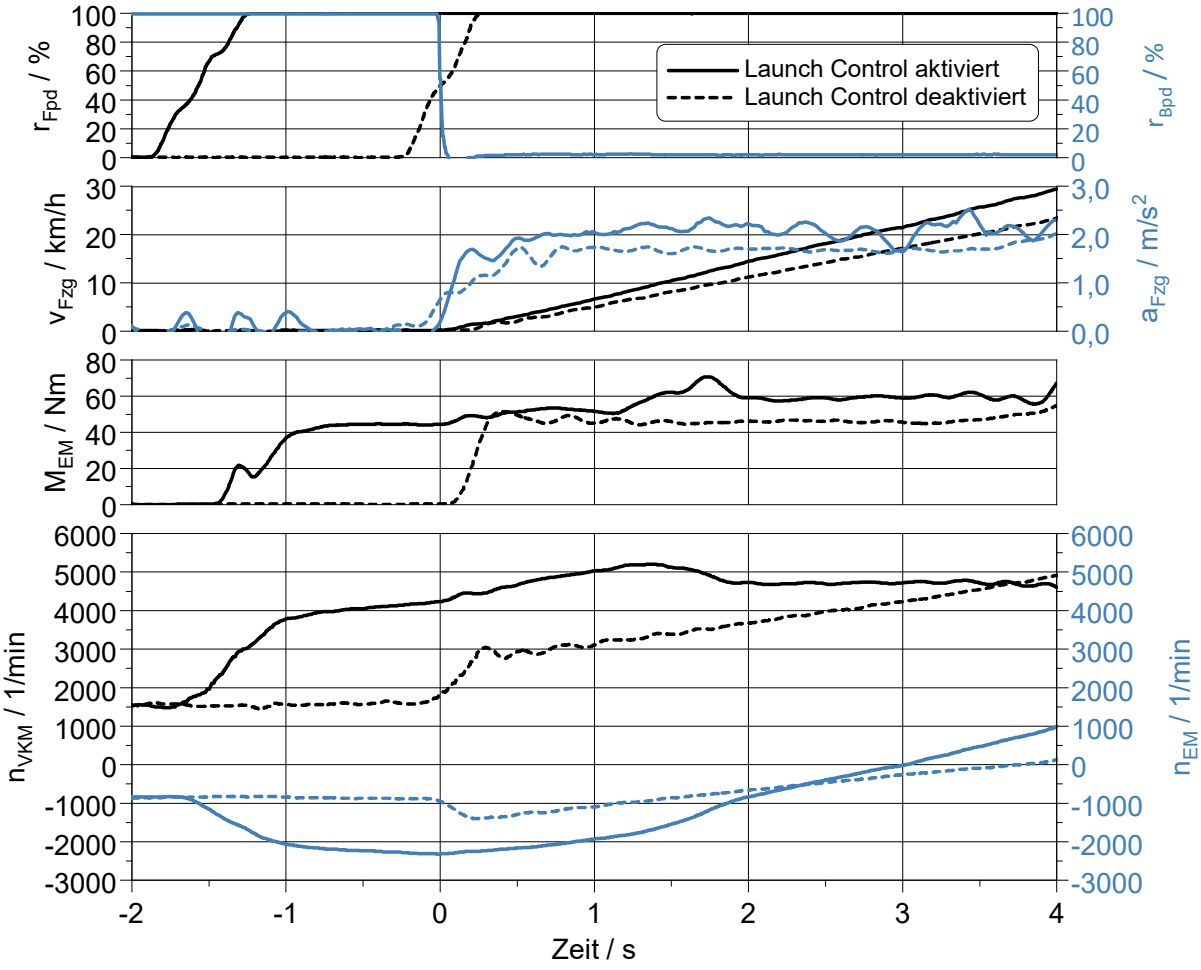


Abbildung 5.5: Vergleich Beschleunigungsverhalten mit/ohne Launch-Control-Funktion

Mit Hilfe der Launch-Control-Funktion kann der Antrieb zur Steigerung der Fahrleistungen vorgespannt werden. Dabei wird der Abtrieb mit Hilfe der Betriebsbremse blockiert (r_{Bpd} = 100 %) um das vom Verbrennungsmotor erzeugte Drehmoment abstützen zu können, ohne das Fahrzeug zu beschleunigen. Anschließend wird das Gaspedal betätigt (r_{Fpd} = 100 %). Um zu vermeiden, dass der Antrieb in einen unkontrollierten Zustand übergeht, in dem die elektrische Maschine das vom Verbrennungsmotor erzeugte Drehmoment nicht abstützen kann, wird die maximale Drehzahl des Verbrennungsmotors durch die Drehzahllimitierung

beschränkt. Bei genauer Betrachtung des Drehzahlverlaufs fällt auf, dass die Verbrennungsmotordrehzahl zu Beginn der Vorspannphase auf etwa n_{VKM} = 3600 /1/min eingeregelt wird, anschließend jedoch weiter ansteigt. Dies führt noch nicht zu einem instabilen Belastungszustand des Planetengetriebes, ist aber auf eine nicht optimale Parametrierung des Reglers zurückzuführen. Der Einsatz eines alternativen Reglers könnte das Regelverhalten insbesondere in stationären Belastungssituationen stabilisieren. Wird anschließend die Bremse gelöst, wird das Fahrzeug sofort beschleunigt. Die erreichbare Beschleunigung a_{Fzg} ist um etwa 0,5 m/s^2 höher als ohne Einsatz der Launch-Control-Funktion. Die Drehzahl des Verbrennungsmotors wird mit steigender Geschwindigkeit bei $n_{VKM,Mmax}$ = 4750 1/min gehalten, um konstant das maximale Abtriebsmoment zur Verfügung zu stellen.

5.3.3 Kupplungssynchronisation

Zur Vermeidung eines Schaltrucks und zur Reduktion der in der Kupplung anfallenden Reibleistung wird eine aktive Synchronisation der Getriebewellen vorgenommen. Dazu wird die Drehzahl des Verbrennungsmotors mit Hilfe der elektrischen Maschine an die Abtriebsdrehzahl angeglichen. Abbildung 5.6 zeigt zwei Volllastbeschleunigungen mit und ohne Einsatz der aktiven Kupplungssynchronisationsfunktion. Bei Überschreitung der Aktivierungsschwelle bei einer Abtriebsdrehzahl von n_{Ab} = 2150 1/min beginnt die Hybridsteuerung ein höheres Drehmoment der elektrischen Maschine einzustellen, um die Drehzahl des Verbrennungsmotors an die Abtriebsdrehzahl anzugleichen. In der vorliegenden Messung wird dabei die Drehzahl des Verbrennungsmotors von 4700 1/min auf 2700 1/min reduziert. Dazu stellt die elektrische Maschine ein maximales Drehmoment von ca. 70 Nm, die erforderliche elektrische Leistung zur aktiven Synchronisation beträgt etwa 10 kW. Theoretisch sollte die aktive Synchronisation die Reibung innerhalb der Fliehkraftkupplung verhindern. Die Messung der Kupplungsglockentemperatur zeigt jedoch, dass dies nicht vollständig gelingt. Über den Messverlauf steigt die Temperatur an der Kupplungsglocke innerhalb von 4 Sekunden um ΔT_{FK} = 6,4 °C. Mit Hilfe der Masse und der Wärmekapazität des Glockenmaterials lässt sich eine Reibleistung von ca. $P_{FK,Reib}$ = 850 W abschätzen.

Die zweite Messung zeigt ebenfalls eine Volllastbeschleunigung. In diesem Fall ist die Batterie auf einen Ladezustand von 20 % entladen. Die Synchronisationsfunktion ist entsprechend deaktiviert. Bei Erreichen der Einschaltdrehzahl von $n_{FK,Ein}$ = 2450 1/min wird die Drehzahl des Verbrennungsmotors durch das in der Kupplung anliegende Reibmoment reduziert. Aufgrund des geringen Ladezustands soll der elektrische Leistungsbedarf reduziert werden. Dazu wird das Drehmoment der elektrischen Maschine bei positiver Drehrichtung reduziert. Die

Reduktion des Drehmoments am Hohlrad bedingt eine Verringerung des Abtriebsmoments, welches über das Planetengetriebe übertragen wird. Parallel dazu wird Drehmoment über die Fliehkraftkupplung übertragen und stützt so ein Drehmoment am Hohlrad ab.

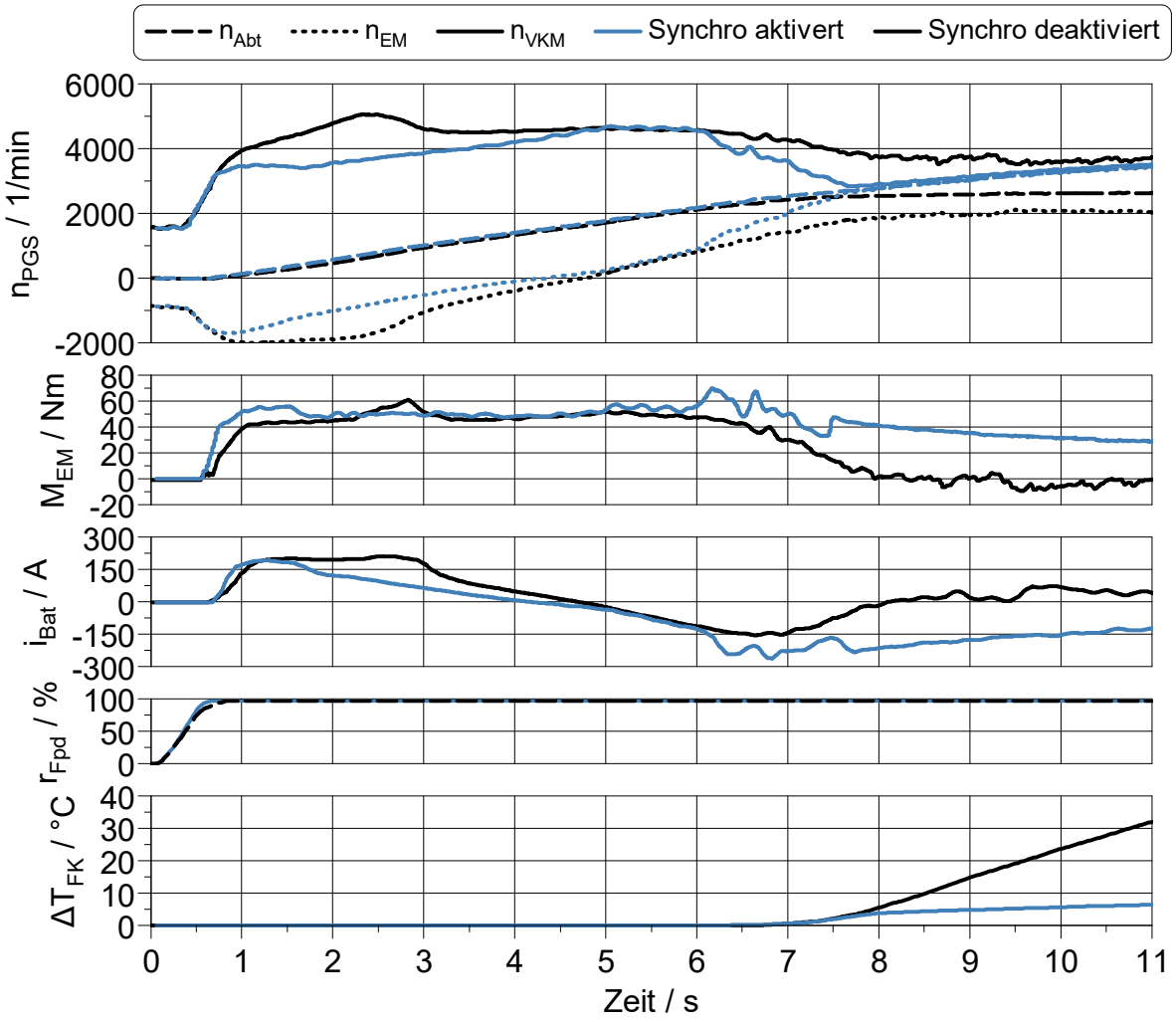


Abbildung 5.6: Vergleich Übergang VRM zu PDM mit/ohne Kupplungssynchronisationsfunktion

Die Messung zeigt, dass das über die Kupplung abgestützte Drehmoment nicht ausreichend ist, um das Fahrzeug über die Einkuppeldrehzahl zu beschleunigen. Bei einer Abtriebsdrehzahl von $n_{Ab} \approx 2600$ 1/min stellt sich ein Gleichgewicht aus Abtriebsmoment, Fahrwiderständen und Reibverlusten ein, sodass das Fahrzeug nicht weiter beschleunigt werden kann. Die mittlere Drehzahl des Verbrennungsmotors liegt bei $n_{VKM} = 3670$ 1/min, die der elektrischen Maschine bei $n_{EM} = 2020$ 1/min. Folglich besteht zwischen den Reibelementen der Fliehkraftkupplung und der Kupplungsglocke eine Differenzdrehzahl von $\Delta n_{FK} \approx 580$ 1/min. In der vorliegenden Messung wird dieser Zustand für einige Sekunden aufrechterhalten. Die Leistung der elektrischen Maschine wird dabei so weit reduziert, dass kein Strom aus der Batterie entnommen wird. Gleichzeitig steigt die Temperatur der Fliehkraftkupplung durch die auftretende Reibung innerhalb von 4 Sekunden um

ΔT_{FK} = 32,4 °C. Die dazu notwendige Reibleistung beträgt $P_{FK,Reib}$ = 4,4 kW. Dies würde innerhalb kürzester Zeit zu einer Überhitzung und dauerhaften Schädigung der Fliehkraftkupplung führen. Folglich ist im Falle einer Volllastbeschleunigung eine rein passive Synchronisation des Planetengetriebes mit der einsetzten Fliehkraftkupplung nicht möglich und bedarf stets der Unterstützung durch die elektrische Maschine.

5.3.4 Kraftstoffverbrauchsuntersuchung

Zur Validierung einer Kraftstoffverbrauchsreduktion werden Basisfahrzeug und Demonstratorfahrzeug auf dem Rollenprüfstand des CMP der RWTH Aachen University vermessen. Als Bewertungszyklus wird der WMTC herangezogen. Aufgrund der Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs unterhalb von 100 km/h wird für die Bewertung Teil 1 des Testprogramms zweimal hintereinander durchgeführt [104]. Dabei werden Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen des Antriebs untersucht. Abbildung 5.7 zeigt das Betriebsverhalten des ePGS-Hybridantriebs im Zyklusverlauf des WMTC. Der verwendete Betriebsmodus wird durch die Einfärbung des Hintergrundes dargestellt. Bereiche mit blauer Färbung signalisieren den Betrieb im PDM. Der Zyklus wurde komplett im Hybridbetrieb, ohne Nutzung des EDM, gemessen. Die Ergebnisse dieser Untersuchung wurden bereits durch Jakoby et. al [10] publiziert.

Zunächst soll der PDM-Betrieb betrachtet werden. Nach etwa 180 Sekunden steigt die Geschwindigkeitsanforderung erstmals über 50 km/h. Dem Hybridsystem gelingt es hier trotz maximaler Lastanforderung des Fahrers nicht, dem Geschwindigkeitsprofil zu folgen. Die in Kapitel 3.3.6 dargelegte Antriebsauslegung ergibt jedoch selbst bei entladener Batterie eine ausreichende Zugkraft. Dies legt die Vermutung nahe, dass das in Kapitel 3.3.1 angenommene Motorkennfeld, insbesondere bei vergleichsweise niedrigen Drehzahlen zwischen 2500 1/min und 4000 1/min, nicht der tatsächlichen Leistungsentfaltung der VKM entspricht. Ein Ausgleich der Differenz zwischen Fahrerwunsch und vom Verbrennungsmotor bereit gestelltem Drehmoment mit Hilfe der elektrischen Maschine ist im Rahmen der Boost-Funktion zwar grundsätzlich möglich, erfordert jedoch in signifikantem Maß elektrische Energie, welche über den Verlauf des WMTC-Zyklus wieder erzeugt werden muss. Aufgrund eines vorab durchgeführten Konditionierzyklus liegt der Ladezustand zu Beginn des Tests 9 % unterhalb des Sollladezustands. Dies führt, wie in Kapitel 4.5.4 erläutert, zu einer Abschwächung der Boost-Funktion.

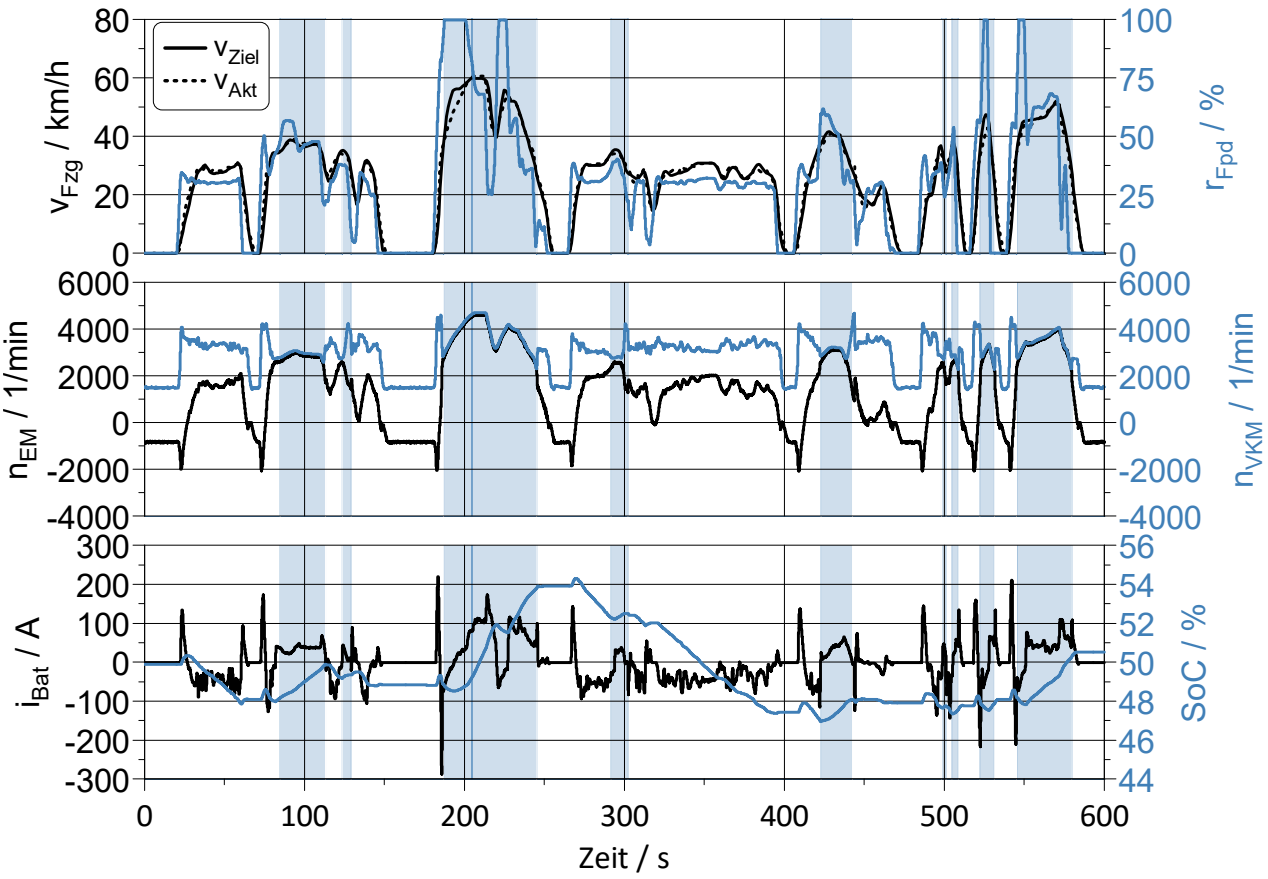


Abbildung 5.7: Betriebsverhalten des ePGS im WMTC

Eine weitere Ursache für das Fahrverhalten im PDM liegt in der Fliehkraftkupplung. Abbildung 5.8 zeigt den Drehzahl- und Temperaturverlauf bei geschlossener Fliehkraftkupplung. Nachdem die Wellen des Planetengetriebes aktiv synchronisiert und die Einschaltdrehzahl der Kupplung überschritten wurde, liegen die Drehzahlen sehr nahe beieinander. Bei genauer Betrachtung fällt auf, dass auch oberhalb der Schließdrehzahl von 2690 1/min eine Drehzahldifferenz zwischen den Wellen des Planetengetriebes bestehen bleibt, was mutmaßlich auf die Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors zurückzuführen ist. Dies führt zu Reibleistung und in Folge zu einer Erwärmung der Kupplungsglocke. Während der in Abbildung 5.8 betrachteten Fahrsituation erwärmt sich die Kupplung innerhalb von 30 Sekunden um ΔT_{FK} = 60 °C. Betrachtet man die Kupplung als thermisch ideal isoliert, ist für den beobachteten Temperaturanstieg eine mittlere Reibleistung von $P_{FK,Reib} \approx 1060$ W erforderlich. In Realität sorgen Wärmeleitung an das Gehäuse des Planetengetriebes sowie Konvektion und Wärmestrahlung parallel zu einer Abfuhr thermischer Energie von der Kupplungsglocke an die Umgebung, weshalb die tatsächlich anfallende Reibleistung noch höher liegen dürfte. Diese Reibleistung wird dem Antrieb entzogen und verstärkt somit die Problematik nicht ausreichender Zugkraft im PDM. Betrachtet man den Kupplungstemperatur-

verlauf über den gesamten WMTC, lässt sich eine mittlere Verlustleistung über Reibung innerhalb der Fliehkraftkupplung von $P_{FK,Reib} \approx 1672$ W abschätzen.

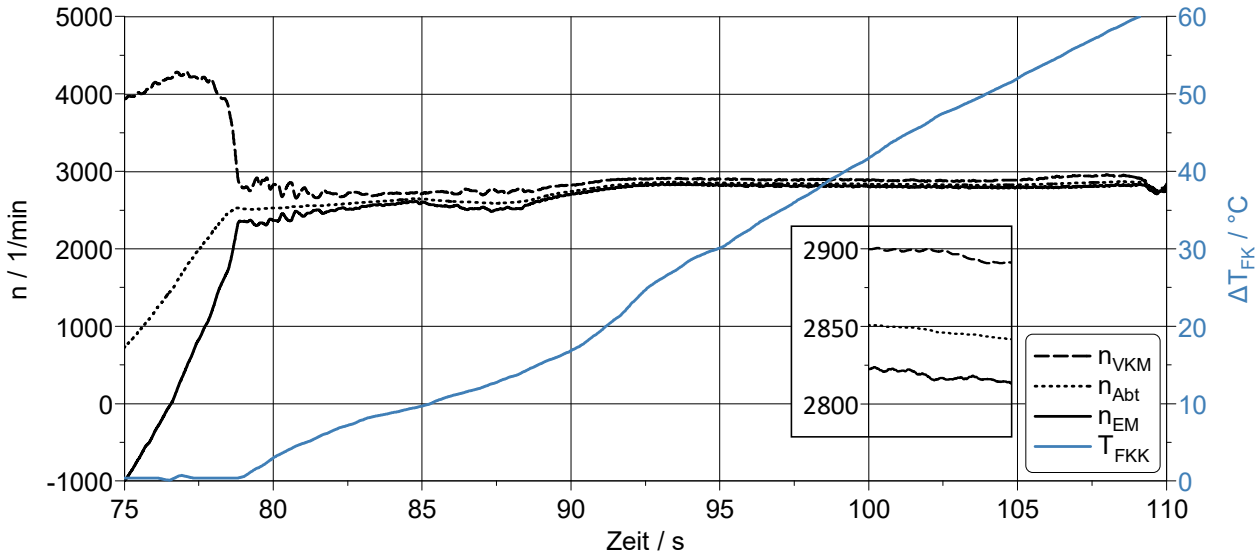


Abbildung 5.8: Kupplungstemperaturverlauf bei schlupfender Kupplung

Der Verbrennungsmotor muss aus genannten Gründen bei Geschwindigkeiten oberhalb von 50 km/h unter Volllast betrieben werden. Ein zusätzlich aufgeprägtes generatorisches Drehmoment der elektrischen Maschine führt zu einer Reduktion des Radmomentes und in der Folge zu einer Verringerung der Beschleunigung und erreichbaren Endgeschwindigkeit. Aufgrund der hohen Lastanforderung wird das generatorische Drehmoment entsprechend der PDM-Ladefunktion reduziert und - sofern der Ladezustand der Batterie dies zulässt - durch die Boost-Funktion ein motorisches Moment aufgeprägt.

Im VRM ist das Abtriebsmoment aufgrund der Übersetzung im Planetengetriebe und der höheren Verbrennungsmotordrehzahl ausreichend, um dem Geschwindigkeitsprofil des WMTC zu folgen. Zur Ladungserhaltung wird die Verbrennungsmotordrehzahl meist in einen Bereich zwischen 3500 und 4000 1/min angehoben. Zwar ist dies insbesondere bei höheren Fahrgeschwindigkeiten nicht ausreichend, um die Batterie aufzuladen, verringert jedoch die Entladung, sodass sich über den Testverlauf von zwei WMTC-Phase-1 Zyklen ein nahezu ausgeglichener Ladezustand einstellt. Über den Zyklusverlauf erhöht sich die Ladung der Batterie um $\Delta Q_{Bat} = 0{,}53$ Ah, was einer Steigerung des SoC um 3,5 % entspricht.

Abbildung 5.9 zeigt den Kraftstoffmassenstromverlauf des konventionellen Antriebs mit CVT-Getriebe und des ePGS-Hybridantriebs. Der Massenstromverlauf des CVT-Getriebes ist in beiden Messzyklen nahezu identisch. Leichte Unterschiede sind auf Lastanforderung und Verbrennungsmotortemperatur zurückzuführen, da der jeweils erste Testlauf nach einem Kaltstart durchgeführt wurde. Der Massenstromverlauf beider Testläufe unterscheidet sich

beim ePGS insbesondere im PDM, was auf einen unterschiedlichen Ladezustand zurückzuführen ist.

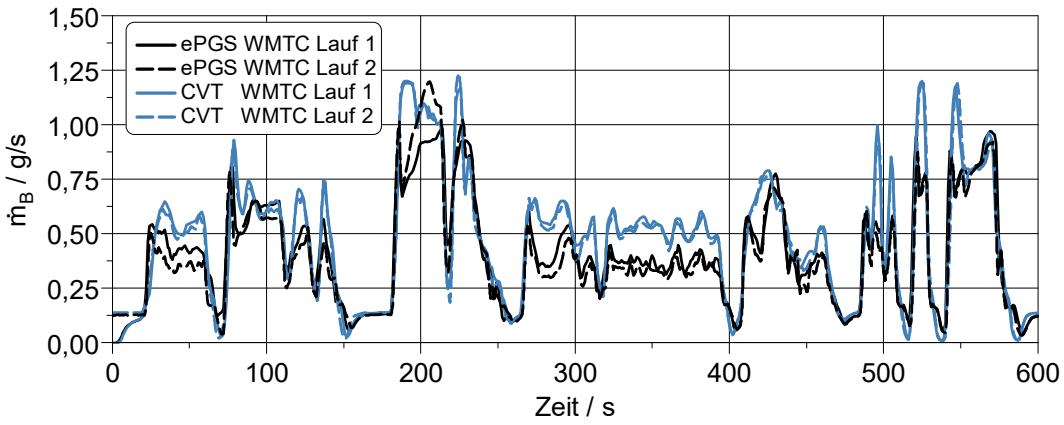


Abbildung 5.9: Kraftstoffmassenstrom im WMTC von ePGS-Hybridantrieb und konventionellem CVT

Der VRM erzielt verglichen mit dem konventionellen Antrieb bessere Verbrauchswerte. Beispielsweise liegt der Kraftstoffverbrauch in der Zeit zwischen 300 und 400 Sekunden im Mittel um 26,4 % niedriger. Der Batterieladezustand nimmt dabei in beiden Wiederholungen um etwa 5,5 % ab. Um eine noch stärkere Entladung der Batterie zu vermeiden wird der Verbrennungsmotor bei $n_{VKM} \approx 3400$ 1/min betrieben. Eine niedrigere VKM-Drehzahl wäre aus energetischer Sicht sinnvoll, erfordert jedoch eine erhöhte Ladeleistung im PDM. Das volle Potential zur Verbrauchsreduktion wird hier aus diesem Grund noch nicht ausgeschöpft. In den Geschwindigkeitsbereichen, die mit dem ePGS im VRM gefahren werden, beträgt der mittlere Verbrauchsvorteil 16,3 %. Im PDM muss der Verbrennungsmotor aufgrund des Leistungsdefizits mit einer hohen Lastanforderung betrieben werden. Dies führt zu einer Reduktion der Ladeleistungsanforderung bzw. zur Verwendung elektrischer Energie zum boosten. Der mittlere Verbrauchsvorteil in Geschwindigkeitsbereichen des PDM beträgt aus diesem Grund lediglich 3,8 %. Aufgrund der nicht erreichten Geschwindigkeitsvorgabe sind die Werte allerdings nicht direkt vergleichbar. Zur Bewertung der Gesamtverbrauchseinsparung muss der Kraftstoffverbrauch um die Differenz im Ladezustand der Batterie korrigiert werden. Diese beträgt über den gesamten Testverlauf $\Delta E_{Bat} = +26{,}8$ Wh. Zur Berechnung der äquivalenten Kraftstoffmenge wird ein spezifischer Kraftstoffverbrauch $b_e = 240$ g/kWh und eine mittlere Effizienz der elektrischen Maschine $\eta_{EM} = 90$ % angenommen. Damit ergibt sich ein Streckenverbrauch von 9,41 l/100km was einer Verbesserung von 10,5 % gegenüber dem konventionellen Verbrauch von 10,51 l/100km entspricht.

6 Diskussion der Ergebnisse

Zur Auslegung des Antriebs wurden einige Annahmen getroffen, die im Vorfeld der Untersuchung nicht durch Messungen validiert werden konnten. Dies betrifft primär das Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors. Im Folgenden soll zunächst der Einfluss dieser Annahmen auf die Ergebnisse der Untersuchung diskutiert werden. Anschließend wird die Frage erläutert, ob das ePGS-Hybridsystem für den Einsatz in Powersports-Anwendungen geeignet ist. Zum Abschluss des Kapitels werden mögliche Optimierungsmaßnahmen zur Steigerung von Effizienz und Funktionsumfang des ePGS dargelegt.

6.1 Einfluss getroffener Annahmen auf die Ergebnisse

Die zur Antriebsauslegung herangezogenen Annahmen zum Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors konnten im Rahmen der Validierung nicht vollumfänglich bestätigt werden. Insbesondere bei niedrigen Drehzahlen liefert der Verbrennungsmotor deutlich geringere Drehmomente als im Rahmen der Auslegung angenommen wurde. Dies hat zur Folge, dass insbesondere im PDM nicht die erwarteten Fahrleistungen erreicht werden konnten. Wie in Kapitel 5.3.4 erläutert, kann das im WMTC geforderte Geschwindigkeitsprofil mit dieser Leistungseinschränkung nicht vollständig abgebildet werden.

Um die Leistungsentfaltung des Antriebs bewerten zu können, wurde auf dem Rollenprüfstand der Verlauf des Radmomentes bei einer Volllastbeschleunigung vermessen. Abbildung 6.1 zeigt den gemessenen Radmomentverlauf im Vergleich zu der in 3.3.6 hergeleiteten Antriebsauslegung. Die fehlenden Messwerte unterhalb von 10 km/h, sowie der anschließend einsetzende Anstieg der Zugkraft sind auf das Messverfahren am Prüfstand zurückzuführen und entsprechen nicht der tatsächlichen Leistungsfähigkeit des Antriebs. Die Messung zeigt, dass die erzielbaren Radmomente im VRM um ca. 270 Nm geringer sind, als bei der Auslegung abgeschätzt wurde, was einer Abweichung von 22,5 % entspricht. Im PDM ist der Unterschied mit über 300 Nm sogar noch gravierender. Bei 60 km/h liegt das am Prüfstand erreichte Raddrehmoment beispielsweise über 60 % unterhalb der Auslegung. Zum Teil wird die Differenz auf Verluste innerhalb des Antriebsstranges zurückzuführen sein. Diese wurden im Rahmen der Auslegung nicht berücksichtigt. Im PDM kommt hinzu, dass die Fliehkraftkupplung, wie in 5.3.4 gezeigt, auch oberhalb der Auslegungsdrehzahl schlupft und einen Teil der Antriebsleistung aufnimmt. Dennoch ist davon auszugehen, dass das in 3.3.1 angenommene Verhalten des Verbrennungsmotors nicht der realen Leistungscharakteristik

entspricht und der Verbrennungsmotor ein geringeres Drehmoment bereitstellt.

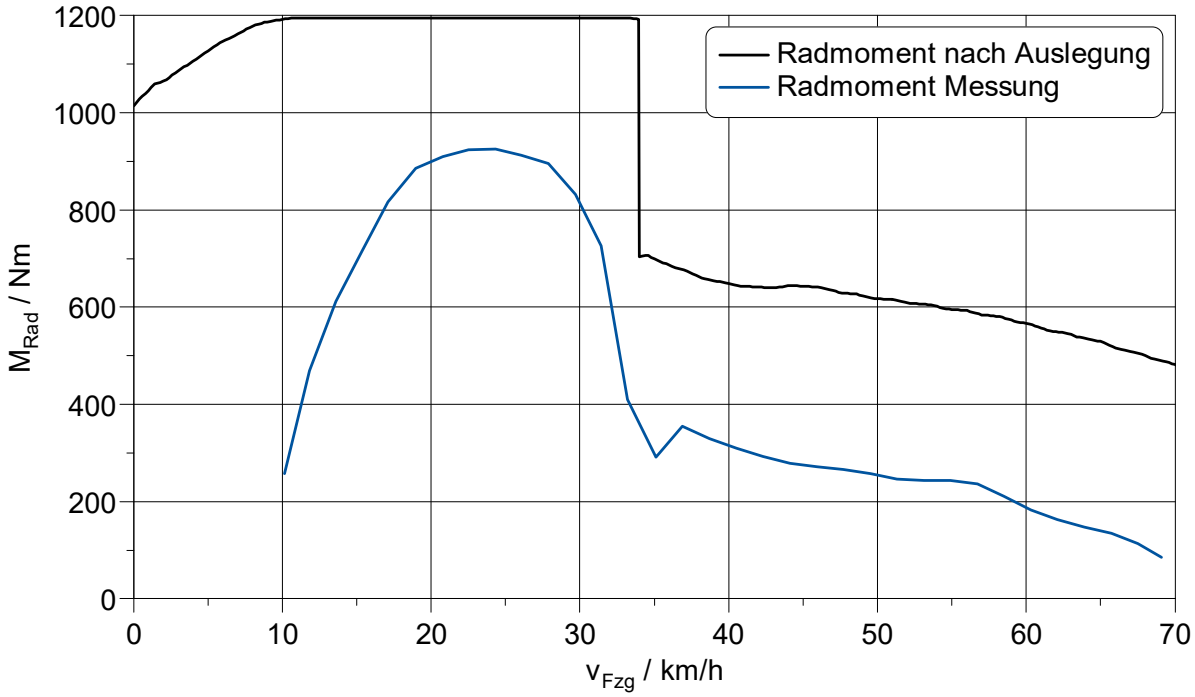


Abbildung 6.1: Vergleich der Leistungscharakteristik zwischen Auslegung und Prüfstandsmessung

Neben den Fahrleistungen wirkt sich eine geringere Verbrennungsmotorleistung auch auf den Kraftstoffverbrauch aus. Intentionsgemäß wird vornehmlich der PDM genutzt, um elektrische Energie zu erzeugen. Dazu wird die Last des Verbrennungsmotors bei konstanter Drehzahl gesteigert, was eine Entdrosselung des Motors und in der Regel eine Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs zur Folge hat. Des Weiteren sind die Wandlungsverluste innerhalb des Antriebs im PDM aufgrund des verblockten Getriebes geringer, was die Effizienz der Stromerzeugung zusätzlich steigert. Da der Verbrennungsmotor im PDM aufgrund der niedrigen Leistung häufig mit hoher relativer Last betrieben werden muss, kann dieser Modus nicht im beabsichtigten Maß zur Erzeugung elektrischer Energie verwendet werden. Folglich muss der elektrische Energieverbrauch im VRM reduziert werden, um über den Zyklus hinweg eine ausgeglichene Ladebilanz zu erreichen. Im VRM wird der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors bei einem konstanten Drehmoment zu höheren Drehzahlen verschoben. Dies reduziert die Effizienz und führt zu einem überproportionalen Anstieg des Kraftstoffverbrauchs. Ein leistungsstärkerer Verbrennungsmotor würde folglich mehr elektrische Energie bei gesteigerter Effizienz im PDM und weniger bei geringem Wirkungsgrad im VRM erzeugen. Der Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch lässt sich, ohne Kenntnis eines belastbaren Effizienzkennfeldes des Verbrennungsmotors, nicht beziffern.

Ungeklärt bleibt die Frage, warum sich das Verhalten des Verbrennungsmotors von den

Herstellerangaben unterscheidet. Eine mögliche Erklärung ist, dass in der ECU ein Programm zum Schutz des CVT-Getriebes hinterlegt ist. Das Übertragungsverhalten zwischen Verbrennungsmotor und Rad des ePGS-Hybridsystems unterscheidet sich deutlich von dem des CVT-Getriebes. Eine Diagnosefunktion kann das untypische Übertragungsverhalten auf Basis der Rad- und Verbrennungsmotordrehzahlen erkennen und zum Schutz des CVT-Getriebes das Ausgangsdrehmoment reduzieren. Da in der Motorsteuerung kein Fehlereintrag angelegt wird, kann diese Hypothese jedoch nicht bestätigt werden.

Neben dem Verbrennungsmotor verhält sich auch die Fliehkraftkupplung nicht wie ursprünglich angenommen. Wie in Abbildung 5.8 dargestellt, besteht auch oberhalb der Schließdrehzahl eine Drehzahldifferenz zwischen Planetenträger und Hohlrad. Die daraus resultierende Reibleistung reduziert das im PDM zur Verfügung stehende Radmoment zusätzlich. Über den WMTC ergibt sich aus der Reibleistung ein geschätzter Energieverlust von $E_{FK,Reib}$ = 160,4 Wh. Wird angenommen, dass eine Kupplung ohne Reibungsverluste eingesetzt wird, kann der Reibungsverlust – analog zur Korrektur des Ladezustandes – beim Kraftstoffverbrauch berücksichtigt werden. Dies würde den Kraftstoffverbrauch auf 8,75 l/100km reduzieren und den Verbrauchsvorteil auf 16,7 % steigern.

6.2 Einsetzbarkeit des ePGS in Powersports-Anwendungen

Im Rahmen dieser Arbeit sollte die Frage beantwortet werden, ob und wie das ePGS-Hybridsystem in der untersuchten Ausgestaltung, ohne Einflussmöglichkeit auf die Laststeuerung des Verbrennungsmotors und das Schaltverhalten der Kupplung, möglichst günstig gesteuert werden kann. Ziel ist ein robuster Betrieb des Fahrzeugs und eine möglichst geringe Rückwirkung veränderlicher Betriebsparameter auf das Fahrverhalten. Dabei ist insbesondere der Ladezustand der Batterie von entscheidender Bedeutung, da dieser zusätzlich zum Fahrerwunsch eine Anforderung an die Leistung des Verbrennungsmotors stellt. Die Untersuchung in Kapitel 5.3.4 zeigt, dass die Fahrleistungen des Demonstratorfahrzeugs insbesondere im PDM stark vom Ladezustand der Batterie abhängig sind. Das Ausmaß dieser Abhängigkeit ist auf die in Kapitel 6.1 erläuterte Abweichung zwischen der im Rahmen der Auslegung angenommenen Drehmomentkurve des Verbrennungsmotors und dessen tatsächlicher Leistungsfähigkeit zurückzuführen. Eine prinzipbedingte Abhängigkeit der Fahrleistungen vom Ladezustand besteht jedoch auch unabhängig von der Leistungsentfaltung des Verbrennungsmotors. Im VRM wird bei entladener Batterie die Verbrennungsmotordrehzahl angehoben, um eine höhere Leistung zu erzeugen, wovon ein Teil in die Batterie gespeist wird. Eine Erhöhung der Verbrennungs-

motordrehzahl bei konstanter Drosselklappenstellung reduziert die Füllung des Motors, was eine Abnahme des Drehmoments zur Folge hat. Dies führt aufgrund der festen Drehmomentrelation innerhalb des Planetengetriebes zu einer reduzierten Drehmomentabgabe am Abtrieb. Analog dazu führt eine vollgeladene Batterie zu einer Reduktion der Verbrennungsmotordrehzahl, um weniger mechanische Leistung durch den Verbrennungsmotor zu erzeugen. Die reduzierte Drehzahl hat eine erhöhte Füllung und damit ein höheres Abtriebsmoment zur Folge. Im PDM wird einer entladenen Batterie durch eine Erhöhung des generatorischen Drehmoments des Elektromotors begegnet. Das resultierende Drehmoment am Abtrieb sinkt. Eine volle Batterie führt zu einer Reduktion des generatorischen Drehmoments oder im Rahmen der Boost-Funktion zu einem motorischen Drehmoment des Elektromotors. In diesem Fall steigt das Drehmoment am Abtrieb. Sowohl in VRM als auch im PDM muss bei abnehmendem Ladezustand die Drosselklappenstellung erhöht und analog dazu bei zunehmendem Ladezustand die Drosselklappenstellung reduziert werden, um ein konstantes Abtriebsmoment zu erzeugen. Dieser Umstand lässt sich durch die Betriebsstrategie nur bedingt lösen, da die Leistungsanforderung des Elektromotors teilweise durch die Fahrsituation bedingt wird und ein konstanter Ladezustand nicht garantiert werden kann.

Als besonders kritisch haben sich Randbedingungen mit einer starken Entladeleistungsbegrenzung der Batterie erwiesen, wie es bei entladener Batterie oder potentiell auch bei sehr niedrigen Temperaturen auftreten kann. Während der VRM-Betrieb dabei zunächst unkritisch ist, da dieser nahezu vollständig mit einer positiven Ladebilanz darstellbar ist, hat die in Kapitel 5.3.2 erläuterte Untersuchung gezeigt, dass das Einkuppeln ohne aktive Synchronisation des Planetengetriebes insbesondere bei hohen Lasten problematisch ist. Die Fliehkraftkupplung wird dabei thermisch so stark beansprucht, dass die Kupplungsbeläge beschädigt werden können. Eine Möglichkeit diese Lastsituation mit den zur Verfügung stehenden Mitteln zu umgehen ist es, kurz vor Erreichen der Einschaltdrehzahl die Last an der elektrischen Maschine so weit zu reduzieren, dass das Fahrzeug nicht weiter beschleunigt wird. Das Fahrzeug verbleibt dabei im VRM, also bei einer Geschwindigkeit unterhalb von 34 km/h, was eine signifikante Funktionseinschränkung darstellt. Eine ähnlich kritische Situation stellt ein längerfristiger Betrieb im Schlupfbereich der Fliehkraftkupplung bei hohen Lasten dar. Auch hier ist zum Bauteilschutz der Fliehkraftkupplung eine aktive Synchronisation erforderlich, was zwangsläufig zur Entladung der Batterie und damit zu der im Vorfeld erläuterten Fahrsituation führt.

Die vorliegende Untersuchung zeigt, dass das ePGS in der umgesetzten Form trotz einiger prinzipbedingter Einschränkungen einen stabilen Fahrbetrieb ermöglicht. Somit ist das Hybridsystem potentiell dazu geeignet, als Nachrüstlösung in bestehenden Fahrzeugen

eingesetzt zu werden und eignet sich auch für Fahrzeuge, die aus Kostengründen nicht über eine elektrische Laststeuerung für den Verbrennungsmotor verfügen. Die Fliehkraftkupplung zum Verblocken des Planetengetriebes hat sich jedoch in der verwendeten Ausführung als ungeeignet erwiesen. Hier sind alternative Kupplungsbauformen zu untersuchen, die über eine Hysterese und definierte Schaltzustände verfügen.

6.3 Ansätze zur Weiterentwicklung des ePGS-Hybridantriebs

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass das volle Potential des Antriebs in der untersuchten Umsetzung noch nicht ausgeschöpft wird. Aus diesem Grund soll im Folgenden auf mögliche Ansätze zur Weiterentwicklung des ePGS-Hybridantriebs eingegangen werden, welche die Energieeffizienz oder den Funktionsumfang weiter steigern.

6.3.1 Integration von elektrischer Motorsteuerung und Hybridsteuerung

Für einen Fahrzeughersteller, der das ePGS-Hybridsystem in die eigene Modellpalette integrieren möchte, bietet die Integration der Verbrennungsmotorsteuerung und der Hybridsteuerung einen zusätzlichen Freiheitsgrad. Die Ladezustandssteuerung des hier beschriebenen Hybridsystems – ohne Zugriff auf die Laststeuerung des Verbrennungsmotors – führt, wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert, zu einem ladezustandsabhängigen Fahrverhalten in Bezug auf die Relation zwischen Fahrpedalstellung und Abtriebsmoment. Die Integration von Verbrennungsmotorsteuerung und Hybridsteuerung kann diesen Konflikt auflösen, indem die Laststeuerung des Verbrennungsmotors nicht direkt an die Fahrpedalstellung gekoppelt wird. Die Kompensation der Ladeleistungsanforderung wird somit von der Hybridsteuerung übernommen und obliegt nicht mehr dem Fahrer. Des Weiteren eröffnet die Möglichkeit den Betriebszustand beider Energiewandler durch die Hybridsteuerung bestimmen zu können weiteres Potential den Systemzustand in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch zu optimieren. Ist die Lastsituation und damit das Ausgangsmoment des Verbrennungsmotors bekannt, kann die Drehzahlregelung durch Optimierung der Vorsteuerung schneller und präziser erfolgen. Kritische Betriebszustände, wie beispielsweise eine Überlastung des Elektromotors durch ein zu hohes Drehmoment des Verbrennungsmotors im Falle einer temperaturbedingten Leistungsreduktion, können durch das System abgefangen werden, ohne dass ein kritischer, nicht kontrollierbarer Zustand eintritt. Um ein spontaneres Ansprechverhalten des Antriebs zu erreichen, kann die Motordrehzahl des Verbrennungsmotors bereits im Stillstand angehoben werden, ohne dabei Last am Abtrieb

abzustützen zu müssen. Dies ist zwar aus energetischer Sicht nicht sinnvoll, umgeht aber den in Kapitel 4.5.3 erläuterten Konflikt bei einer hohen Lastanforderung und sorgt für eine Reduktion der zum Drehmomentaufbau erforderlichen Zeit.

Weiteres Potential besteht bei der Rekuperation im PDM. Aufgrund der starren Verbindung zwischen elektrischer Maschine, Abtrieb und Verbrennungsmotor wird dieser während Verzögerungsphasen im Schubbetrieb mitgeschleppt und reduziert mit dem dabei anliegenden Schleppmoment die zurückgewinnbare Energie. Zur Reduktion des Schleppmoments ist es hilfreich die Drosselklappe zu öffnen. So werden die Drosselverluste während des Ansaugtaktes reduziert und das Schleppmoment sinkt. Einspritzung und Zündung werden dabei abgeschaltet, zu beachten ist dabei allerdings gegebenenfalls das Auskühlen des Katalysators. Da im VRM das erreichbare generatorische Drehmoment der elektrischen Maschine proportional zum Schleppmoment des Verbrennungsmotors ist, ist es hier von Vorteil die Drosselklappe zu schließen, um die Drosselverluste zu erhöhen.

Ein Start des Verbrennungsmotors während der Fahrt ist mit dem in dieser Arbeit betrachteten Prototypenfahrzeug, wie in Kapitel 5.2.2 gezeigt, nicht möglich. Die Motorsteuerung unterbindet bei rollendem Fahrzeug die Nutzung des Starters sowie die Zündung und Einspritzung, wenn der Motor mit Hilfe der elektrischen Maschine angeschleppt wird. Die Integration von Verbrennungsmotor- und Hybridsteuerung macht diesen Übergang möglich. Dies bietet weiteres Potential zur Verbrauchsreduktion, da der Verbrennungsmotor bei geringen Lastanforderungen abgeschaltet und bei Bedarf wieder gestartet werden kann [105].

Nachteile einer Integration der Hybrid- und Verbrennungsmotorsteuerung bestehen in den höheren Kosten, die ein E-Gas-System nach sich zieht. Da Fahrzeuge im Powersports-Markt aber aufgrund der für diese Fahrzeuge gültigen Abgasgesetzgebung bereits über eine elektronische Drosselklappensteuerung und Gemischregelung verfügen, ist diese Maßnahme ohne zusätzliche Bauteilkosten umsetzbar. Die Hybridsteuerung muss, wie die elektronische Laststeuerung des Verbrennungsmotors, den Anforderungen der funktionalen Sicherheit genügen, was den Aufwand für die Implementierung und Absicherung der Steuerungssoftware deutlich erhöht [106].

6.3.2 Implementierung anderer Kupplungsbauformen

Besonders der Schlupfbereich der Fliehkraftkupplung hat sich im Laufe der Untersuchung als problematisch erwiesen. Ein konstanter Betrieb im Schlupfbereich führt bei aktiver Synchronisation zur Entladung der Batterie. Bei passiver Synchronisation führt die Reibleistung der Kupplung nach kurzer Zeit zu einer Überhitzung und Schädigung der

Kupplung. Bei hohen Lasten und entladener Batterie kann der Übergang in den PDM nicht sicher dargestellt werden, da die Kupplungskapazität nicht ausreichend ist, um das Planetengetriebe zu synchronisieren und gleichzeitig das Fahrzeug zu beschleunigen. Anhaltender Kupplungsschlupf wirkt sich zudem negativ auf den Energieverbrauch des Hybridsystems aus. Zur Entschärfung dieser Problematik kann eine Kupplung mit steileren Drehmomentgradienten verwendet werden. Dies schmälert den Schlupfbereich und verringert negative Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch. Wird die Kupplung zusätzlich mit einer Schaltpunkthysterese ausgestattet, kann ein schlupfender Betrieb nahezu vollständig vermieden werden.

Eine weitere Möglichkeit besteht in der Implementierung einer aktiv schaltbaren Kupplung. So kann der Zustandswechsel zwischen VRM und PDM aktiv durch die Hybridsteuerung herbeigeführt werden und ist nicht mehr rein von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs abgängig. Dies eröffnet einen weiteren Freiheitsgrad für die Ausgestaltung der Betriebsstrategie und steigert den Funktionsumfang des Antriebs deutlich.

Der Geschwindigkeitsbereich für den rein elektrischen Betriebsmodus wird durch die Integration einer schaltbaren Kupplung erweitert. Während dieser bei Nutzung einer Fliehkraftkupplung durch die gewünschte Minimaldrehzahl des Verbrennungsmotors unter Last vorgegeben ist, ist diese Randbedingung dann nicht mehr relevant. So könnte der EDM bis zu einer Abtriebsdrehzahl $n_{Ab,EDM,max}$ entsprechend Gl 6.1 genutzt werden.

$$n_{Ab,EDM,max} = n_{EM,max} \frac{i_0}{i_0 - 1} \qquad \text{Gl 6.1}$$

Im untersuchten Prototypenfahrzeug mit einer Standübersetzung i_0 = -1,8 und der Annahme, dass die elektrische Maschine bis zur Maximaldrehzahl des Verbrennungsmotors betrieben werden kann, wäre der EDM bis 64,3 % der maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit – also etwa 58 km/h – nutzbar, sofern die Leistung der elektrischen Maschine ausreichend ist, um Verluste innerhalb des Antriebs sowie die Fahrwiderstände zu überwinden.

Darüber hinaus bietet eine aktiv schaltbare Kupplung Vorteile im Hybridbetrieb. Bei Geschwindigkeiten oberhalb der PDM-Basisdrehzahl bietet ein Verbleib im VRM ein höheres verfügbares Radmoment. Abbildung 6.2 zeigt das erreichbare Zugkraftkennfeld des im Prototypenfahrzeug umgesetzten Hybridsystems mit variabler Einkuppeldrehzahl. Im Bereich zwischen 34 km/h und 56 km/h lässt sich durch den Verbleib im VRM ein signifikant höheres Radmoment erreichen. Mit dem vorliegenden System könnte die am Abtrieb verfügbare Leistung um bis zu 20 kW gesteigert werden. Neben der erreichbaren Leistungssteigerung ist eine variable Kupplungsdrehzahl ein interessanter Parameter, welcher einen neuen Freiheitsgrad zur Optimierung des Energiemanagements einführt.

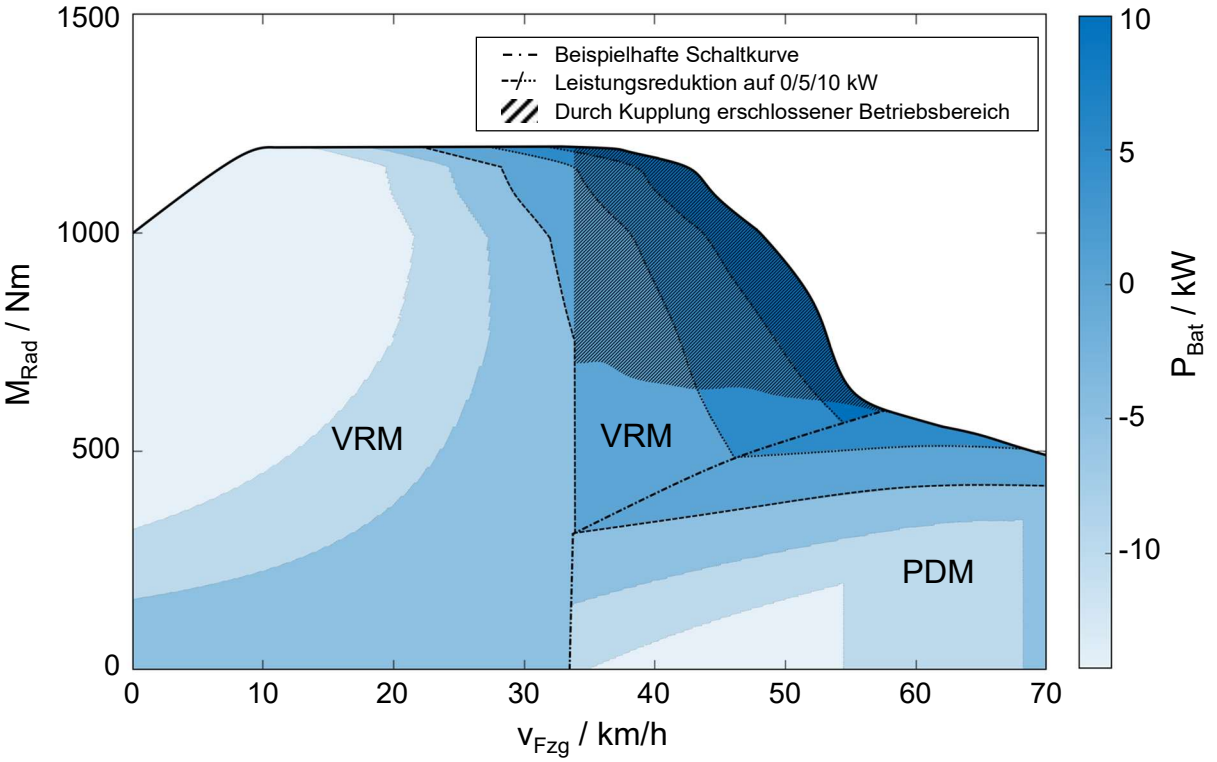


Abbildung 6.2: Erweiterung der Fahrleistungen bei Implementierung einer geschalteten Kupplung

Besonders relevant ist dabei der Geschwindigkeits-/Lastbereich, welcher in beiden Betriebsmodi darstellbar ist. Der Wechsel in den PDM bietet dabei grundsätzlich den Vorteil, dass die Verluste innerhalb des Planetengetriebes deutlich reduziert werden. Ein weiterer Vorteil ergibt sich bei geringen Drehmomentanforderungen, die durch den Verbrennungsmotor ohne Unterstützung der elektrischen Maschine erreicht werden können. Hier kann auf die zusätzliche Energiewandlung über den elektrischen Pfad verzichtet werden. Auch die im Vergleich zum VRM niedrigeren Verbrennungsmotordrehzahlen wirken sich tendenziell positiv auf den Energieverbrauch aus.

Bei Drehmomentanforderungen, welche den Einsatz elektrischer Energie erfordern, kann es hingegen sinnvoll sein, das Hybridsystem im VRM zu betreiben. Dem geringeren mechanischen Wirkungsgrad steht dabei eine geringere elektrische Leistungsaufnahme entgegen, was die Verluste im elektrischen Leistungspfad reduziert. Neben der Gesamteffizienz sind weitere Aspekte wie die Ladezustandsregelung, das Ansprechverhalten bei Lastsprüngen über die Drehmomentkapazität im PDM hinaus sowie das Rekuperationspotential zu beachten. In Abbildung 6.2 ist beispielhaft eine mögliche Schaltkennlinie eingezeichnet, welche eine Reduktion des elektrischen Energiebedarfs zum Ziel hat.

Weitere Vorteile einer schaltbaren Kupplung liegen im Verhalten der Kupplung selbst. Das übertragbare Drehmoment einer Fliehkraftkupplung ist unter anderem von Drehzahl,

Temperatur und Alterungszustand abhängig. Wie in Kapitel 3.3.7 erläutert, wurde die Fliehkraftkupplung für das ePGS-System so ausgelegt, dass das Schlupffenster möglichst gering ist. Ganz vermeiden lässt sich dieses Verhalten jedoch nicht. Wie in Kapitel 4.5.3 erläutert, kann der Kupplungsschlupf mit Hilfe der elektrischen Maschine minimiert werden, was jedoch den Einsatz elektrischer Energie erfordert und aus diesem Grund, beispielsweise bei Konstantfahrt im Schlupfbereich, nicht dauerhaft möglich ist. Darüber hinaus wurde im Rahmen der Validierung festgestellt, dass die Kupplung auch bei Drehzahlen oberhalb der Schließdrehzahl nicht ganz geschlossen ist. Mit Hilfe einer geschalteten Kupplung kann dieser Zustand vermieden und ein definierter Zustand herbeigeführt werden.

Im rein elektrischen Betrieb bietet der Einsatz einer aktiv schaltbaren Kupplung zudem eine weitere Möglichkeit den Verbrennungsmotor zu starten. Dazu wird die Kupplung während der Fahrt geschlossen, der Verbrennungsmotor wird dabei durch die Trägheit des Fahrzeugs gestartet. Zur Vermeidung bzw. Minimierung des dabei entstehenden Rucks kann der Elektromotor den Startvorgang durch Aufprägen einer Drehmomentspitze zusätzlich unterstützen.

Argumente, die gegen die Integration einer aktiv schaltbaren Kupplung sprechen sind erneut die höheren Kosten. Zur Schaltung der Kupplung wird, im Gegensatz zu einer Fliehkraftkupplung, ein Aktuator benötigt. Je nach Funktionsprinzip der verwendeten Kupplung kann dieser elektrisch, hydraulisch oder pneumatisch ausgeführt sein. Auch die Integration des Aktuators in das Hybridsystem verursacht zusätzliche Kosten. Energetisch ist außerdem zu beachten, dass der Kupplungsaktuator ebenfalls einen Energiebedarf aufweist, obwohl dieser verglichen mit der Antriebsleistung des Hybridsystems vernachlässigbar erscheinen mag. Besonderes Augenmerk muss auch auf das Schaltverhalten einer aktuierten Kupplung gelegt werden. Ruckartiges Schalten, wie beispielsweise bei elektromagnetischen Polreibungskupplungen üblich, kann negative Auswirkungen auf den Fahrkomfort haben. Dies gilt es mit Hilfe der Synchronisationsfunktion zu vermeiden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Vor dem Hintergrund strengerer Emissionsgesetzgebung und eines steigenden gesellschaftlichen Drucks zu nachhaltigeren Antriebstechnologien werden im Marktsegment der Powersports-Fahrzeuge zunehmend konventionelle Antriebe mit riemenbasierten CVT-Getrieben durch rein elektrische und hybride Antriebe ersetzt. Viele Powersports-Fahrzeuge, wie beispielsweise ATVs, bieten dabei vergleichsweise wenig Bauraum zur Integration aufwändiger Antriebstopologien wie sie häufig in PKW Anwendung finden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein vergleichsweise einfach aufgebauter Hybridantrieb untersucht, welcher aufgrund seiner kompakten Bauweise, einer geringen erforderlichen Batteriekapazität und eines mit CVT-Getrieben vergleichbaren Fahrverhaltens potentiell in Powersports-Fahrzeugen eingesetzt werden kann. Zentrales Element des als ePGS bezeichneten Hybridsystems ist ein Planetengetriebe, welches durch den Einsatz eines Freilaufs und einer Fliehkraftkupplung drei grundlegend verschiedene Betriebsmodi bietet. Zunächst wird die Antriebstopologie erläutert und das Betriebsverhalten der unterschiedlichen Modi hergeleitet. Anschließend wird die Umsetzung der Topologie in einem Prototypenfahrzeug erläutert, die ausgewählten Komponenten beleuchtet und die Integration in die Fahrzeugumgebung dargelegt. Entscheidend ist dabei, dass die Steuerung des Hybridsystems keinen Einfluss auf die Laststeuerung des Verbrennungsmotors nehmen kann. Diese wird ausschließlich durch den Fahrer gestellt. Zudem verfügt das Hybridsystem über eine Fliehkraftkupplung, deren Schaltverhalten im Betrieb ebenfalls nicht beeinflusst werden kann.

Aufbauend auf diesen funktionalen Rahmenbedingungen wird eine Steuerungssoftware entwickelt, die einen robusten Betrieb des Fahrzeugs ermöglicht und dabei möglichst gute Fahrleistungen bei einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs liefert. Zur Steuerung wird aufgrund der fehlenden Möglichkeit zur Laststeuerung des Verbrennungsmotors, der begrenzten Rechenleistung des verwendeten RCP-Steuergeräts und der einfachen Adaptier- und Erweiterbarkeit ein heuristischer Ansatz verwendet.

Der rein elektrische Fahrmodus sowie der Betrieb bei hohen Geschwindigkeiten, bei dem das Planetengetriebe durch die Fliehkraftkupplung gesperrt wird, sind vergleichbar mit klassischen Parallelhybridarchitekturen und ermöglichen typische Hybridfunktionen wie Rekuperation oder im Falle des Hybridbetriebs, Lastpunktverschiebung und elektrisches Boosten. Im Gegensatz dazu verhält sich das ePGS bei niedrigen Geschwindigkeiten, bei denen das Planetengetriebe im Drei-Wellen-Betrieb verwendet wird, eher untypisch. Es handelt sich nicht um eine

Drehmomentaddition von elektrischer Maschine und Verbrennungsmotor, sondern um eine Drehzahladdition. Das Drehmoment am Getriebeausgang wird durch das Geringere der Drehmomente von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine bestimmt, wodurch beide Energiewandler signifikanten Einfluss auf das Fahrverhalten des Antriebs nehmen. Die implementierte Steuerung basiert auf einer aktiven Drehzahlregelung des Verbrennungsmotors durch die elektrische Maschine. Der Zielwert wird durch die Kombination verschiedener Funktionen ermittelt. Dabei ermöglichen höhere Motordrehzahlen ein gesteigertes Abtriebsmoment bei gleichzeitig positivem Einfluss auf die elektrische Energiebilanz, aber gesteigertem Kraftstoffverbrauch. Geringere Motordrehzahlen verringern den Kraftstoffverbrauch, benötigen aber mehr elektrische Energie aus der Batterie.

Die umgesetzten Funktionen werden mit Hilfe des Versuchsträgers größtenteils erfolgreich validiert. Eine signifikante funktionale Einschränkung stellt die Motorsteuerung dar. Zum einen ermöglicht diese nicht den Start des Verbrennungsmotors während des rein elektrischen Fahrbetriebs, was die Kombination von EDM und Hybridbetrieb in Zyklusmessungen verhindert, zum anderen liegen die Leistungswerte des Verbrennungsmotors deutlich unterhalb der im Rahmen der Auslegung getroffenen Annahmen. Dies hat negative Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch des Hybridsystems. Der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors wird durch das Leistungsdefizit in beiden Hybridbetriebsmodi in ungünstiger Richtung verschoben. Gleichzeitig gelingt es der Fliehkraftkupplung, nicht das Planetengetriebe vollständig zu sperren, was bei hohen Fahrgeschwindigkeiten zu signifikanten Reibungsverlusten führt. Die Messung des Kraftstoffverbrauchs im WMTC ergibt verglichen mit dem konventionellen Antrieb dennoch eine Verbrauchseinsparung von 10,65 %, welche unter Annahme einer vollständig geschlossenen Kupplung um weitere 6,1 % gesteigert werden kann.

In der untersuchten Umsetzung und mit Hilfe der entwickelten Antriebssteuerung kann das ePGS über längere Zeiträume stabil betrieben werden, ohne dabei die Batterie zu entladen oder in instabile Betriebspunkte überzugehen. Eine Änderung des Ladezustands wirkt sich direkt auf das Fahrverhalten des Fahrzeugs aus und muss gegebenenfalls durch eine angepasste Pedalstellung durch den Fahrer korrigiert werden. Als problematisch hat sich die Fliehkraftkupplung erwiesen. Dauerhafter Betrieb bei schlupfender Kupplung würde zu einer thermischen Überbelastung führen, sodass bestimmte Betriebspunkte nicht langfristig aufrechterhalten werden können. Dennoch bietet der Antrieb durch seinen kompakten und kostengünstigen Aufbau enormes Potential, um im Powersports-Markt Anwendung zu finden. Die erreichte Kraftstoffeinsparung kann durch weiterreichende Maßnahmen gesteigert werden.

7.2 Ausblick

Die identifizierten Herausforderungen bieten Anschlusspunkte für weitere Untersuchungen und Erweiterungen der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Variante des ePGS. Da die meisten Fahrzeuge im Powersports-Segment bereits über eine elektronisch gesteuerte Drosselklappe verfügen, erscheint die Integration der Laststeuerung des Verbrennungsmotors in die Hybridbetriebsstrategie eine kostenneutrale und effektive Möglichkeit die Auswirkungen veränderlicher Betriebsparameter auf das Fahrverhalten zu reduzieren oder gar ganz zu vermeiden. Eine aktive Kupplung, deren Schaltzeitpunkt durch die Betriebsstrategie bestimmt werden kann, bietet weitere Freiheitsgrade, um das Antriebsverhalten bestmöglich an die Fahrsituation anzupassen, den nutzbaren Geschwindigkeitsbereich des elektrischen Fahrmodus zu erweitern und die maximale erreichbare Radleistung des Hybridsystems zu steigern.

Die Antriebsstrangtopologie mit diskreten Schaltvorgängen sowie der Möglichkeit, die Leistungsaufteilung zwischen den Energiewandlern frei zu wählen, entspricht im Kern dem Aufbau moderner PKW-Hybridantriebe. Dass auch dieses Maß an Komplexität mit Hilfe heuristischer Betriebsstrategien beherrschbar ist, ist durch den Einsatz im PKW hinlänglich nachgewiesen [73]. Der Aufwand zur Implementierung, Kalibrierung und Absicherung ist jedoch beträchtlich und erfordert ein hohes Entwicklungsbudget für Personal und Erprobungsträger. Die Implementierung von optimierungsbasierten Betriebsstrategien die beispielsweise auf maschinellem Lernen könnte helfen die Effizienz zu steigern und gleichzeitig des Entwicklungsaufwand zu reduzieren, allerdings ist in Serienanwendungen die Bewertung der funktionalen Sicherheit und die formale Validierung herausfordernd. Funktionen mit hohen Anforderungen an die funktionale Sicherheit sind aus diesem Grund noch nicht in Markt umsetzbar [107]. Alternativ können optimierungsbasierte oder auf maschinellem Lernen basierende Ansätze eingesetzt werden, um die Kalibrierung bestehender heuristischer Funktionen zu optimieren. In [108] wird ein Prozess zur automatisierten Funktionskalibrierung auf Basis bestärkenden Lernens beschrieben. So bleibt das Systemverhalten nachvollziehbar und kann auch für Funktionen mit hohen Anforderungen an die funktionale Sicherheit validiert werden. Somit bestehen auch im Hinblick auf die im Rahmen dieser Arbeit schwerpunktmäßig betrachteten Betriebsstrategie Anknüpfungspunkte um das Potential für einen kommerziellen Einsatz des Systems im Powersports-Markt zu steigern.

8 Literaturverzeichnis

[1] N. P. Lutsey, D. Meszler, A. Isenstadt, J.German, „Efficiency technology and cost assessment for U.S. 2025-2030 light-duty vehicles“, International Council on Clean Transportation (Hrsg.), 2017, DOI: 10.13140/RG.2.2.13344.99841

[2] Das Europäisches Parlament und der Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EU) Nr. 168/2013“, 2013, verfügbar unter: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0168

[3] Das Europäisches Parlament und der Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EU) Nr. 167.2013“, 2013, verfügbar unter: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32013R0167

[4] Kommission der europäischen Gemeinschaften, „Richtlinie 92/62/EWG“,1992, verfügbar unter: https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/ALL/?uri=celex:31992L0062

[5] Das Europäisches Parlament und der Rat der Europäischen Union, „Verordnung (EG) Nr. 443/2009“, 2009, verfügbar unter: https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0001:0015:de:PDF

[6] Enviromental Protection Agency, „Control of Emissions From Nonroad Large Spark-Ignition Engines and Recreational Engines (Marine and Land-Based)“, 2002, verfübar unter: https://www.govinfo.gov/content/pkg/FR-2002-11-08/pdf/02-23801.pdf

[7] Enviromental Protection Agency, „Control of Emissions From Nonroad Spark-Ignition Engines and Equipment“, 2008, verfübar unter: https://www.govinfo.gov/content/pkg/FR-2008-10-08/pdf/E8-21093.pdf

[8] BRP INC., „Annual Information Form March 27, 2024“, 2024, verfügbar unter: https://ir.brp.com/static-files/c22f7eff-23d4-468a-8fb8-e9eed3f13285

[9] Polaris Inc., „Annual Report 2023“, https://ir.polaris.com/financial-information/annual-reports/default.aspx, verfügbar unter: https://s27.q4cdn.com/214071222/files/doc_financials/2023/ar/2023-polaris-annual-report-final.pdf

[10] M. Jakoby, M. Engels, T. Fahrbach, J. Andert, „A New Electrified Planetary Gear Set - The Cost- and Fuel-Efficient Alternative to Continuously Variable Transmissions“. SAE Stuttgart International Symposium, Stuttgart 2025, DOI: 10.4271/2025-01-0309

[11] M. Engels, M. Jakoby, T. Fahrbach, J. Andert, „Hybridisation Concept of Light Vehicles Utilising an Electrified Planetary Gear Set“. Vehicles 5 (2023) 4, S. 1622–1633, DOI: 10.3390/vehicles5040088

[12] A. I. Ramones, B. Shi, M. Engels, M. Eisenbarth, J. Andert, „Estimating the real-time temperature of a 48V permanent magnet synchronous motor using a thermal neural network“. Energy Conversion and Management: X 27 (2025), S. 101140, DOI: 10.1016/j.ecmx.2025.101140

[13] J. Andert, M. Engels, P. Janssen, „Paralleler Hybridantrieb für ein Kraftfahrzeug“, Patennr.: DE 10 2020 003 597 A1, 2020

[14] J. Andert, M. Jakoby, M. Engels, T. Fahrbach, „Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug“, Patentnr.: DE 10 2023 134 009 A1, 2023

[15] H. Naunheimer, B. Bertsche, J. Ryborz, W. Novak, P. Fietkau, „Fahrzeuggetriebe“, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg 2019, ISBN: 978-3-662-58882-6

[16] J.N. Mach, „Einfluss von Oberflächenstrukturen auf das Betriebsverhalten stufenloser Umschlingungsgetriebe“, Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Hannover, 2016

[17] Polaris Inc., „What are the Different Types of Transmissions on Off-Road Vehicles?“, 2021. https://www.polaris.com/en-us/off-road/articles/buying-guides/orv-transmission-types/, abgerufen am: 20.10.2024

[18] N. Srivastava, I. Haque, „A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT)“, Dynamics and control. Mechanism and Machine Theory 44 (2009) 1, S. 19–41, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2008.06.007

[19] P. Musch, „Bedarfsgerechte Aktuierung eines CVT-Getriebes“, Springer Vieweg Wiesbaden, Wiesbaden 2021, ISBN: 978-3-658-36427-4

[20] S.V.M. Shreyas, S. Dore, J.R. Nataraj u. R.S. Kulkarani „Performance studies of custom continuously variable transmission for all-terrain vehicle applications“, Journal of Engineering Science and Technology 13, 2018, S. 1651–1664, verfügbar unter: https://jestec.taylors.edu.my/Vol%2013%20issue%206%20June%202018/13_6_19.pdf, abgerufen am: 30.10.2025

[21] BRP-Rotax GmbH & Co KG: „Rotax 900 ACE Turbo RR“, 2025. verfügbar unter: https://www.rotax.com/powertrains/detail/rotax-900-ace-turbo-r, abgerufen am: 14.03.2025

[22] W. Klement, „Fahrzeuggetriebe“, Hanser eLibrary, München, 2017, ISBN: 9783446452541

[23] W. Grzegożek, M. Szczepka, A. Kot, „The Analysis of Applying CVT Gear Ratio Rate Control for Scooter Efficiency Improvement“ Asian Journal of Applied Science and Engineering, Volume 6, No 2/2017, 2018, ISSN: 2305-915X(p); 2307-9584(e)

[24] R. Pfiffner, L. Guzzella, C. H. Onder, „Fuel-optimal control of CVT powertrains“, Control Engineering Practice 11-3, S. 329–336, 2003, DOI: 10.1016/S0967-0661(02)00219-8

[25] L. Han, H. Zhang, R. Fang, H. Liu, „Optimization Transmission Efficiency with Driver Intention for Automotive Continuously Variable Transmission under Slip Mode“, Chinese Journal of

Mechanical Engineering 34-1, S. 1–17, 2021, DOI: 10.1186/s10033-021-00620-0

[26] F. van der Sluis, T. van Dongen, G.-J. van Spijk, A. van der Velde, A. van Heeswijk, „Efficiency Optimization of the Pushbelt CVT“, SAE Technical Paper 2007-01-1457, 2007, DOI: 10.4271/2007-01-1457

[27] L. Bertini, L. Carmignani, F. Frendo, „Analytical model for the power losses in rubber V-belt continuously variable transmission (CVT)“, Mechanism and Machine Theory 78 (2014), S. 289–306, 2014, DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.03.016

[28] W. Grzegożek, A. Kot, „The experimentalanalysis of the slip in the rubber belt CVT“, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 148, 2016, DOI: 10.1088/1757-899X/148/1/012006

[29] J. Wurm, M. Fitl, M. Gumpesberger, E. Väisänen, C. Hochenauer, „Advanced heat transfer analysis of continuously variable transmissions (CVT)“, Applied Thermal Engineering 114, S. 545–553, 2017, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.007

[30] C. Zhu, H. Liu, J. Tian, Q. Xiao, X. Du, „Experimental investigation on the efficiency of the pulley-drive CVT“, International Journal of Automotive Technology 11-2, S. 257–261, 2010, DOI: 10.1007/s12239-010-0032-2

[31] T. F. Chen, D. W. Lee, C. K. Sung, „An experimental study on transmission efficiency of a rubber V-belt CVT“, Mechanism and Machine Theory 33-4, S. 351–363, 1998, DOI: 10.1016/S0094-114X(97)00049-9

[32] K. Reif, „Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik im Überblick“, Wiesbaden: Springer Fachmedien, Wiesbaden 2016, ISBN: 978-3-658-04961-4

[33] H. Tschöke, „Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs“, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden 2015, ISBN: 978-3-658-04643-9

[34] S. H. F. Schulte, „Analyse segmentierter elektrischer Maschinen in einem Kfz-Antriebsstrang“, Bd. 160. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden 2022, ISBN: 978-3-658-36699-5

[35] G. A. Roland, „Modellbasierte Entwicklung einer Betriebsstrategie mit automatisierter Gangwahl für ein parallel-hybrides Freizeitfahrzeug“, Masterarbeit, Technische Universität Graz, Graz 2012

[36] J. Holmes, „BRP Developing Plug-In Hybrid Version of Can-Am Spyder“, 2011, verfügbar unter: https://www.caranddriver.com/news/a18734040/brp-developing-plug-in-hybrid-version-of-can-am-spyder/, abgerufen am: 30.10.2025

[37] A. Hagenberger, H.-J. Schacht, S. Schmidt, R. Kirchberger, M. Lang, H. Friedl, W. Hinterberger, „Concept Study of a 48V-Hybrid-Powertrain for L-Category Vehicles with Longitudinal Dynamic Simulation and Design of Experiments“,SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, 2022, DOI: 10.4271/2022-01-0672

[38] A. Hagenberger, H.-J. Schacht, S. Schmidt, R. Kirchberger, „Efficiency Increase of a

Conventional ICE Powertrain with CVT by 48V-Hybridization with Focus on L-Category Powersport Applications“ SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, 2022, DOI: 10.4271/2022-32-0018

[39] Segway Technology Co., Ltd., „SSV-Villain | Segway Powersports“, 2024, verfügbar unter: https://powersports.segway.com/product/SSV-Hybrid.htm, abgerufen am: 23.10.2024

[40] Segway Powersports Eesti, „ATV Snarler hübriid - Segway Powersports Eesti“, 2024, verfügbar unter: https://segwaypowersports.ee/atv-snarler-hybriid/, abgerufen am: 24.10.2024

[41] E. J. Borud, D. D. Buehler, B. M. Comana, „Hybrid Utility Vehicle“ Patentnr.: WO 2017/218225 A1, 2017

[42] Segway Technology Co., Ltd., „Super Villain | Segway Powersports“, 2024, verfügbar unter: https://www.segwaypowersports.us/super-villain/, abgerufen am: 23.10.2024

[43] Christini AWD Adventure Vehicles, „HYBRID E-ATV“, 2024, verfügbar unter: https://christini.com/hybrid-electric-vehicles/hybrid-e-atv/, abgerufen am: 24.10.2024

[44] T. Miro-Padovani, G. Colin, A. Ketfi-Cherif, Y. Chamaillard, „Implementation of an Energy Management Strategy for Hybrid Electric Vehicles Including Drivability Constraints“, IEEE Transactions on Vehicular Technology 65-8, S. 5918–5929, 2016, DOI: 10.1109/TVT.2015.2476820

[45] V. Sidharthan Panaparambil, Y. Kashyap, R. Vijay Castelino, „A review on hybrid source energy management strategies for electric vehicle“, International Journal of Energy Research 45-14, S. 19819–19850, 2021, DOI: 10.1002/er.7107

[46] A. Panday, H. O. Bansal, „A Review of Optimal Energy Management Strategies for Hybrid Electric Vehicle“ International Journal of Vehicular Technology 2014, S. 1–19, 2014, DOI: 10.1155/2014/160510

[47] P. Griefnow, „Nichtlineare modellprädiktive Regelung von Mild-Hybridantrieben mit elektrischer Zusatzaufladung“, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen 2021

[48] M. F. M. Sabri, K. A. Danapalasingam, M. F. Rahmat, „A review on hybrid electric vehicles architecture and energy management strategies“ Renewable and Sustainable Energy Reviews 53, S. 1433–1442, 2016, DOI: 10.1016/j.rser.2015.09.036

[49] M. Stapelbroek, „Optimale Betriebsstrategie für Hybridfahrzeuge unter Berücksichtigung mehrerer Brennverfahren“, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen 2012

[50] R. Bellman, „Dynamic programming“, Science (New York, N.Y.) 153-3731, S. 34–37, 1966, DOI: 10.1126/science.153.3731.34

[51] S. Dreyfus, „Richard Bellman on the Birth of Dynamic Programming“ Operations Research 50-1,

S. 48–51, 2002, DOI: 10.1287/opre.50.1.48.17791

[52] W. Enang, C. Bannister, „Modelling and control of hybrid electric vehicles (A comprehensive review)“, Renewable and Sustainable Energy Reviews 74, S. 1210–1239, 2017, DOI: 10.1016/j.rser.2017.01.075

[53] D. Görke, „Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien“, Dissertation, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden 2015, ISBN: 978-3-658-14162-2

[54] J. Li, Z. Xia, Z. Jiang, W. Dai, „Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategy with Enhanced Battery Life for Hybrid Trucks Using Constraint of Near-Optimal Equivalent Factor Bounds“ Electronics 14-5, S. 953, 2025, DOI: 10.3390/electronics14050953

[55] J. Jang, H. Lee, „The Study for Equivalent Consumption Minimization Strategy Considering Drivability of Parallel HEV“, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2020, DOI: 10.1109/VPPC49601.2020.9330848

[56] P. Griefnow, M. Jakoby, L. Dorschel, J. Andert, „Nonlinear Model Predictive Control of Mild Hybrid Powertrains With Electric Supercharging“ IEEE Transactions on Vehicular Technology 70-9, S. 8490–8504, 2021, DOI: 10.1109/TVT.2021.3093168

[57] A. Wahl, C. Wellmann, C. Monissen, J. Andert, „Active temperature control of electric drivetrains for efficiency increase“ Applied Energy 338 S. 120887, 2023, DOI: 10.1016/j.apenergy.2023.120887

[58] A. Trächtler, „Steigerung der Intelligenz Mechatronischer Systeme“, Springer Berlin / Heidelberg, Berlin, Heidelberg 2018, ISBN: 9783662563922

[59] M. Rau, „Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung auf Basis lernfähiger Zustandsraummodelle“, Dissertation, Technische Universität München, München 2003

[60] J. J. Jui, M. A. Ahmad, M. I. Molla, M. I. M. Rashid, „Optimal energy management strategies for hybrid electric vehicles: A recent survey of machine learning approaches“, Journal of Engineering Research 12-3, S. 454–467, 2024, DOI: 10.1016/j.jer.2024.01.016

[61] J. H. Lee, J. Shin, M. J. Realff, „Machine learning: Overview of the recent progresses and implications for the process systems engineering field“, Computers & Chemical Engineering 114, S. 111–121, 2018, DOI: 10.1016/j.compchemeng.2017.10.008

[62] Y. Zhang, „New Advances in Machine Learning“, IntechOpen, 2010, ISBN: 978-953-307-034-6

[63] R. S. Sutton, A. Barto, „Reinforcement learning: An introduction“, The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, London 2020, ISBN: 9780262039246

[64] X. Lin, Y. Wang, P. Bogdan, N. Chang, M. Pedram, „Reinforcement learning based power management for hybrid electric vehicles“,IEEE ACM International Conference on Computer-Aided Design (ICCAD) S. 33–38, 2014, DOI: 10.1109/ICCAD.2014.7001326

[65] Y. Wang, H. Tan, Y. Wu, J. Peng, „Hybrid Electric Vehicle Energy Management With Computer Vision and Deep Reinforcement Learning“, IEEE Transactions on Industrial Informatics 17-6, S. 3857–3868, 2021, DOI: 10.1109/TII.2020.3015748

[66] K. Deng, Y. Liu, H. Di, H. Peng, L. Löwenstein, S. Pischinger, K. Hameyer, „Deep reinforcement learning based energy management strategy of fuel cell hybrid railway vehicles considering fuel cell aging“, Energy Conversion and Management 251, S. 115030, 2022, DOI: 10.1016/j.enconman.2021.115030

[67] Q. Li, X. Meng, F. Gao, G. Zhang, W. Chen, K. Rajashekara, „Reinforcement Learning Energy Management for Fuel Cell Hybrid Systems: A Review“, IEEE Industrial Electronics Magazine 17-4, S. 45–54, 2023, DOI: 10.1109/MIE.2022.3148568

[68] Z. Yao, H.-S. Yoon, „Hybrid Electric Vehicle Powertrain Control Based on Reinforcement Learning“, SAE International Journal of Electrified Vehicles 11-2, S. 165–176, 2022, DOI: 10.4271/14-11-02-0013

[69] M. Wegener, L. Koch, M. Eisenbarth, J. Andert, J. „Automated eco-driving in urban scenarios using deep reinforcement learning“, Transportation Research Part C: Emerging Technologies 126, S. 102967, 2021, DOI: 10.1016/j.trc.2021.102967

[70] L. Koch, T. Brinkmann, M. Wegener, K. Badalian, J. Andert, „Adaptive Traffic Light Control With Deep Reinforcement Learning: An Evaluation of Traffic Flow and Energy Consumption“, IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems 24-12, S. 15066–15076, 2023, DOI: 10.1109/TITS.2023.3305548

[71] H. Lee, S. W. Cha, „Reinforcement Learning Based on Equivalent Consumption Minimization Strategy for Optimal Control of Hybrid Electric Vehicles“, IEEE Access 9, S. 860–871, 2021, DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3047497

[72] H. Dong, Z. Ding, S. Zhang, „Deep Reinforcement Learning. Fundamentals, Research and Applications“ Springer eBook Collection. Springer Singapore; Singapore 2020, ISBN: 978-981-15-4095-0

[73] F. R. Salmasi, „Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends“ IEEE Transactions on Vehicular Technology 56-5, S. 2393–2404, 2007, DOI: 10.1109/TVT.2007.899933

[74] J. von Grundherr, „Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung“, Dissertation, Technische Universität München, München 2010

[75] L. A. Zadeh, „Fuzzy sets“ Information and Control 8-3, S. 338–353, 1965, DOI: 10.1016/S0019-9958(65)90241-X

[76] M. Stiegeler, „Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge“, Dissertation, Universität Ulm, Ulm 2008

[77] J. M. Mendel, „Fuzzy logic systems for engineering: a tutorial“ Proceedings of the IEEE 83-3, S. 345–377, 1995, DOI: 10.1109/5.364485

[78] V. Nissen, „Einführung in evolutionäre Algorithmen - Optimierung nach dem Vorbild der Evolution“, Vieweg Braunschweig, Braunschweig1997, ISBN: 978-3-528-05499-1

[79] I. F. Fileru, „Toyota Prius – A Successful Pioneering in Hybrid Vehicle World“ Applied Mechanics and Materials 809-810, S. 1139–1144, 2015, DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.809-810.1139

[80] Statista GmbH, „Toyota Motor Corporation: alternative fuel vehicle sales by segment“ verfügbar unter: https://www.statista.com/statistics/1181404/alternative-sales-of-toyota-by-segment/, abgerufen am: 24.10.2024

[81] P. Janssen, „Hybridmotor“ Patentnr.: DE 10 2004 05 349 A1, 2005

[82] J. Hu, B. Mei, H. Peng, X Jiang, „Optimization Design and Analysis for a Single Motor Hybrid Powertrain Configuration with Dual Planetary Gears“, Applied Sciences 9-4, S. 707, 2019, DOI: 10.3390/app9040707

[83] L. Wang, Y. Cui, F. Zhang, G. Li, „Architectures of Planetary Hybrid Powertrain System: Review, Classification and Comparison“, Energies 13-2, S. 329, 2020, DOI: 10.3390/en13020329

[84] I. Tudor, B. Florescu, „Kinematic and dynamic analysis of planetary mechanisms with two degrees of freedom used for power sources coupling“, University of Pitesti Scientific Bulletin - Automotive Series 27, 2017, DOI: 10.26825/bup.ar.2017.014

[85] J. Looman, „Zahnradgetriebe. Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen“, Springer, Berlin, Heidelberg 2009, ISBN: 978-3-540-89459-9

[86] D.C. Talbot,A. Kahraman, A. Singh, „An Experimental Investigation of the Efficiency of Planetary Gear Sets“, Journal of Mechanical Design 134-2, 2012, DOI: 10.1115/1.4005599

[87] D. Kim, H. Peng, S. Bai, J. M. Maguire, „Control of Integrated Powertrain With Electronic Throttle and Automatic Transmission“, IEEE Transactions on Control Systems Technology 15-3, S. 474–482, 2007, DOI: 10.1109/TCST.2007.894641

[88] R. van Basshuysen, F. Schäfer, „Handbuch Verbrennungsmotor“, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden 2015, ISBN: 978-3-658-04677-4

[89] M. Mitschke, H. Wallentowitz, H. „Dynamik der Kraftfahrzeuge“, pringer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden 2014, ISBN: 978-3-658-05067-2

[90] E. H. Porto, S. J. Idehara, „Evaluation of Torsional Vibration with a Novel Clutch Damper for the Nonstationary Drive Condition“, Journal of Vibration Engineering & Technologies 11-2, S. 403–414, 2023, DOI: 10.1007/s42417-020-00269-4

[91] A. S. Mendes, P. S. Meirelles, D. E. Zampieri, „Analysis of torsional vibration in internal combustion engines: Modelling and experimental validation“, Proceedings of the Institution of

Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics 222-2, S. 155–178, 2008, DOI: 10.1243/14644193JMBD126

[92] L. Drápal, P. Novotný, „Torsional vibration analysis of crank train with low friction losses“, Journal of Vibroengineering 19-8, S. 5691–5701, 2017, DOI: 10.21595/jve.2017.17876

[93] CFMOTO USA, „2025 CFMOTO UFORCE 600 | Utility Side by Side“, verfügbar unter: https://www.cfmotousa.com/inventory/unit/uforce-600, abgerufen am: 02.11.2024

[94] CFMOTO USA, „UForce 600 Owner's Manual“, verfügbar unter: https://www.cfmotousa.com/assets/cfmoto/images/customer_care/owners_manuals/OM-U600-2023.pdf, abgerufen am: 02.11.2024

[95] O. Vollrath, O. Storz, P. Lautenschütz, K. Buchholz, „Der neue Mercedes-Benz-Reihensechszylinder-Ottomotor mit 48-V-Elektrifizierung“ MTZ Motortech Z 79, 60–67, 2018, DOI: 10.1007/s35146-018-0014-x

[96] siliXcon s.r.o. „Product specification SL controller“, verfügbar unter: https://docs.silixcon.com/docs/hw/esc/sl1/ProdSpec, abgerufen am: 02.11.2024

[97] C. Sun, „Advanced battery materials“, Wiley Scrivener Publishing, Hoboken 2019, ISBN: 9781119407553

[98] P. Geskes, M. Moser, M. Rinderle, „48-V-Mildhybridsystem für Lastkraftwagen“, ATZ Automobiltech Z 122, 38–42., 2020, DOI: 10.1007/s35148-020-0303-9

[99] F. Mulzer, „Systematik hoch übersetzender koaxialer Getriebe“, Dissertation, Technische Universität München, München 2010

[100] S.V. Pandit, C. Goud, M. Patil, G. Patil, „A Review on Centrifugal Clutch“, National Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology, Kolhapur 2017, ISSN: 22315063

[101] Suco Robert Scheuffele GmbH & Co. KG, „Suco Transmission Technology“ verfügbar unter: https://www.suco.de/fileadmin/media/PDF_Daten/Kataloge/SUCO-Transmission-Technology.pdf, abgerufen am 30.10.2025

[102] T. Mucke (Tecomotive), „Pierburg CWA150“, verfügbar unter: https://tecomotive.com/download/datasheets/CWA150_DE.pdf, abgerufen am: 02.11.2024

[103] L. Koch, M. Picerno, K. Badalian, S.-Y. Lee, J. Andert, „Automated function development for emission control with deep reinforcement learning. Engineering Applications of Artificial Intelligence 117, S. 105477, 2023, DOI: 10.1016/j.engappai.2022.105477

[104] M. Staron, D. Durisic, „Automotive software architectures - An introduction“, Springer International Publishing, Cham 2017, ISBN: 978-3-319-58609-0

[105] H. Steven, „Untersuchungen zur Abgasemission von Motorrädern im Rahmen der WMTC-Aktivitäten“, Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen Bd. 45, Bremerhaven 2004, ISBN: 3865090907

[106] R. Bao, V. Avila, J. Baxter, „Effect of 48 V Mild Hybrid System Layout on Powertrain System Efficiency and Its Potential of Fuel Economy Improvement“, SAE World Congress Experience, Detroit 2017, DOI: 10.4271/2017-01-1175

[107] C. Becker, A. Nasser, F. Attioui, „Functional Safety Assessment of a Generic Accelerator Control System with Electronic Throttle Control in Hybrid Electric Vehicles with a Gasoline Internal Combustion Engine“, U.S. Departement of Transportation, USA 2019, DOI: 10.21949/1530175

[108] J. Andert, K. Badalian, L. Koch, S.-Y. Lee, M. Picerno, „ Automatisierte Funktionskalibrierung“, Patentnr.: DE 102022104648 A1, 2022