



Martin Leitner, BSc

**Evaluierung der Potentiale zur Reduktion der CO₂-Emissionen
von Kraftfahrzeugen durch 48 Volt Mild-Hybridisierung**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Elektrotechnik

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Fabian

Institut für Fahrzeugtechnik

Dipl.-Ing. (FH) Benjamin Pessl

MAGNA STEYR Engineering AG & Co KG

Graz, Februar 2016

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

16.02.2016

Datum

Unterschrift

DANKSAGUNG

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Jürgen Fabian, für die stets angenehme und vertrauensvolle Zusammenarbeit und seine persönliche Unterstützung beim Erstellen dieser Arbeit.

Ich bedanke mich bei Herrn Dipl.-Ing. (FH) Benjamin Pessl, der mich während meiner Zeit bei MAGNA STEYR Engineering tatkräftig unterstützt hat und mir stets ein Ansprechpartner bei fachlichen Fragestellungen war.

Bei meinen Freunden und Studienkollegen bedanke ich mich dafür, dass sie mir im Laufe meines Studiums jederzeit mit wertvollen Ratschlägen zur Seite standen.

Meinen Eltern danke ich für ihre Unterstützung während meiner gesamten Schul- und Studienzeit.

KURZFASSUNG

Die Automobilhersteller stehen vor der Herausforderung, dass ihre Fahrzeuge aufgrund der Bestimmungen und Vorschriften der Gesetzgeber immer geringere CO₂-Flottengrenzwerte erfüllen müssen. Die Mild-Hybridisierung basierend auf einer Bordnetzspannung von 48 Volt ist ein vielversprechender Lösungsansatz um dies zu erreichen und stellt gleichzeitig eine Alternative zur kostenintensiven Hochvolt-Hybridisierung dar.

Um das Einsparungspotential einer 48 V-Hybridarchitektur mit Riemenstartergenerator zu ermitteln, wurde in LMS Imagine.Lab Amesim[®] ein Simulationsmodell aufgebaut. Damit konnte das Verhalten eines Fahrzeuges aus dem C-Segment untersucht werden. Zudem wurde das Simulationsmodell sowohl mit manuellem Getriebe, als auch mit einem Doppelkupplungsgetriebe ausgestattet, um Schlüsse auf den Einfluss des Getriebes zuzulassen. Die Auswahl des Fahrzeugsegments und der Getriebekonfiguration wurde auf Grundlage einer Marktprognose für 48 V-Mild-Hybride getroffen. Essentielle Fahrzeugkomponenten wie Verbrennungsmotor und elektrische Maschine wurden durch ihre charakteristischen Kennfelder beschrieben. Im Simulationsmodell wurden verschiedene Hybridfunktionen realisiert, deren Zusammenspiel von einer auf dem Batterieladestand basierenden Betriebsstrategie koordiniert wird. Der Einfluss verschiedener Fahrzyklen und Elektromotoren auf die CO₂-Emissionen wurde untersucht. Als Vergleichsfahrzeug diente ein identes Fahrzeug ohne Hybridisierungsmaßnahmen. Anhand der Simulation wurden die Beiträge der Hybridfunktionen zur CO₂-Reduktion ermittelt. Es zeigte sich, dass mit der Kombination aus Start-Stopp-Funktion und regenerativem Bremsen mit anschließender Drehmomentunterstützung die größte Einsparung erzielt werden konnte. Des Weiteren wurde festgestellt, dass mit der gewählten Betriebsstrategie bei der Verwendung von Drehmomentunterstützung und Lastpunktanhebung keine Einsparung erreicht wurde, sondern dass sich dadurch unter gewissen Voraussetzungen sogar ein Mehrverbrauch ergab. Es konnte gezeigt werden, dass die elektrische Nutzung der Bremsenergie für die Senkung der CO₂-Emissionen von großer Bedeutung ist.

ABSTRACT

Tough governmental regulations for emission reduction forced OEMs to develop and introduce highly efficient vehicle concepts. Drivetrain electrification represents one of the main measures for reducing the fuel consumption of passenger vehicles. Mild-hybridization based on a voltage level of 48 V is a promising alternative to cost-intensive high voltage powertrains.

In order to evaluate the CO₂ emission reduction potential of a 48 V hybrid architecture with a belt-driven starter/generator, a complete vehicle simulation model in LMS Imagine.Lab Amesim[®] was built up. A vehicle from the C-segment was chosen as basis for the simulation study. Its behavior with both manual and dual clutch transmission, was investigated. The decision for the chosen vehicle was made based on a 48 V vehicle production forecast. Key components like internal combustion engine and electric motor were parameterized with characteristic diagrams. Different hybrid functions were implemented in the simulation model. The superior operation strategy was designed in dependence of the battery state of charge. By performing a parameter study, the influence of different driving cycles and electric motors on the CO₂ emissions was worked out. The identical vehicle without drivetrain electrification was selected as comparison base. Based on the simulation results, the impacts of different hybrid functions on the CO₂-emissions were quantified. The combination of stop/start, regenerative braking and torque assist functions showed the highest emission reduction potential. Furthermore, it was shown that using load shifting and torque assist functions based on the chosen operation strategy can have negative effects on the cumulated fuel consumption over a driving cycle, depending on the given loss chain. Therefore using regenerative braking is necessary to achieve appropriate emission figures.

INHALT

Kurzfassung	I
Abstract	II
Inhalt	III
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung, Motivation und Ziel	1
1.2 Methode	1
2 Grundlagen	3
2.1 Rechtlicher Hintergrund & CO ₂ -Gesetzgebung	3
2.2 Hybridkonzepte	5
2.2.1 Micro-hybrid	6
2.2.2 Mild-hybrid	7
2.2.3 Full-Hybrid	7
2.2.4 Plug-In-Hybrid	8
2.3 Hybride Betriebsweisen und Funktionen	8
2.3.1 Start-Stopp-System	8
2.3.2 Drehmomentunterstützung	9
2.3.3 Regeneratives Bremsen	9
2.3.4 Lastpunktverschiebung	9
2.3.5 Elektrisches Fahren	10
2.3.6 Segelbetrieb	10
2.4 Hybride Antriebsstrukturen	11
2.4.1 Serieller Hybrid	12
2.4.2 Paralleler Hybrid	14
2.4.3 Drehmoment-verzweigter Hybrid	14
2.4.4 Leistungsverzweigter Hybrid	15
3 Treibende Faktoren für 48 Volt Hybride	17
4 Markt und Umfeldanalyse	22
4.1 Liefervorschrift LV148	22
4.2 Prognose zur Marktentwicklung	22

5	Varianten der 48 V-Hybridisierung	26
5.1	Riemengekoppelte EM	26
5.2	Kurbelwellengekoppelte EM.....	27
5.3	Getriebegekoppelte EM.....	28
5.4	Axialgekoppelte EM.....	29
5.5	Elektrische Aufladung	31
6	Modellierung und Simulation	32
6.1	Gewählte Fahrzyklen.....	32
6.1.1	New European Driving Cycle	32
6.1.2	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle	33
6.1.3	EPA Federal Test Procedure	34
6.2	Allgemeine Fahrzeugparameter.....	36
6.3	Fahrzeugkomponenten	37
6.3.1	Verbrennungsmotor.....	37
6.3.2	Getriebe	40
6.3.3	Elektrische Maschinen.....	41
6.3.4	Batterie	46
6.3.5	Riemen.....	47
6.4	Komponenten des Simulationsmodells	47
6.4.1	Fahrermodell.....	47
6.4.2	Engine Control Unit (ECU).....	49
6.4.3	Transmission Control Unit (TCU).....	50
6.4.4	Kupplungssteuerung	52
6.5	Hybridfunktionen	53
6.5.1	Start & Stopp	53
6.5.2	Regeneratives Bremsen	54
6.5.3	Drehmomentunterstützung – Torque Assist (TA).....	55
6.5.4	Lastpunktanhebung – Load Shift (LS)	57
6.6	Betriebsstrategie	58
7	Ergebnisse	60
7.1	Kombination der Hybridfunktionen	60
7.1.1	Run 1: Konventioneller Fahrbetrieb.....	60
7.1.2	Run 2: Fahrbetrieb mit Start & Stopp.....	62

7.1.3	Run 3: Hybrid-Fahrbetrieb ohne Lastpunktanhebung.....	64
7.1.4	Run 4: Hybrid-Fahrbetrieb ohne Regeneratives Bremsen.....	68
7.1.5	Run 5: Hybrid-Fahrbetrieb mit sämtlichen Funktionen	70
7.2	Einfluss der Fahrzyklen	73
7.2.1	NEDC	74
7.2.2	WLTC	75
7.2.3	FTP-75	76
8	Zusammenfassung und Ausblick	77
9	Literaturverzeichnis	79
10	Abbildungsverzeichnis	81
11	Tabellenverzeichnis	83
12	Abkürzungsverzeichnis.....	84
13	Appendix	85
	APPENDIX A LMS Imagine.Lab Amesim© - Simulation.....	85
	APPENDIX B LMS Imagine.Lab Amesim© - Parameter	94

1 EINLEITUNG

1.1 AUFGABENSTELLUNG, MOTIVATION UND ZIEL

Seit dem Beginn des Zeitalters der Industrialisierung wird ein enormer Anstieg der CO₂-Konzentration in der Atmosphäre verzeichnet. Dass dieser Anstieg zu einem wesentlichen Teil durch den Menschen verursacht wird, gilt als bestätigt. Unklar ist jedoch, welche Langzeitfolgen die erhöhte Treibhausgaskonzentration nach sich zieht. Aufgrund der Komplexität des Klimasystems unseres Planeten ist die Zeitspanne, bis Auswirkungen bemerkbar werden, schwer bestimmbar. Selbst im Fall eines nicht weiter ansteigenden, weltweiten CO₂-Ausstoßes könnten Prozesse, wie die durch den Menschen verursachte globale Erwärmung und der daraus resultierende Anstieg des Meeresspiegels, nicht mehr umkehrbar sein. Vor allem Transport und Verkehr tragen signifikant zu den weltweiten CO₂-Emissionen bei [1]. Aus diesem Grund besteht in diesen Sektoren großes Potential zur Reduktion des CO₂-Ausstoßes. Die Automobilindustrie liefert bereits seit Jahren Lösungsansätze in Form von verbrauchsärmeren, hybridisierten oder gar emissionsfreien Fahrzeugen. Aktuelle gesetzliche Bestimmungen wie die EU-Verordnung Nr. 333/2014 tragen dazu bei, dass derartige Entwicklungen noch weiter forciert werden [2]. Gerade hybridisierte Fahrzeuge stellen eine attraktive Möglichkeit dar, um den Flottenverbrauch zu senken und den Forderungen der Gesetzgeber gerecht zu werden. In dieser Arbeit wird im Speziellen das Potential von Hybridfahrzeugen welche mit einer Bordnetzspannung von 48 Volt betrieben werden, betrachtet. Zudem sollen unterschiedliche Möglichkeiten der 48 Volt-Hybridisierung identifiziert und das Kraftstoff-Einsparungspotential einer ausgewählten Architektur gegenüber einem konventionell angetriebenen Fahrzeug anhand rechnergestützter Simulationen ermittelt werden.

1.2 METHODE

Zunächst wird die aktuelle Gesetzgebung zum CO₂-Ausstoß von Kraftfahrzeugen betrachtet. Eine Einleitung über die Technologie und die Funktionen von Hybridfahrzeugen soll einen Überblick über verschiedene Möglichkeiten der Hybridisierung geben. Die Faktoren, die für eine Hybridisierung mit 48 V sprechen, werden gesondert eruiert.

In weiterer Folge wird in einer Markt- und Umfeldanalyse zu 48 Volt-Hybridfahrzeugen die prognostizierte Entwicklung der Produktionsstückzahlen von Fahrzeugen mit dieser neuen Technologie betrachtet, zudem werden erste Bestrebungen der OEMs für einheitliche 48 V-Standards erfasst. Die darauf folgende Übersicht über mögliche Antriebsarchitekturen (Topologien) lässt Schlüsse über die Umsetzbarkeit von Hybridfunktionen zu und dient als Grundlage für eine Modellbildung und die Simulation. Diese erfolgt mit der Software *LMS Imagine.Lab Amesim*[®] und beinhaltet die wichtigsten Komponenten eines Fahrzeug-Antriebsstrangs. Für die Fahrzyklen *New European Driving Cycle* (NEDC), *Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle* (WLTC) und die *EPA Federal Test Procedure* (FTP-75) wird das Verhalten des simulierten Fahrzeugmodells untersucht. Zusammenfassend werden im letzten Kapitel die Ergebnisse der Simulation interpretiert.

2 GRUNDLAGEN

2.1 RECHTLICHER HINTERGRUND & CO₂-GESETZGEBUNG

Da es weltweit keine einheitlichen CO₂- bzw. Verbrauchsaufgaben für Fahrzeuge gibt, variieren die Grenzwerte stark und es kommen bei der Bestimmung der Kohlendioxid-Emissionen unterschiedliche Vorgehensweisen zum Einsatz. Die wichtigsten Gesetzgebungen sind jene von Europäischer Union, USA, Japan und China, da ein Großteil der neuen Personenkraftwagen in diesen Ländern produziert und verkauft wird. Alle Arten der Regulierung haben das gemeinsame Ziel, über den Kraftstoffverbrauch (L/100 km) bzw. die Kraftstoffeffizienz (*miles per gallon*) den CO₂-Ausstoß (gCO₂/km) zu senken. Aufgrund unterschiedlicher Fahrzyklen und der Berücksichtigung von jeweils Gewicht (EU, Japan, China) und Fahrzeugstandfläche (USA) sind Vergleiche der unterschiedlichen Verfahren zur Ermittlung der CO₂-Emissionen nicht ohne weiteres möglich. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, muss eine Umrechnung mithilfe von Korrelationsfaktoren erfolgen. Aus einer solchen Vorgehensweise geht hervor, dass die innerhalb der Europäischen Union gültigen Grenzwerte neben den Werten der USA zu den strengsten gehören [3]. Prognostizierte Verkaufszahlen lassen in der EU einen größeren Marktanteil für 48 V-Hybridfahrzeuge erwarten als in den USA [4]. Aus diesem Grund wird hier in weiterer Folge nur auf die CO₂-Gesetzgebung der Europäischen Union eingegangen. Die Marktentwicklung wird in dieser Arbeit in Kapitel 4 noch genauer betrachtet.

Mit der EU-Verordnung Nr. 443/2009 wurden für die Europäische Union erstmals gesetzlich Grenzwerte für die Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen festgelegt. Der ab 2012 gültige CO₂-Flottengrenzwert in dieser Verordnung beträgt für neue Personenkraftwagen 130 g/km. Dieser Grenzwert ist herstellerindividuell und hängt von der durchschnittlichen Masse M der Neuwagenflotte ab.

$$CO_2 \text{ Emissionen} = 130 \frac{g}{km} + 0,0457 \cdot (M - M_0) \quad (1)$$

Die Masse M_0 ist die durchschnittliche Masse neuer Personenkraftwagen in den vorausgegangen drei Kalenderjahren [5]. Ab 2021 wird mit der EU-Verordnung Nr. 333/2014

ein neuer durchschnittlicher CO₂-Flottengrenzwert von 95 g/km gültig sein. Jedoch haben bereits im Jahr 2020 95 % der neuen Personenkraftwagen einer Flotte das Ziel von 95 g/km zu erreichen. Zusätzlich existieren Begünstigungen für besonders emissionsarme Fahrzeuge mit spezifischen CO₂-Emissionen von weniger als 50 g/km. Diese werden in den Jahren 2020 bis 2022 noch höher gewichtet. Durch diese Begünstigung kann der Flottenmittelwert jedoch nur um maximal 7,5 gCO₂/km reduziert werden. Auch der Faktor zur Berücksichtigung der Masse des Kraftfahrzeugs wird reduziert, wodurch sich für die spezifischen Emissionen je Hersteller folgender Zusammenhang ergibt:

$$CO_2 \text{ Emissionen} = 95 \frac{g}{km} + 0,033 \cdot (M - M_0) \quad (2)$$

Durch sogenannte Ökoinnovationen, welche nicht von der CO₂-Messung im standardisierten Prüfzyklus erfasst werden, kann zusätzlich eine Begünstigung von maximal 7 gCO₂/km pro Fahrzeug erreicht werden. Bei dem verwendeten Prüfzyklus handelt es sich aktuell um den *New European Driving Cycle* (NEDC). Dieser soll jedoch zukünftig durch die *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure* (WLTP) und den ihr zugrunde liegenden *Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle* (WLTC) ersetzt werden. In diesem Zyklus werden durch höhere Dynamik reale Fahrbedingungen besser nachgebildet, wodurch die Differenz zwischen den angegebenen und den im Realbetrieb tatsächlich auftretenden CO₂-Emissionen reduziert werden soll [2]. Wird der vorgeschriebene CO₂-Grenzwert nicht erreicht, so sind in den Jahren 2012 bis 2018 je nach Höhe der Überschreitung vom Hersteller Strafbzahlungen von bis zu 95 €/g zu leisten. Ab 2019 beträgt die Höhe der Strafbzahlung bereits ab dem ersten Gramm Überschreitung 95 €/g. Die nach Grenzwertüberschreitung gegliederten Strafbzahlungen je Fahrzeug sind in Tabelle 1 dargestellt [5].

Tabelle 1: Berechnung der Strafzahlungen nach Höhe der Grenzwertüberschreitung x

Zeitraum	Überschreitung	Strafzahlung
Jahreszahl	gCO ₂ /km	€
2012 - 2018	$1 \geq x$	$5 \frac{\text{€}}{\text{gCO}_2/\text{km}} \cdot x$
	$2 \geq x > 1$	$15 \frac{\text{€}}{\text{gCO}_2/\text{km}} \cdot (x - 1) + 5\text{€}$
	$3 \geq x > 2$	$25 \frac{\text{€}}{\text{gCO}_2/\text{km}} \cdot (x - 2) + 20\text{€}$
	$x > 3$	$95 \frac{\text{€}}{\text{gCO}_2/\text{km}} \cdot (x - 3) + 45\text{€}$
ab 2019	x	$95 \frac{\text{€}}{\text{gCO}_2/\text{km}} \cdot x$

Während die seit dem Jahr 2012 gültigen Grenzwerte in den meisten Fällen durch Maßnahmen in der Motorentechnik erreicht werden können, sind für das Erreichen der ab 2020 gültigen Grenzwerte weitere Maßnahmen zur Kraftstoffeinsparung notwendig. Die Hersteller müssen dieser Herausforderung daher mit neuen Konzepten und Funktionen für den Antrieb begegnen [6].

2.2 HYBRIDKONZEPTE

Die Fahrzeugflotte von Fahrzeugherstellern wird sich in Zukunft nicht mehr alleine aus herkömmlichen Diesel- oder Ottomotor-getriebenen Fahrzeugen zusammensetzen. Ebenso werden Hybrid- und Elektrofahrzeuge mit unterschiedlichen Graden der Elektrifizierung des Antriebstranges einen steigenden Anteil in der Zusammensetzung von Fahrzeugflotten darstellen. Gemäß der EU-Richtlinie 2007/46/EG ist ein Hybridfahrzeug als Fahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen Energiewandlern und zwei verschiedenen Energiespeichersystemen (im Fahrzeug) zum Zwecke des Fahrzeugantriebs definiert [7]. In konventionellen Fahrzeugen kommt als Energiewandler ein Verbrennungsmotor, auch Verbrennungskraftmaschine (VKM) genannt, zum Einsatz. Dieser wandelt die im Kraftstoff gespeicherte chemische Energie in mechanische Leistung um, die in Folge zum Antreiben des Fahrzeuges genutzt wird. In Hybridfahrzeugen wird der Verbrennungsmotor durch eine weitere Kombination aus Energiewandler und Energiespeicher unterstützt. In den meisten Fällen handelt es sich dabei um einen Elektromotor

und einen elektrochemischen Energiespeicher in Form einer Batterie. Seltener wird auch die in Schwungrädern oder pneumatischen Druckspeichern gespeicherte Energie zur Unterstützung herangezogen [8]. Eine Möglichkeit zur Einteilung elektrifizierter Fahrzeuge ist die Unterscheidung nach dem Grad der Elektrifizierung. Einige charakteristische Zahlenwerte, nach denen diese Unterscheidung erfolgen kann sind in Tabelle 2 dargestellt. Der Grad der Elektrifizierung ergibt sich aus dem Verhältnis von elektrischer Leistung zur Summe von elektrischer und verbrennungsmotorischer Leistung [9].

Tabelle 2: Unterscheidung nach dem Grad der Elektrifizierung, gemäß [9]

Charakteristika	Micro-Hybrid	Mild-Hybrid	Full-Hybrid	Plug-In-Hybrid
Leistung der E-Maschine	2-3 kW (48 V: 8 kW)	10-15 kW	>> 25 kW	>> 25 kW
Spannungsniveau	12-48 V	48-150 V	>200 V	>200 V
Batterie- Energieinhalt	<< 1 kWh	< 1 kWh	1-5 kWh	5-10 kWh
Grad der Elektrifizierung	<5 % (48 V: <10 %)	5-10 %	10-50 %	30-60 %
Verbrauchs- bzw. CO ₂ -Einsparung (NEDC basiert)	5-10 %	10-20 %	> 15 %	bis 50 %

2.2.1 MICRO-HYBRID

Gemäß der bereits erwähnten Definition eines Hybridfahrzeugs handelt es sich bei dem Micro-Hybrid um keinen Hybrid, denn für den Fahrzeugantrieb wird lediglich der Verbrennungsmotor genutzt. Der Elektromotor kommt zum Einsatz um ein Start-Stopp-System zu realisieren. Bei Fahrzeugstillstand wird der Verbrennungsmotor automatisch abgeschaltet, sofern die Batteriekapazität für einen Wiederstart ausreicht und die Betriebstemperatur erreicht ist. Auch der Wiederstart erfolgt automatisch bei Betätigung der Kupplung bzw. bei Automatikgetrieben durch Lösen der Bremse. Im Gegensatz zu konventionellen Fahrzeugen wird der Start hier von einem leistungsfähigeren Anlasser oder einem Riemen-Starter-Generator ausgeführt. Auch die Batterie ist auf häufigere Startvorgänge ausgelegt, oder wird durch eine zusätzliche, kleinere Batterie gestützt. In begrenztem Ausmaß ist auch der Generatorbetrieb der elektrischen Maschine (EM) möglich. So kann sonst ungenutzte Bremsenergie in die Batterie gespeist werden. Be-

sonders im Stadtverkehr haben die Funktionen von Micro-Hybriden ein hohes Einsparungspotential [10].

2.2.2 MILD-HYBRID

Beim Mild-Hybriden übernimmt die EM neben der Start-Stopp-Funktion auch eine unterstützende Funktion beim Anfahren und bei der Beschleunigung, was als Drehmomentunterstützung bezeichnet wird. Die Bremsenergie kann vom Mild-Hybriden aufgrund der höheren Leistung der Elektromaschine in größerem Umfang genutzt werden. Zudem entfallen Übertragungsverluste durch eine Riemenanbindung, da die EM meist direkt an die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors gekoppelt ist. Um auch bei niedrigsten Temperaturen den Motorstart zu gewährleisten, kommt aktuell zusätzlich eine Kombination aus konventionellem Starter und Bleibatterie im Fahrzeug zum Einsatz. Rein elektrisches Fahren ist beim Mild-Hybriden energetisch unvorteilhaft, da die elektrische Maschine bei direkter Kopplung mit dem Verbrennungsmotor dessen Schlepptomment zusätzlich überwinden muss. Kurzzeitiges rein elektrisches Fahren kann bei entsprechender Auslegung des elektrischen Systems bereits möglich sein. Die Elektromaschine kann beim Mild-Hybrid zudem die Funktion der Lastpunktverschiebung erfüllen, auf die in Kapitel 2.3.4 genauer eingegangen wird [10].

2.2.3 FULL-HYBRID

Mit dem Full-Hybrid sind drei verschiedene Fahrmodi möglich. So kann der Fahrzeugantrieb rein elektrisch, rein verbrennungsmotorisch oder kombiniert – also im Hybridbetrieb – erfolgen. Die Leistungsflüsse können im Hybridbetrieb seriell, parallel oder seriell/parallel-kombiniert verlaufen. Full-Hybride sind in mehreren Anordnungen der einzelnen Antriebskomponenten zueinander denkbar. Die Anordnung wird meist so gewählt, dass das Mitschleppen der VKM durch den Elektromotor nicht mehr notwendig ist. Teilweise wird jedoch auch beim Full-Hybriden ein konventioneller Starter in Kombination mit einer Blei-Säure-Batterie für den Kaltstart verwendet. Auch wenn mit dem Full-Hybrid rein elektrisches Fahren möglich ist, so sind die erreichbaren Distanzen (ohne Erhöhen des Batterie-Energieinhalts) mit unter 10 km vergleichsweise gering [10].

2.2.4 PLUG-IN-HYBRID

Der Plug-In-Hybrid ermöglicht sämtliche Funktionen des Full-Hybrids und unterscheidet sich von ihm in erster Linie durch die Möglichkeit, die Batterie über eine externe Stromquelle aufladen zu können. Um ausreichend Energie für den elektrischen Fahrbetrieb mitführen zu können, ist der elektrische Speicher des Plug-In-Hybrid mit einem höheren Energieinhalt ausgestattet, als der Full-Hybrid. Damit sind für das rein elektrische Fahren Reichweiten von 30-100 km realisierbar. Der Plug-In-Hybrid ist aufgrund der Möglichkeit des emissionsfreien Fahrens besonders für Kurzstreckenfahrten attraktiv. Die Kombination mit dem Verbrennungsmotor macht diesen Antrieb auch für Langstrecken geeignet, was sich allerdings im effektiven Kraftstoffverbrauch niederschlägt. Nachteile, die dieser Hybrid mit sich bringt, sind der zusätzliche Platzbedarf für die elektrischen Komponenten im Fahrzeug, sowie deren zusätzliches Gewicht. Auch die lange Ladedauer der Batterie ist nach wie vor eine erhebliche Herausforderung. Die Kosten des Plug-In-Hybrids steigen vor allem durch die Hochvolt-Batterie stark an. [10].

2.3 HYBRIDE BETRIEBSWEISEN UND FUNKTIONEN

2.3.1 START-STOPP-SYSTEM

Auf die Funktion eines Start-Stopp-Systems wurde bereits in Kapitel 2.2 eingegangen. Vor allem bei städtischen Fahrten wird ohne die Start-Stopp-Funktion die VKM während der Standzeiten an z.B. Ampeln im Leerlauf betrieben. Während dieser Zeitabschnitte wird Kraftstoff verbraucht, ohne Antriebsleistung zu generieren. Daher nutzen viele Hybridkonzepte die Möglichkeit den Verbrennungsmotor im Fahrzeugstillstand abzuschalten. Je nach Hybridisierungsgrad kann die VKM bereits während eines Bremsvorgangs abgeschaltet werden, was den Verbrauch noch zusätzlich reduziert. Diese Funktion wird als „erweitertes Start-Stopp-System“ bezeichnet. Bei konventionellen Fahrzeugen wird der Verbrennungsmotor nicht nur zum Fahrzeugantrieb, sondern auch zum Betrieb von Nebenaggregaten wie z.B. Klimakompressor, Generator oder Lenkhilfepumpe benötigt. Diese Funktionen müssen bei Hybridfahrzeugen von elektrisch angetriebenen Aggregaten übernommen werden [8].

2.3.2 DREHMOMENTUNTERSTÜTZUNG

Bei der Drehmomentunterstützung stellt die elektrische Maschine zusätzliches Antriebsmoment zur Unterstützung des Verbrennungsmotors zur Verfügung. Dieses Moment hat dieselbe Wirkrichtung wie jenes der VKM. Im unteren Drehzahlbereich können dadurch dynamische Anfahrschwächen von Turbomotoren ausgeglichen oder sogar überkompensiert werden. Auch kann es ein Ziel des Mischbetriebes sein, ein höheres Antriebsmoment bei gleichzeitig besserem Wirkungsgrad zu erreichen [9]. Die Drehmomentunterstützung ist nur dann möglich, wenn der Ladezustand der Batterie dies erlaubt [8].

2.3.3 REGENERATIVES BREMSEN

Konventionell angetriebene Fahrzeuge nutzen zur Verzögerung eine mechanische Reibungsbremse, mit welcher die kinetische Energie des Fahrzeugs in Wärme umgewandelt wird. Durch den Betrieb der elektrischen Maschine als Generator, ergibt sich für Hybridfahrzeuge die Möglichkeit, die EM als zusätzliche Bremse einzusetzen. Dadurch kann ein Teil der kinetischen Energie rückgewonnen und in der Batterie zwischengespeichert werden, wo sie für die spätere Nutzung für den elektrischen Antrieb des Fahrzeugs zur Verfügung steht. Dieses regenerative Bremsen – auch als Rekuperieren bezeichnet – bedarf einer zusätzlichen Regelung um den zeitgleichen Betrieb mit der konventionellen Reibungsbremse zu koordinieren. Man unterscheidet dabei zwischen den Strategien der parallelen und der seriellen Bremskraftverteilung. Bei der seriellen Strategie erfolgt zuerst die Verzögerung durch die elektrische Maschine und erst bei höheren Verzögerungsanforderungen kommt die Reibungsbremse zum Einsatz. Wenn die Verzögerung zugleich von mechanischer und elektrischer Bremse vorgenommen wird spricht man von einer parallelen Bremsstrategie [8].

2.3.4 LASTPUNKTVERSCHIEBUNG

Die Effizienz von Verbrennungsmotoren nimmt im unteren Teillastbetrieb geringere Werte an, als im höheren Teillastbetrieb. Da Fahrzeuge meist im unteren Teillastbereich betrieben werden kann es sinnvoll sein, den Betriebspunkt der VKM in einen Punkt besseren Wirkungsgrades zu verschieben. Geschieht dies durch Anheben der Last, so spricht man von einer Lastpunktanhebung [9]. Durch die Verschiebung des Lastpunkts

wird von der VKM zusätzliche Leistung erbracht, welche nicht zum Fahrzeugantrieb genutzt wird. Über eine elektrische Maschine im generatorischen Betrieb wird die Überschussleistung der VKM in elektrische Leistung umgewandelt und in einer Batterie zwischengespeichert. Die Strategie hinter der Lastpunktverschiebung und dem elektrischen Antreiben muss ein ausgewogenes Energiemanagement aufweisen und richtet sich nach den Wirkungsgraden der beteiligten Komponenten. Diese Komponenten sind VKM, EM im Generatorbetrieb, Batterie, Leistungselektronik und EM im Motorbetrieb. Ziel ist es, dass bei Hybriden, die keine Möglichkeit externer Batterieladung haben, der Batterieladezustand vor und nach der Fahrt gleich hoch ist [8].

2.3.5 ELEKTRISCHES FAHREN

Von elektrischem Fahren spricht man, wenn der Elektromotor als alleinige Antriebsquelle für das Fahrzeug dient. Bei Hybridfahrzeugen kann rein elektrisches Fahren realisiert werden, wenn sich die VKM durch eine Kupplung vom restlichen Antriebsstrang trennen lässt und der Elektromotor in diesem Zustand Antriebsmoment auf die Räder bringen kann. Elektrisches Fahren hat den Vorteil des geräuscharmen und lokal emissionsfreien Fortbewegens. Die begrenzende Komponente der elektrischen Reichweite ist der Energieinhalt der Batterie, die den Elektroantrieb zu versorgen hat. Um die Reichweite des Fahrzeugs zu erweitern kann ein zusätzlicher Verbrennungsmotor oder ein Brennstoffzellensystem (Range Extender) genutzt werden [8].

2.3.6 SEGELBETRIEB

Von Segeln spricht man im Fahrzeugtechnik-Kontext, wenn die Antriebsquellen vom Antriebsstrang getrennt werden, sodass sich das Fahrzeug während Ausrollphasen möglichst weit durch seine kinetische Energie fortbewegt [9].

2.4 HYBRIDE ANTRIEBSSTRUKTUREN

Neben der Einteilung nach dem Grad der Elektrifizierung bzw. der Hybridisierung, ist es sinnvoll, Hybridfahrzeuge nach der Anordnung der Hybrid-Komponenten im Antriebsstrang zu klassifizieren. Welche Strukturen sich daraus ergeben, wird in den Kapiteln 2.4.1 bis 2.4.4 erläutert. Abbildung 1 zeigt eine Übersicht der im Antriebsstrang der verschiedenen Hybrid-Architekturen vorkommenden Komponenten.

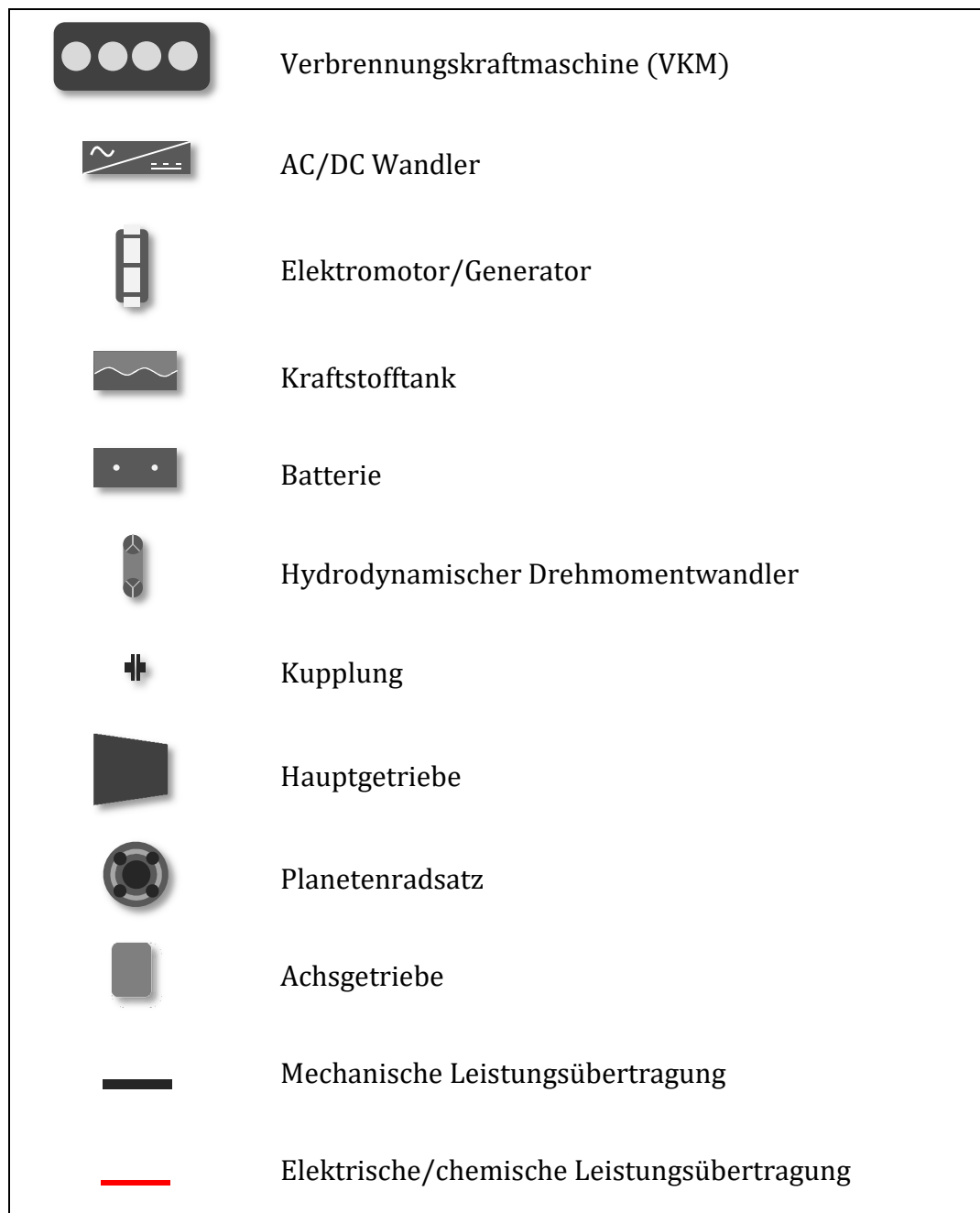
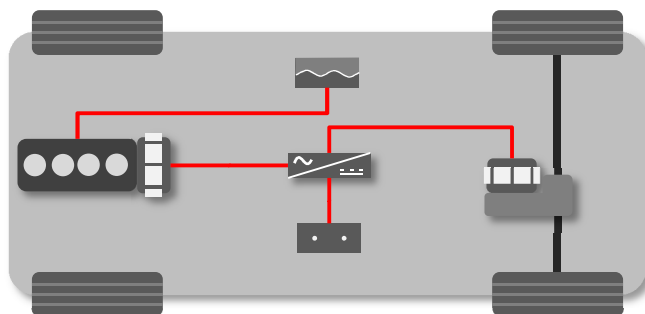


Abbildung 1: Legende zu den Komponenten des Hybrid-Antriebsstrangs

2.4.1 SERIELLER HYBRID

Beim seriellen Hybriden kommen ein Verbrennungsmotor und zwei elektrische Maschinen zum Einsatz. Der Verbrennungsmotor wird dazu verwendet, eine der elektrischen Maschinen als Generator zu betreiben. Die so erzeugte elektrische Energie wird dann entweder über einen AC/DC-Wandler in einer Batterie zwischengespeichert oder direkt zum Betreiben der zweiten als Motor eingesetzten Elektromaschine verwendet. Dieser Elektromotor übernimmt den Fahrzeugantrieb. In Abbildung 2 ist ein serieller Hybrid mit seinen Hauptkomponenten dargestellt: Vier Energiewandler in Form des Verbrennungsmotors, der beiden elektrischen Maschinen und des AC/DC-Wandlers, sowie zwei Energiespeicher in Form von Kraftstofftank und Batterie.



Leistungshybrid / Range-Extender

Abbildung 2: Serielle Hybrid-Architektur

Eine serielle Hybrid-Architektur hat den Vorteil, dass die VKM in ihrem optimalen Betriebspunkt betrieben werden kann. Ein weiterer Vorteil ist, dass bei dieser Architektur die Bremsenergie in großem Ausmaß genutzt wird und durch das regenerative Bremsen die Batterie geladen wird. Der Nachteil des Zusatzgewichts durch zwei elektrische Maschinen und die Batterie gilt es, durch eine intelligente Betriebsstrategie zu kompensieren. Bei dem seriellen Hybrid kann zwischen Leistungshybrid und Range-Extender unterschieden werden. Beim Leistungshybrid besitzen Verbrennungsmotor, Generator und Elektromotor annähernd dieselbe Leistung. Daher ist die Höchstgeschwindigkeit auch dauerhaft fahrbar und der Batterieladezustand begrenzt diese nicht. Lediglich die rein elektrische Reichweite (ohne aktivierte VKM) ist von der Batterie abhängig. Bei einem Range-Extender haben Verbrennungsmotor und Generator eine geringere Leistung als der elektrische Traktionsmotor. Sie sind hier als Hilfsantrieb gedacht, der die Reichwei-

te verlängern soll, wenn der Ladezustand der Batterie nicht mehr ausreicht. In diesem Betriebsfall hat das Fahrzeug aufgrund der geringeren Leistung des Hilfsantriebs auch eine geringere Maximalgeschwindigkeit und die Gesamtreichweite ist von der Größe des Kraftstofftanks abhängig [8]. Ein Range-Extender ist mit verschiedensten Konzepten realisierbar. So kommen neben herkömmlichen Diesel- oder Ottomotoren auch Wankelmotoren, Zweitaktmotoren, Stirlingmotoren oder Gasturbinen zum Einsatz. Ein Sonderfall des Range-Extenders ist ein Fuel-Cell-Range-Extended-Electric-Vehicle. Anstatt der Kombination aus Verbrennungsmotor und Generator wird von einer Brennstoffzelle die elektrische Energie für das Erreichen einer größeren Reichweite bereitgestellt [10].

2.4.2 PARALLELER HYBRID

Beim Parallel-Hybrid ist im Gegensatz zum seriellen Hybrid eine mechanische Verbindung von VKM und elektrischer Maschine zum Antriebsstrang vorhanden. Zur Erfüllung der Hybridfunktionen ist nur eine EM notwendig, die an den unterschiedlichsten Positionen in den Antriebsstrang eingebunden werden kann. Parallele Hybridfahrzeuge werden nach der Position der elektrischen Maschine eingeteilt und hierfür mit einem „P“ und einer fortlaufenden Nummer bezeichnet. Parallele Hybridarchitekturen nach einer solchen Einteilung sind in Abbildung 3 dargestellt. Das Antreiben ist entweder rein verbrennungsmotorisch, rein elektrisch, oder mit beiden Antriebsmotoren zeitgleich möglich. Mit einem Parallel-Hybrid realisierbare Funktionen sind Start-Stopp, regeneratives Bremsen, teilweise elektrische Fahrt, Drehmomentunterstützung, sowie die Lastpunktverschiebung. Parallele Hybridarchitekturen haben besonders im Stadtverkehr hohes Kraftstoff-Einsparungspotential [8].

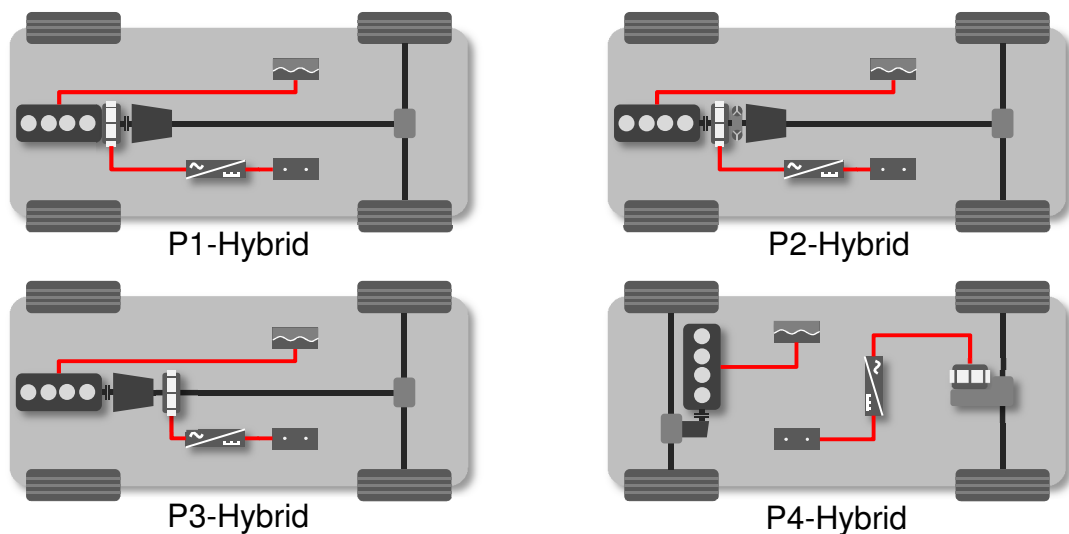


Abbildung 3: Parallele Hybrid-Architekturen

2.4.3 DREHMOMENTVERZWEIGTER HYBRID

Bei dieser Hybridtopologie ist die EM über ein Getriebe mit der VKM gekoppelt, wodurch sich die Vorteile der beiden Antriebe einfach vereinen lassen. Bei geringer Geschwindigkeit bzw. Antriebsleistung wird das Fahrzeug vom Elektromotor angetrieben. In diesem Fall ist der Verbrennungsmotor vom Antrieb getrennt. Bei höherem Leistungsbedarf bzw. höheren Geschwindigkeiten wird die VKM gestartet und zuge-

schaltet. EM und VKM arbeiten bei unterschiedlich hohen Drehzahlen, wodurch jeweils der optimale Betriebsbereich genutzt wird. Als elektrischer Antrieb wird eine Hochdrehzahl-EM verwendet, was die Verwendung elektrischer Maschinen von kleiner Baugröße möglich macht. Da die EM neben dem Getriebe angeordnet ist, spricht man auch von einem „Side-by-Side“-Hybrid. Die zugehörige Anordnung ist in Abbildung 4 dargestellt. Als Getriebe ist die Verwendung von Automatikgetrieben oder Doppelkuppelungsgetrieben möglich, wie sie auch in nicht hybridisierten Fahrzeugen verwendet werden. Der drehmomentverzweigte Hybrid ermöglicht regeneratives Bremsen, Drehmomentunterstützung/Boosten sowie elektrisches Fahren. Die Ausprägung des elektrischen Fahrens ist jedoch von der Leistung der EM abhängig [8].

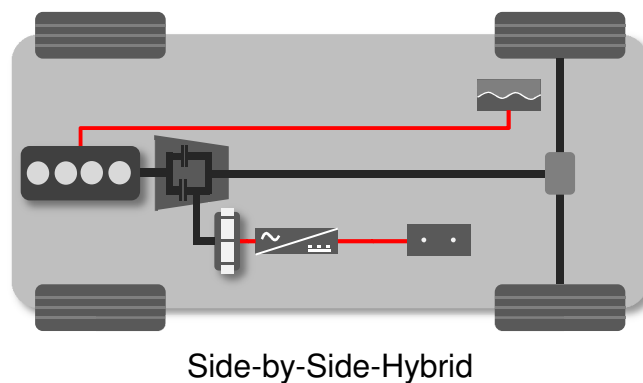


Abbildung 4: Side-by-Side-Hybrid-Architektur

2.4.4 LEISTUNGSVERZWEIGTER HYBRID

Bei dieser Form des Hybriden erfolgt eine Leistungsverzweigung über ein Planetengetriebe. Dabei wird die Leistung in einen elektrischen und einen mechanischen Pfad aufgeteilt, was zu einem hohen Regelungsaufwand führt. Mit Start-Stopp, elektrischem Fahren, regenerativem Bremsen, Lastpunktanhebung und Drehmomentunterstützung/Boosten sind mit dieser Architektur jedoch sämtliche Hybrid-Funktionen realisierbar. Die Leistungsverzweigung bietet gegenüber dem Parallelhybrid mehrere Optionen zur Kraftstoffeinsparung. Last und Drehzahl der VKM können optimal eingestellt werden und auch bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit ergibt sich ein besserer Gesamtwirkungsgrad als beim Parallelhybrid. Das exzellente Anfahrverhalten und die Möglichkeit ohne Zugkraftunterbrechung zu schalten, sind weitere Vorteile. Mit höherem Gewicht, Mehrkosten für die zweite elektrische Maschine und dem zusätzlichen

Aufwand für Steuerung, Regelung und Software des Systems, hat dieser Hybrid jedoch auch einige nachteilige Eigenschaften. Abhängig vom Einbauort des Planetengetriebes wird zwischen Eingangs- und Ausgangsleistungsverteilung unterschieden. Abbildung 5 zeigt die zwei zugehörigen Hybridarchitekturen [8].

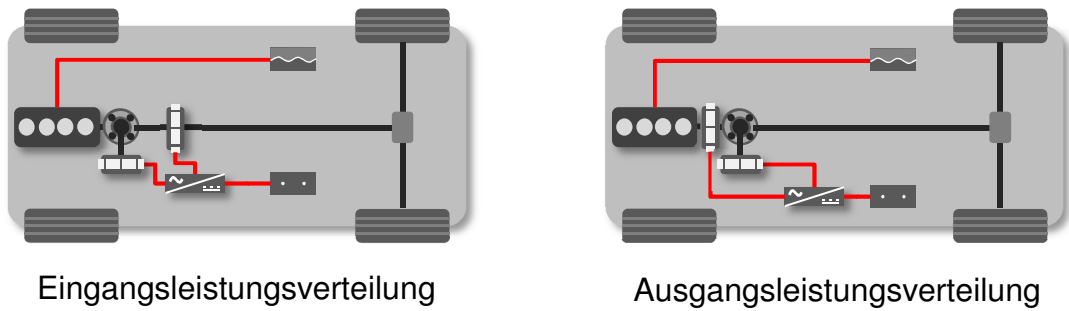


Abbildung 5: Leistungsverzweigte Hybrid-Architektur

3 TREIBENDE FAKTOREN FÜR 48 VOLT HYBRIDE

Fahrzeughersteller bzw. *Original Equipment Manufacturer* (OEM) müssen sich heutzutage sowohl den Anforderungen der Kunden als, auch jenen der Gesetzgeber stellen. Um Kundenbedürfnisse wie Komfort, verbessertes Fahrverhalten und Fahrspaß zu erfüllen, steigt im Fahrzeug die Zahl der Komponenten mit hohem Leistungsbedarf. Dieser Trend steht im Widerspruch zu den Forderungen der Legislative, denn durch den zusätzlichen Leistungsbedarf steigen Kraftstoffverbrauch und CO₂-Ausstoß. Wie bereits in Kapitel 2.1 erläutert, wird in der Europäischen Union ab 2021 für die Fahrzeugflotte eines Herstellers ein neuer CO₂-Emissionsdurchschnitt von 95 g/km gelten. Da in vielen Fällen hocheffiziente Verbrennungsmotoren nicht mehr ausreichen, um dieses ambitionierte Ziel zu erreichen, stellt die Start-Stopp-Funktion eine kostengünstige Maßnahme zur Kraftstoffverbrauchsreduktion dar. In diesem Fall übernimmt in konventionellen Fahrzeugen eine 12 Volt-Batterie die Versorgung des Bordnetzes. Da aber – wie bereits erwähnt – die Zahl der elektrischen Verbraucher sowie deren Leistungsbedarf steigt, stößt das 12 Volt-Netz hier an seine technischen Grenzen. Hochvolt-Hybride und Elektrofahrzeuge haben bereits jetzt einen ausreichend geringen CO₂-Ausstoß und auch die Versorgung der elektrischen Verbraucher ist durch eine Hochvolt-Batterie gewährleistet. Somit erfüllen diese Fahrzeuge sowohl die technischen und funktionellen Anforderungen, als auch die Emissionsgrenzwerte der Gesetzgeber. Hohe Anschaffungskosten verhindern jedoch noch den Erfolg am Massenmarkt [11], [12], [13]. Ein zusätzliches Bordnetz, dessen Spannungsebene sich zwischen konventionellem 12 Volt-Netz und Hochvoltnetz befindet, kann eine Alternative zu Hochvolt-Hybriden und Elektrofahrzeugen darstellen. In Abbildung 6 ist ein Bordnetz mit zwei Spannungsebenen dargestellt. Die wichtigsten Komponenten auf der 48 V-Spannungsebene sind Startergenerator, Inverter und 48 V-Batterie. Über einen DC/DC-Konverter kann ein Leistungsaustausch zwischen 48 V- und 12 V-Spannungsebene erfolgen. Das 12 V-Bordnetz beinhaltet eine eigene 12 V-Batterie und einen 12 V-Starter, um den Start der VKM auch bei niedrigsten Temperaturen sicherstellen zu können. Zudem beinhaltet das Zweispannungsbordnetz Verbraucher von denen jene mit hoher Leistung auf der 48 V-Seite und jene mit geringer Leistung auf der 12 V-Seite untergebracht sind. Die Massen beider

Teil-Bordnetze sind miteinander verbunden, lediglich Steuergeräte mit unterschiedlicher Versorgungsspannung müssen getrennte Massenanschlüsse aufweisen [9].

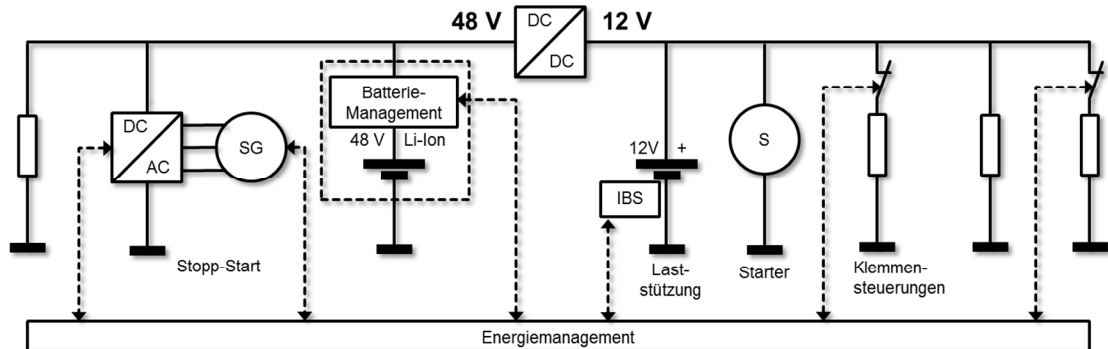


Abbildung 6: 2 Spannungsbordnetze mit 12 V und 48 V, gemäß [9] Um den steigenden Leistungsbedarf im Fahrzeug zu decken, können entweder elektrischer Strom oder Spannung erhöht werden. Eine Steigerung des Stromflusses ist jedoch unvorteilhaft, da damit auch eine Steigerung des Leiterquerschnitts einhergehen muss, um übermäßige Verluste zu vermeiden. Dies würde zusätzliches Gewicht und zusätzliche Kosten bedeuten. Durch ein Anheben der Spannung, wie in diesem Fall um das Vierfache von 12 V auf 48 V, kann aufgrund der Proportionalität der elektrischen Leistung zu Strom und Spannung auch die Leistung vervierfacht werden. Bei gleichbleibendem Strom kann der Leiterquerschnitt unverändert bleiben [11]. Vom 12 V-Bordnetz können Leistungen von ca. 3 kW dauerhaft zur Verfügung gestellt werden. Dieser Wert ergibt sich, da die resultierenden Ströme ab dem Bereich von 200-300 A als technisch schwer realisierbar gelten. Basierend auf diesen Erfahrungswerten können im 48 V-Bordnetz Leistungen im Bereich von derzeit 12-14 kW erreicht werden [9]. Gegenüber dem 12 V-Netz trägt das 48 V-Netz somit den Anforderungen des steigenden Leistungsbedarfs im Fahrzeug Rechnung.

Auch gegenüber der Verwendung von Hochspannungen im Fahrzeug weist die 48 V-Spannungsebene einige wichtige Vorteile auf. Gemäß der ECE Regelung Nr.100 werden Betriebsspannungen im Fahrzeug erst ab Werten über 60 V als Hochspannung¹ definiert. Dementsprechend entfällt der zusätzliche Aufwand zum Schutz gegen direktes Berühren bei Spannungen größer als 60 V, sowie die zusätzlichen Anforderungen an

¹ Hier ist eine Abgrenzung zur Definition „Hochspannung“ in der Energietechnik zu treffen, wo Spannungen erst ab 1000V AC bzw. 1500 V DC als Hochspannung bezeichnet werden.

den Isolationswiderstand [14]. Die Spannungshöhe von 48 V orientiert sich an der Norm DIN IEC 60038, in welcher die Nennspannungen für Gleich- und Wechselspannungssysteme definiert sind. Sie ergibt sich zum einen aus der Wahl des optimalen Betriebsbereiches zwischen 36 und 52 V und zum anderen aus der Notwendigkeit heraus, einen ausreichenden Abstand zur Spannungsgrenze von 60 V einzuhalten. Die Spannungsbereiche des 48 V-Netzes sind in Abbildung 7 dargestellt. Der Spannungsbereich zwischen 36 und 52 V erlaubt den Betrieb von Komponenten ohne Funktionseinschränkung. Ober- und unterhalb dieses Bereiches kann es zu Einschränkungen kommen. Um den Abstand zur 60 V-Grenze einzuhalten ist zwischen 54 und 60 V ein Überspannungsschutz vorgesehen.

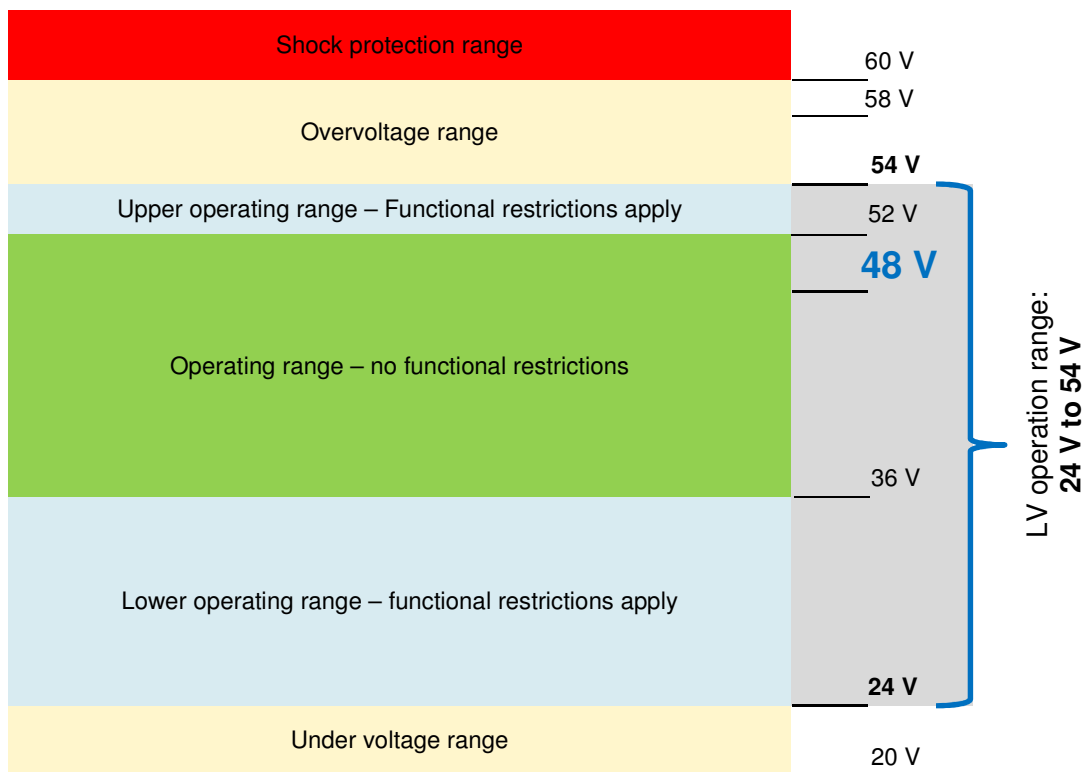


Abbildung 7: Definition der statischen Spannungsbereiche, gemäß LV148

Die Bedingungen, die sich durch die Wahl eines Spannungsniveaus unter 60 V ergeben, führen auch zu Einsparungen bei Entwicklung und Fertigung. Zudem entfallen aufwändige Schulungen des Fachpersonals, die notwendig sind, um Tätigkeiten an Hochvoltkomponenten ausführen zu dürfen [11].

Es erscheint sinnvoll, bereits vorhandene Fahrzeugkomponenten mit hoher Leistungsanforderung – beispielsweise PTC-Heizelemente oder Frontscheibenheizung – direkt über das 48 V-Netz zu versorgen. Neue Funktionen, für welche die Leistung des 12 V-Systems nicht ausreicht, sind ebenfalls mit dem neuen Bordnetz realisierbar. So können vormals mechanische Verbraucher wie Klimakompressor und Wasserpumpe durch elektrische Maschinen betrieben werden. Dies ermöglicht den Einsatz der Komponente nach Bedarf, wodurch sich neue Möglichkeiten für das Energiemanagement ergeben. Auch Vorkonditionierungs-Funktionen können eingesetzt werden, um das Fahrzeug bereits vor Antritt der Fahrt im Winter zu beheizen und im Sommer zu kühlen. Das 48 V-Netz kann zusätzlich für den Betrieb elektrisch angetriebener Verdichter verwendet werden, woraus sich in der Motoraufladung erhebliche Vorteile ergeben [11]. In Abbildung 8 sind einige Beispiele für den Einsatz von 12 V- und 48 V-Netz dargestellt.

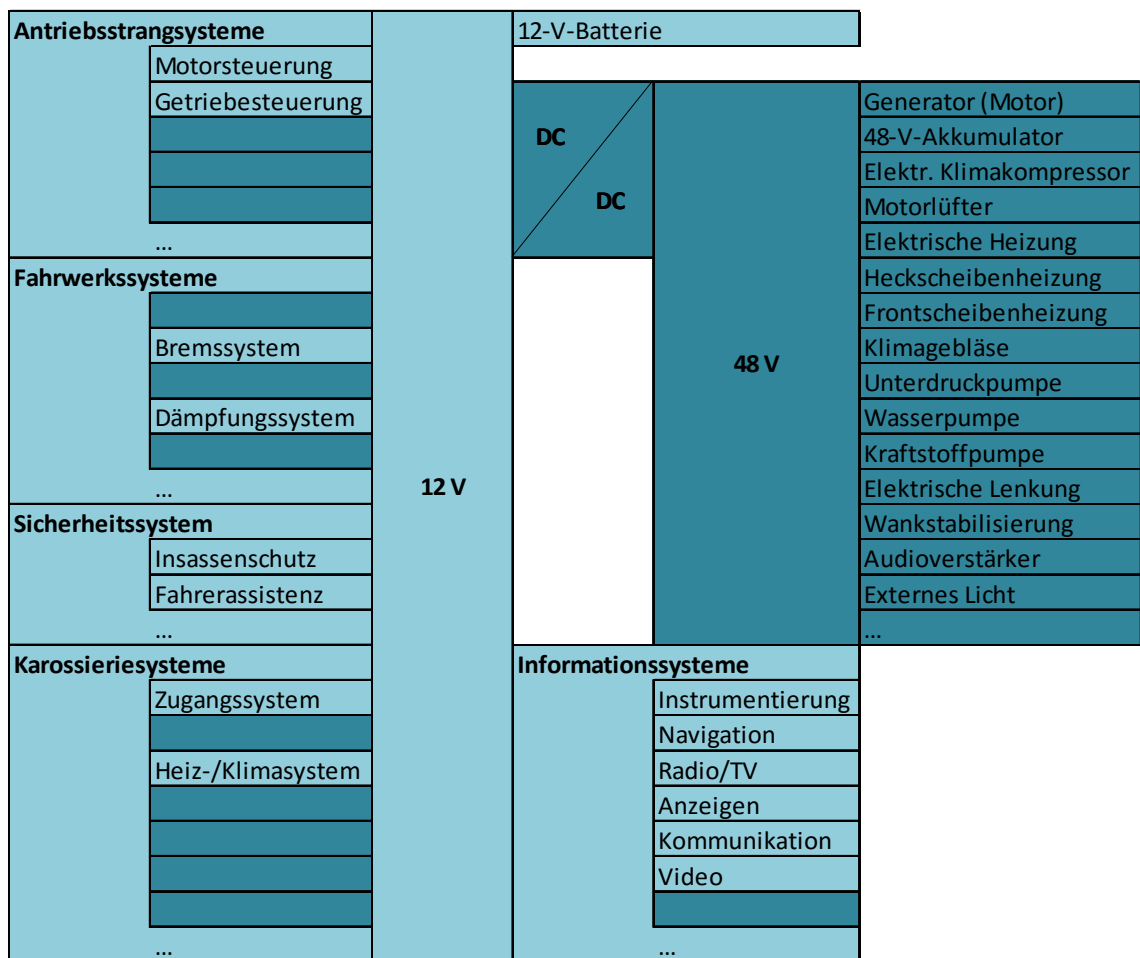


Abbildung 8: Beispiele für elektrische Systeme im 12 V- und 48 V- Bordnetz , gemäß [9]

Mit dem 48 V-System können nicht nur elektrifizierte Zusatzkomponenten versorgt werden. Der realisierbare Bordnetz-Leistungsbereich von aktuell ca. 12-14 kW ermöglicht ebenso die Umsetzung eines Großteils der bereits erläuterten Hybridfunktionen [9]. Mit dem 48 V-Bordnetz kann daher sowohl den Kundenwünschen und dem damit einhergehenden Leistungsanstieg, als auch den strengen CO₂-Vorschriften der Gesetzgeber begegnet werden – und das bei vergleichsweise geringen Kosten. Welche Hybridfunktionen von einem 48 V- Hybriden tatsächlich dargestellt werden können und somit auch das Potential zur CO₂-Reduzierung, hängt in erster Linie vom Einbauort der EM ab. Auf die unterschiedlichen Antriebsarchitekturen (Topologien), die sich daraus ergeben, sowie deren Vor- und Nachteile wird in Kapitel 5 eingegangen.

4 MARKT UND UMFELDDANALYSE

Zum Zeitpunkt des Verfassens dieser Arbeit wird das Thema der 48 V-Hybridisierung von mehreren Automobilherstellern behandelt und es wurden bereits Konzeptfahrzeuge mit 48 V-Bordnetz vorgestellt. Auch Automobilzulieferer stellen bereits Systeme und Einzelkomponenten für den Einsatz in 48 V-Hybridfahrzeugen vor. In diesem Kapitel wird auf das Projekt der LV148 und die prognostizierte Entwicklung der Produktionsstückzahlen von 48 Volt-Mild-Hybriden eingegangen.

4.1 LIEFERVORSCHRIFT LV148

Die in Kapitel 3 erläuterten Beweggründe für den Einsatz eines 48 V-Bordnetzes haben zur Bildung einer Arbeitsgruppe der deutschen Fahrzeughersteller Audi, BMW, Daimler, Porsche und Volkswagen geführt. Ergebnis dieser Arbeitsgruppe ist die Liefervorschrift LV148, deren Ziel u.a. eine einheitliche Spezifikation der Spannungsbereiche von 48 V-Systemen ist. Die standardisierten Spannungsbereiche sind in Abbildung 7 dargestellt. Die Liefervorschrift beschreibt zudem die Randbedingungen, die für die Definition des Spannungsbereichs von 48 V notwendig sind. Zu diesen gehören beispielsweise Vorschriften zu Ausführung von Berührungsschutz und Masseanschlüssen, sowie Maßnahmen zur Vermeidung von Verpolung. Auch unter welchen Prüfbedingungen die Prüfung von Komponenten und Systemen erfolgen muss, ist definiert. Diese Bedingungen gelten für elektrische, elektronische und mechatronische Komponenten und Systeme für den Einsatz im 48 V-Bordnetz von Kraftfahrzeugen [15].

4.2 PROGNOSE ZUR MARKTENTWICKLUNG

Bei der Betrachtung der Marktentwicklung wurde auf Daten des Instituts für Höhere Studien (IHS) zurückgegriffen. Diese Informationen unterstützen die Auswahl des Versuchsfahrzeugs für die spätere Simulation. Abbildung 9 zeigt die weltweite Entwicklung der jährlichen Produktionszahlen von 48 V-Mild-Hybriden für die nächsten zwölf Jahre. Die Anzahl der produzierten Fahrzeuge wird demnach im Jahr 2021 bereits bei über 1.5 Millionen liegen und soll innerhalb von zehn Jahren den zweistelligen Millionenbereich

erreichen. Trifft diese Prognose zu, so nehmen 48 V-Mild-Hybrid-Fahrzeuge eine essentielle Rolle am internationalen Automobilmarkt ein.

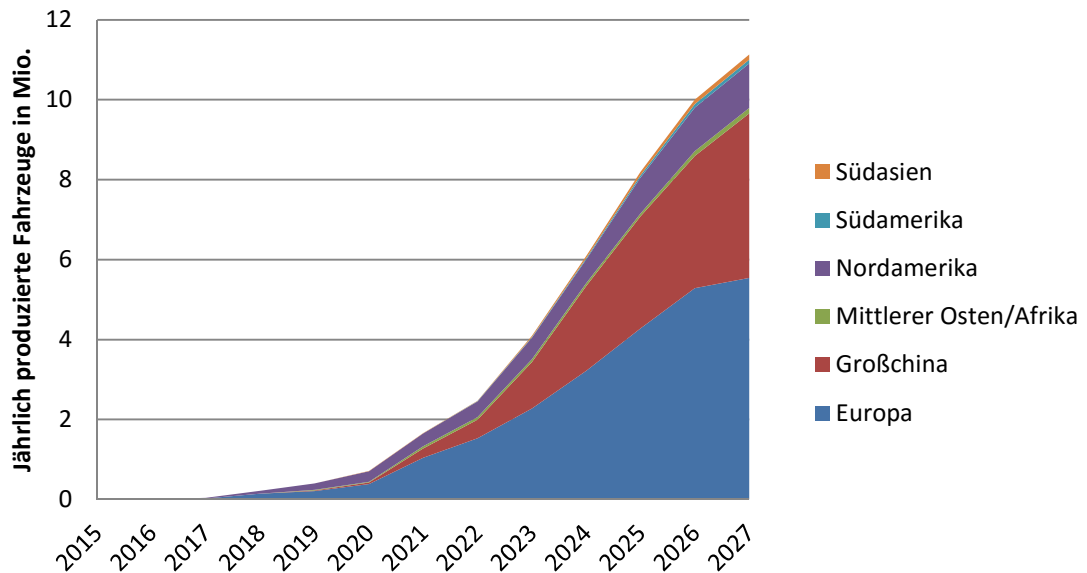


Abbildung 9: Prognostizierte Produktionszahlen nach geographischer Region, gemäß [4]

Aus der Aufgliederung der Produktionszahlen nach der geographischen Region ergibt sich, dass in den kommenden Jahren der Großteil der 48 Volt-Mild-Hybride in Europa produziert werden wird. Dies kann u.a. auf die strenge CO₂-Gesetzgebung innerhalb der Europäischen Union zurückgeführt werden, die den Bedarf nach Fahrzeugen mit reduziertem CO₂-Ausstoß steigert.

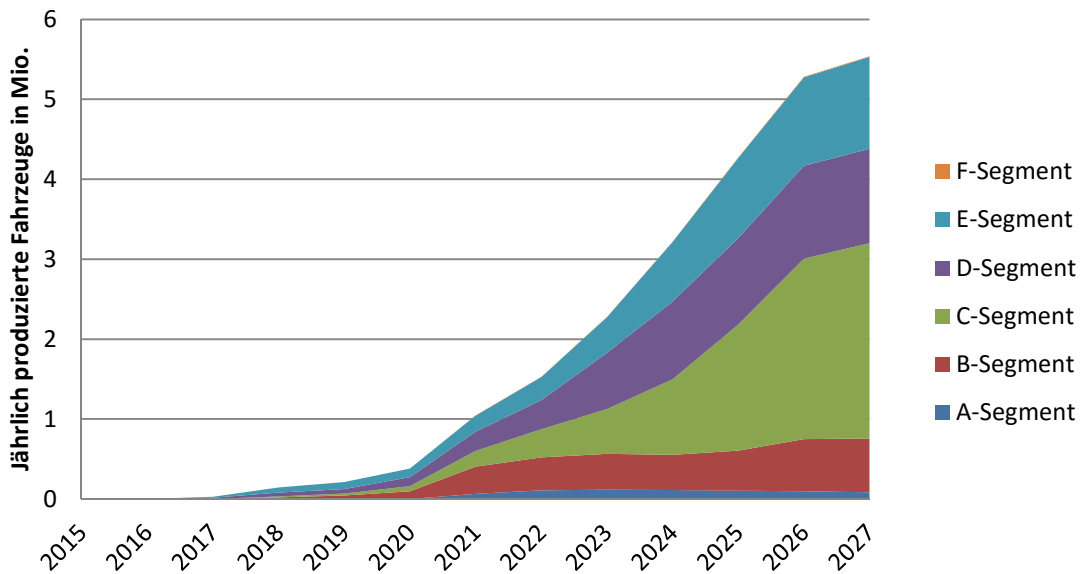


Abbildung 10: Prognostizierte Produktionszahlen in Europa nach Fahrzeugsegment, gemäß [4]

Aufgrund der Entwicklung in Abbildung 9 wurden in Abbildung 10 die europäischen Produktionszahlen genauer betrachtet und nach den Fahrzeugsegmenten A bis F unterschieden. Im Zeitraum von 2015 bis 2025 ist der Großteil der Fahrzeuge dem D-Segment, also der oberen Mittelklasse zuzuordnen. Ab 2025 wird das D-Segment sehr deutlich vom C-Segment, also Fahrzeugen der Mittelklasse überholt. Dieser Trend kann darauf zurückgeführt werden, dass die Kosten von 48 V-Komponenten im Fahrzeug im Laufe der Zeit sinken und diese Technologie somit auch Fahrzeugen in einem niedrigeren Preissegment zugänglich gemacht wird. Den Fahrzeugen der Oberklasse (E-Segment) werden in dieser Studie ähnlich hohe Produktionszahlen wie dem D-Segment prognostiziert.

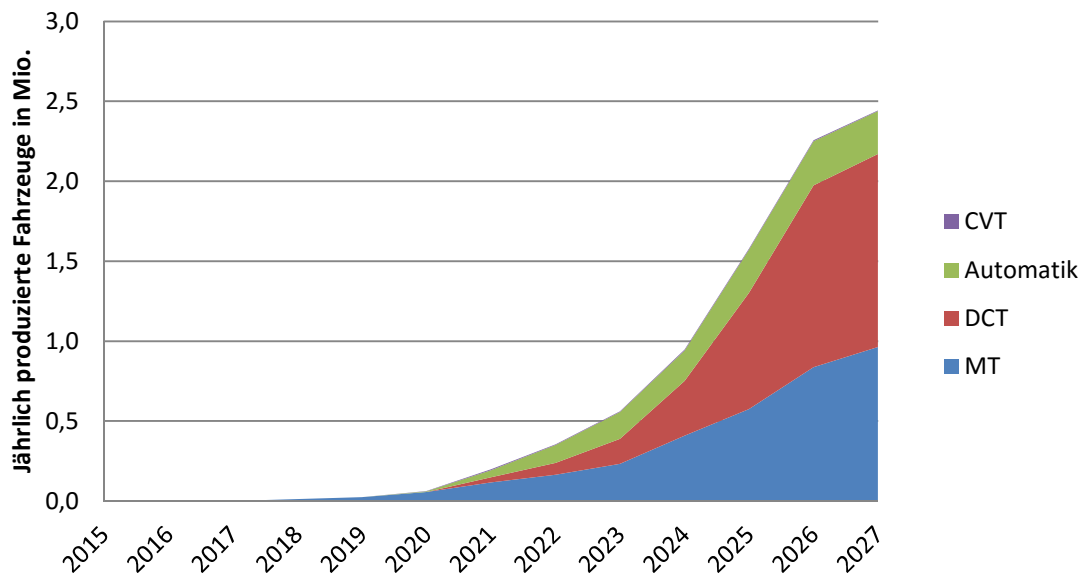


Abbildung 11: Prognostizierte Produktionszahlen in Europa nach Getriebe für das C-Segment, gemäß [4]

Zwar werden in den ersten Jahren am Fahrzeugmarkt 48 V-Mild-Hybrid-Fahrzeuge vor allem den Segmenten D und E zuzuordnen sein, langfristig gesehen besteht jedoch für das C-Segment das größte Potential. Daher wurde für die Fahrzeuge der Mittelklasse eine weitere Detailbetrachtung vorgenommen und in Abbildung 11 die europäische Marktentwicklung für das C-Segment für unterschiedliche Getriebebauart dargestellt. Aus dieser Betrachtung geht hervor, dass bis 2020 nahezu alle 48 V-Mild-Hybrid-Fahrzeuge mit manuellen Getrieben (MT) ausgestattet sind. Nach weiteren fünf Jahren werden diese jedoch von Doppelkupplungsgetrieben (DCT) überholt.

Anhand der Erkenntnisse aus diesen Betrachtungen wird in Kapitel 6.2 das Versuchsfahrzeug für die Simulation bestimmt.

tel 2.3.3), Lastpunktverschiebung (Kapitel 2.3.4) und elektrisches Fahren² (Kapitel 2.3.5) ermöglicht. Ein entscheidender Nachteil für das elektrische Fahren ist jedoch die fehlende Möglichkeit, die VKM vom restlichen Antriebsstrang zu trennen, wenn mit der EM angetrieben wird. Somit muss die EM bei „rein elektrischer Fahrt“ auch die Schleppverluste der VKM überwinden. Außerdem ergeben sich durch die Riemenkoppelung zusätzliche Reibungs- und Schlupfverluste. Der konventionelle Starter muss bei einer riemengekoppelten EM aktuell im Fahrzeug verbleiben um den Motorstart bei niedrigen Temperaturen zu gewährleisten. Versorgt wird dieser vom 12 V-Bordnetz, das auch weiterhin im Fahrzeug vorhanden ist und elektrische Systeme gemäß Abbildung 8 versorgt. Einer der größten Vorteile des RSG ist die vergleichsweise einfache Integration in das Fahrzeug. Dies trägt zu geringeren Kosten im Vergleich zu anderen Topologien bei. Auch das geringe Zusatzgewicht durch die Komponenten ist vorteilhaft.

5.2 KURBELWELLENGEKOPPELTE EM

Bei Mild-Hybriden mit kurbelwellengekoppelter EM befindet sich die EM direkt auf der Kurbelwelle zwischen VKM und Getriebe. Man spricht in diesem Fall von einem integrierten Startergenerator (iSG). Eine Variante des iSG ist in Abbildung 13 dargestellt und entspricht einem parallelen Hybrid vom Typ P1, wie er bereits in Kapitel 2.4.2 behandelt wurde.

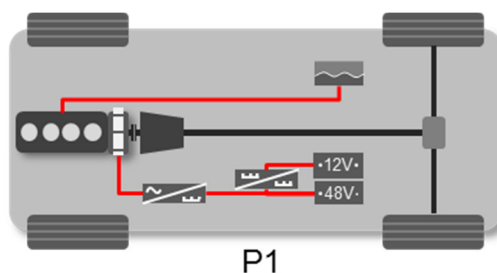


Abbildung 13: P1-Topologie mit kurbelwellengekoppelter elektrischer Maschine, gemäß [11]

Bei dieser Topologie wird kein Riemen benötigt, wodurch die Riemenverluste entfallen. Durch den Wegfall des Riemens und dessen Übersetzung muss die EM ein ausreichend hohes Startmoment zur Verfügung stellen. Dementsprechend müssen auch Inverter und

² Eingeschränkt durch die VKM-Schleppverluste. In manchen Fällen wird der Betrieb der EM unter Mitschleppen der VKM nicht als rein elektrisches Fahren angesehen.

Batterie ausreichend dimensioniert sein. Mit dem iSG können sämtliche Hybridfunktionen ausgeführt werden, die auch von der Topologie mit riemengekoppelter EM erfüllt werden. Rein elektrisches Fahren (ohne die VKM mitzuschleppen) ist auch mit der P1-Topologie nicht möglich. Den Vorteilen, des Entfallens von Riemen und 12 V-Starter, stellt sich vor allem der Nachteil des erhöhten Integrationsaufwandes der EM in den Antriebsstrang gegenüber. Der erhöhte Platzbedarf, sowie die höheren Anforderungen an Inverter und Batterie führen zu höheren Kosten gegenüber der P0-Topologie.

In Abbildung 14 ist eine weitere Form des Mild-Hybrids mit kurbelwellengekoppelter EM dargestellt. Es handelt sich um einen parallelen Hybrid vom Typ P2 (siehe Kapitel 2.4.2). Durch die zusätzliche Kupplung zwischen EM und Getriebe ist eine effektivere elektrische Fahrt ohne Einfluss der VKM-Schleppverluste möglich. Die zweite Kupplung erhöht jedoch den Integrationsaufwand, sowie die Kosten der Hybridisierung.

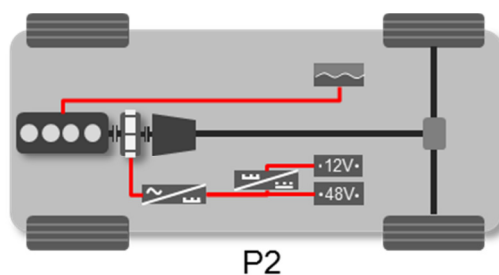


Abbildung 14: P2-Topologie mit elektrischer Maschine am Getriebeeingang, gemäß [16]

5.3 GETRIEBEGEKOPPELTE EM

Eine weitere Variante, ein Fahrzeug zu hybridisieren ist in Abbildung 15 dargestellt. Dies geschieht nach dem in Kapitel 2.4.3 erläuterten Prinzip der Leistungsverzweigung.

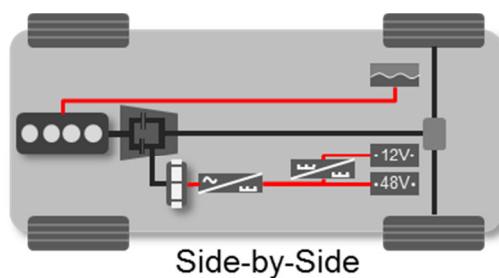


Abbildung 15: SBS-Topologie mit getriebegekoppelter elektrischer Maschine, gemäß [17]

Diese Topologie bietet dieselben Vorteile wie ein Mild-Hybrid vom Typ P2, da hier von dem Getriebe VKM und EM entkoppelt werden können. Der Integrationsaufwand sinkt jedoch, da das Getriebe mit side-by-side (SBS) angeordneter EM nur wenig größer ist, als ein solches Getriebe bei einem konventionellen Fahrzeug. Diesen Vorteilen stehen jedoch die hohen Kosten für das hybridisierte Getriebe gegenüber.

5.4 AXIALGEKOPPELTE EM

Ein weiterer möglicher Einbauort der EM ist zwischen Getriebeausgang und Differential. Die in Abbildung 16 dargestellte Topologie besitzt zusätzlich zu dieser Maschine einen RSG, sowie einen konventionellen 12 V-Starter für den Kaltstart, da es nicht möglich ist, mit der am Getriebeausgang befindlichen EM den Motor zu starten. Da es sich um eine Kombination aus den Parallelhybriden P0 und P3 handelt, wurde die Topologie mit P03 bezeichnet.

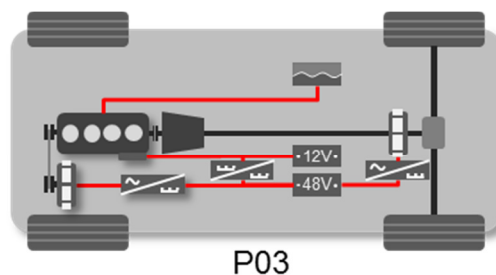


Abbildung 16: P03-Topologie mit RSG und EM am Getriebeausgang, gemäß [18]

Im Falle einer koaxialen Anordnung der EM ist es auch möglich elektromechanisches Torque Vectoring zu betreiben, also die intelligente Drehmomentaufteilung auf die antreibenden Räder. Diese Funktion verbessert das Fahrverhalten bei Kurvenfahrten und trägt zu besserer Fahrdynamik und höherer Fahrsicherheit bei. Durch die zusätzliche riemengekoppelte EM ist diese Funktion auch bei nicht ausreichendem Ladezustand der Batterie (State of Charge, SOC) möglich, da zu jeder Zeit nachgeladen werden kann. Durch die zwei elektrischen Maschinen können die bereits beschriebenen Hybridfunktionen ermöglicht werden, für die Kombination aus P0- und P3-Hybrid ist jedoch die zweifache Ausführung von EM und Leistungselektronik notwendig. Dadurch steigen sowohl die Kosten, als auch das Gewicht des Hybridsystems.

Abbildung 17 zeigt eine Kombination aus P0- und P4-Hybrid. Hierbei treiben VKM und EM unterschiedliche Achsen an, weshalb diese Konfiguration als elektrischer Allradantrieb bezeichnet wird. Durch die Kombination ergeben sich Verbesserungsmöglichkeiten der Fahrdynamik des Fahrzeugs. Der Integrationsaufwand und die Kosten für die Topologie steigen jedoch, denn wie schon bei der P03-Topologie sind EM und Leistungselektronik in zweifacher Ausführung notwendig.

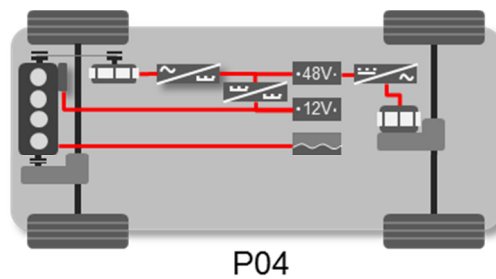


Abbildung 17: P04-Topologie mit RSG und axialgekoppelter EM, gemäß [18]

5.5 ELEKTRISCHE AUFLADUNG

Bei der elektrischen Aufladung des Verbrennungsmotors handelt es sich im engeren Sinn um keine Hybridisierung gemäß der unter Kapitel 2.2 genannten Definition. Da dieser Technologie jedoch in Kombination mit einer auf 48 Volt basierenden Hybridisierung hohe Potentiale hinsichtlich Performance und Verbrauch eingeräumt werden, wird hier dennoch darauf eingegangen. Abbildung 18 zeigt vereinfacht dargestellt das Prinzip der elektrischen Aufladung. Mit Hilfe eines elektrisch angetriebenen Verdichters wird der Ladedruck der VKM unabhängig vom Abgasmassenstrom aufgebaut, wodurch in Kombination mit einem herkömmlichen Abgasturbolader die Leistung des Antriebs gesteigert wird. Versorgt wird der Verdichter vom 48 V-Bordnetz, welches wiederum über den DC/DC-Wandler mit dem 12 V-Bordnetz gekoppelt ist.

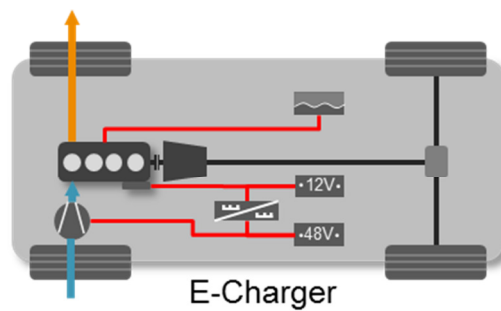


Abbildung 18: Schematische Darstellung einer Topologie mit elektrischer Aufladung, gemäß [19]

6 MODELLIERUNG UND SIMULATION

Aus der in den Kapiteln 5.1 bis 5.5 präsentierten Übersicht geht hervor, dass sich eine riemengekoppelte EM mit geringem Aufwand in ein Fahrzeug integrieren lässt, was sich in vergleichsweise geringen Kosten dieser Hybridisierungsvariante niederschlägt. Dementsprechend wird in den kommenden Jahren die Mehrzahl der 48 V-Mild-Hybrid-Fahrzeuge am Markt mit dieser Topologie ausgestattet sein. Diese Beweggründe führten zur Auswahl der P0-Topologie für die nähere, simulationsbasierte Untersuchung in LMS Imagine.Lab Amesim[®].

6.1 GEWÄHLTE FAHRZYKLEN

Wie bereits in Kapitel 2.1 erläutert, zählen die CO₂-Gesetzgebungen der USA und der EU zu den strengsten weltweit. Daher sollen auch die in diesen Nationen vorgeschriebenen Fahrzyklen in der Simulation zur Anwendung kommen.

6.1.1 NEW EUROPEAN DRIVING CYCLE

Der *New European Driving Cycle* (NEDC), im deutschsprachigen Raum „Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)“ genannt, ist der in der Europa vorgeschriebene Zyklus zur Bestimmung der Verbrauchs- und Abgaswerte von Fahrzeugen. Eingeführt wurde er bereits im Jahr 1996. Der Geschwindigkeitsverlauf, sowie die zugehörigen Toleranzgrenzen sind in Abbildung 19 dargestellt. Es kann zwischen Stadtfahrzyklus und Überlandzyklus unterschieden werden, wobei sich der Stadtfahrzyklus vier Mal wiederholt und eine Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h aufweist.

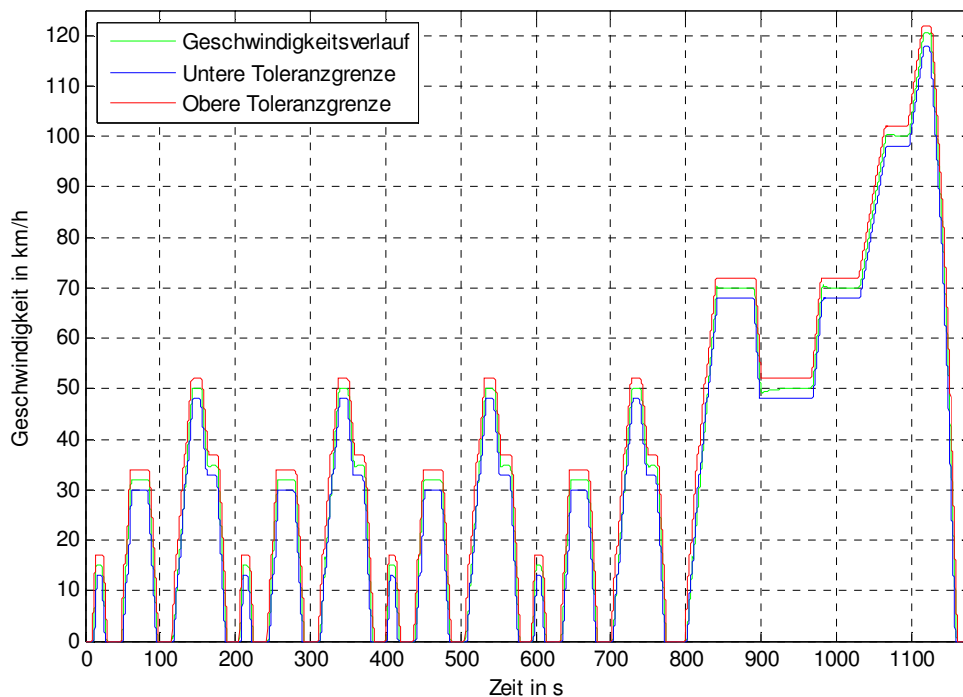


Abbildung 19: New European Driving Cycle

Beim Überlandzyklus wird eine Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h erreicht. Für Fahrzeuge mit manuellem Getriebe gilt in diesem Zyklus eine fix vorgegebene Gang-Auswahl, die unabhängig von den Parametern des Fahrzeugs ist. Aufgrund seiner trapezförmigen und wenig dynamischen Geschwindigkeitsprofile, wird dem NEDC unterstellt von realistischen Fahrbedingungen abzuweichen. In den nächsten Jahren soll dieser durch einen neueren, realitätsnäheren Fahrzyklus ersetzt werden [20].

6.1.2 WORLDWIDE HARMONIZED LIGHT VEHICLES TEST CYCLE

Der dem NEDC nachfolgende Zyklus ist der *Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle* (WLTC), welcher der *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure* (WLTP) zugrunde liegt. Im Jahre 2007 wurde damit begonnen diese im Auftrag der UNO zu erarbeiten. Vor allem die EU-Kommission ist daran interessiert ein Prüfverfahren, in dem realistische Kraftstoffverbräuche ermittelt werden einzuführen. Die WLTP enthält nicht nur einen einzelnen Zyklus sondern mehrere Fahrzyklen deren Auswahl sich nach Gewicht und Leistung des zu prüfenden Fahrzeugs richtet.

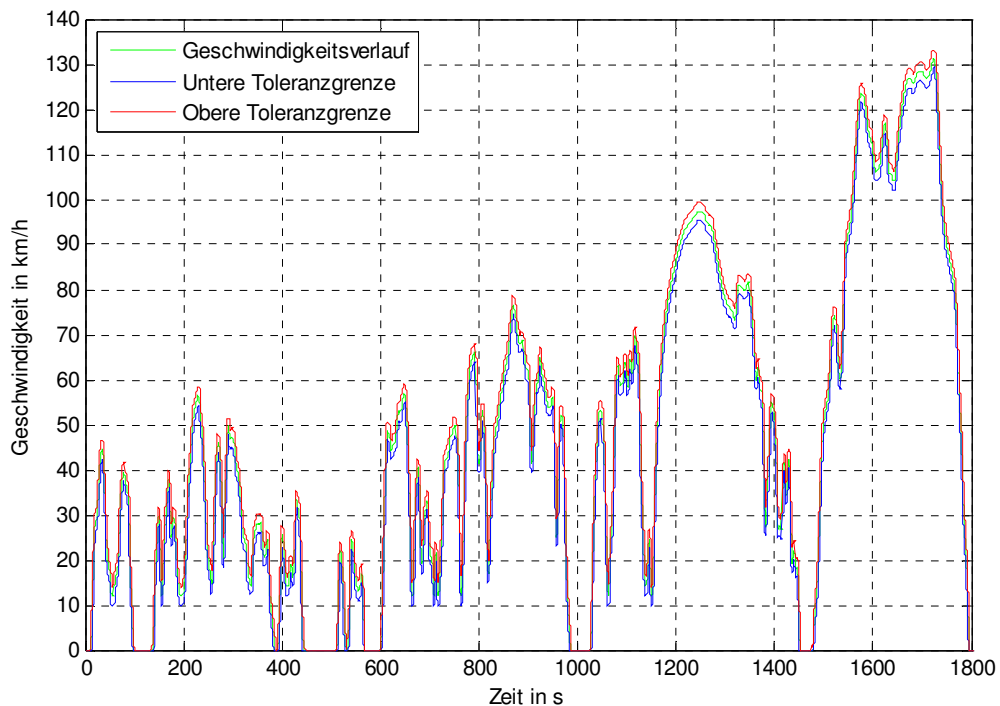


Abbildung 20: Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle – WLTC Class 3b

Für Fahrzeuge mit einer Leistung größer 34 kW/t und einer Höchstgeschwindigkeit größer als 120 km/h ist der WLTC Class 3b zu wählen. Geschwindigkeitsverlauf und Toleranzgrenzen dieses Zyklus sind in Abbildung 20 dargestellt. Er zeichnet sich gegenüber dem NEDC neben dem dynamischeren Fahrprofil durch die längere Dauer, die höhere Maximal- und Durchschnittsgeschwindigkeit, sowie den kürzeren Anteil an Stillstands-Phasen aus. Aufgrund von Unsicherheiten, offener Fragen und Einwände von Seiten der Automobilindustrie ist vor 2017 nicht mit einer Einführung der WLTP zu rechnen [20].

6.1.3 EPA FEDERAL TEST PROCEDURE

Für das Prüfverfahren der US-amerikanischen *Environmental Protection Agency* (EPA) werden seit dem Jahr 2008 insgesamt fünf Zyklen im sogenannten 5-Cycle-Test verwendet. Diese Vorgehensweise soll dazu dienen, die Einflüsse hoher Geschwindigkeiten, sowie von Klimaanlage und Heizung auf den Kraftstoffverbrauch zu berücksichtigen. Da deren Berücksichtigung in der folgenden Simulation jedoch nicht vorgesehen ist, wird von den US-amerikanischen Zyklen nur der Stadtzyklus betrachtet.

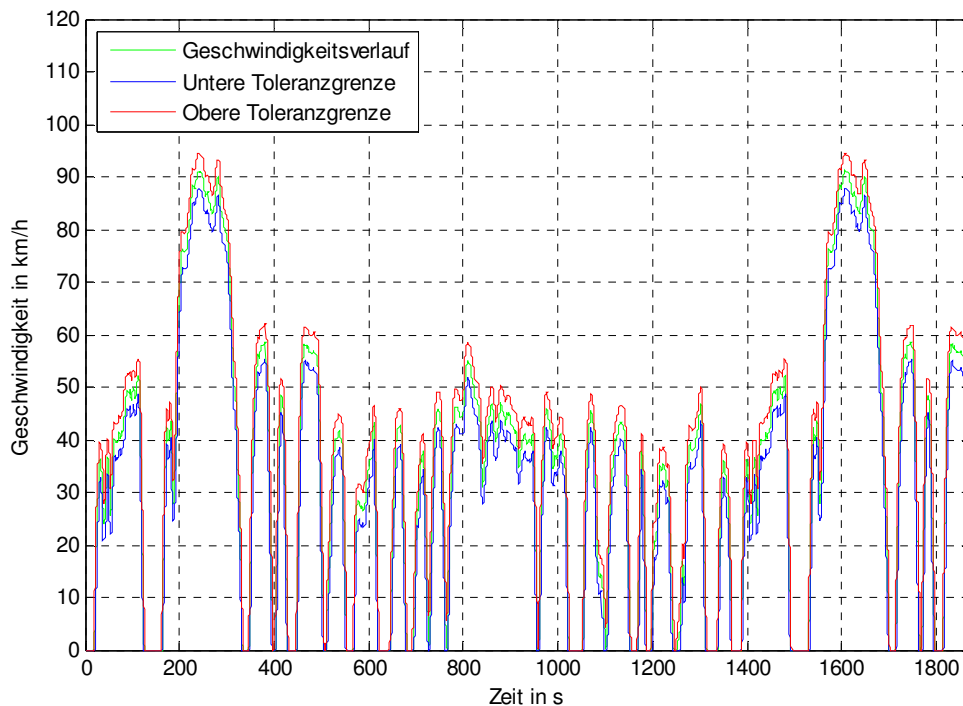


Abbildung 21: Federal Test Procedure – FTP-75

Dieser ist unter der Bezeichnung FTP-75 bekannt und ist in Abbildung 21 zu sehen. Beim FTP-75 handelt es sich zwar um einen Stadtzyklus, dennoch enthält er zwei längere Phasen mit hohen Geschwindigkeiten von bis zu 91 km/h. Gegenüber dem WLTC besitzt der FTP-75 jedoch eine geringere Maximalgeschwindigkeit. Interessant ist auch, dass das Toleranzfenster mit 2 mph, also 3,2 km/h breiter gewählt ist als bei den anderen Zyklen. In Tabelle 3 werden verschiedene Parameter der drei beschriebenen Zyklen zusammenfassend gegenübergestellt [20].

Tabelle 3: Vergleich der gewählten Fahrzyklen

	NEDC	WLTC	FTP-75
Dauer	1180 s	1800 s	1874 s
Strecke	11 km	23 km	18 km
Toleranzfenster	± 2 km/h ± 1 s	± 2 km/h ± 1 s	± 3.2 km/h ± 1 s
Maximalgeschwindigkeit	120 km/h	131 km/h	91 km/h
Ø Geschwindigkeit	33 km/h	47 km/h	34 km/h
Anteil der Stillstands-Phasen	23 %	12 %	17 %

6.2 ALLGEMEINE FAHRZEUGPARAMETER

Bei der Auswahl der Fahrzeugparameter wird auf die Erkenntnisse aus Kapitel 4.2 zurückgegriffen. Da dem C-Segment langfristig die größten Chancen am Fahrzeugmarkt prognostiziert werden, soll auch das Versuchsfahrzeug diesem Segment zuzuordnen sein. Vor allem Masse und Fahrwiderstände sind wichtige Größen, die sich von Segment zu Segment ändern. Auf dem Rollenprüfstand wird die Masse des Fahrzeugs durch Schwungmassen simuliert. Für diese Massen gibt es von der EU vorgeschriebene Werte, die sich nach dem Leergewicht gemäß DIN 70020 richten [20]. Die Fahrzeuge des C-Segments, die im Jahr 2015 zusammen die größten Verkaufszahlen erzielten, basieren alle auf dem System eines Modulare Querbaukasten (MBQ) der Volkswagen AG [4]. Aus diesem Grund wurden die Leergewichte dieser Fahrzeuge betrachtet und anhand dieser die Schwungmasse von 1360 kg für die Simulation gewählt. Die Gewichtsunterschiede, die sich aufgrund der Hybrid-Komponenten, oder durch unterschiedliche Getriebebauarten ergeben, werden nicht berücksichtigt.

Tabelle 4: Fahrzeugparameter

<i>Größe</i>		<i>Gewählt</i>
Masse		1360 kg
Massenaufteilung (vorne-hinten)		60 % - 40 %
Konfiguration		Rollenprüfstand
Fahrwiderstand	A-Koeffizient	133,45 N
	B-Koeffizient	$1,33 \frac{\text{N}}{\text{m/s}}$
	C-Koeffizient	$0,4 \frac{\text{N}}{(\text{m/s})^2}$
Haftreibungskoeffizient		1,2
Maximales Bremsmoment		1000 Nm

Der Fahrwiderstand setzt sich aus drei Komponenten zusammen und kann durch ein Polynom zweiter Ordnung beschrieben werden:

$$F_W = A + B \cdot v + C \cdot v^2 \quad (3)$$

Der Koeffizient A stellt den Rollwiderstand dar, dessen größter Bestandteil der Reifen-Rollwiderstand ist. Weitere Bestandteile des Rollwiderstands sind sämtliche konstanten Reibmomente im Antriebsstrang des Fahrzeugs. Der Koeffizient B beinhaltet die linear

von der Geschwindigkeit abhängigen Widerstände, wie beispielsweise Anteile der Reibungsverluste im Getriebe. Der Luftwiderstand wird mit dem Koeffizient C berücksichtigt und nimmt quadratisch mit der Geschwindigkeit zu [20].

6.3 FAHRZEUGKOMPONENTEN

6.3.1 VERBRENNUNGSMOTOR

Der Verbrennungsmotor, bzw. die VKM wird in der Simulation durch Kennfelder beschrieben. Anhand dieser werden das abgegebene Drehmoment, die CO_2 -Emissionen bzw. der Kraftstoffverbrauch berechnet. Aus Datenschutzgründen werden die Skalierungen für Drehzahl und Drehmoment in Prozentwerten der maximalen Drehzahl und des maximalen Drehmoments angegeben. Es ist anzumerken, dass der Wert der Drehzahl bei 0 % nicht dem Stillstand des Verbrennungsmotors, sondern der Leerlaufdrehzahl entspricht. Bei der für die Simulation verwendeten VKM handelt es sich um einen Ottomotor.

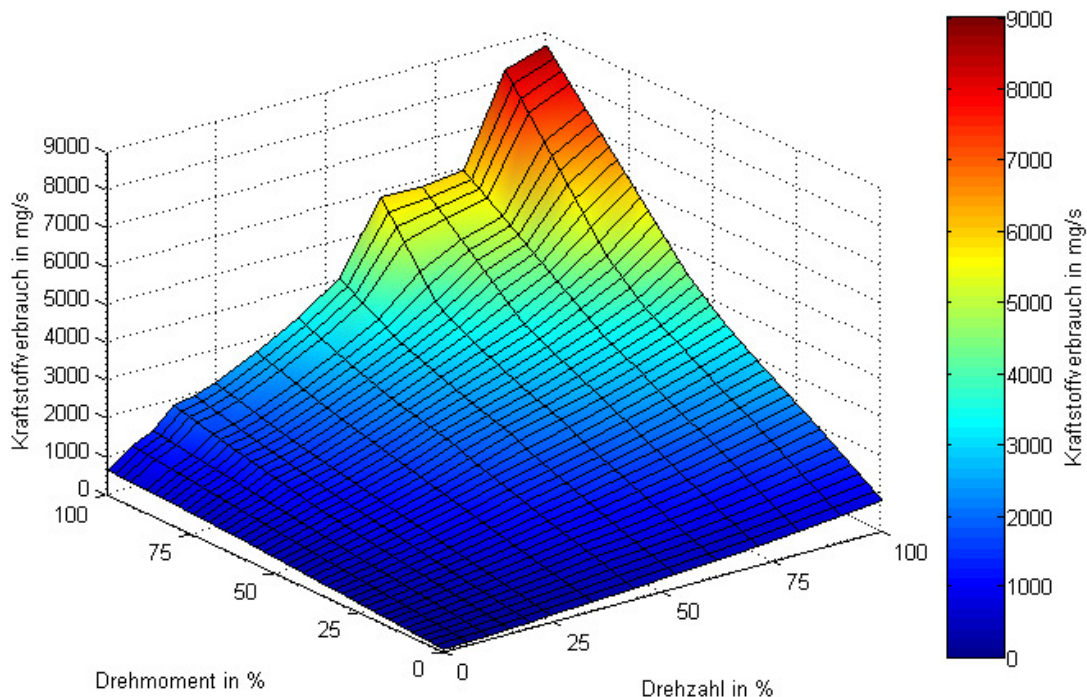


Abbildung 22: Kraftstoffverbrauch – Oberflächendiagramm

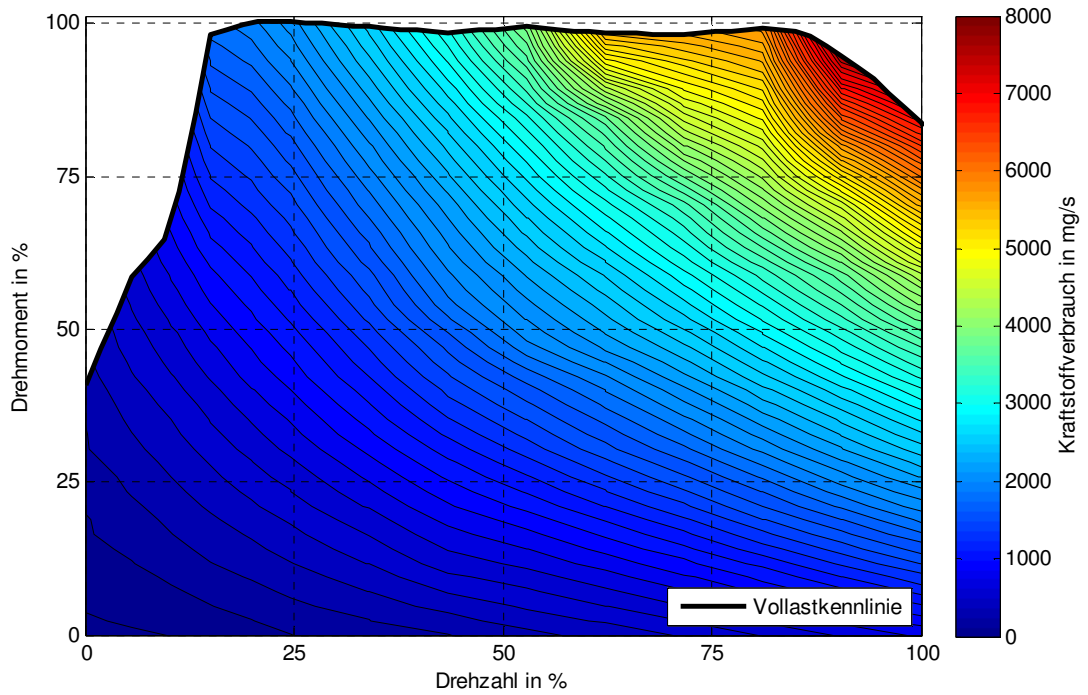


Abbildung 23: Kraftstoffverbrauchskennlinienfeld der VKM

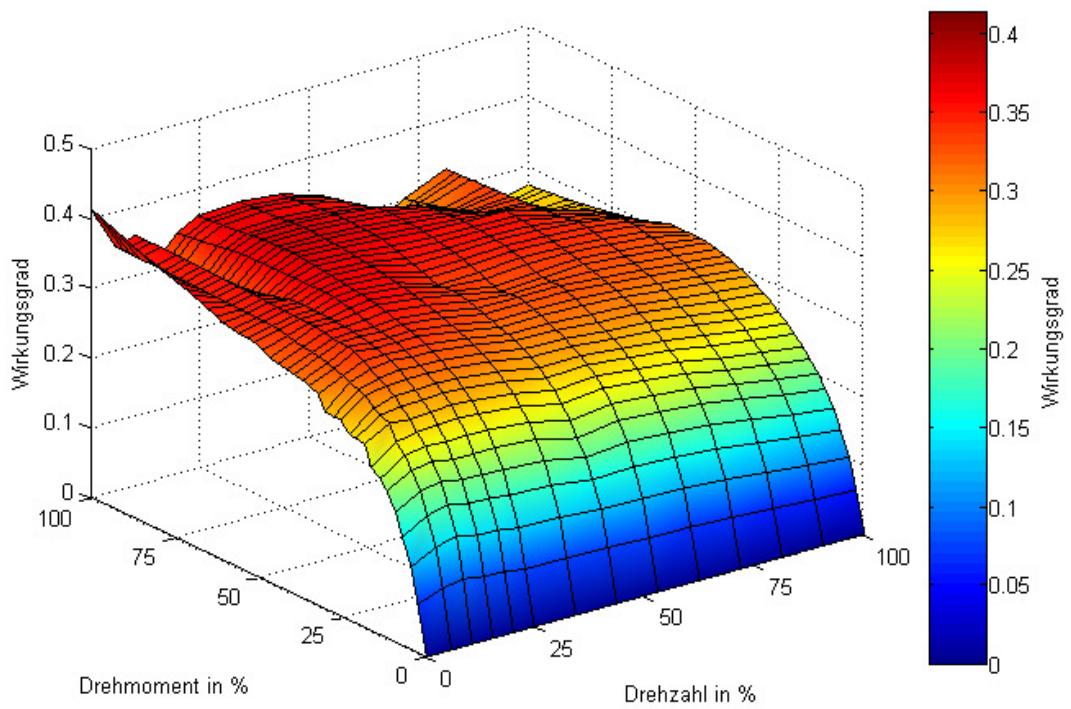


Abbildung 24: Wirkungsgrad – Oberflächendiagramm

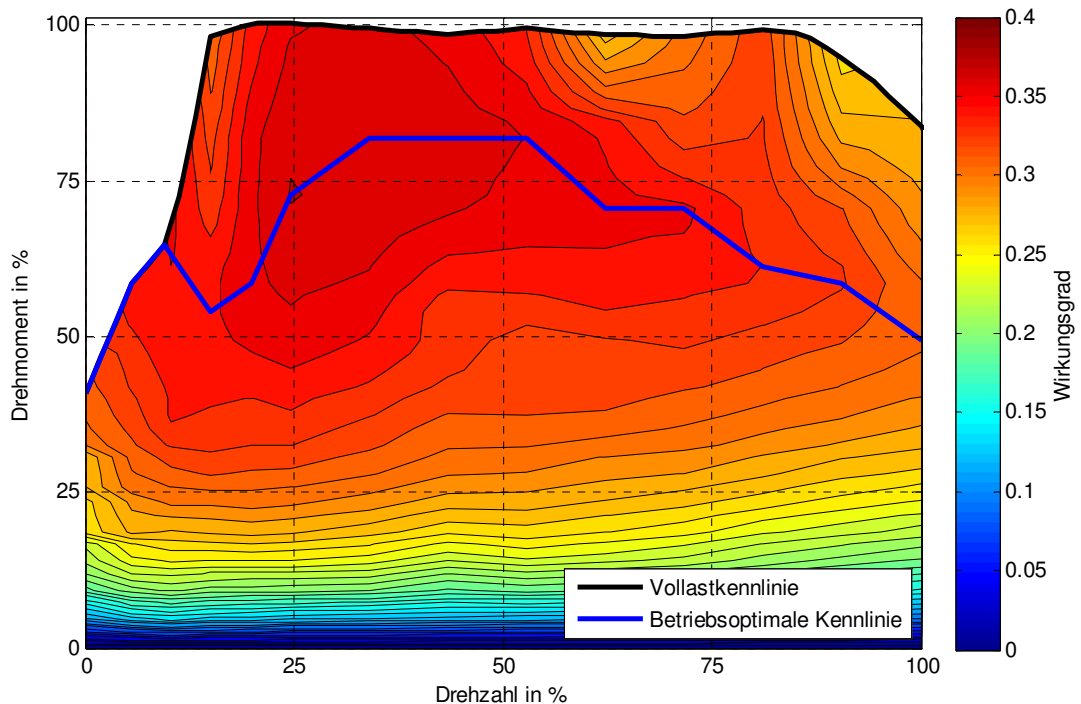


Abbildung 25: Wirkungsgradkennlinienfeld der VKM

In Abbildung 22 ist der Kraftstoffverbrauch als Funktion von Drehzahl und Drehmoment dargestellt. In Kombination mit der Vollastkennlinie der VKM ergibt sich das in Abbildung 23 dargestellte Kraftstoffverbrauchskennlinienfeld. Berechnet man die Antriebsleistungen, so kann anhand der Daten aus Abbildung 22 mit Hilfe des unteren Heizwerts des Kraftstoffs für jeden Betriebspunkt der jeweilige Wirkungsgrad bestimmt werden. Aus dieser Vorgehensweise lässt sich der Wirkungsgrad als Funktion von Drehzahl und Drehmoment ermitteln. Abbildung 24 zeigt das zugehörige Oberflächen-
diagramm. In Abbildung 25 ist das Wirkungsgradkennlinienfeld des Verbrennungsmotors dargestellt. Verbindet man mit steigender Drehzahl die Punkte des besten Wirkungsgrades, so erhält man die betriebsoptimale Kennlinie. Entlang dieser Kennlinie kann mit dem jeweiligen Kraftstoffverbrauch die maximale Antriebsleistung im Verhältnis zur thermischen Verlustleistung erzielt werden. Während einer Verzögerung des Fahrzeugs stoppt die Kraftstoffeinspritzung und die VKM arbeitet als pneumatische Feder. Abbildung 26 zeigt das bei diesem Vorgang auftretende Schleppmoment in Prozent bezogen auf das maximale Antriebsmoment der VKM.

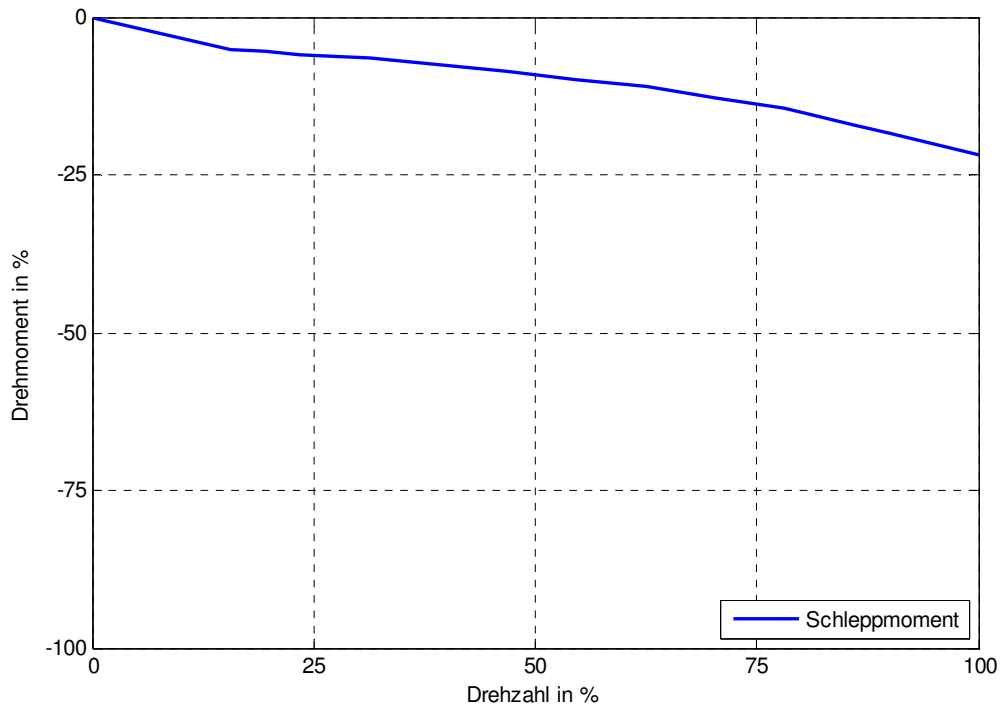


Abbildung 26: Schleppmomentverhalten der VKM

6.3.2 GETRIEBE

Anhand der Marktprognose in Kapitel 4.2 wurde festgestellt, dass künftige 48 V-Mildhybrid-Fahrzeuge im C-Segment zum Großteil mit Doppelkupplungsgetriebe (DCT) oder manuellem Getriebe (MT) ausgestattet sein werden. Daher sollen auch in der Simulation zwei Fahrzeuge, die jeweils mit einer dieser beiden Getriebebauformen ausgestattet sind, betrachtet werden. Während bei MT sowohl die Gangauswahl, als auch die Betätigung der Kupplung mechanisch vom Fahrer vorzunehmen sind, kann beim DCT zwischen manueller Gangauswahl und automatisierter Gangauswahl unterschieden werden. Das Öffnen und Schließen der Kupplung wird beim DCT von der Getriebesteuerung übernommen. Die Bezeichnung Doppelkupplungsgetriebe ist darauf zurückzuführen, dass eine Kupplung für je eine der beiden Vorgelegewellen zum Einsatz kommt. Die geschlossene Kupplung sitzt auf der Welle mit dem eingelegten Gang und die zweite, geöffnete Kupplung auf der Welle mit dem nächsten, vorgewählten Gang. Dies ermöglicht ein zugkraftunterbrechungsfreies Schalten der Gänge [20]. Gewählt wurden die Übersetzungsverhältnisse eines manuellen 6-Gang-Schaltgetriebes

und eines 7-Gang-Doppelkupplungsgetriebes, wie sie bei einem Volkswagen Golf VII Modelljahr 2016 zum Einsatz kommen. In der Simulation wird die Schaltstrategie für das DCT von der Getriebesteuerung (TCU) übernommen, während der Fahrerwunsch für das MT vom Fahrermodell geliefert wird. Auf diese Komponenten wird in Kapitel 6.4 genauer eingegangen.

Tabelle 5: Getriebeübersetzungsverhältnisse, gemäß [21]

<i>Größe</i>	<i>DCT</i>	<i>MT</i>
<i>Konstantwirkungsgrad</i>	<i>0,9</i>	<i>0,9</i>
<i>Differential 1 (1-4)</i>	<i>4,44</i>	<i>4,06</i>
<i>Differential 2 (5-7)</i>	<i>3,23</i>	<i>-</i>
<i>1. Gang</i>	<i>3,77</i>	<i>3,62</i>
<i>2. Gang</i>	<i>2,27</i>	<i>1,95</i>
<i>3. Gang</i>	<i>1,53</i>	<i>1,28</i>
<i>4. Gang</i>	<i>1,12</i>	<i>0,97</i>
<i>5. Gang</i>	<i>1,18</i>	<i>0,78</i>
<i>6. Gang</i>	<i>0,95</i>	<i>0,65</i>
<i>7. Gang</i>	<i>0,8</i>	<i>-</i>

6.3.3 ELEKTRISCHE MASCHINEN

Wie bei der VKM, wird auch das Verhalten der elektrischen Maschine in der Simulation durch Kennlinienfelder beschrieben. Anhand dieser werden das Drehmoment und die zugehörige Verlustleistung bestimmt. Es werden vier verschiedene elektrische Maschinen betrachtet. Bei der ersten handelt es sich um eine permanentmagneterregte Synchronmaschine. Neben dem Kennlinienverlauf für maximales (motorisches) Moment und minimales (generatorisches) Moment ist auch das Wirkungsgradverhalten der Maschine bekannt. Diese EM wird in weiterer Folge als $EM\eta_{\text{var}}$ bezeichnet. Aus Datenschutzgründen wird bei $EM\eta_{\text{var}}$ die Skalierung des Drehmoments in Prozentwerten des maximalen Drehmoments angegeben. Abbildung 27 zeigt die Drehzahl- und Drehmomentverläufe, sowie das zugehörige Wirkungsgradkennlinienfeld. In Abbildung 28 wird zusätzlich zum Drehzahl- Drehmomentverhalten von $EM\eta_{\text{var}}$ die Verlustleistung abgebildet. Der Inverter wird im Simulationsmodell nicht separat berücksichtigt, denn die

Inverter-Verluste sind bereits in den Gesamtverlusten der elektrischen Maschine enthalten. Das Motormodell wird direkt an das Batteriemodell angeschlossen. Abhängig von gefordertem Moment und dem zugehörigen Wirkungsgrad stellt sich so je nach Motor- oder Generatorbetrieb, ein positiver oder negativer Gleichstrom ein. Das Temperaturverhalten der elektrischen Maschine wird nicht betrachtet. Zusätzlich zu den Daten der realen Maschine $EM_{\eta_{\text{var}}}$ werden in der Simulation drei weitere elektrische Maschinen mit unterschiedlicher Antriebsleistung betrachtet. Mit mechanischen Maximalleistungen von 10 kW und 20 kW wurden zwei Maschinen gewählt, deren Leistungen im Schnitt etwa 5 kW unter und über der Maximalleistung von $EM_{\eta_{\text{var}}}$ liegen. Zusätzlich wird mit einer mechanischen Maximalleistung von 30 kW, eine Maschine betrachtet, deren Leistungsniveau bereits für den Einsatz in einem Full-Hybrid ausreicht (siehe Tabelle 2). Diese Leistung wurde unabhängig von der derzeitigen Realisierbarkeit der auftretenden, maximalen Ströme gewählt. In Abbildung 29 sind die Drehzahl- und Drehmomentkennlinien für die Maschinen mit den Leistungen von 10, 20, und 30 kW dargestellt. Vereinfachend wurde für die Maschinen $EM_{10 \text{ kW}}$, $EM_{20 \text{ kW}}$ und $EM_{30 \text{ kW}}$ ein konstanter Wirkungsgrad von 90 % zugrunde gelegt. Abbildung 30 bis Abbildung 32 zeigen das zugehörige Verlustverhalten, das sich daraus ergibt.

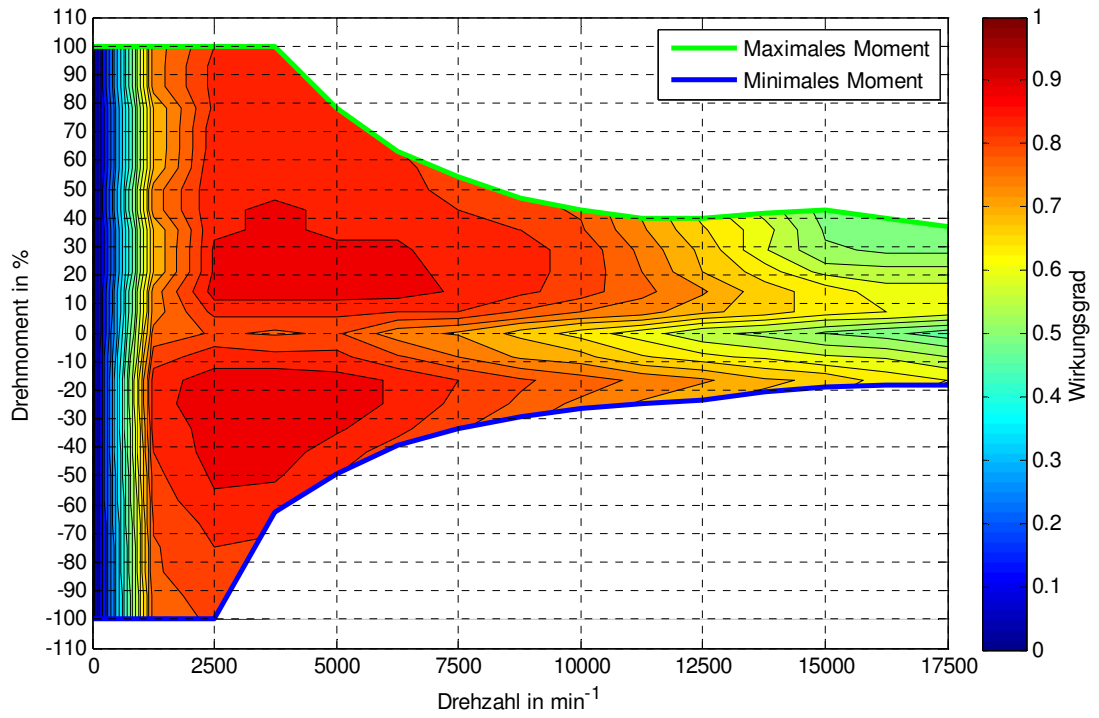


Abbildung 27: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Wirkungsgradverhalten – $EM\eta_{var}$

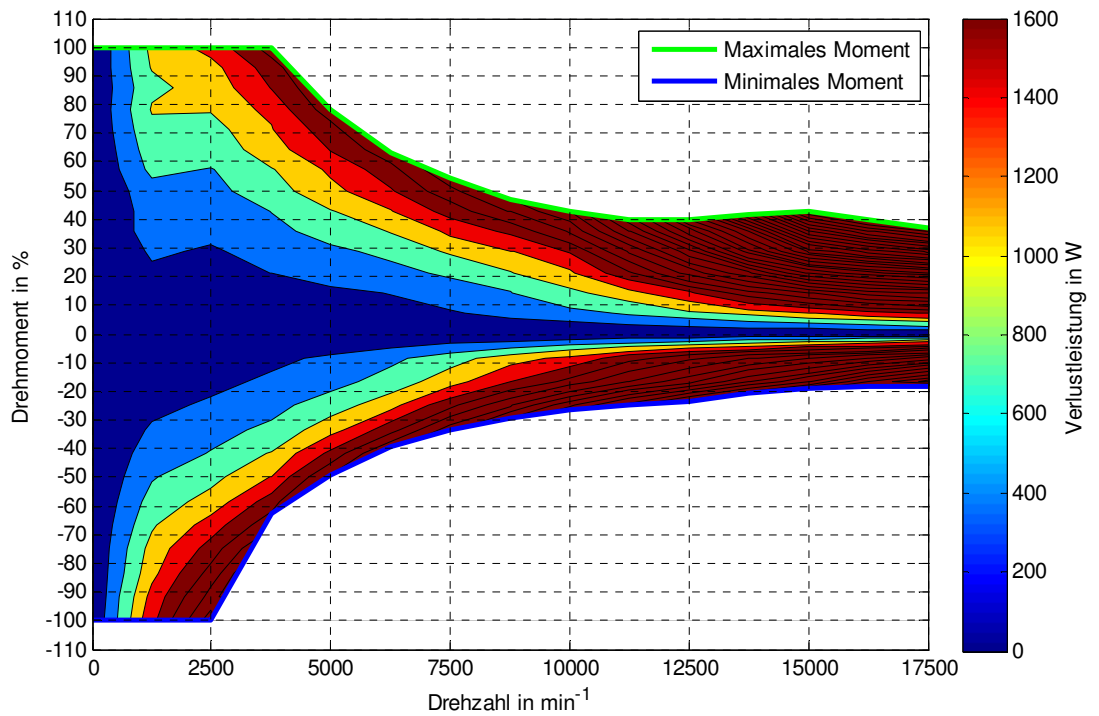


Abbildung 28: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – $EM\eta_{var}$

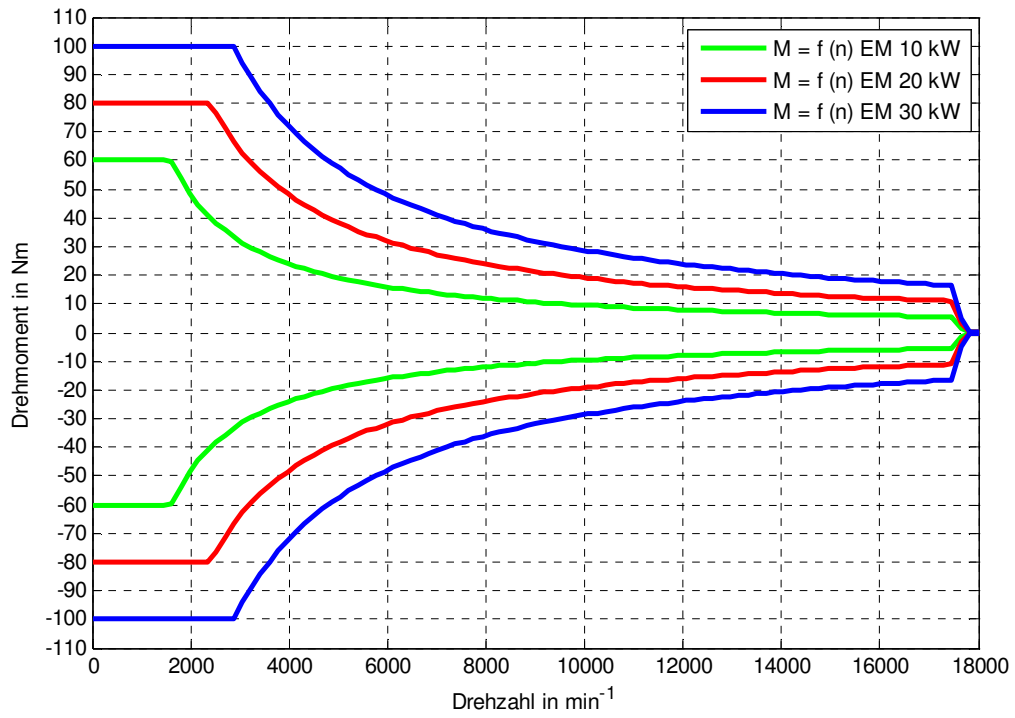


Abbildung 29: Drehzahl-Drehmomentkennlinien der gewählten EM

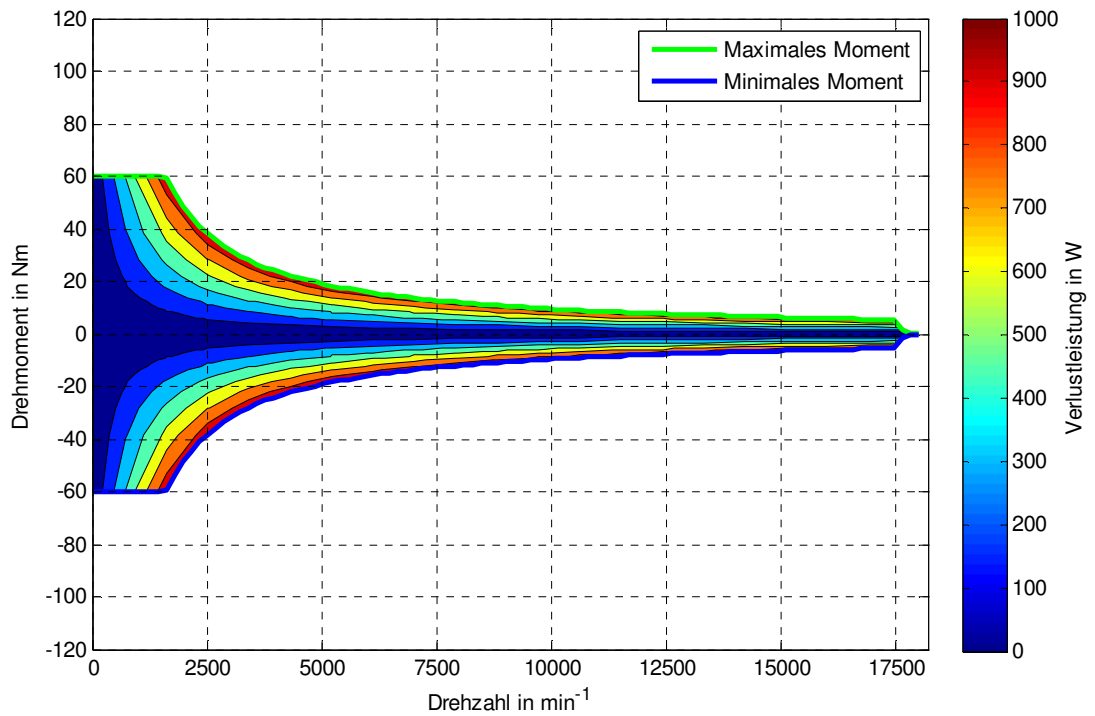


Abbildung 30: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – $EM_{10\text{ kW}}$

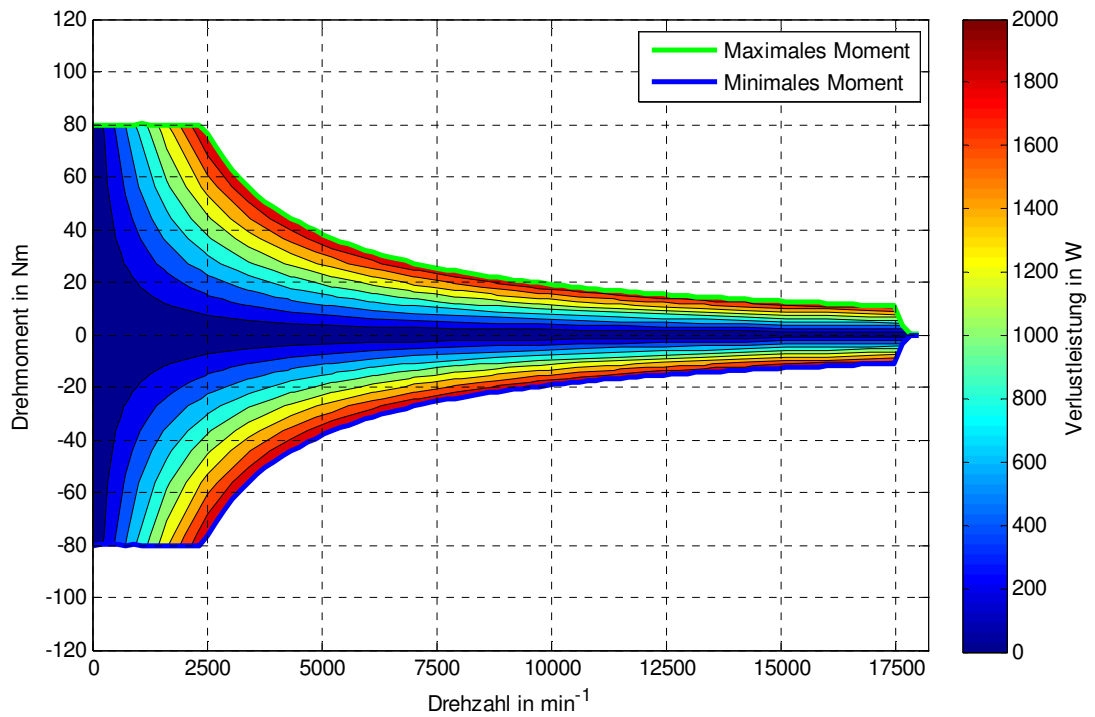


Abbildung 31: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – EM_{20 kW}

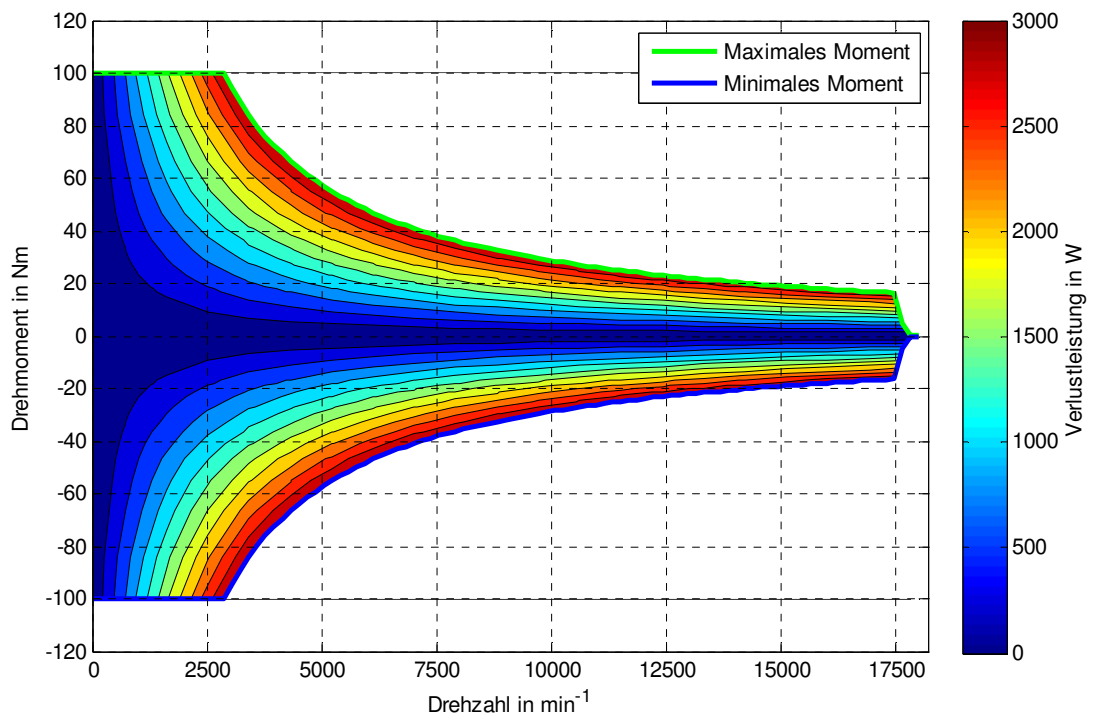


Abbildung 32: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – EM_{30 kW}

6.3.4 BATTERIE

Die Batterie wird durch ihre Kapazität und ihr Spannungsverhalten abhängig vom SOC beschrieben. Zudem wird durch das Vernachlässigen des Innenwiderstands eine Idealisierung vorgenommen. Eigenschaften die von der chemischen Zusammensetzung der Batterie abhängen, werden ebenso wie das Temperaturverhalten nicht berücksichtigt. Abbildung 33 zeigt die Batteriespannung als Funktion des SOC, sowie die Spannungsgrenzen gemäß LV148. Bei der Wahl des SOC-Fensters ist darauf zu achten diese Grenzen nicht zu verletzen.

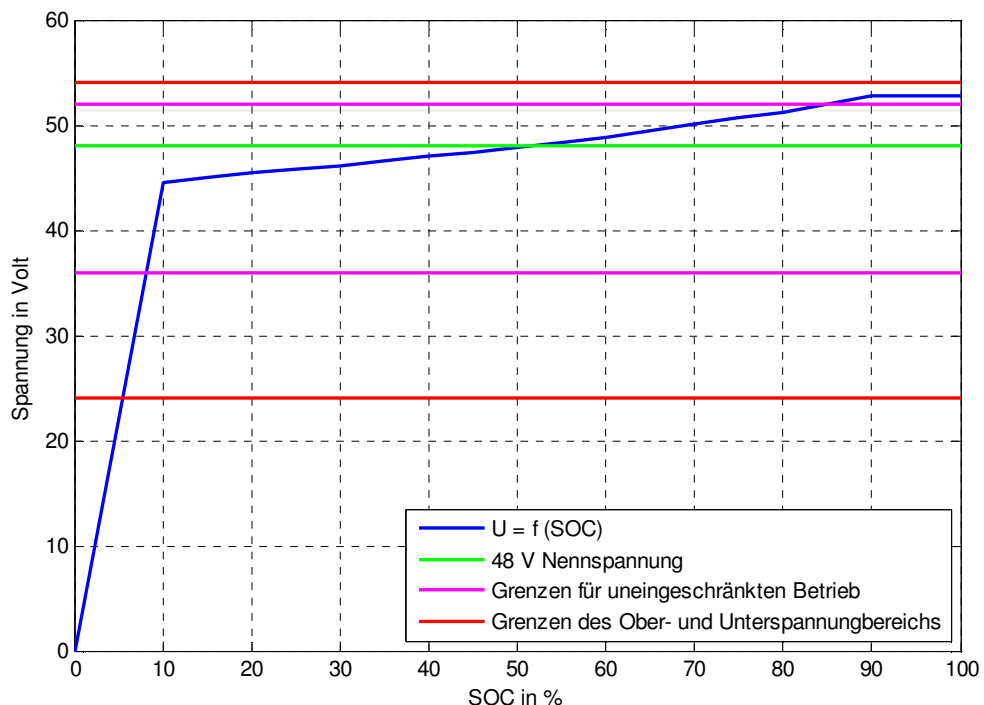


Abbildung 33: Batteriespannung als Funktion des SOC und Spannungsbereiche gemäß LV148

Da im Betrieb mit häufigen Lade- und Entladevorgängen in unbestimmten Größenordnungen zu rechnen ist, muss auch das SOC-Fenster der Batterie eingeschränkt werden. Wird dieses Fenster zu groß gewählt, kann es zur Degradation der Batterie kommen [22]. In den Fahrzeugsegmenten C bis E ist mit Energiespeichergößen von 15 bis 20 Ah zu rechnen [23]. Für das vorliegende Fahrzeugmodell wurde eine Kapazität von 16.6 Ah gewählt. Die Batterie ist dafür vorgesehen neben der EM auch weitere Verbraucher des 48 V-Bordnetzes zu versorgen. Diese zusätzliche Bordnetzlast wird jedoch in

der Simulation nicht berücksichtigt. Die für die Batterie relevanten Parameter sind in Tabelle 6 aufgelistet.

Tabelle 6: Parameter der Batterie

Größe	Wert
Nennspannung	48 V
Kapazität	16,6 Ah
Innewiderstand	0 Ω
Ausgangs-SOC	50 %

6.3.5 RIEMEN

Der in der Simulation verwendete Riemen wird über die Maximaldrehzahlen von VKM und EM dimensioniert. Das Übersetzungsverhältnis berechnet sich wie folgt:

$$\ddot{u} = \frac{n_{EM \text{ Max}}}{n_{VKM \text{ Max}}} = \frac{17500 \text{ min}^{-1}}{6500 \text{ min}^{-1}} = 2,69 \quad (4)$$

Die Riemenverluste, die sich aufgrund von Reibung und Schlupfverhalten ergeben, werden nicht berücksichtigt.

6.4 KOMPONENTEN DES SIMULATIONSMODELLS

6.4.1 FAHRERMODELL

Für die Simulation wird abhängig von der Getriebebauform auf zwei unterschiedliche Fahrermodelle zurückgegriffen. Das Fahrermodell für das Fahrzeug mit MT muss zusätzlich zum Beschleunigen und Bremsen auch das Bedienen der Gangschaltung und der Kupplung übernehmen. Daher benötigt dieses Modell mit der VKM-Drehzahl ein zusätzliches Eingangssignal.



Abbildung 34: Fahrermodell MT (LMS Imagine.Lab Amesim®)

Tabelle 7: Ein- und Ausgänge des Fahrermodell MT

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	Nicht belegt	-
2	Fahrzeuggeschwindigkeit	m/s
3	VKM-Drehzahl	min ⁻¹
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
4	Kupplungssignal	-
5	Bremspedalsignal	-
6	Fahrpedalsignal	-
7	Gangwahlsignal	-

Abbildung 34 zeigt das Blockschaltbild dieses Fahrermodells und in Tabelle 7 sind die zu regelnden Ausgangssignale, sowie die für diese Regelung notwendigen Eingangssignale aufgelistet. Abhängig vom gewählten Fahrzyklus sind die Gangauswahl des Fahrermodells, oder die vorgegebenen Schaltpunkte zu wählen.



Abbildung 35: Fahrermodell DCT (LMS Imagine.Lab Amesim[®])

Tabelle 8: Ein- und Ausgänge des Fahrermodells DCT

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	Fahrzeuggeschwindigkeit	m/s
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
2	Bremspedalsignal	-
3	Fahrpedalsignal	-

Auf eine aufwändige Dimensionierung des Reglers in den Fahrermodellen wurde verzichtet, da auf eingestellte Parameter aus vorangegangenen Simulationen zurückgegriffen werden konnte. Wichtig ist, dass das Fahrermodell so eingestellt wird, dass die To-

leranzgrenzen des jeweiligen Fahrzyklus eingehalten werden. Abbildung 35 zeigt das Blockschaltbild des Fahrermodells für DCT und Tabelle 8 die zugehörigen Ausgangssignale, sowie die Eingangssignale.

6.4.2 ENGINE CONTROL UNIT (ECU)

Die *Engine Control Unit* bzw. das Motorsteuergerät stellt das Bindeglied zwischen Fahrermodell und VKM dar. Sie ist notwendig um den richtigen Betriebsmodus der VKM (*combustion mode*) auszuwählen. Abbildung 36 und Tabelle 10 sind die Ein- und Ausgänge der ECU zu entnehmen. Die geforderte Antriebsleistung wird durch das Fahrpedalsignal bestimmt und die ECU sorgt dafür, dass die VKM ausreichend Drehmoment zur Verfügung stellt. Wird das Fahrzeug verzögert, verringert sich die VKM-Drehzahl so lange bis die *Fuel-resume*-Drehzahl erreicht wird. Ab dieser Drehzahl wird von der ECU erneut ein Lastsignal ausgegeben und die VKM beginnt wieder mit der Kraftstoffaufnahme. Dieses Signal führt jedoch zu keinem Antriebsmoment größer null. Wird darauf die Leerlaufdrehzahl erreicht, wird die VKM von der ECU auf dieser Drehzahl gehalten. Sollte die Maximaldrehzahl erreicht werden, so verringert die ECU die Last bis wieder eine korrekte Drehzahl erreicht wird. In Tabelle 9 sind die beschriebenen Drehzahlen aufgelistet.

Tabelle 9: Parameter der ECU

<i>Größe</i>	<i>Gewählt</i>
Leerlaufdrehzahl	700 min ⁻¹
Maximaldrehzahl	6500 min ⁻¹
<i>Fuel-resume</i> - Drehzahl	1200 min ⁻¹

Über den Eingang „Start/Stop-Signal“ kann mit Hilfe der ECU die VKM gestartet, aber auch deaktiviert werden. Für den Motorstart muss der Verbrennungsmotor erst durch eine externe Maschine auf die Leerlaufdrehzahl beschleunigt werden. In der Simulation wird dies von der Elektrischen Maschine übernommen. Wird die VKM durch das Start/Stop-Signal deaktiviert, so stoppt die Kraftstoffeinspritzung und der Verbrennungsmotor bremst durch sein Schleppmoment den Antriebsstrang. Abbildung 36 zeigt das Blockschaltbild der ECU und in Tabelle 10 sind sämtliche Ein- und Ausgänge der ECU aufgelistet.

Abbildung 36: Engine Control Unit (LMS Imagine.Lab Amesim[®])

Tabelle 10: Ein- und Ausgänge der ECU

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	Motortemperatur	°C
2	Fahrpedalsignal	-
3	Start/Stop-Signal	-
4	VKM-Drehzahl	min ⁻¹
6	Mitteldruck	bar
7	Ist-Antriebsleistung	-
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
5	Antriebsleistung -Soll	-
	Combustion Mode	-
	Leerlaufdrehzahl	min ⁻¹

6.4.3 TRANSMISSION CONTROL UNIT (TCU)

Für das Doppelkupplungsgetriebe wird die Gangwahl nicht vom Fahrer, sondern von einer Getriebesteuerung übernommen – der *Transmission Control Unit* (TCU). Abhängig von der gewählten Strategie benötigt die TCU entweder Fahrzeuggeschwindigkeit und Lastanforderung (Fahrpedalsignal) oder Motordrehzahl und Lastanforderung um den geeigneten Gang auszuwählen. In diesem Fall werden Fahrzeuggeschwindigkeit und Fahrpedalsignal als Eingangsgrößen gewählt. Die Information ob ein Herunterschalten oder ein Hochschalten notwendig ist entnimmt die TCU einem Kennlinienfeld. In Abbildung 37 ist dieses dargestellt. Abhängig von Geschwindigkeit und Lastanforderung ergeben sich die Grenzwerte für die unterschiedlichen Gangwechsel, wobei „12“ für das Hochschalten vom ersten in den zweiten Gang und „21“ für das Herunterschalten vom zweiten in den ersten Gang usw.steht. Abbildung 38 zeigt das Blockschaltbild zur ECU und in Tabelle 11 sind die zugehörigen Ein- und Ausgänge der TCU aufgelistet.

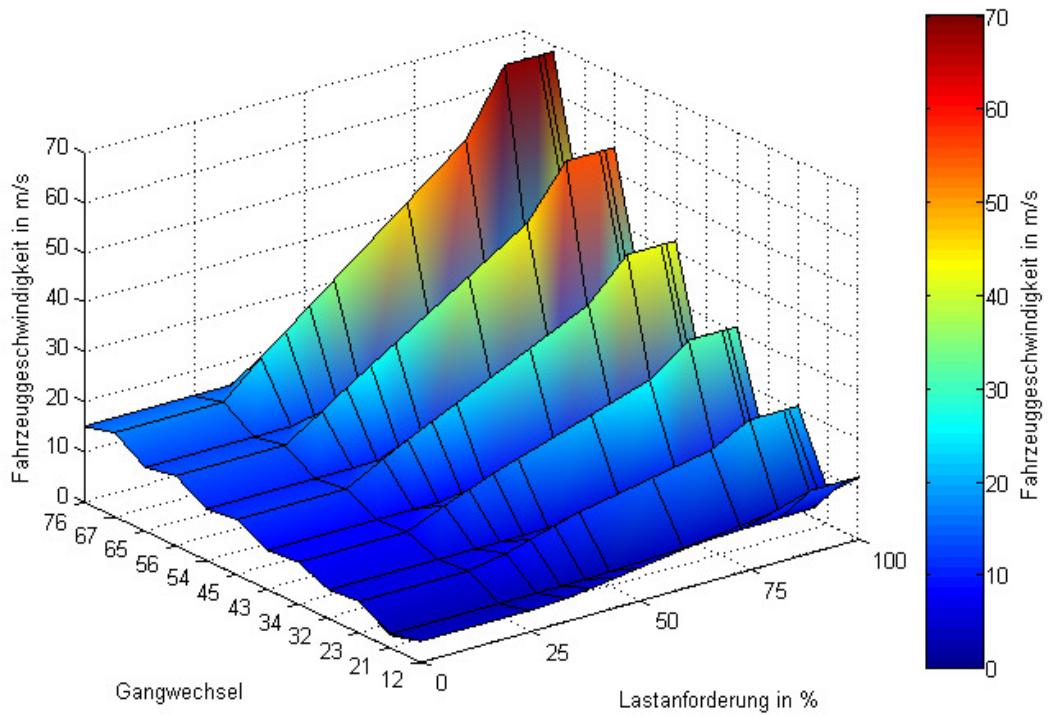


Abbildung 37: Gangwechsellkenfeld

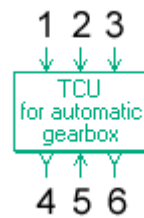


Abbildung 38: Transmission Control Unit (LMS Imagine.Lab Amesim[®])

Tabelle 11: Ein- und Ausgänge der TCU

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	Drehzahl am Getriebeeingang	min^{-1}
2	Fahrpedalsignal	-
3	Fahrzeuggeschwindigkeit	m/s
5	Drehzahl am Getriebeeingang	min^{-1}
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
4	Nicht belegt	-
6	Gangwahlsignal	-

6.4.4 KUPPLUNGSSTEUERUNG

Bei Verwendung eines Doppelkupplungsgetriebes wird die Kupplung für den Anfahrvorgang – also für Schaltvorgänge vom Leerlauf in den ersten Gang – gesondert angesteuert. Das Blockschaltbild der Kupplungssteuerung ist in Abbildung 39 dargestellt. Sobald der erste Gang eingelegt ist und das Fahrermodell ein Fahrpedalsignal liefert, öffnet sich die Kupplung nach einem von der VKM-Drehzahl abhängigen Verhalten. Befindet sich das Getriebe wieder in der Leerlaufposition wird auch die Kupplung wieder geöffnet. Tabelle 12 listet die Ein- und Ausgänge der Kupplungssteuerung auf.

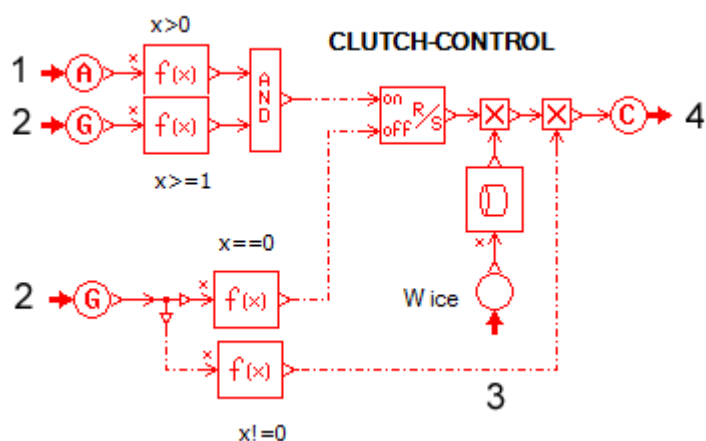
Abbildung 39: Kupplungssteuerung (LMS Imagine.Lab Amesim[®])

Tabelle 12: Ein- und Ausgänge der Kupplungssteuerung

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	Fahrpedalsignal	-
2	Gangwahlsignal	-
3	VKM-Drehzahl	min ⁻¹
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
4	Kupplungssignal	-

6.5 HYBRIDFUNKTIONEN

6.5.1 START & STOPP

Die Funktion des Start-Stop-Systems wurde bereits in Kapitel 2.3.1 behandelt. Die in der Simulation verwendete Funktion übernimmt neben der Berechnung des Start-Stop-Signals auch die Berechnung des Drehmoments, das für den elektrischen Motorstart benötigt wird. Wenn sich das Fahrzeug im Stillstand befindet und das Fahrermodell die Bremse löst, wird das notwendige Startmoment an die EM weitergeleitet und die VKM auf die Leerlaufdrehzahl beschleunigt. Ist diese erreicht, wird das Start-Signal an die ECU weitergeleitet. Bei Verwendung eines manuellen Getriebes wird der Startvorgang bereits durch das Öffnen der Kupplung, bevor der erste Gang eingelegt wird, gestartet.

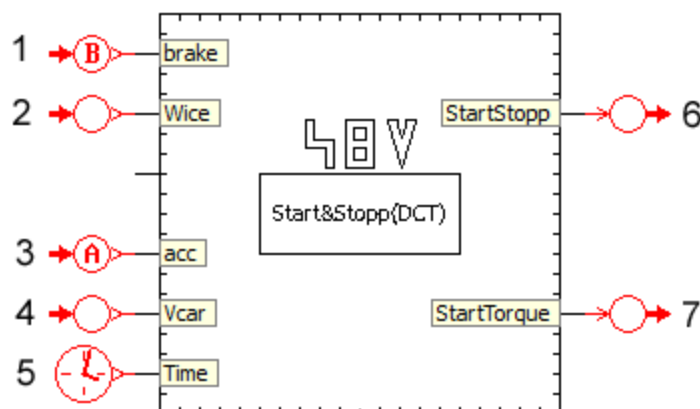


Abbildung 40: Supercomponent „Start & Stopp“ (LMS Imagine.Lab Amesim®)

Tabelle 13: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Start & Stopp“

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	Bremspedalsignal	-
2	VKM-Drehzahl	min ⁻¹
3	Fahrpedalsignal	-
4	Fahrzeuggeschwindigkeit	km/h
5	Zeit	s
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
6	Start/Stoppsignal	-
7	Motorstartmoment	Nm

Auch wenn das Temperaturverhalten nicht betrachtet wird, so wird dennoch beachtet, dass die Start-Stopps-Funktion erst nach Erreichen der Betriebstemperatur der VKM sinnvoll ist, da die Abwärme der VKM in der ersten Minute für das Aufheizen des Abgasnachbehandlungssystems benötigt wird. Berücksichtigt wird dies dadurch, dass zu Beginn eines Fahrzyklus eine 60 Sekunden lange Wartezeit verstreichen muss, bis die Start-Stopps-Funktion aktiviert wird. Ist diese Bedingung erfüllt, so erhält die ECU ein Stoppsignal, sobald das Fahrzeug den Stillstand erreicht hat ($v < 0,1$ m/s) und die VKM mit Leerlaufdrehzahl betrieben wird.

6.5.2 REGENERATIVES BREMSEN

Auf die Funktion des regenerativen Bremsens wurde bereits in Kapitel 2.3.3 ausführlich eingegangen. Für die Simulation wird das Prinzip der seriellen Bremsstrategie gewählt. Abhängig vom Bremssignal des Fahrermodells und vom eingelegten Gang wird – sofern es möglich ist – rein elektrisch gebremst. Reicht das elektrische Bremsmoment nicht aus, so wird die Differenz von der mechanischen Reibungsbremse übernommen. Sobald sich das Getriebe im Leerlauf befindet, wird ausschließlich mechanisch gebremst.

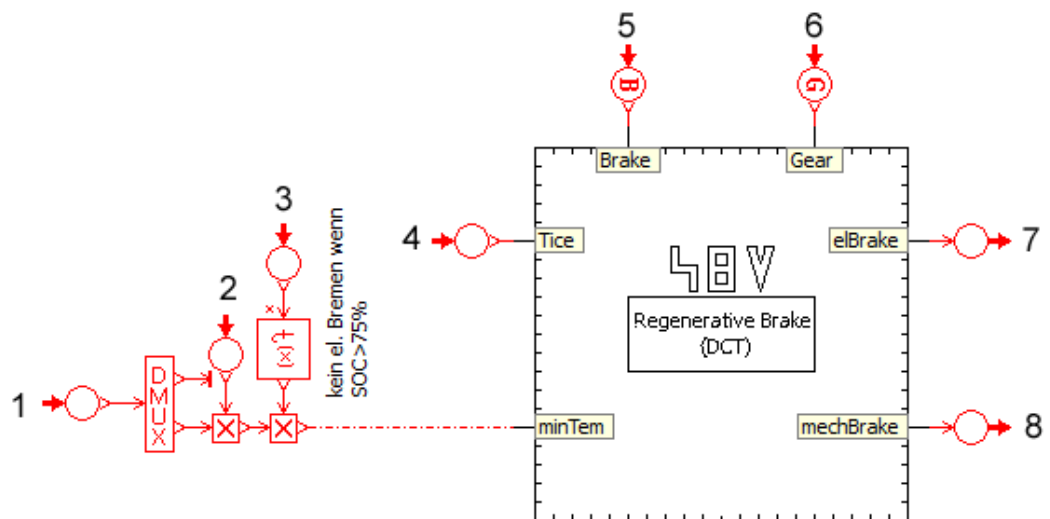


Abbildung 41: Supercomponent „Regeneratives Bremsen“ (LMS Imagine.Lab Amesim[®])

Tabelle 14: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Regeneratives Bremsen“

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	Max. generatorisches EM-Moment	Nm
2	Reg. Bremsen ON/OFF	-
3	SOC	%
4	VKM-Moment	Nm
5	Bremspedalsignal	-
6	Gangwahlsignal	-
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
7	Elektrisches Bremsmoment	Nm
8	Neues Bremspedalsignal	-

6.5.3 DREHMOMENTUNTERSTÜTZUNG – TORQUE ASSIST (TA)

Wie bereits in Kapitel 2.3.2 beschrieben, kann mit der *Torque-Assist*-Funktion unter Berücksichtigung von Stellgrößenbeschränkungen ein beliebiger Teil des benötigten Antriebsmoments von der elektrischen Maschine bereitgestellt werden. Als Eingänge benötigt die Funktion die VKM-Drehzahl, das Fahrpedalsignal und das maximale moto-

rische Moment der EM. Anhand dieser Informationen wird gemäß der Betriebsstrategie das von der EM geforderte Drehmoment bestimmt. Zusätzlich wird die Lastanforderung (Fahrpedalsignal) des Fahrermodells an die ECU korrigiert, damit nicht mehr Drehmoment als benötigt zur Verfügung gestellt wird. Mit der TA-Funktion ist auch das rein elektrische Fahren möglich, jedoch nur wenn das Moment der elektrischen Maschine ausreicht, um neben dem Antriebsmoment auch das zur Überwindung des Schleppmoments der VKM erforderliche Moment zur Verfügung zu stellen.

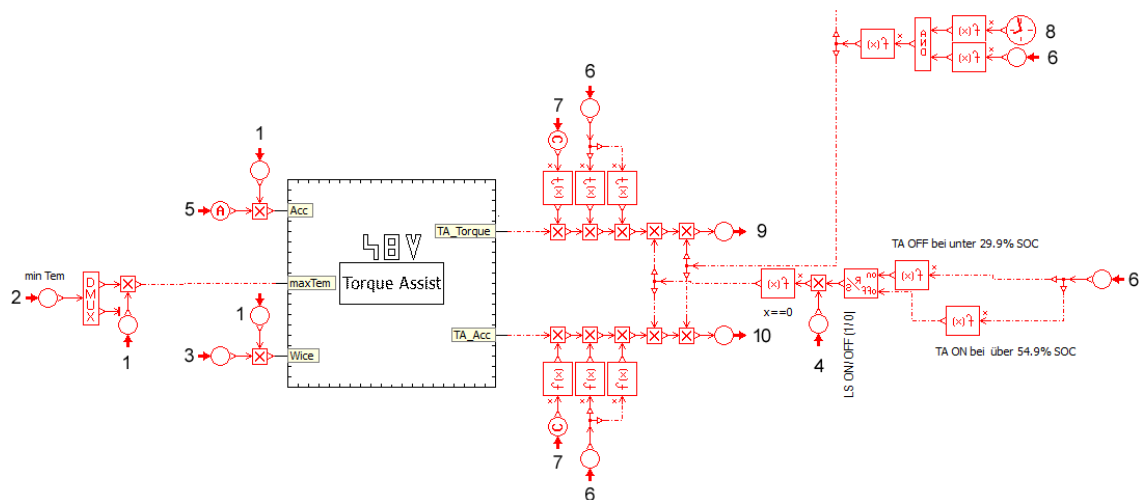


Abbildung 42: Supercomponent „Torque Assist“ (LMS Imagine.Lab Amesim®)

Tabelle 15: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Torque Assist“

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	TA ON/OFF	-
2	Max. motorisches EM-Moment	Nm
3	VKM-Drehzahl	min ⁻¹
4	LS ON/OFF	-
5	Fahrpedalsignal	-
6	SOC	%
7	Kupplungssignal	-
8	Zeit	s
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
9	TA Moment	Nm
10	Fahrpedalsignalkorrektur	-

6.5.4 LASTPUNKTANHEBUNG – LOAD SHIFT (LS)

Das Prinzip der Lastpunktverschiebung wurde bereits in Kapitel 2.3.4 erklärt. Die *Load-Shift*-Funktion stellt zusätzlich zum Fahrpedalsignal des Fahrermodells eine Lastanforderung an die ECU. Gleichzeitig wird von der EM ein generatorisches Moment gefordert, das dem zusätzlichen VKM-Moment durch die Lastpunktanhebung entspricht. Die so erzeugte elektrische Energie wird in der Batterie zwischengespeichert. Die Höhe der Lastpunktanhebung richtet sich nach der Betriebsstrategie.

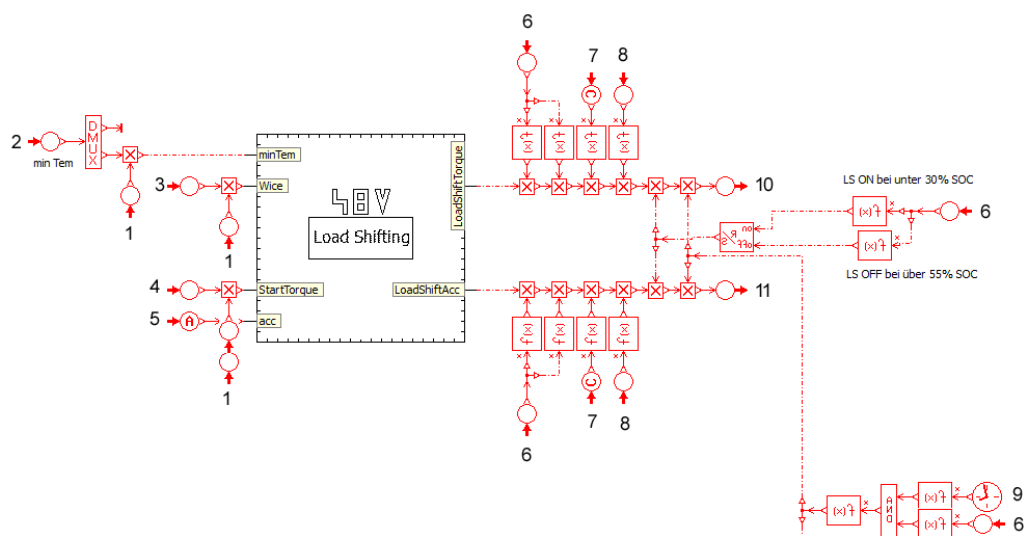


Abbildung 43: Supercomponent „Load Shift“ (LMS Imagine.Lab Amesim[®])

Tabelle 16: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Load Shift“

Eingänge		
Nr.	Signal	Einheit
1	LS ON/OFF	-
2	Max. generatorisches EM-Moment	Nm
3	VKM-Drehzahl	min ⁻¹
4	Motorstartmoment	Nm
5	Fahrpedalsignal	-
6	SOC	%
7	Kupplungssignal	-
8	TA Moment	Nm
9	Zeit	s
Ausgänge		
Nr.	Signal	Einheit
10	LS Moment	Nm
11	Fahrpedalsignalkorrektur	-

6.6 BETRIEBSSTRATEGIE

Die Betriebsstrategie ist essentiell für das erreichbare CO₂-Einsparungspotential und bestimmt über den Einsatz der beschriebenen Hybridfunktionen. Damit die Betriebsstrategie für jeden der drei Fahrzyklen gleichermaßen angewendet werden kann, wird eine nicht-prädiktive Strategie gewählt – die Entscheidung über die Auswahl der Hybridfunktionen soll aufgrund der Höhe des SOC getroffen werden. Somit lassen sich Unterschiede, die sich aus den verschiedenen Fahrzyklen ergeben, leicht ermitteln.

Es wird zugrunde gelegt, dass zu Beginn eines Fahrzyklus der Ladezustand der Batterie 50 % beträgt. Jeder Fahrzyklus wird fünf Mal wiederholt und am Ende des fünften Zyklus muss der SOC 50 % \pm 1,5 % betragen um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse über die Anwendung verschiedener Hybridfunktionen bei unterschiedlichen Zyklen zu gewährleisten. Für die Funktionen der Drehmomentunterstützung und der Lastpunktanhebung wurde ein SOC-Fenster mit einer Breite von 25 % bestimmt, dass sich zwischen 30 % und 55 % befindet. Für die Funktion des regenerativen Bremsens wird eine SOC-Obergrenze von 75 % gewählt. Solange dieser Wert nicht erreicht ist, wird so oft wie möglich elektrisch gebremst. Prinzipiell hat die TA-Funktion Vorrang gegenüber der

LS-Funktion und wird so lange ausgeführt, bis die unterste SOC-Grenze von 30 % erreicht wurde. In Folge pausiert die TA-Funktion so lange, bis durch Lastpunktanhebung und/oder regeneratives Bremsen wieder ein SOC von 55 % erreicht wurde. Am Ende des fünften Zyklus werden die Funktionen LS und TA pausiert sobald der SOC den gewünschten Bereich von 50 % \pm 1,5 % um den Ausgangs-SOC erreicht hat.

Um die Höhe der Drehmomentunterstützung zu bestimmen, wird das von der VKM geforderte Drehmoment alle 100 ms betrachtet und in 5 %-Schritten ansteigend auf 20 Drehmomente unterteilt. Daraus ergeben sich Werte von 0 % (kein TA) bis 100 % (rein elektrische Fahrt). Für jeden dieser Werte werden die resultierende Entladeleistung der Batterie und die Kraftstoffeinsparung, die sich für die VKM durch die Verringerung des Moments ergibt, berechnet. Um einen Zusammenhang herzustellen, werden aus Kraftstoffeinsparung und Entladeleistung Verhältnisse gebildet. Durch Ermittlung des Maximums aus den Verhältnissen wird das Moment mit maximaler Einsparung bei geringster Entladung ermittelt.

Die Höhe der Lastpunktanhebung funktioniert nach demselben Prinzip. Die Differenz zwischen dem aktuellen VKM-Drehmoment und dem Moment, das sich auf der betriebsoptimalen Kennlinie (siehe Abbildung 25) befindet, wird alle 100 ms gebildet. Dieses Moment wird wiederum in 5 %-Schritten ansteigend auf 20 Drehmomente unterteilt. Für jeden Wert werden die zugehörige Batterie-Ladeleistung und der Kraftstoffmeherverbrauch, der sich für die VKM ergibt, berechnet. Der zusätzliche Kraftstoffverbrauch wird dann auf die Ladeleistung bezogen. Erreicht das Verhältnis aus diesen zwei Größen ein Maximum, so kann die maximale Ladung bei geringstem, zusätzlichem Kraftstoffverbrauch erzielt werden.

7 ERGEBNISSE

7.1 KOMBINATION DER HYBRIDFUNKTIONEN

Um den Einfluss der in Kapitel 6.5 beschriebenen Hybridfunktionen auf die CO₂-Emissionen zu ermitteln wurden mehrere Simulationsdurchgänge mit verschiedenen Kombinationen aus Hybridfunktionen durchgeführt. Diese Durchgänge werden als *Runs* bezeichnet. Welche Funktionen bei welchem *Run* aktiv sind, ist in Tabelle 17 aufgelistet.

Tabelle 17: Kombinationen aus den Hybridfunktionen

Hybridfunktion	Run 1	Run 2	Run 3	Run 4	Run 5
Start & Stopp	-	+	+	+	+
Regeneratives Bremsen	-	-	+	-	+
Torque Assist	-	-	+	+	+
Load Shift	-	-	-	+	+

In einem ersten Schritt werden die fünf Durchgänge nur für den NEDC simuliert, weshalb in den Kapiteln 7.1.1 bis 7.1.5 der NEDC oder Ausschnitte aus diesem verwendet und vorerst auch nur die CO₂-Emissionen desselben betrachtet werden.

7.1.1 RUN 1: KONVENTIONELLER FAHRBETRIEB

Der erste *Run* soll ein Fahrzeug ohne Hybridisierung abbilden, weshalb keine der vier Hybridfunktionen aktiv ist. Dementsprechend ist die VKM auch in den Stillstandsphasen des Fahrzeugs in Betrieb. Um den Verbrennungsmotor auf Leerlaufdrehzahl zu halten wird in diesen Phasen Kraftstoff benötigt. Dieser *Run* soll als Referenz für die *Runs* mit aktiven Hybridfunktionen dienen. Die Elektrische Maschine wird in *Run 1* nur einmal für den Motorstart zu Beginn des Zyklus benötigt. Dieser Vorgang ist in Abbildung 44 dargestellt. Die Start-Stopp-Funktion liefert nach dem Lösen der Bremse (DCT) bzw. nach dem Öffnen der Kupplung (MT) das Startmoment für die EM. Sofort wird das in grün dargestellte EM-Moment zur Verfügung gestellt und die VKM bis auf die Leerlaufdrehzahl von 700 min⁻¹ hochgeschleppt. Anschließend erhält auch die ECU das Start-Signal und die VKM wird von der ECU auf Leerlaufdrehzahl gehalten. Nachdem

der erste Gang eingelegt wurde und das Fahrermodell ein Fahrpedalsignal liefert steigt in weiterer Folge die in blau dargestellte VKM-Drehzahl noch weiter an. Die Verwendung unterschiedlicher elektrischer Maschinen hat bei *Run 1* keine Auswirkungen. Bei der Unterscheidung nach der Getriebebauart ergibt sich für das MT ein höherer CO₂-Ausstoß, als bei Verwendung eines DCT (Siehe Tabelle 18). Dies liegt daran, dass das manuelle Getriebe der im NEDC vorgegebenen Schaltstrategie folgen muss, während die Gangauswahl beim DCT von der ECU übernommen wird. Zudem steht dem MT ein Gang weniger zur Verfügung.

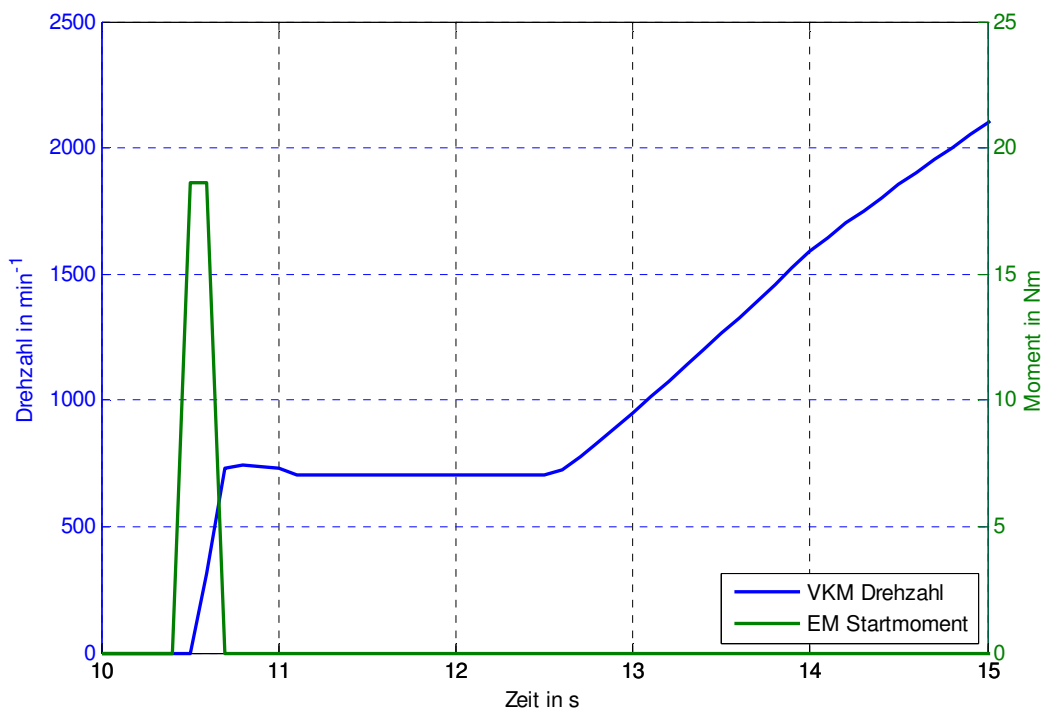


Abbildung 44: Verlauf von Drehzahl und Drehmoment beim Start des Verbrennungsmotors

Tabelle 18: Run 1 – CO₂-Ausstoß der Fahrzeuge mit MT und DCT

Getriebe	CO ₂ -Ausstoß
	gCO ₂ /km
MT	138,67
DCT	134,45

7.1.2 RUN 2: FAHRBETRIEB MIT START & STOPP

Bei *Run 2* ist nur die Start-Stopp-Funktion aktiviert. Abbildung 45 zeigt die Start- und Stopp-Phasen während des NEDC. Aufgrund der Stopp-Phasen der VKM ergibt sich ein geringerer CO₂-Ausstoß als bei *Run 1*. Der CO₂-Ausstoß und die Einsparung gegenüber *Run 1* sind in Tabelle 19 aufgelistet.

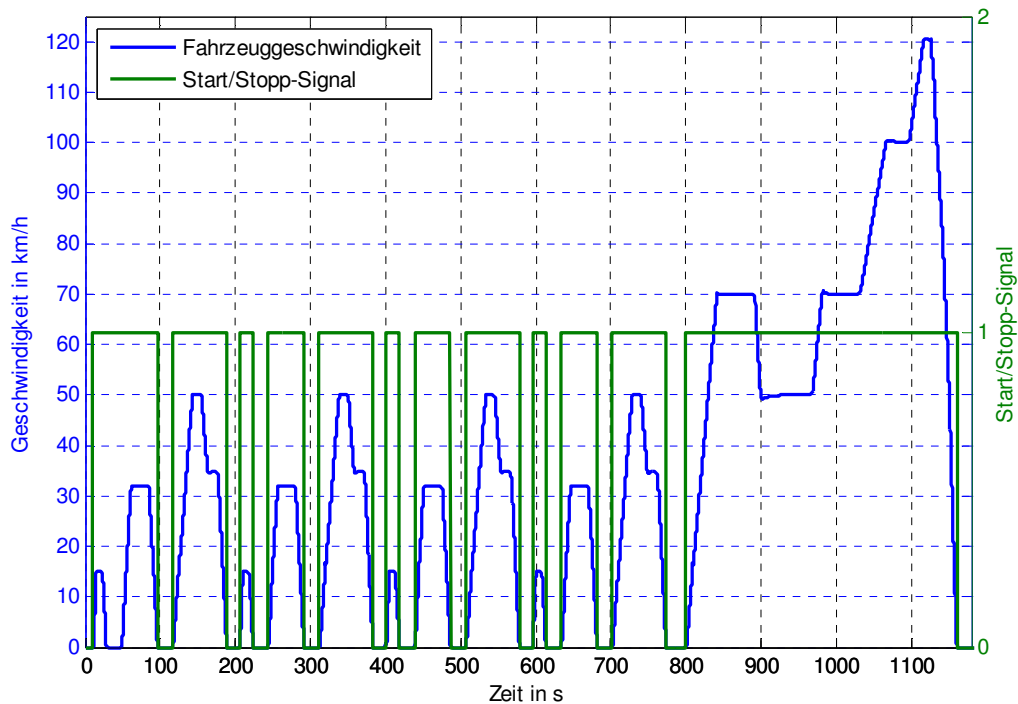


Abbildung 45: Start & Stopp Funktion für den NEDC

Tabelle 19: Run 2 – CO₂-Ausstoß der Fahrzeuge mit MT und DCT

Getriebe	CO ₂ -Ausstoß	Einsparung zu Run1
	gCO ₂ /km	%
MT	131,59	5,11
DCT	127,47	5,20

Durch die Stopp-Phasen wird bei beiden Fahrzeugen etwa gleich viel CO₂ eingespart. Da jedoch der Verbrauch während der Fahrt beim Fahrzeug mit manuellem Getriebe größer ist, kann prozentuell weniger eingespart werden, als bei dem Fahrzeug mit DCT. In Abbildung 46 sind für die Fahrzeuge mit beiden Getrieben sowohl die eingelegten Gänge, als auch die zugehörigen Momentanverbräuche für einen Beschleunigungsvor-

gang mit darauffolgender Konstantgeschwindigkeit dargestellt. Daraus ist ersichtlich, wie sich die unterschiedlichen Übersetzungen auf den Kraftstoffverbrauch auswirken. Zudem ist ersichtlich, dass die vorgeschriebene Gangauswahl im dritten Gang verbleibt, während für das DCT von der TCU der vierte und darauf folgend auch der fünfte Gang gewählt werden. Während der Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit ist auch der Verbrauch konstant. Dieser ist jedoch beim DCT geringer. Während der Verzögerung des Fahrzeugs sinkt der Verbrauch wieder auf null.

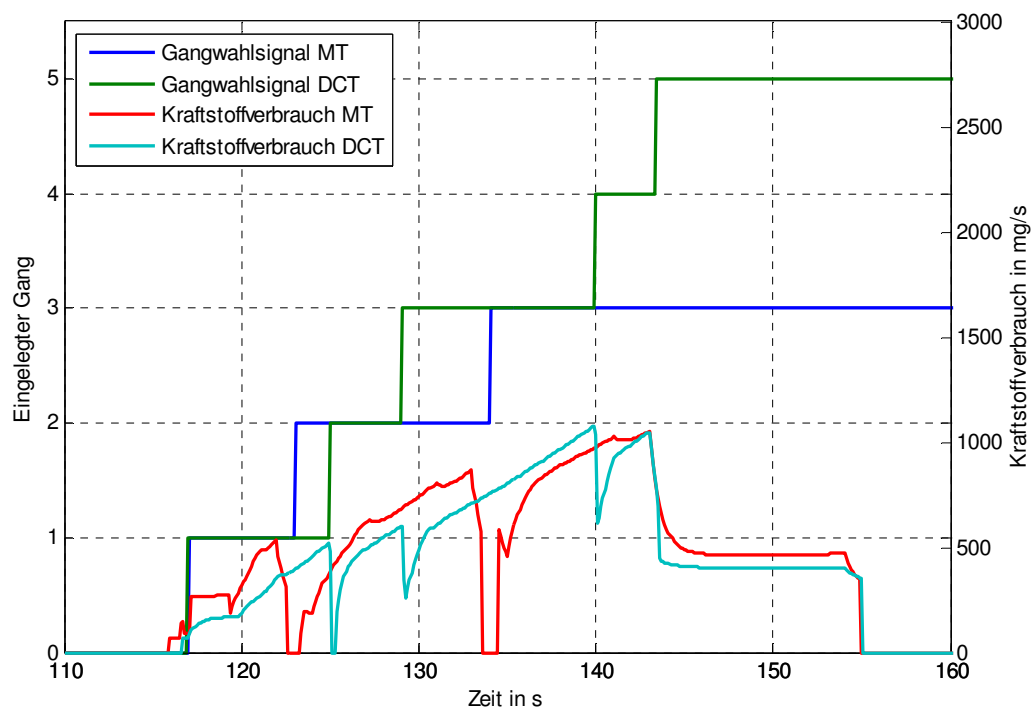


Abbildung 46: Kraftstoffverbrauch bei MT und DCT

Während der fünffachen Wiederholung des NEDC kommt es zu 64 Motorstarts, wobei während des ersten Fahrzeugstillstands der Motor aufgrund der 60-sekündigen Verzögerung in Betrieb bleibt. Aufgrund der unterschiedlichen Wirkungsgrade der verwendeten EM sinkt der SOC durch die Motorstarts auf 48,6 % ($EM\eta_{var}$) oder 49,19 % ($EM_{10-30\text{ kW}}$) ab. Da sich diese Werte noch innerhalb des bestimmten Toleranzfensters befinden, ist es nicht nötig den SOC mit der LS-Funktion wieder anzuheben. Welche der gewählten EM zum Einsatz kommt hat auf den Verbrauch in diesem *Run* keinen Einfluss.

7.1.3 RUN 3: HYBRID-FAHRBETRIEB OHNE LASTPUNKTANHEBUNG

Bei diesem *Run* kommen neben der Start-Stopp-Funktion auch die Funktionen des regenerativen Bremsens und der Drehmomentunterstützung zum Einsatz. Ziel ist es, die elektrische Energie, die aus dem Bremsvorgang gewonnen wird, wieder für den Fahrzeugantrieb nutzbar zu machen. Abbildung 47 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf des NEDC, sowie das Moment zur Drehmomentunterstützung und das Bremsmoment der EM. Gegenüber der zuvor beschriebenen Betriebsstrategie wurde das SOC-Fenster für die Drehmomentunterstützung bei diesem *Run* abhängig von dem Rekuperationsvermögen der elektrischen Maschine reduziert. Die SOC-Fenster sind in Tabelle 20 aufgelistet. Der SOC kann nur soweit gesenkt werden, wie er durch die maximale einmalige Rekuperation wieder angehoben werden kann. Die TA-Funktion wird eingesetzt, sobald der SOC größer als die resultierende Untergrenze ist. Da beim NEDC die größte Verzögerung am Ende des Zyklus auftritt wird so der SOC automatisch ausgeglichen und befindet sich im zuvor bestimmten Toleranzfenster. Die aus der Rekuperation gewonnene Energie wird meist bei den Anfahrvorgängen wieder verbraucht und der SOC erreicht dann den aus dem vorgeschriebenen Fenster resultierenden Tiefststand. Der Verlauf des SOC über fünf Zyklen ist in Abbildung 51 dargestellt.

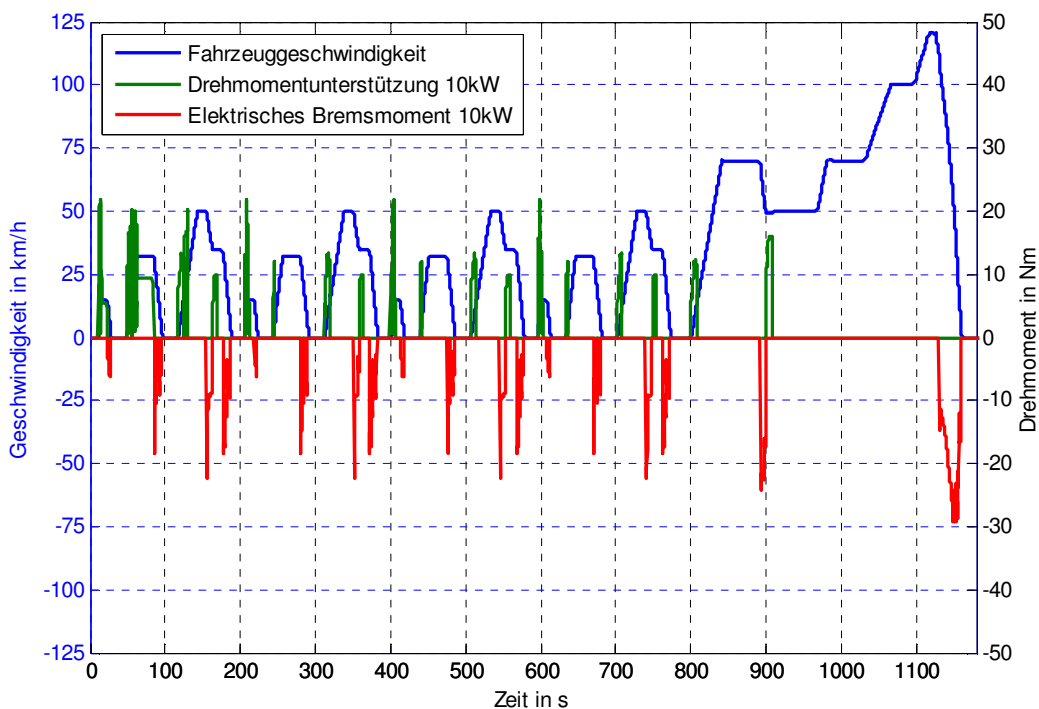


Abbildung 47: Run 3 – Hybrid-Fahrbetrieb ohne Lastpunktanhebung (NEDC)

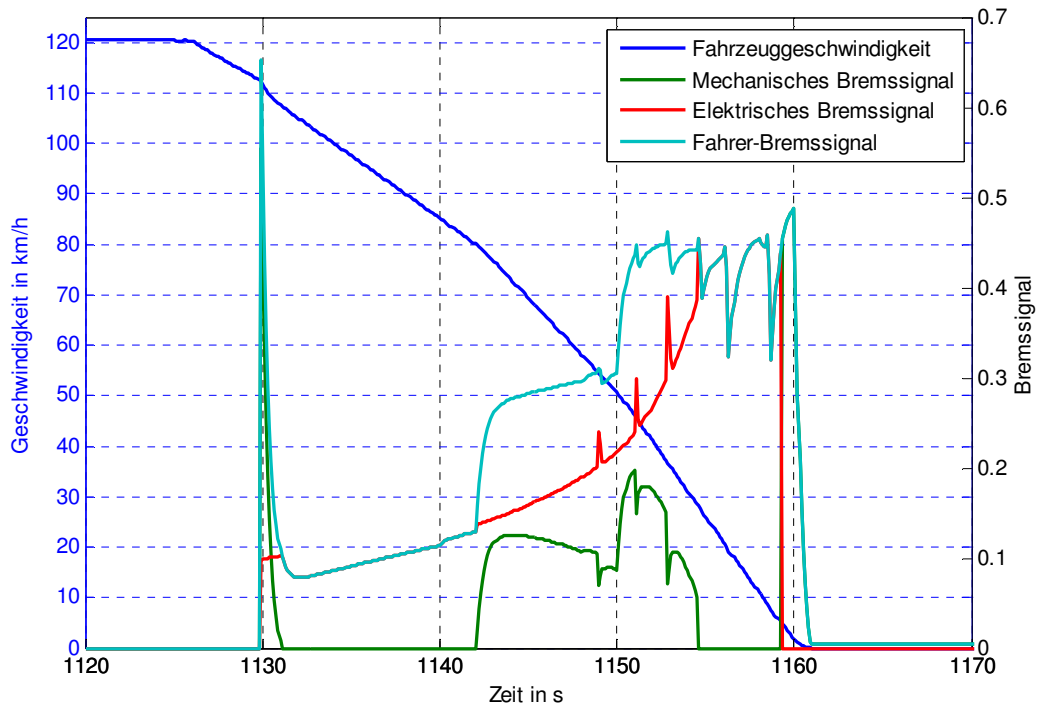


Abbildung 48: Run 3 – Vergleich von elektrischem und mechanischem Bremsen

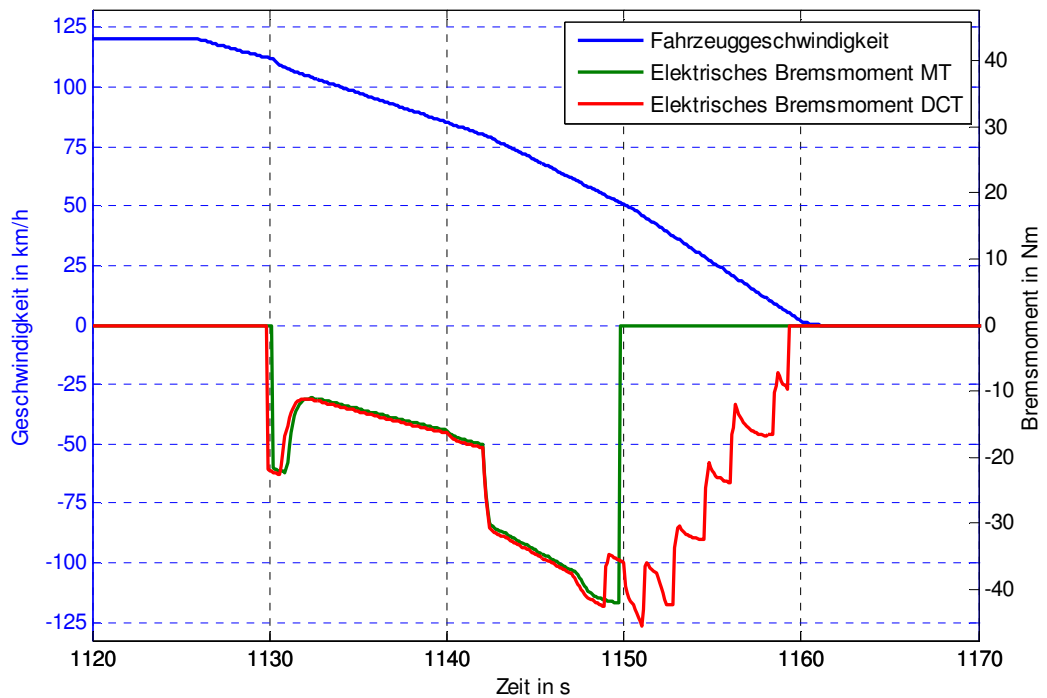


Abbildung 49: Run 3 – Vergleich von elektrischem Bremsen mit MT und DCT

Der Ablauf eines Bremsvorgangs mit elektrischer und mechanischer Bremsung ist in Abbildung 48 dargestellt. Das Fahrzeug mit DCT ist die Basis dieser Verläufe. Das in Türkis dargestellte Bremssignal des Fahrermodells wird in der Abbildung in das elektrische Bremssignal der EM (rot) und das Bremssignal der mechanischen Reibungsbremse (grün) aufgeteilt. Es ist zu erkennen, dass zu Beginn des Bremsvorgangs so stark gebremst wird, dass das elektrische Bremsen nicht ausreicht und der Großteil von der konventionellen Bremse gebremst werden muss. Nachdem dieser starke Anstieg vorbei ist, kann rein elektrisch abgebremst werden und Fahrerbremsignal und elektrisches Bremssignal decken sich. Kurz bevor sich das Fahrzeug im Stillstand befindet, kann nicht mehr mit der EM gebremst werden, da das Getriebe in den Leerlauf geschaltet wird. In diesem Fall muss die mechanische Bremse das gesamte Bremsmoment zur Verfügung stellen. Der Effekt, dass nicht mehr elektrisch gebremst werden kann wenn sich das Getriebe in Leerlaufposition befindet, wirkt sich bei der Verwendung des MT stärker aus, als beim DCT. Der Grund dafür sind die vorgeschriebenen Schaltpunkte für manuelle Getriebe im NEDC. In Abbildung 49 sind für eine Verzögerung des Fahrzeugs jeweils das elektrische Bremsmoment der EM für MT und DCT dargestellt. Da mit dem manuellen Getriebe weniger lang elektrisch gebremst werden kann, sinkt insgesamt das Rekuperationspotential. In Tabelle 20 sind der CO₂-Ausstoß und die Einsparungen aufgelistet, die sich aus der Nutzung der Bremsenergie ergeben. Abbildung 50 zeigt, wie die rekuperierte Energie abhängig von der elektrischen Maschine und vom Getriebe zunimmt. Es ist zu erkennen, dass durch die Steigerung der Leistung von 20 auf 30 kW kein signifikanter Anstieg bei der gewonnenen Bremsenergie erzielt werden kann.

Tabelle 20: Run 3 – Ergebnisse und Parameter der Simulation (NEDC)

EM	CO ₂ -Ausstoß	Einsparung zu Run1	SOC-Fenster	El. Brems-Energie	Energie-dichte TA
	gCO ₂ /km	%	%	Wh	Wh/g
EM η_{var} (MT)	122,8	11,4	6,8	702	4,52
EM η_{var}	115,9	13,8	9,8	910	4,47
EM _{10 kW}	116,1	13,7	8,6	856	4,32
EM _{20 kW}	115,0	14,5	10,6	955	4,37
EM _{30 kW}	115,0	14,6	11,1	962	4,37

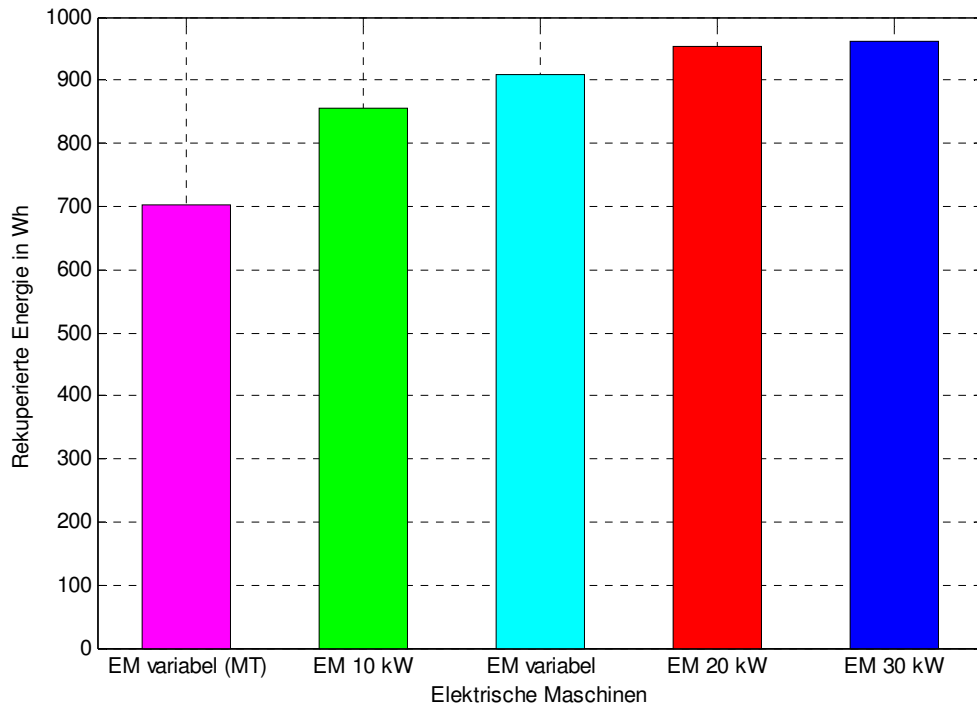


Abbildung 50: Run3 – Rekuperierte Bremsenergie (NEDC)

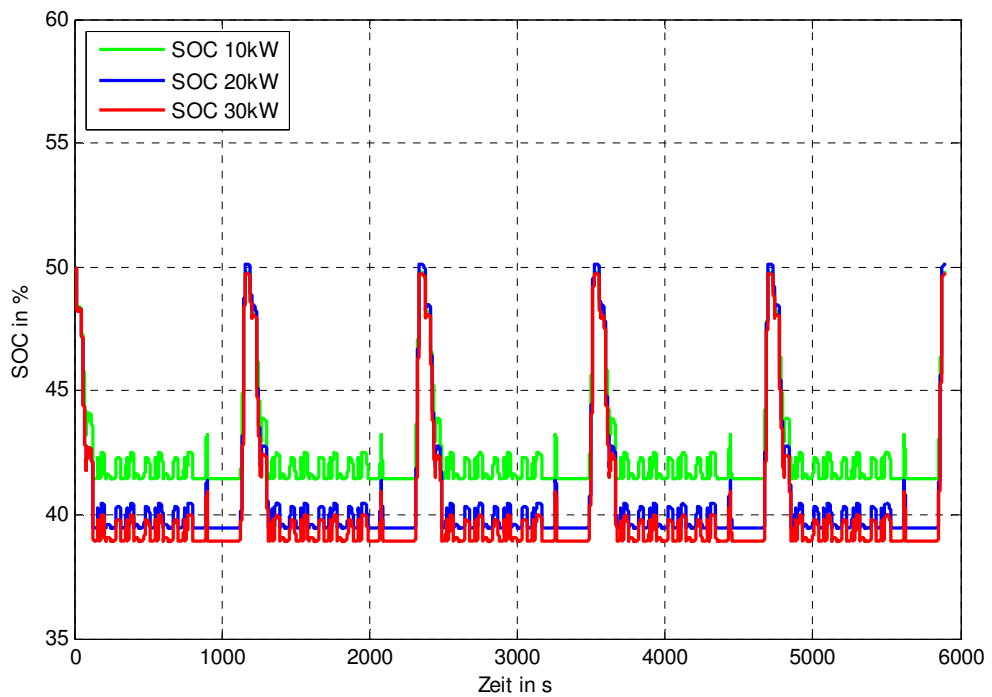


Abbildung 51: Run3 – Zeitlicher Verlauf des SOC (NEDC)

7.1.4 RUN 4: HYBRID-FAHRBETRIEB OHNE REGENERATIVEM BREMSSEN

Mit *Run 4* wurde das Potential der Kombination aus Lastpunktanhebung und Drehmomentunterstützung untersucht. Nun wird das gesamte SOC-Fenster von 25 % ausgenutzt. Die Funktionen TA und LS wechseln sich ab und der SOC pendelt zwischen 30 % und 55 %. Abbildung 52 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf des NEDC sowie die EM-Momente während der TA-Funktion und der LS-Funktion. Zu Beginn des Zyklus wird die Drehmomentunterstützung durchgehend eingesetzt bis der SOC auf 30 % abgesunken ist. Anschließend benötigt die Funktion der Lastpunktanhebung eine längere Zeitspanne, um den SOC wieder auf 55 % anzuheben. Der SOC-Verlauf über fünf Zyklen ist in Abbildung 53 dargestellt. Am Ende des fünften Zyklus wird die TA-Funktion bei Erreichen von 50 % SOC deaktiviert und das Fahrzeug wird nur mehr konventionell betrieben. In *Run 3* folgt die Drehmomentunterstützung aufgrund der Aufladung durch das Bremsen meist direkt auf Verzögerungsvorgänge und wird für verbrauchsintensive Anfahrvorgänge genutzt. Hier hängt der Einsatz der TA-Funktion davon ab, wie lange die LS-Funktion benötigt um die SOC-Obergrenze zu erreichen. Die TA-Funktion wird also unabhängig davon eingesetzt, wieviel eingespart werden kann.

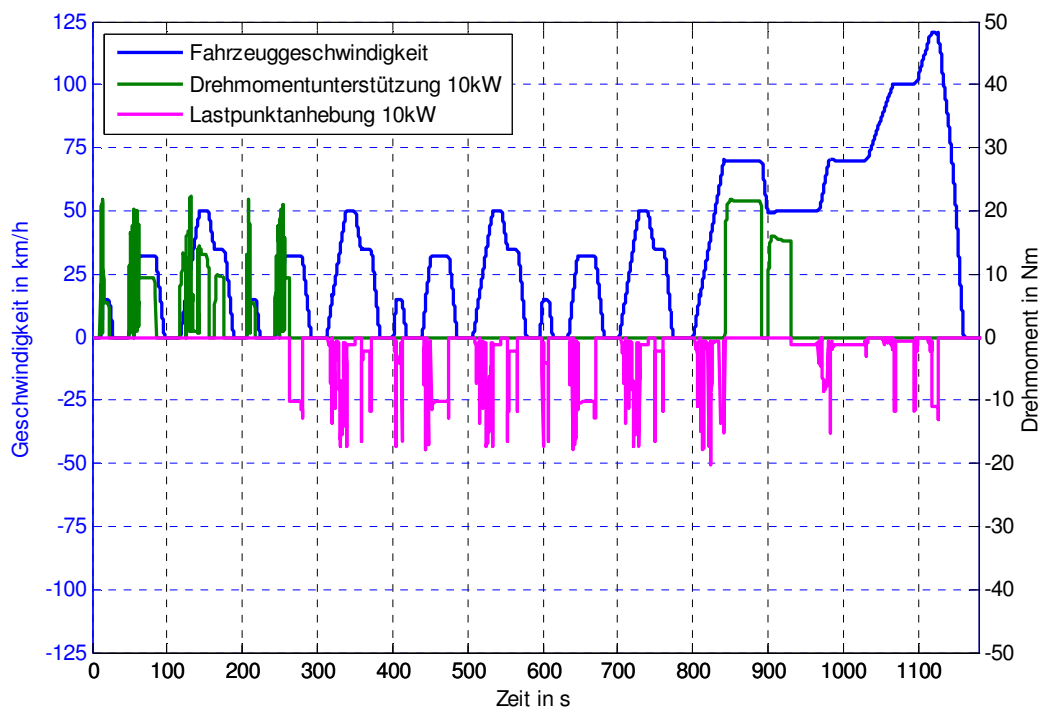


Abbildung 52: Run4 – Hybrid-Fahrbetrieb ohne Regenerativem Bremsen (NEDC)

Die resultierende Kraftstoffverbräuche und Unterschiede zu den vorherigen *Runs* sind in Tabelle 21 aufgelistet. Gegenüber *Run 1* ergibt sich zwar eine Einsparung, allerdings resultiert diese aber nur aus der Verwendung der Start-Stopp-Funktion. Gegenüber *Run 2* steigt der CO₂-Ausstoß abhängig von der verwendeten EM leicht an. Deutlich wird der Unterschied zwischen der EM_{var} und den drei elektrischen Maschinen konstanten Wirkungsgrades. Die Energiedichte TA beschreibt, wieviel elektrische Energie im Durchschnitt benötigt wird, um ein Gramm Kraftstoff einzusparen. Energiedichte LS beschreibt, wieviel elektrische Energie durchschnittlich mit einem Gramm Kraftstoff erzeugt wurde. Daraus ist ersichtlich, dass keine CO₂-Einsparung mit der Kombination aus TA und LS erzielt werden konnte, da dafür die Energiedichte bei LS größer sein müsste, als bei TA. Dies ist teilweise auf die Betriebsstrategie zurückzuführen. So kann mit der gewählten Auflösung von 5 % der optimale Betriebspunkt für die beiden Funktionen nicht exakt ermittelt werden. Des Weiteren werden die beiden Funktionen nur Abhängig vom aktuellen SOC eingesetzt und es wird keine Auswahl getroffen, ob der Einsatz einer der zwei Funktionen gerade sinnvoller wäre. Auch eine Obergrenze der Energiedichte, ab der der Einsatz einer Funktion als sinnvoll gilt, wurde nicht bestimmt. Dass der CO₂-Ausstoß mit der größer werdenden Leistung der Maschinen konstanten Wirkungsgrades leicht zunimmt ist auf das vorgegebene Verhalten der durch die Betriebsstrategie zurückzuführen. So wurde festgestellt, dass das Moment zur Drehmomentunterstützung bei EM_{10 kW} in manchen Betriebspunkten größere Werte annimmt, als bei EM_{30 kW}.

Tabelle 21: *Run 4 – Ergebnisse aus der Simulation (NEDC)*

EM	CO ₂ -Ausstoß	Einsparung zu Run1	Einsparung zu Run2	Energiedichte TA	Energiedichte LS
	gCO ₂ /km	%	%	Wh/g	Wh/g
EM _{var} (MT)	134,8	2,8	-2,5	4,78	4,26
EM _{var}	130,9	2,6	-2,7	4,77	4,21
EM _{10 kW}	127,9	4,9	-0,4	4,51	4,40
EM _{20 kW}	128,2	4,7	-0,5	4,60	4,40
EM _{30 kW}	128,3	4,6	-0,7	4,64	4,40

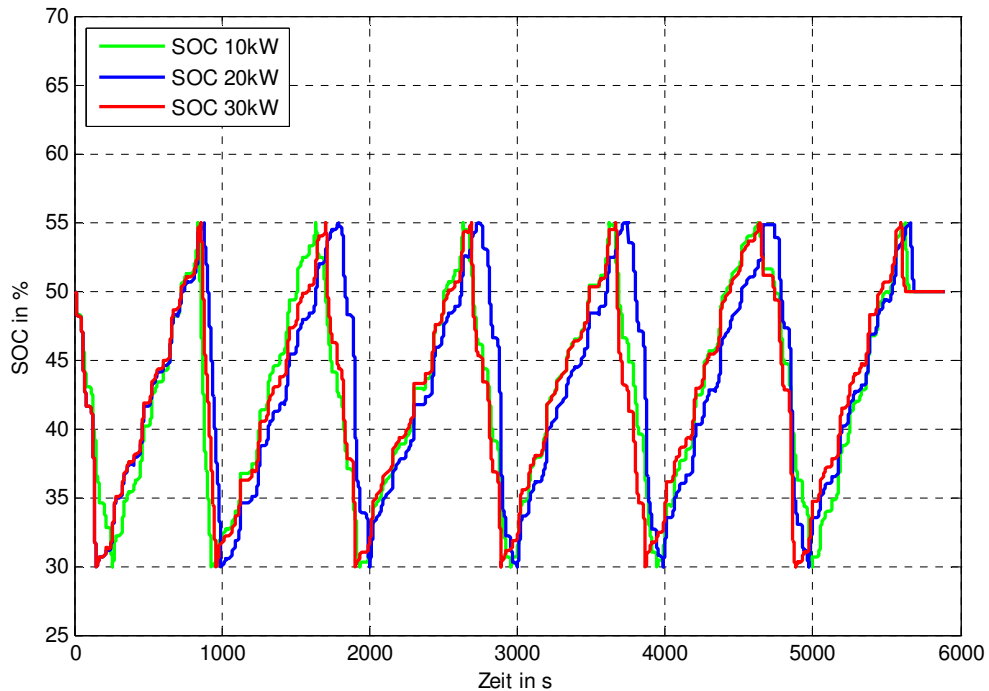


Abbildung 53: Run4 – Zeitlicher Verlauf des SOC (NEDC)

7.1.5 RUN 5: HYBRID-FAHRBETRIEB MIT SÄMTLICHEN FUNKTIONEN

Im fünften und letzten *Run* wurden sämtliche Hybridfunktionen aktiviert. Die Betriebsstrategie orientiert sich an demselben SOC-Fenster wie bei *Run 4*. Durch das regenerative Bremsen erreicht der SOC schneller den oberen Grenzwert. Zum einen verringert sich dadurch der Zeitraum, in dem die LS-Funktion in Verwendung ist, zum anderen steht für die Nutzung der TA-Funktion mehr Energie zur Verfügung, weshalb sie länger genutzt werden kann. In Abbildung 54 ist deutlich zu erkennen wie sich die LS-Phasen gegenüber *Run 4* verringert haben und dadurch die Drehmomentunterstützung bereits früher einsetzt. Durch den häufigeren Einsatz der TA-Funktion konnte der CO_2 -Ausstoß in großem Maße verringert werden. Die zugehörigen Emissionswerte sind in Tabelle 22 aufgelistet. In Kapitel 7.1.4 wurde festgestellt, dass die gewählte Betriebsstrategie ohne regeneratives Bremsen zu einem Mehrverbrauch führt. Dieser Mehrverbrauch wird nun zwar ausgeglichen – da die TA-Funktion jedoch nicht immer in den optimal kraftstoffsparenden Phasen genutzt wird, sind die CO_2 -Emissionen größer als bei *Run 3*. Dies zeigt auch der Vergleich der TA-Energiedichten von *Run 3*, *Run 4* und *Run 5*. Bei *Run 3*

kann mit geringstem Energieaufwand am meisten Kraftstoff eingespart und somit auch CO₂-Emissionen reduziert werden. In

Abbildung 55 ist der SOC-Verlauf der drei Maschinen konstanten Wirkungsgrades dargestellt. Wie in Kapitel 7.1.3 festgestellt wurde hat EM_{10kW} ein geringeres Rekuperationspotential als EM_{20kW} und EM_{30kW}. Aus diesem Grund ergibt sich beim Verlauf von EM_{10kW} eine Abweichung zu den anderen beiden Maschinen. Die Abweichungen am Ende des fünften Zyklus resultieren aus den unterschiedlichen Zeitpunkten zu denen TA und LS deaktiviert werden, um den Ausgleich des SOC zu erreichen. Die Funktion des regenerativen Bremsens ist über alle fünf Zyklen aktiv.

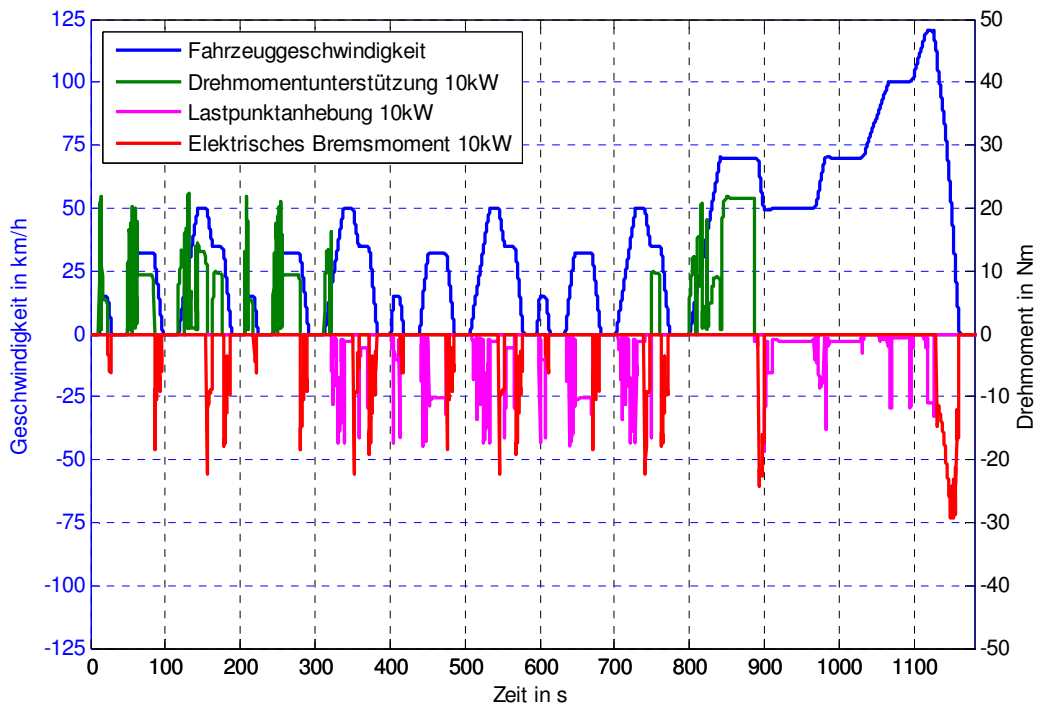


Abbildung 54: Run5 – Hybrid-Fahrbetrieb mit sämtlichen Funktionen (NEDC)

Tabelle 22: Run 5 – Ergebnisse aus der Simulation (NEDC)

EM	CO ₂ -Ausstoß	Einsparung zu Run1	Einsparung zu Run2	Energiedichte TA	Energiedichte LS
	gCO ₂ /km	%	%	Wh/g	Wh/g
EM η_{var} (MT)	126,0	9,1	4,2	4,77	4,26
EM η_{var}	119,6	11,1	6,2	4,78	4,20
EM _{10 kW}	117,2	12,9	8,1	4,59	4,40
EM _{20 kW}	116,4	13,5	8,7	4,67	4,42
EM _{30 kW}	116,4	13,5	8,7	4,66	4,41

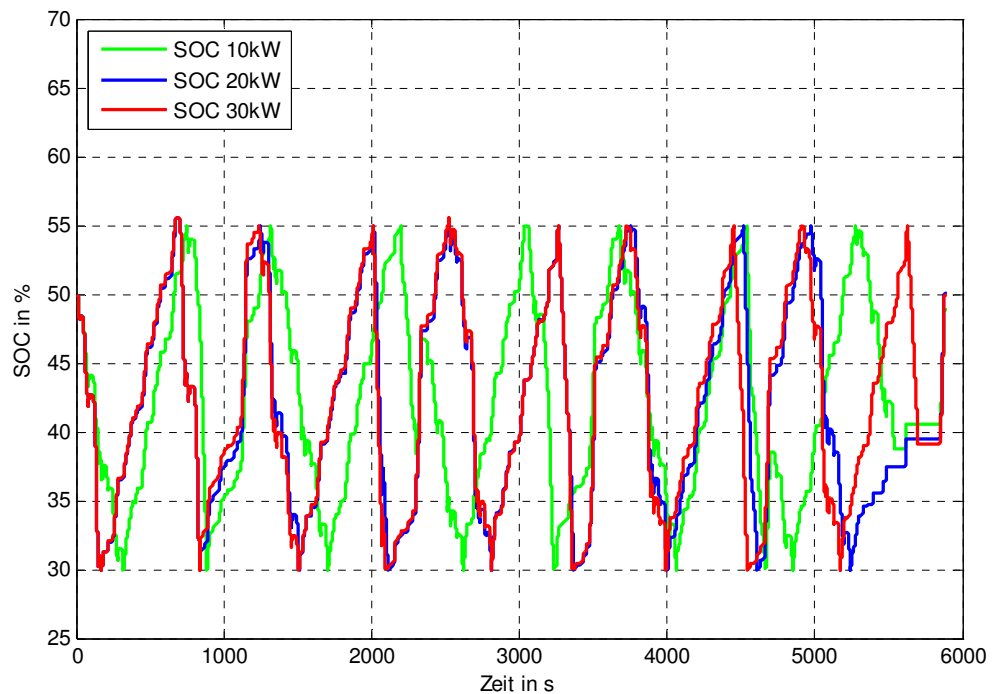


Abbildung 55: Run5 – Zeitlicher Verlauf des SOC (NEDC)

7.2 EINFLUSS DER FAHRZYKLEN

Nachdem in Kapitel 7.1 die Unterschiede zwischen den fünf *Runs* nur anhand des NEDC erläutert wurden, sollen nun die Ergebnisse der verschiedenen *Runs* aller drei behandelten Zyklen betrachtet werden. Im vorangegangenen Kapitel wurde festgestellt, dass das Fahrzeug mit manuellem Getriebe aufgrund der vorgeschriebenen Schaltpunkte die größten CO₂-Emissionen aufweist. Zudem führt diese Schaltstrategie dazu, dass die rekuperierbare Bremsenergie gegenüber einem Fahrzeug mit Doppelkupplungsgetriebe bei Verwendung der gleichen elektrischen Maschine signifikant abnimmt. Aus diesen beiden Gründen wurde für die Zyklen WLTC und FTP-75 lediglich das Fahrzeug mit DCT betrachtet.

7.2.1 NEDC

In Tabelle 23 wurden die Emissionswerte aus Kapitel 7.1 zusammengefasst. Zur Übersicht dient Abbildung 56, in der die Einsparungen gegenüber dem konventionellen Fahrbetrieb (*Run 1*) in einem Balkendiagramm dargestellt sind. Die zusätzliche Einsparung von *Run 2* auf *Run 3* ergibt sich aus der Drehmomentunterstützung. Bei *Run 4* wird der Einfluss des EM-Wirkungsgrads deutlich, der sich negativ auf die Effizienz der LS- und TA-Funktion auswirkt.

Tabelle 23: CO₂-Emissionen im NEDC

EM	CO ₂ -Ausstoß				
	Run1	Run2	Run3	Run4	Run5
	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km
EM η_{var} (MT)	138,7	131,6	122,8	134,8	126,0
EM η_{var}	134,5	127,5	115,9	130,9	119,6
EM _{10 kW}	134,5	127,5	116,1	127,9	117,1
EM _{20 kW}	134,5	127,5	115,0	128,2	116,4
EM _{30 kW}	134,5	127,5	114,9	128,3	116,4

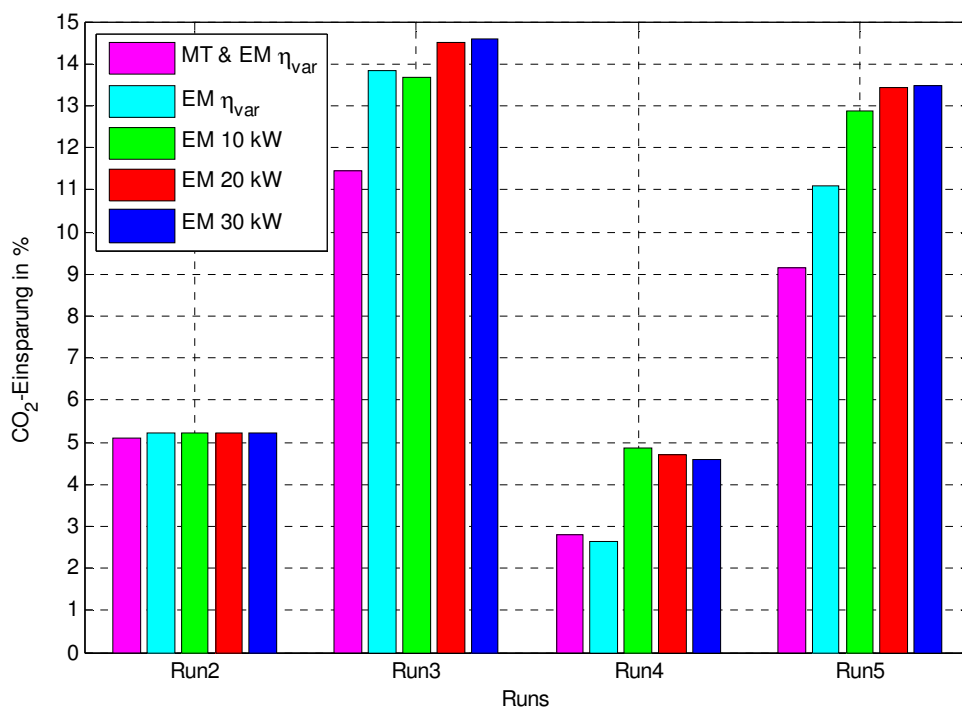


Abbildung 56: NEDC – Vergleich der CO₂-Einsparung in Prozent

7.2.2 WLTC

Aus Tabelle 24 ist ersichtlich, dass die Emissionswerte aufgrund des dynamischeren Verlaufs und der höheren Maximalgeschwindigkeit gegenüber dem NEDC ansteigen. Da sich beim WLTC die Stillstandsphasen verringern konnte auch mit der Start-Stopp-Funktion (*Run 3*) weniger eingespart werden. Dies wirkt sich auch auf *Run 3*, *Run 4* und *Run 5* aus, wo ebenfalls geringere Einsparungen erzielt wurden. Bei *Run 4* konnte mit der elektrischen Maschine mit variablem Wirkungsgrad mit der SOC-basierten Betriebsstrategie keine Einsparung erzielt werden.

Tabelle 24: CO₂-Emissionen im WLTC

EM	CO ₂ -Ausstoß				
	Run1	Run2	Run3	Run4	Run5
	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km
EM η_{var}	142,6	139,9	128,3	143,6	131,5
EM _{10 kW}	142,6	139,9	128,8	140,9	129,9
EM _{20 kW}	142,6	139,9	127,2	141,5	128,5
EM _{30 kW}	142,6	139,9	127,2	141,5	128,8

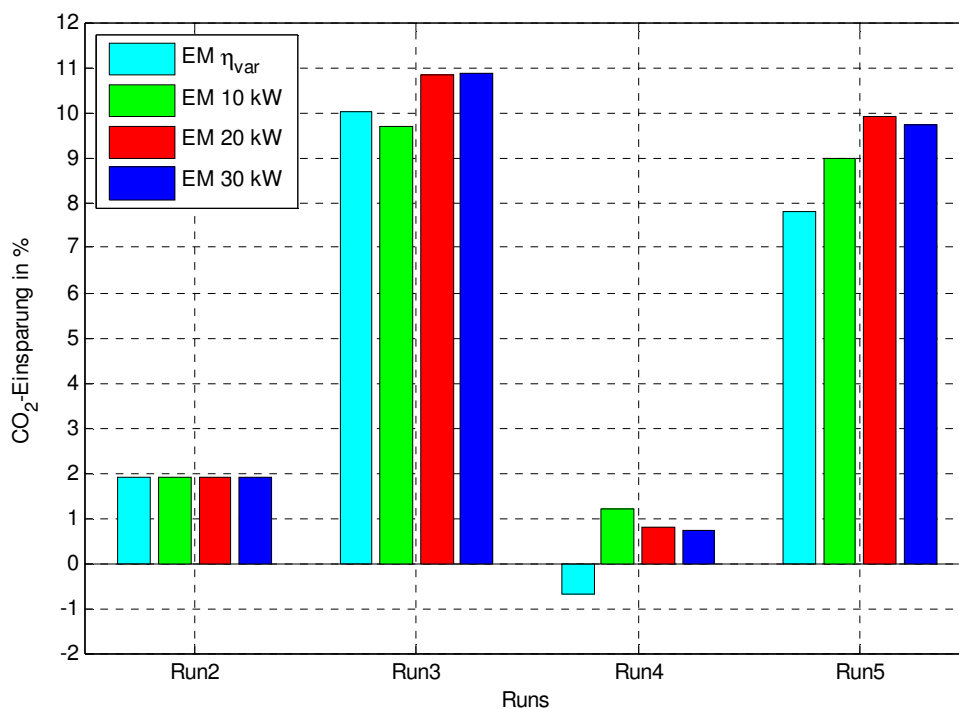


Abbildung 57: WLTC – Vergleich der CO₂-Einsparung in Prozent

7.2.3 FTP-75

Beim FTP-75 nehmen die CO₂-Emissionen die geringsten Werte an, was an der geringen Maximal- und Durchschnittsgeschwindigkeit sowie der geringeren Dynamik dieses Zyklus liegt. Da die Stillstandsphasen des FTP-75 länger andauern, als beim WLTC, wurde bei *Run 2* auch mehr Kraftstoff eingespart. Mit der TA-Funktion konnte bei diesem Zyklus die größte Einsparung erzielt werden, sowohl bei *Run 3*, als auch bei *Run 5*. Dies liegt daran, dass häufig auf geringe Geschwindigkeiten beschleunigt wird. Wie auch beim WLTC wurde auch hier bei Verwendung von EM η_{var} im vierten *Run* keine Einsparung erreicht.

Tabelle 25: CO₂-Emissionen im FTP-75

EM	CO ₂ -Ausstoß				
	Run1	Run2	Run3	Run4	Run5
	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km	gCO ₂ /km
EM η_{var}	131,9	126,6	110,1	132,4	112,7
EM _{10 kW}	131,9	126,6	110,4	127,5	110,9
EM _{20 kW}	131,9	126,6	108,9	127,9	109,8
EM _{30 kW}	131,9	126,6	108,8	129,0	110,4

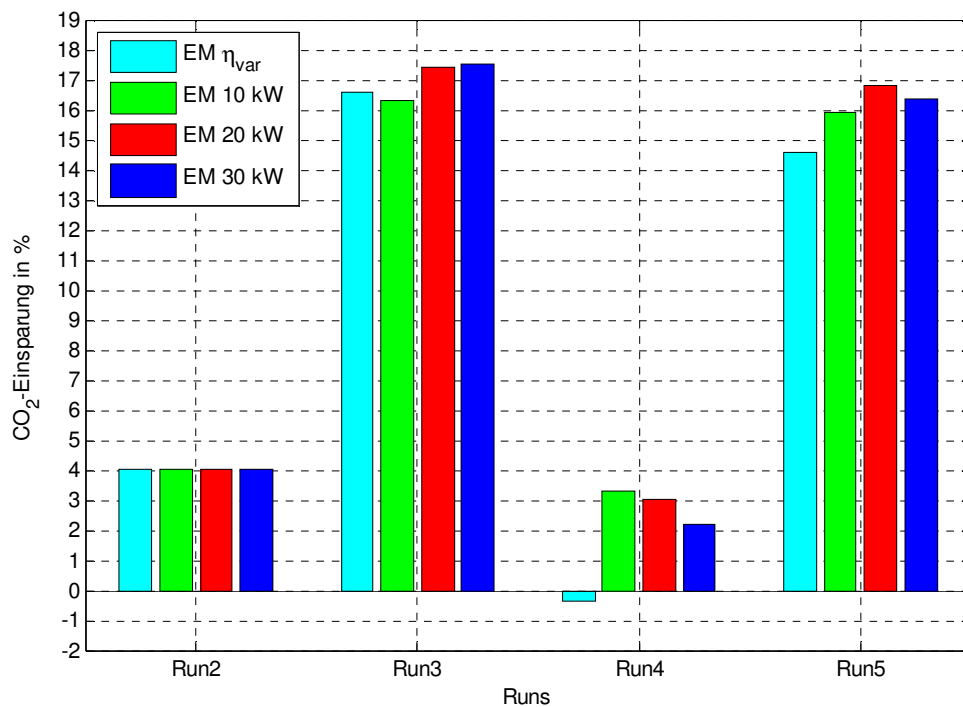


Abbildung 58: FTP-75 – Vergleich der CO₂-Einsparung in Prozent

8 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Abhängig vom betrachteten Zyklus konnte mit der 48 V-Mildhybridisierung allein durch die Nutzung der Bremsenergie ein CO₂-Einsparungspotential zwischen 10 und 18 % gegenüber einem Fahrzeug ohne Hybridisierung erzielt werden. Gegenüber einem Fahrzeug mit Start-Stopp-Funktion beträgt die Einsparung an CO₂ 7 bis 9 %. Diese Unterscheidung ist insofern sinnvoll, da das Start-Stopp-System in vielen neuen Fahrzeugen bereits üblich ist.

Die Notwendigkeit einer intelligenten Betriebsstrategie wurde bei der Kombination aus Lastpunktanhebung und Drehmomentunterstützung ohne zusätzliches elektrisches Bremsen festgestellt. Mit der gewählten SOC-basierten Betriebsstrategie konnte keine CO₂-Emissionsreduktion erzielt werden. Um diese beiden Funktionen zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes nutzen zu können, ist eine höhere Auflösung bei der Bestimmung des optimalen Betriebspunkts nötig. Auch muss die Wirkungsgradkette von der Ladung über die Lastpunktverschiebung bis zur Nutzung der zwischengespeicherten Energie während der Phasen der Drehmomentunterstützung berücksichtigt werden. Die Betriebsstrategie muss ebenso die Entscheidungsfindung zwischen Drehmomentunterstützung, Lastpunktanhebung und keiner Anwendung der beiden übernehmen.

Die elektrische Nutzung der Bremsenergie ist in jedem Fall sinnvoll. Jedoch wurde festgestellt, dass eine Steigerung der EM-Leistung von 20 kW auf 30 kW in allen drei Zyklen nur sehr wenig zusätzliches Rekuperationspotential mit sich bringt. Auch bei der Nutzung dieser Energie zur Drehmomentunterstützung konnte mit der höheren Leistung nur in geringem Maße eine zusätzliche CO₂-Emissionsreduktion erzielt werden.

Die durchschnittlichen CO₂-Emissionen des betrachteten Fahrzeugs konnten im besten Fall auf 109 gCO₂/km reduziert werden. Dieser Wert entspricht noch nicht dem von der Europäischen Union vorgeschriebenen durchschnittlichen Flottengrenzwert von 95 gCO₂/km. Abhängig vom herstellerindividuellen Flottenziel können daher zusätzliche Maßnahmen wie etwa Motor-Downsizing, elektrische Aufladung, Zylinderabschaltung oder Minimierung der Reibungsverluste im Antriebsstrang notwendig sein, um die Emissionen ausreichend zu reduzieren. Höhere Einsparungspotentiale können sich auch

unter Einsatz der in der Simulation nicht betrachteten Varianten der 48 V-Hybridisierung ergeben. Je nach Einbauort der elektrischen Maschine weisen diese ein höheres Rekuperationspotential und auch effizientere Möglichkeiten zur Drehmomentunterstützung oder des rein elektrischen Fahrens auf.

Es ist anzumerken, dass weitere positive Effekte wie z.B. die Elektrifizierung von vormals mechanischen Verbrauchern, die sich aus der Elektrifizierung des Fahrzeuges mit 48 V ergeben, zusätzliches Potential zur Verbrauchsreduzierung mit sich bringen.

Der Erfolg der 48 V-Hybridisierung ist stark an die Kosten des 48 V-Systems geknüpft. Eine Produktion von 48 V-Mildhybridfahrzeugen des C- und D-Segments in ausreichender Menge kann den Preis für die Hybridisierung soweit senken, dass auch die Hybridisierung von Fahrzeugen kleinerer Fahrzeugsegmente erschwinglich wird.

Die 48 V-Hybridisierung hat das vielversprechende Potential, als Brückentechnologie zwischen konventionell angetriebenen Fahrzeugen und Hochvolt-Hybriden, sowie Elektrofahrzeugen zum Einsatz zu kommen. Das kostengünstige Erreichen der gesetzlich vorgeschriebenen CO₂-Grenzwerte stellt hierbei einen wesentlichen, treibenden Faktor dar. Die in dieser Arbeit ermittelten Potentiale zur CO₂-Emissionsreduzierung bewegen sich in einer signifikanten Höhe. Zudem sind mit 48 Volt basierten Systemen noch weitere Potentiale in den Bereichen Antriebsstrang, Fahrwerk, Bordnetzbeanspruchung, Nebenverbraucher und Energiemanagement zu heben. Sekundäreffekte wie z.B. verringerte Anforderungen an die Spannungsstabilisierung auf der 12 V Seite des Zweispannungsbordnetzes, lassen die Fahrzeugelektrifizierung mit 48 Volt noch attraktiver werden. Die Entscheidung über die Einführung von 48 V Mild-Hybrid-Systemen wird letztlich von den OEMs getroffen. Ankündigungen für die zeitnahe Serienproduktion und den Verkauf der ersten Fahrzeuge mit derartigen Systemen wurden bereits von mehreren Fahrzeugherstellern vermeldet. Aus der bewerteten, technologischen Perspektive erscheint dies sehr zielführend.

9 LITERATURVERZEICHNIS

- [1] International Energy Agency, „CO₂ EMISSIONS FROM FUEL COMBUSTION Highlights (2014 Edition),“ IEA Publications, Paris, 2014.
- [2] Europäisches Parlament und Rat, „VERORDNUNG (EU) Nr. 333/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES,“ Amtsblatt der Europäischen Union, Straßburg, 2014.
- [3] THE INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION, „www.theicct.org,“ 14.11.2014. [Online]. Available: <http://www.theicct.org/info-tools/global-passenger-vehicle-standards>. [Zugriff am 08.07.2015].
- [4] Institut für Höhere Studien, „IHS Alt. Propulsion Database 05/2015,“ Wien, 2015.
- [5] Europäisches Parlament und Rat, „VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES,“ Amtsblatt der Europäischen Union, Straßburg, 2009.
- [6] H. Wallentowitz und A. Freialdenhoven, Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011, ISBN 978-3-8348-1412-8.
- [7] Europäisches Parlament und Rat, „RICHTLINIE 2007/46/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES,“ Amtsblatt der Europäischen Union, Brüssel, 2007.
- [8] K. Reif, K. E. Noreikat und K. Borgeest, Kraftfahrzeug-Hybridantriebe, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012, ISBN 978-3-8348-2050-1 (eBook).
- [9] P. Hofmann, Hybridfahrzeuge Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft, Wien: Springer, 2014, ISBN 978-3-7091-1780-4 (eBook).
- [10] H. Tschöke Hrsg., Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015, ISBN 978-3-658-04644-6 (eBook).
- [11] M. Timmann und M. Renz, „48V at Mercedes-Benz – options for further applications,“ in *14th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology*, Stuttgart, 2014, ISBN 978-3-658-05130-3 (eBook).
- [12] M. Uhl, E. Schneider, R. Peck, M. Staudt, M. Fischer, T. Trzebiatowski und M. Käpple, „48V Boost Rekuperationssystem von Bosch - der Weg vom Generator zur kostengünstigen Hybridmaschine,“ in *Elektrik/Elektronik in Hybrid- und*

Elektrofahrzeugen und elektrisches Energiemanagement VI, Wiesloch, 2015, ISBN 978-3-8169-3311-3.

- [13] M. Uhl, M. Wüst, D. A. Christ, D. N. Pörtner und A. Trofimov, „Electrified Powertrain at 48 V – More than CO₂ and Comfort,“ in *22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2013*, Aachen, 2013.
- [14] Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa, „ECE R 100,“ Amtsblatt der Europäischen Union, Genf, 2010.
- [15] W. Siebenpfeiffer Hrsg., *Energieeffiziente Antriebstechnologien*, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, ISBN 978-3-658-00790-4 (eBook), pp. 184-187.
- [16] B. Mahr, B. Klein, H. Schneeweiss und W. Hackmann, „Quo vadis Hybrid System?,“ in *27th International AVL Conference "Engine & Environment" 2015*, Graz, 2015.
- [17] U. C. Blessing, J. Meissner, M. Schweiher und T. Offmeister, „Skalierbares Hybrides Doppelkupplungsgetriebe,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. 12-17, Dezember 2014, ISSN: 2192-8800, DOI 10.1007/s35148-014-2009-3.
- [18] T. Smetana, „Modular electric axle drive in a 48-volt on-board electric system,“ in *Solving the Powertrain Puzzle - 10th Schaeffler Symposium April 3/4, 2014*, 91074 Herzogenaurach, 2014, ISBN: 978-3-658-06430-3.
- [19] S. Knirsch, U. Weiss, S. Zülch und M. Kilger, „Die elektrische Aufladung im Audi RS 5 TDI Concept,“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, pp. 36-41, Januar 2015, ISSN: 2192-8843, DOI: 10.1007/s35146-014-2001-1.
- [20] J. Liebl, M. Lederer, K. Rohde-Brandenburger, J. W. Biermann, M. Roth und H. Schäfer, *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, ISBN 978-3-658-04451-0 (eBook).
- [21] *automobilrevue*, Katalog der Automobil Revue 2015, 3302 Moosseedorf: MoMedia AG, 2015.
- [22] K. Reif Hrsg., *Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe*, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2010, ISBN 978-3-8348-1303-9.
- [23] M. Nalbach, A. Körner und S. Kahnt, „Der 48-V-Hybrid Potenzialanalyse und Systemauslegung,“ *ATZelektronik*, pp. 54-57, Februar 2015, ISSN 2192-8878, DOI 10.1007/s35658-015-0519-8.
- [24] M. Timmann, M. Renz und O. Vollrath, „Herausforderungen und Potenziale von 48-V-Startsystemen,“ *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. 216-220, März 2013, ISSN: 2192-8800, DOI: 10.1007/s35148-013-0059-6.

10 ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Legende zu den Komponenten des Hybrid-Antriebsstrangs	11
Abbildung 2: Serielle Hybrid-Architektur	12
Abbildung 3: Parallele Hybrid-Architekturen.....	14
Abbildung 4: Side-by-Side-Hybrid-Architektur	15
Abbildung 5: Leistungsverzweigte Hybrid-Architektur	16
Abbildung 6: 2 Spannungsbordnetze mit 12 V und 48 V	18
Abbildung 7: Definition der statischen Spannungsbereiche,	19
Abbildung 8: Beispiele für elektrische Systeme im 12 V- und 48 V- Bordnetz.....	20
Abbildung 9: Prognostizierte Produktionszahlen nach geographischer Region.....	23
Abbildung 10: Prognostizierte Produktionszahlen in Europa nach Fahrzeugsegment ...	24
Abbildung 11: Prognostizierte Produktionszahlen in Europa nach Getriebe.....	25
Abbildung 12: P0-Topologie mit riemengekoppelter elektrischer Maschine	26
Abbildung 13: P1-Topologie mit kurbelwellengekoppelter elektrischer Maschine	27
Abbildung 14: P2-Topologie mit elektrischer Maschine am Getriebeeingang.....	28
Abbildung 15: SBS-Topologie mit getriebegekoppelter elektrischer Maschine	28
Abbildung 16: P03-Topologie mit RSG und EM am Getriebeausgang.....	29
Abbildung 17: P04-Topologie mit RSG und axialgekoppelter EM.....	30
Abbildung 18: Schematische Darstellung einer Topologie mit elektrischer Aufladung	31
Abbildung 19: New European Driving Cycle.....	33
Abbildung 20: Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle – WLTC Class 3b...	34
Abbildung 21: Federal Test Procedure – FTP-75	35
Abbildung 22: Kraftstoffverbrauch - Oberflächendiagramm	37
Abbildung 23: Kraftstoffverbrauchskennlinienfeld der VKM.....	38
Abbildung 24: Wirkungsgrad - Oberflächendiagramm	38
Abbildung 25: Wirkungsgradkennlinienfeld der VKM.....	39
Abbildung 26: Schleppmomentverhalten der VKM	40
Abbildung 27: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Wirkungsgradverhalten - $EM\eta_{var}$	43
Abbildung 28: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – $EM\eta_{var}$	43
Abbildung 29: Drehzahl-Drehmomentkennlinien der gewählten EM.....	44
Abbildung 30: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – $EM_{10 kW}$	44

Abbildung 31: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – EM _{20 kW}	45
Abbildung 32: Drehzahl-Drehmomentkennlinie und Verlustleistung – EM _{30 kW}	45
Abbildung 33: Batteriespannung als Funktion des SOC und Spannungsbereiche	46
Abbildung 34: Fahrermodell MT	47
Abbildung 35: Fahrermodell DCT	48
Abbildung 36: Engine Control Unit	50
Abbildung 37: Gangwechselkennfeld	51
Abbildung 38: Transmission Control Unit	51
Abbildung 39: Kupplungssteuerung	52
Abbildung 40: Supercomponent „Start & Stopp“	53
Abbildung 41: Supercomponent „Regeneratives Bremsen“	55
Abbildung 42: Supercomponent „Torque Assist“	56
Abbildung 43: Supercomponent „Load Shift“	57
Abbildung 44: Verlauf von Drehzahl und Drehmoment beim Start	61
Abbildung 45: Start & Stopp Funktion für den NEDC	62
Abbildung 46: Kraftstoffverbrauch bei MT und DCT	63
Abbildung 47: Run 3 – Hybrid-Fahrbetrieb ohne Lastpunktanhebung (NEDC)	64
Abbildung 48: Run 3 – Vergleich von elektrischem und mechanischem Bremsen	65
Abbildung 49: Run 3 – Vergleich von elektrischem Bremsen mit MT und DCT	65
Abbildung 50: Run3 – Rekuperierte Bremsenergie (NEDC)	67
Abbildung 51: Run3 – Zeitlicher Verlauf des SOC (NEDC)	67
Abbildung 52: Run4 – Hybrid-Fahrbetrieb ohne Regenerativem Bremsen (NEDC)	68
Abbildung 53: Run4 – Zeitlicher Verlauf des SOC (NEDC)	70
Abbildung 54: Run5 – Hybrid-Fahrbetrieb mit sämtlichen Funktionen (NEDC)	71
Abbildung 55: Run5 – Zeitlicher Verlauf des SOC (NEDC)	72
Abbildung 56: NEDC – Vergleich der CO ₂ -Einsparung in Prozent	74
Abbildung 57: WLTC – Vergleich der CO ₂ -Einsparung in Prozent	75
Abbildung 58: FTP-75 – Vergleich der CO ₂ -Einsparung in Prozent	76

11 TABELLENVERZEICHNIS

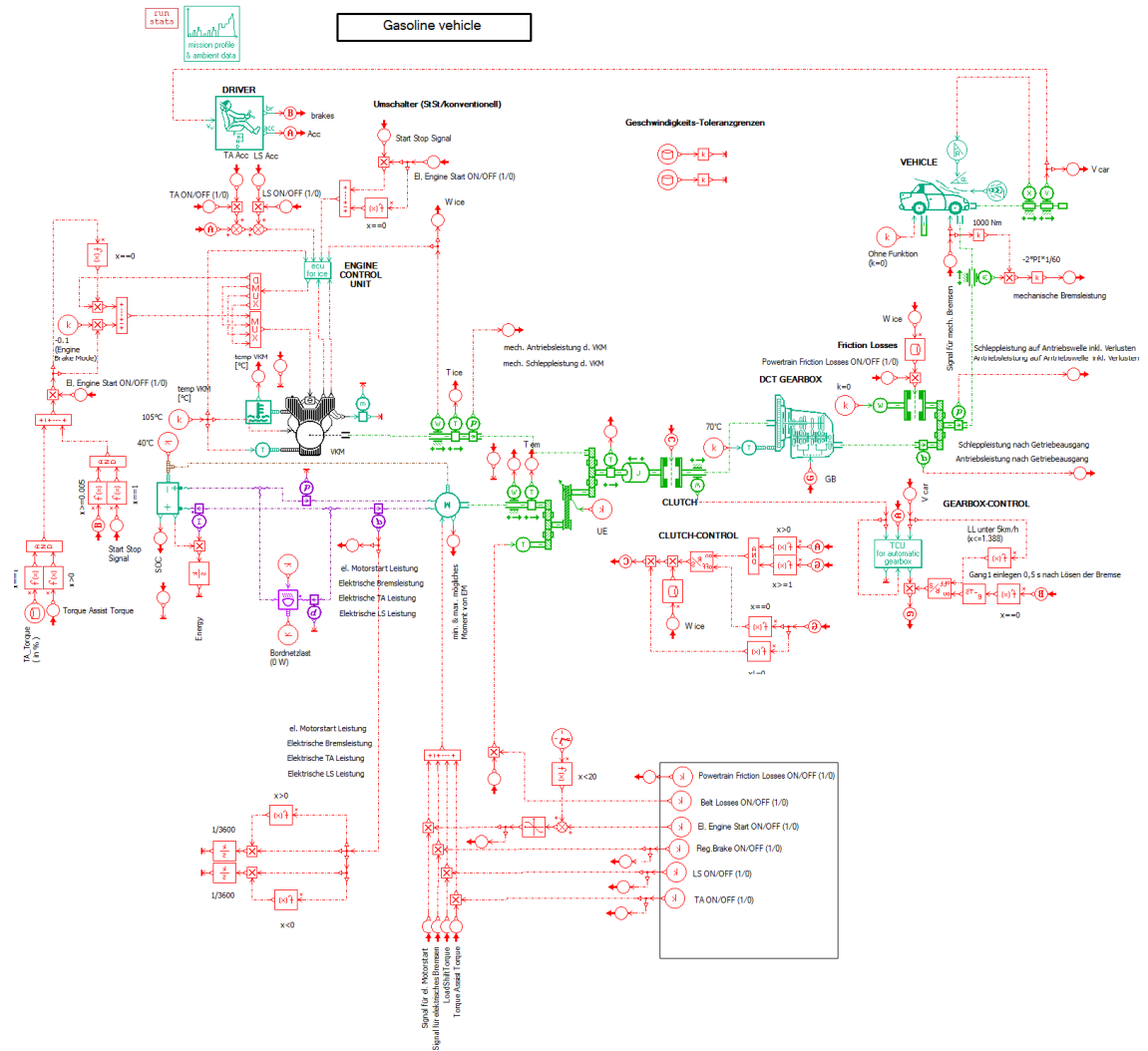
Tabelle 1: Berechnung der Strafzahlungen nach Höhe der Grenzwertüberschreitung x ..5	5
Tabelle 2: Unterscheidung nach dem Grad der Elektrifizierung, gemäß [9]	6
Tabelle 3:Vergleich der gewählten Fahrzyklen	35
Tabelle 4:Fahrzeugparameter	36
Tabelle 5: Getriebeübersetzungsverhältnisse, gemäß [21].....	41
Tabelle 6: Parameter der Batterie.....	47
Tabelle 7: Ein- und Ausgänge des Fahrermodell MT	48
Tabelle 8: Ein- und Ausgänge des Fahrermodells DCT	48
Tabelle 9: Parameter der ECU	49
Tabelle 10: Ein- und Ausgänge der ECU.....	50
Tabelle 11: Ein- und Ausgänge der TCU.....	52
Tabelle 12: Ein- und Ausgänge der Kupplungssteuerung	53
Tabelle 13: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Start & Stopp“	54
Tabelle 14: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Regeneratives Bremsen“	55
Tabelle 15: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Torque Assist“	56
Tabelle 16: Eingänge und Ausgänge Supercomponent „Load Shift“	58
Tabelle 17: Kombinationen aus den Hybridfunktionen	60
Tabelle 18: Run 1 – CO ₂ -Ausstoß der Fahrzeuge mit MT und DCT.....	61
Tabelle 19: Run 2 – CO ₂ -Ausstoß der Fahrzeuge mit MT und DCT.....	62
Tabelle 20: Run 3 – Ergebnisse und Parameter der Simulation (NEDC).....	66
Tabelle 21: Run 4 – Ergebnisse aus der Simulation (NEDC).....	69
Tabelle 22: Run 5 – Ergebnisse aus der Simulation (NEDC).....	72
Tabelle 23: CO ₂ -Emissionen im NEDC.....	74
Tabelle 24: CO ₂ -Emissionen im WLTC	75
Tabelle 25: CO ₂ -Emissionen im FTP-75	76

12 ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

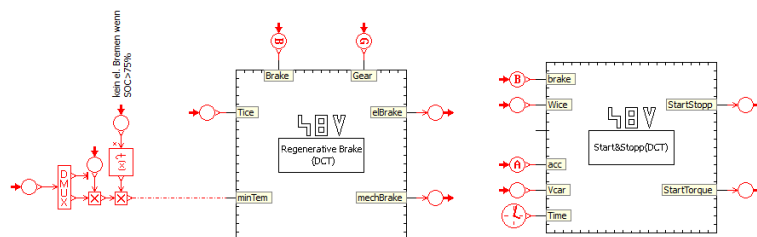
BSG	Belt Driven Starter Generator
DCT	Dual Clutch Transmission (Doppelkupplungsgetriebe)
ECU	Engine Control Unit
EM	Elektrische Maschine
FTP-75	Federal Test Procedure - 75
iSG	Integrierter Startergenerator
LS	Load Shift
MT	Manual Transmission (manuelles Getriebe)
NEDC	New European Driving Cycle
OEM	Original Equipment Manufacturer
RSG	Riemenstartergenerator
SBS	Side-by-Side
SOC	State of Charge
TA	Torque Assist
TCU	Transmission Control Unit
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure

13 APPENDIX

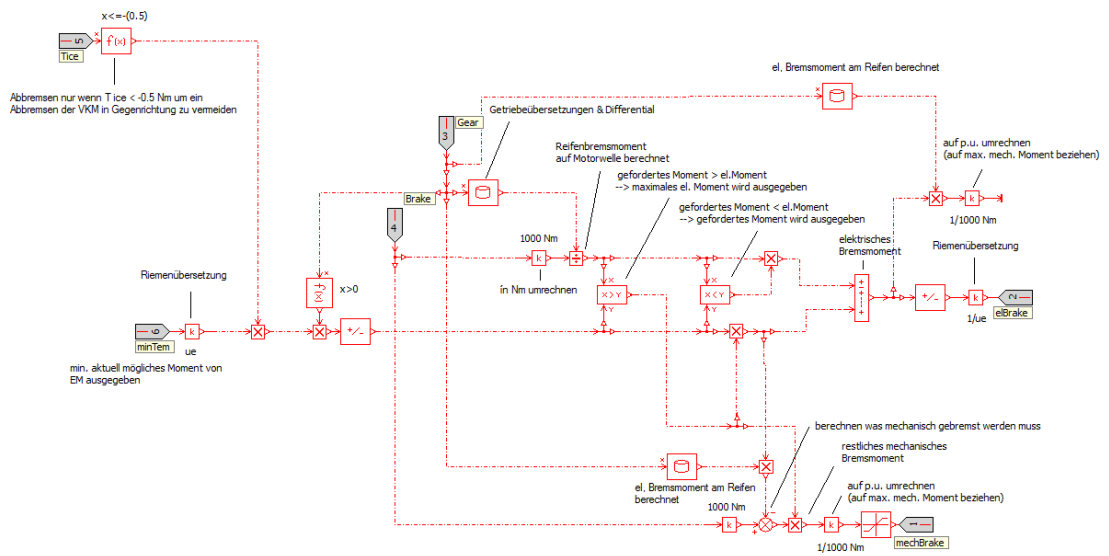
APPENDIX A LMS IMAGINE.LAB AMESIM© - SIMULATION



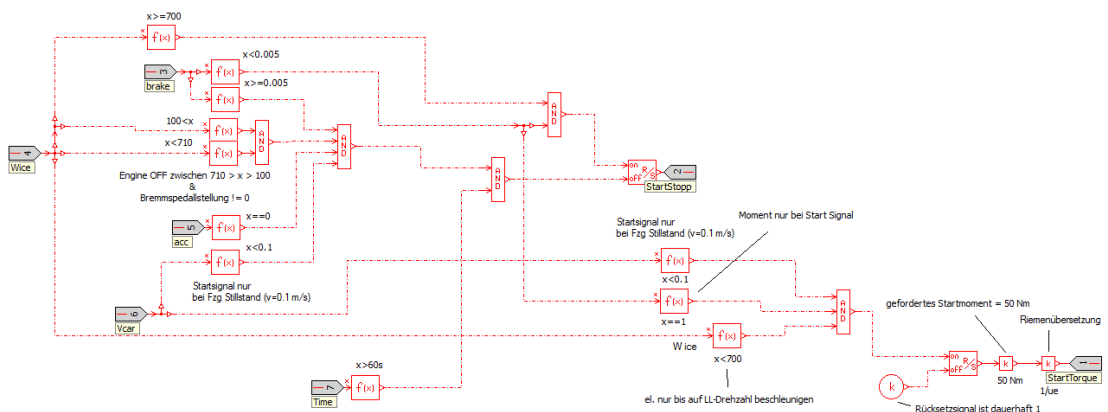
Anhang 1: Simulationsmodell



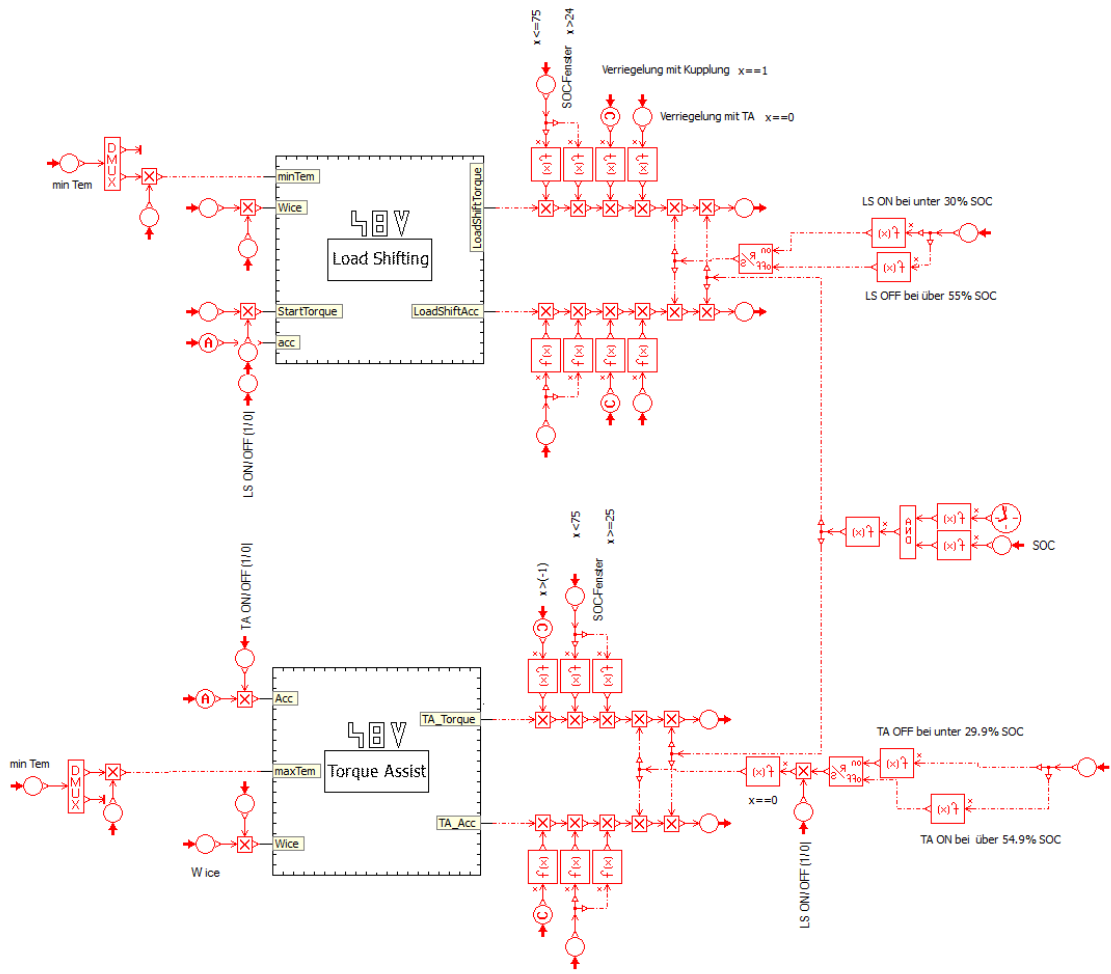
Anhang 2: Supercomponents 'Regenerative Brake' und 'Start & Stopp'



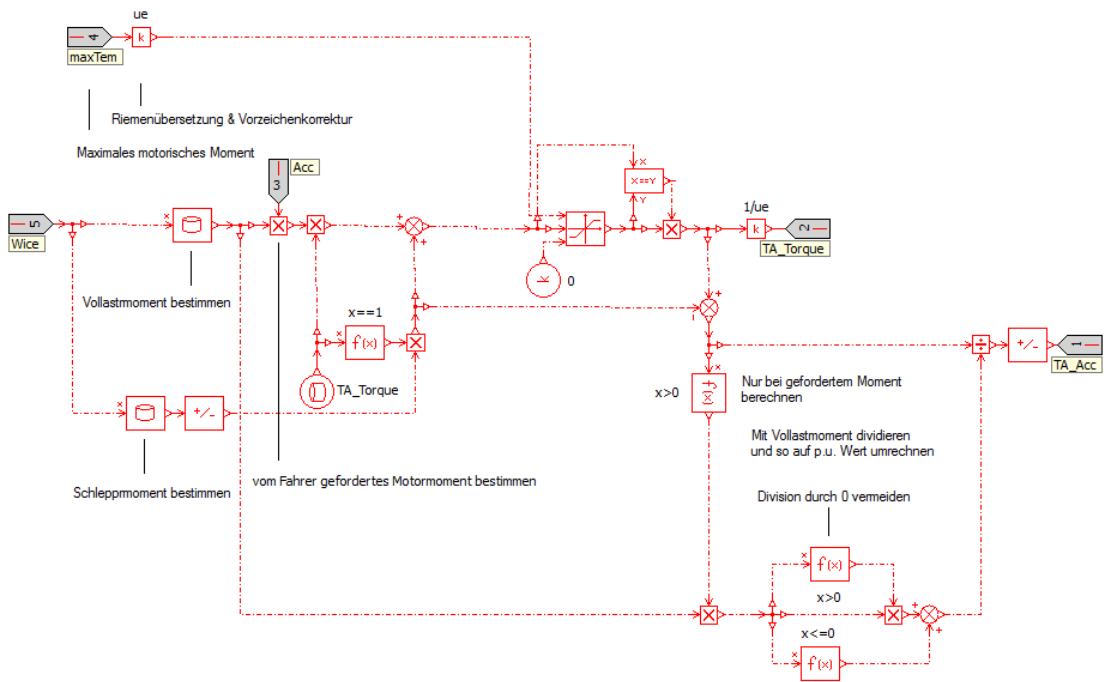
Anhang 3: Detailansicht Supercomponent ‚Regenerative Brake‘



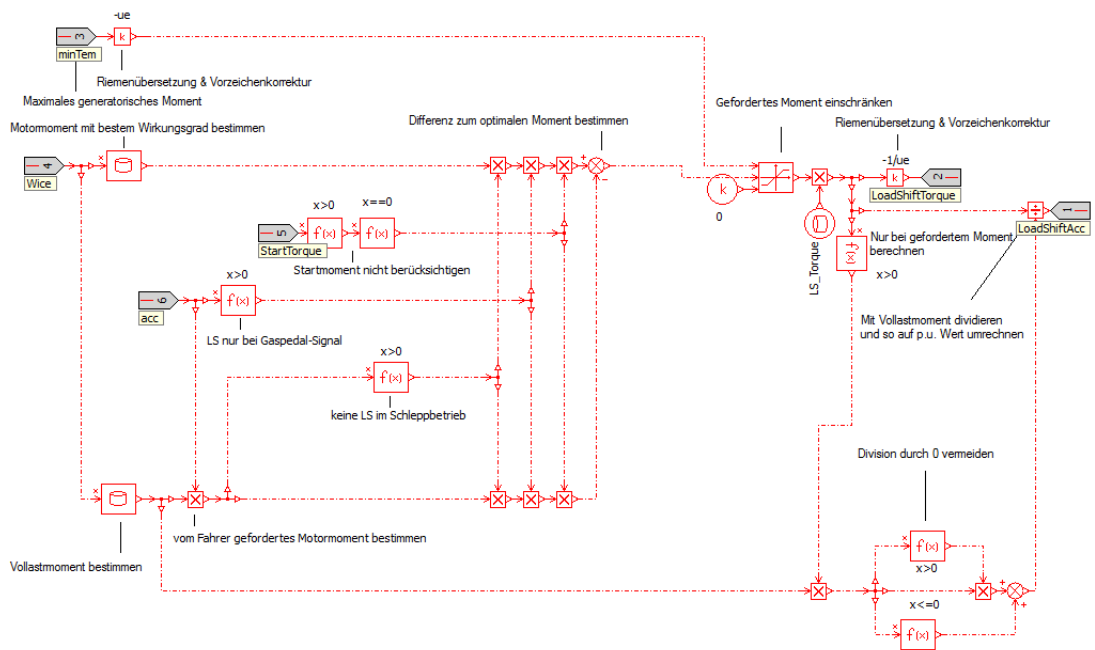
Anhang 4: Detailansicht Supercomponent ‚Start & Stopp‘



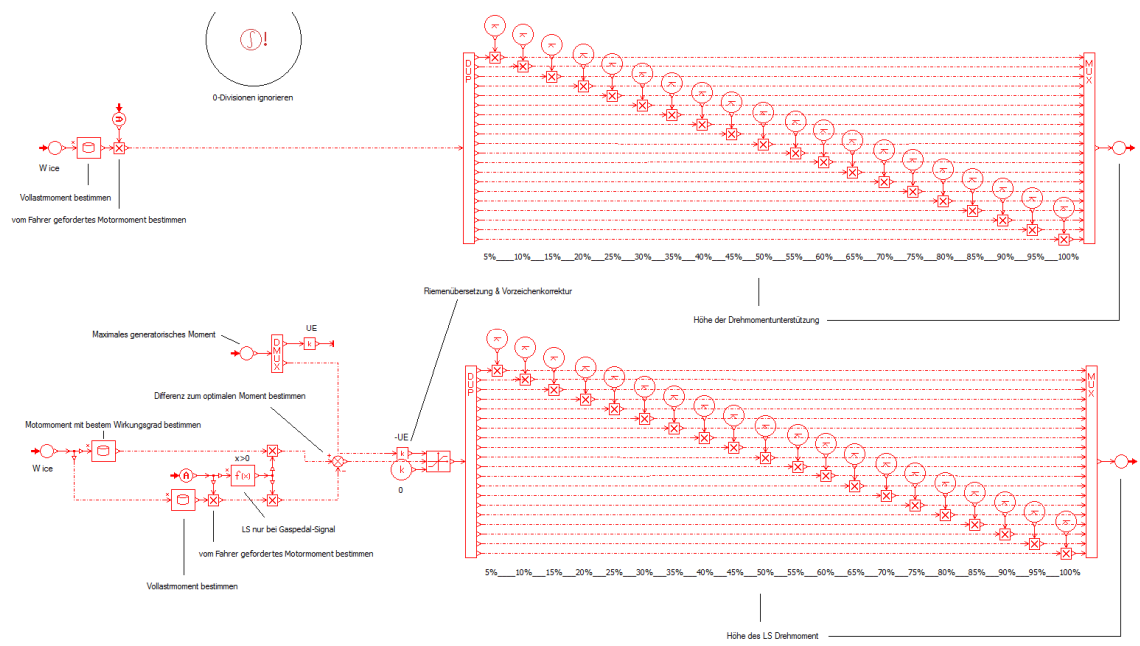
Anhang 5: Supercomponents ,Torque Assist‘ und ,Load Shift‘



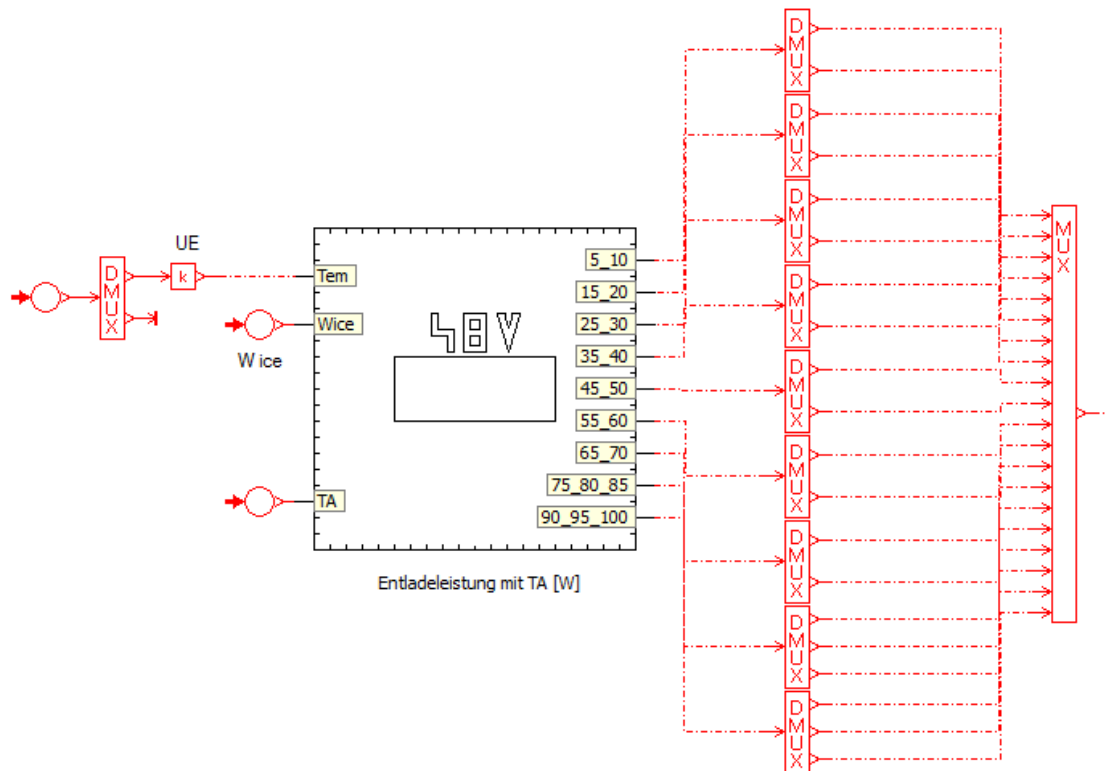
Anhang 6: Detailansicht Supercomponent ,Torque Assist‘



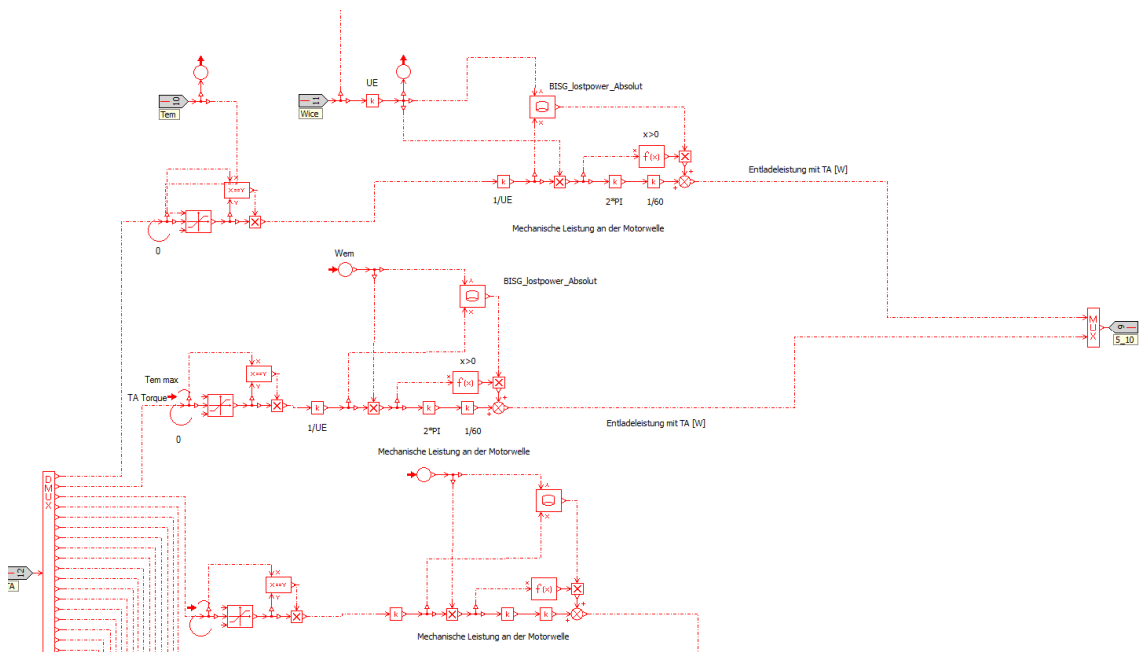
Anhang 7: Detailansicht Supercomponent ,Load Shift‘



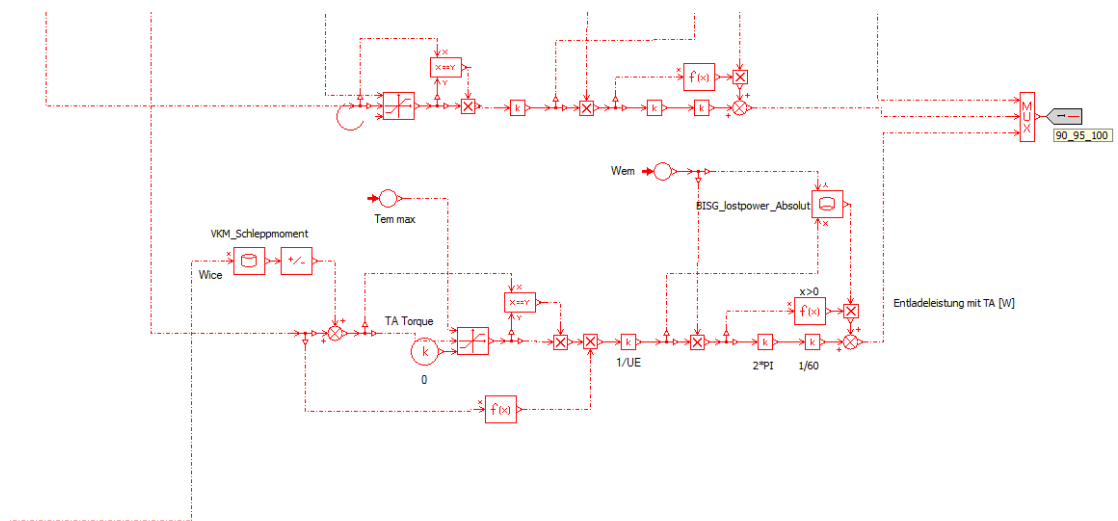
Anhang 8: Berechnung von TA- und LS-Moment in 5%-Schritten



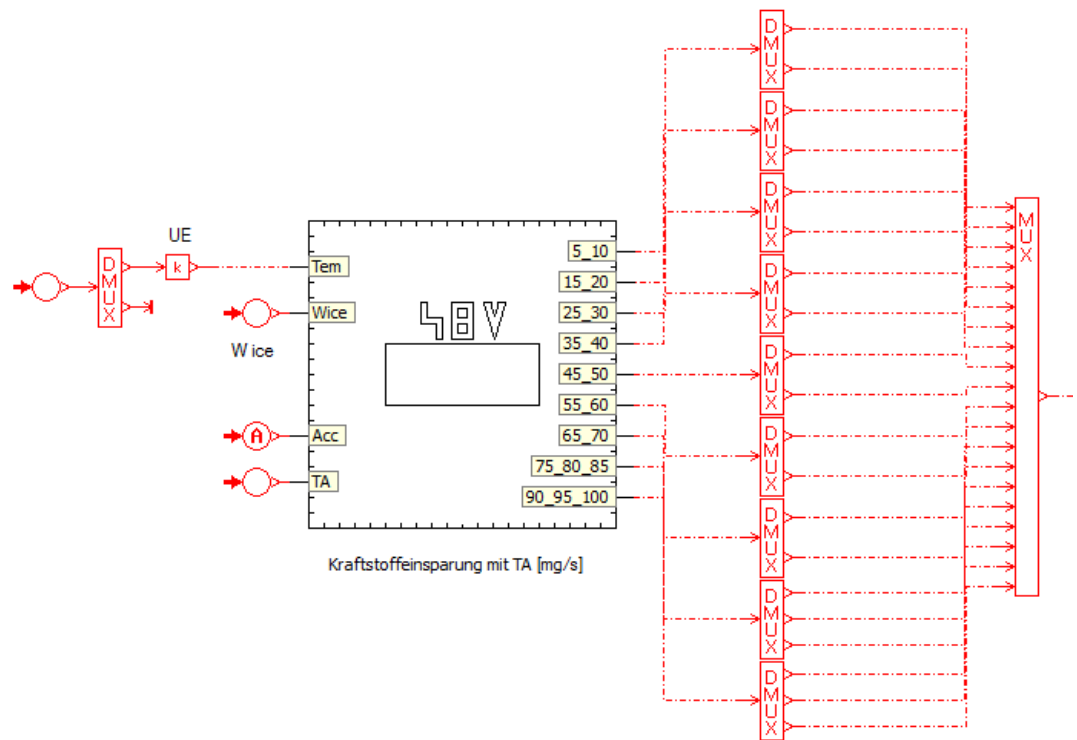
Anhang 9: Supercomponent ‚Berechnung der TA-Batterieleistung‘



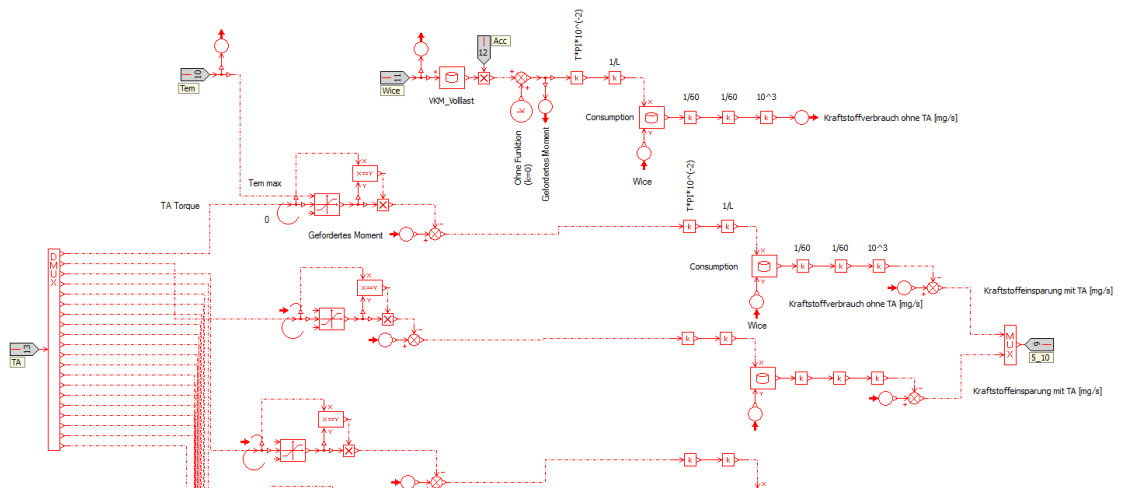
Anhang 10: Detailansicht Supercomponent ‚Berechnung der TA-Batterieleistung‘



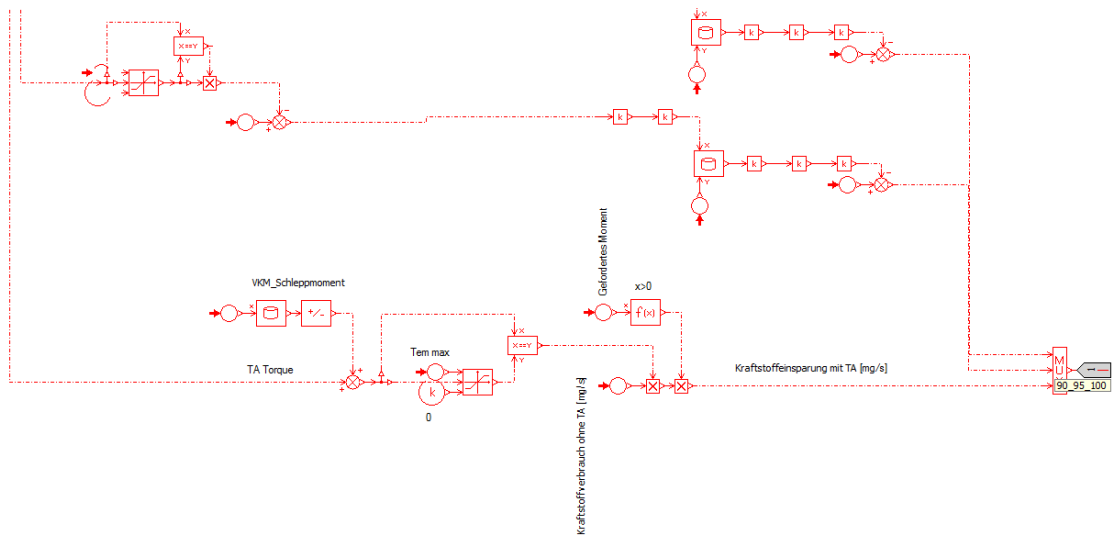
Anhang 11: Detailansicht Supercomponent ‚Berechnung der TA-Batterieleistung‘ bei el. Fahrt



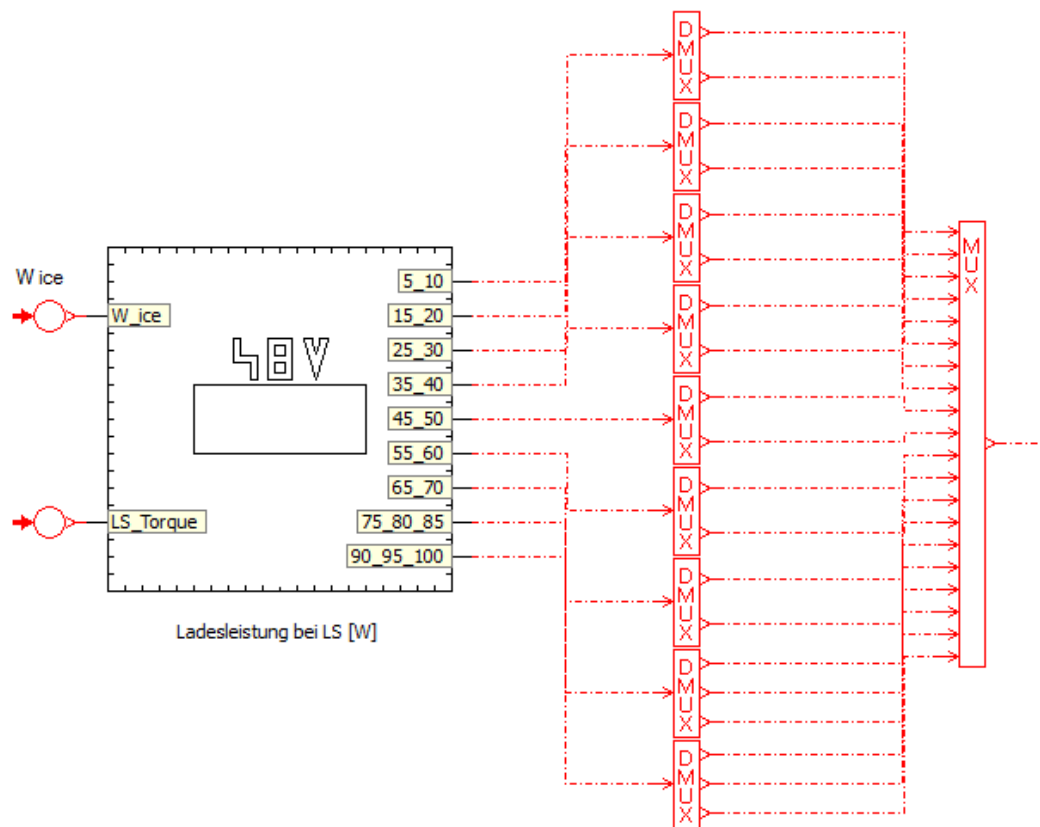
Anhang 12: Supercomponent ‚Berechnung der TA-Kraftstoffeinsparung‘



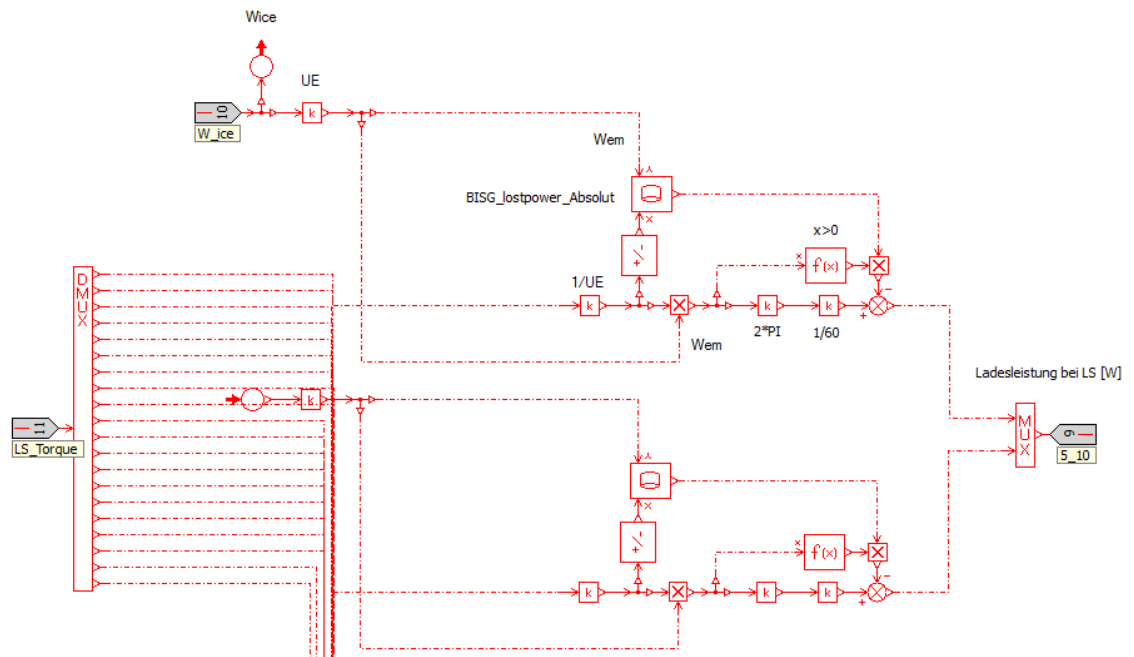
Anhang 13: Detailansicht Supercomponent ‚Berechnung der TA-Kraftstoffeinsparung‘ bei el. Fahrt



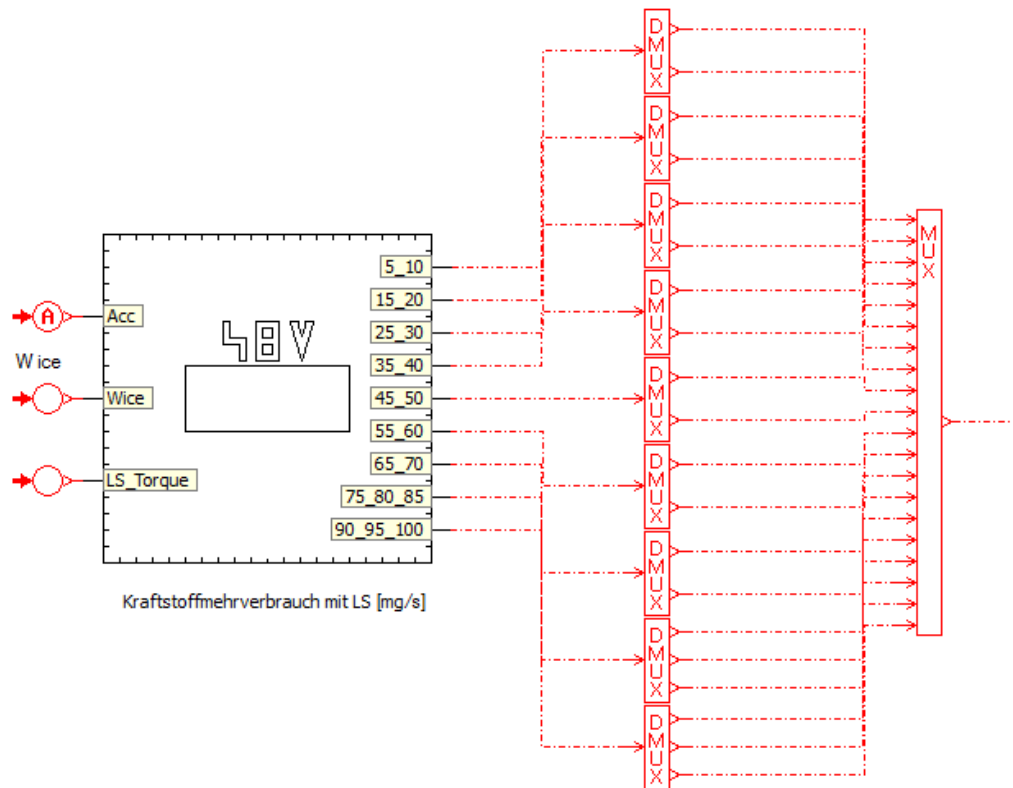
Anhang 14: Detailansicht Supercomponent ‚Berechnung der TA-Kraftstoffeinsparung‘



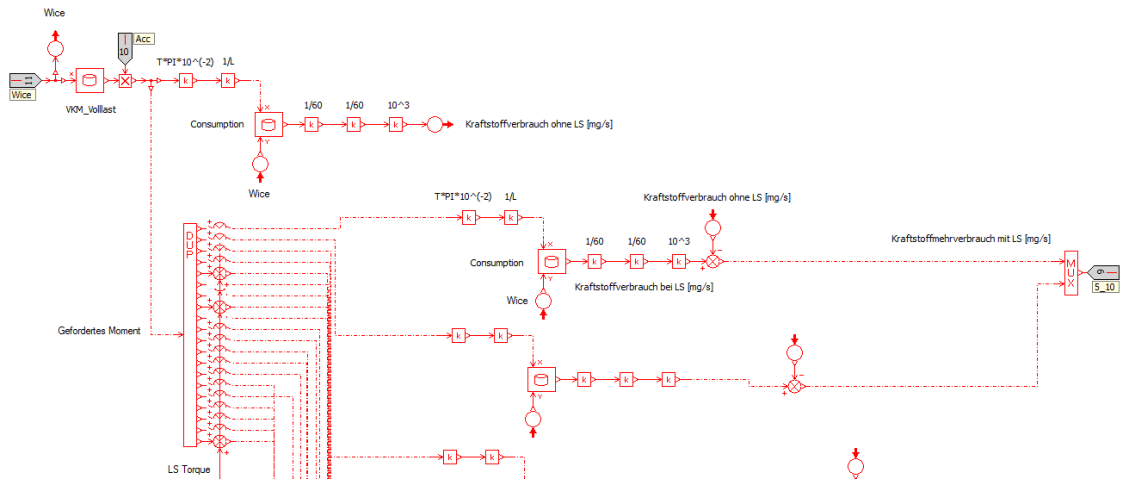
Anhang 15: Supercomponent ‚Berechnung der LS-Batterieleistung‘



Anhang 16: Detailansicht Supercomponent ‚Berechnung der LS-Batterieleistung‘



Anhang 17: Supercomponent ‚Berechnung des LS-Kraftstoffmehrverbrauch‘



Anhang 18: Detailansicht Supercomponent ‚Berechnung des LS-Kraftstoffmehrerbrauch‘

APPENDIX B LMS IMAGINE.LAB AMESIM© - PARAMETER

Parameters of drv_batterytherm_1 [DRVBATT01-1]

Title	Value	Unit	Name
23 Batteriespannung	48	V	Vplus
25 SOC	50	%	SOC
number of cells in series per battery bank	1		Ncell
number of battery banks in parallel	1		Pbank
number of battery banks in series	1		Sbank
discontinuity handling	active		disc
data out of range mode	extreme values		lmode
tables dependencies	state of charge (SOC)		tablesarg
rated capacity of the battery	16.6	Ah	nomcapa
voltage time constant	1	s	tau
filename for open circuit voltage (for one cell) [V] = f(te... ..0 Topologie FINAL/Battery/48VbatteryVoltageIsFunctionOfSOC2D.data			tableVSO
filename for internal resistance (for one cell) [Ohm] = f(t... ..VbatteryInnerResistanceIsFunctionOfSOCNoInnerResistance2D.data			tableRSOC

Anhang 19: Batterie-Parameter

Parameters of drv_ECUforICE3_1 [DRVVECU1A-1]

Title	Value	Unit	Name	Tags
discontinuity handling	inactive		disc	
load control for low engine speed	no		loadcontrol	
gain for idle speed regulation	1	null	k18	
maximum engine speed	6500	rev/min	maxspeed	
gain for maximum speed regulation	1	null	k19	
combustion mode				
combustion mode definition	file		cmodef	
filename for combustion mode [null] = f(bmep [bar], engine s... \$AME/libdrv/data/ecu_engine/EcuForICE/combmode.data			text1	
input data out of range	extreme value		mode	
idle speed				
filename or expression for idle speed [rev/min] = f(water tem... ..700			text2	
input data out of range	extreme value		modeidle	
combustion overheating coefficient				
filename or expression for combustion overheating coefficien... ..1			text3	
input data out of range	extreme value		modeoverh	
fuel resume speed				
filename or expression for fuel resume speed [rev/min] = f(w... ..1200			text4	
input data out of range	extreme value		moderesume	

Anhang 20: ECU-Parameter

Parameters of drv_electricmotortherm1_1 [DRVELMT01-1]

Title	Value	Unit
17 EM-Moment		0 Nm
data type for electric motor modeling		tables
discontinuity handling		active
data out of range mode		extreme values
time constant to determine the torque		0.01 s
filename for maximum torque [Nm] = f(voltage [V], rotary velocity [rev/min])	...V P0 Topologie FINAL/EM 20 kW/48V_20kW_BISG_maxTorque.data	
filename for minimum torque [Nm] = f(voltage [V], rotary velocity [rev/min])	...V P0 Topologie FINAL/EM 20 kW/48V_20kW_BISG_minTorque.data	
filename for lost power [W] = f(torque [Nm], rotary velocity [rev/min])	...V P0 Topologie FINAL/EM 20 kW/EM_20kW_LostPowerAbsolut.data	

Anhang 21: Parameter der elektrischen Maschine

Parameters of drv_driver_c2 [DRVDRVA00A-1]

Title	Value	Unit	Name	Tags
cycle type	cycle without slopes		slp	
advance time for control anticipation	2	s	advAnt	
acceleration control				
# integral part of the acceleration control loop		0	Iacc	
anticipative gain for acceleration control loop	0.25	1/(m/s/s)	GAacc	
proportional gain for acceleration control loop	1	1/(m/s)	GPacc	
integral gain for acceleration control loop	0.1	1/m	GIacc	
braking control				
# integral part of the braking control loop		0	Ibr	
anticipative gain for braking control loop	0.1	1/(m/s/s)	GAbr	
proportional gain for braking control loop	1	1/(m/s)	GPbr	
integral gain for braking control loop	0	1/m	GIbr	
stops				
braking when vehicle stopped	yes		BrakeVehStop	
duration between pull away beginning and braking pedal lift	0.5	s	dTbrakEnd	

Anhang 22: Fahrermodell-Parameter (DCT)

Parameters of drv_driver_b2_1 [DRVDRV02B-1]				
Title	Value	Unit	Name	Tags
cycle type	cycle without slopes		slp	
advance time for control anticipation	2	s	advAnt	
<ul style="list-style-type: none"> acceleration control Ⓜ integral part of the acceleration control loop anticipative gain for acceleration control loop proportional gain for acceleration control loop integral gain for acceleration control loop 	0 0.25 1 0.1	null 1/(m/s/s) 1/(m/s) 1/m	Iacc GAacc GPacc GIacc	
<ul style="list-style-type: none"> braking control Ⓜ integral part of the braking control loop anticipative gain for braking control loop proportional gain for braking control loop integral gain for braking control loop 	0 0.5 2 0	null 1/(m/s/s) 1/(m/s) 1/m	Ibr GAbr GPbr GIbr	
<ul style="list-style-type: none"> gearbox time for engaging a gearbox ratio time for disengaging the clutch time for engaging the clutch vehicle velocity below which clutch is slipping delay for gear shifting anticipation 	0.15 0.15 0.5 1.5 0.15	s s s m/s s	dTRatio dTdutch1 dTdutch2 vcrit adv	
<ul style="list-style-type: none"> stops braking when vehicle stopped duration between pull away beginning and braking pedal lift 	yes 0.5	 s	BrakeVehStop dTbrakEnd	
<ul style="list-style-type: none"> pull away gain for acceleration control during pullaway gain for clutch control during pullaway duration of engine speed increase for pull away engine speed during pull away difference between idle and target speed during pullaway 	1 1 0.5 relative 200	null null s rev/min	gesp gcl duresi typespeedpa PASpeedrel	

Anhang 23: Fahrermodell-Parameter (MT)

Parameters of drv_4wheelsvehicle [DRVVEH4A-1]				
Title	Value	Unit	Name	Tags
# 01 Fahrzeuggeschwindigkeit	0	km/h	v5	
# 03 Zurueckgelegte Wegstrecke	0	m	x5	
vehicle index	1		index	
vehicle configuration	roller test bench		vehdtype	
longitudinal slip configuration	without slip		sliptype	
total vehicle mass	1.36	tonne	mtot	
mass distribution (60%: 60% front axle - 40% rear axle)	60	%	mdistrib	
wheel inertia	0.5	kgm**2	Jw	
tire width	205	mm	width	
tire height	60	%	height	
wheel rim diameter	15	in	drim	
expression for wheel dynamic radius [m] = f(wheel radiu...	0.97*Rw		tpRdyn	
<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> roller test bench config: coefficient 'a' roller test bench config: coefficient 'b' roller test bench config: coefficient 'c' stiction coefficient 	<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> 133.447 1.332 0.4028 1.2 	<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> N N/(m/s) N/(m/s)**2 null 	<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> coefA coefB coefC Cstat 	
<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> maximum braking torque on rear axle maximum braking torque on front axle rotary stick velocity threshold for brake 	<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> 1000 1000 1e-06 	<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> Nm Nm rev/min 	<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> ...brakerear ...rakefront dvel 	

Anhang 24: Fahrzeug-Parameter

Parameters of drv_dct_1 [DRVDC11-1]				
Title	Value	Unit	Name	Tags
flywheel rotary velocity	0	rev/min	wf	
number of forward gears	7		nratio	
number of reverse gears	0		revnratio	
gear shifting strategy	smooth		proggearshift	
friction model	hyperbolic tangent		frictiontype	
maximum Coulomb friction torque for clutches	600	Nm	Tslip	
rotary stick velocity threshold for clutches	10	rev/min	dvel	
flywheel inertia	0.05	kgm**2	Jfw	
coefficient of viscous friction for the flywheel	0	Nm/(rev/min)	vis	
gear ratios				
powered axle gear ratio	1	null	paratio	
transmission gear ratio (1st gear)	3.77*4.44	null	trratio1	
transmission gear ratio (2nd gear)	2.27*4.44	null	trratio2	
transmission gear ratio (3rd gear)	1.53*4.44	null	trratio3	
transmission gear ratio (4th gear)	1.12*4.44	null	trratio4	
transmission gear ratio (5th gear)	1.18*3.23	null	trratio5	
transmission gear ratio (6th gear)	0.95*3.23	null	trratio6	
transmission gear ratio (7th gear)	0.8*3.23	null	trratio7	
gearbox efficiency				
gearbox loss definition	efficiency		lossdef	
out of range mode for gearbox loss	extreme value		mode	
discontinuity handling	inactive		disc	
filename or expression for the gearbox efficiency [n...	0.9		eff1	
gear shifting setting				
ramp type	sigmoid		ramptype	
gearshift duration	300	ms	gsdur	
clutch position at gearshift	30	%	clutchgs	

Anhang 25: Getriebe-Parameter (DCT)

Parameters of drv_dct_1 [DRVDCT11-1]

Title	Value	Unit	Name
flywheel rotary velocity	0	rev/min	wf
number of forward gears	6		nratio
number of reverse gears	0		revnratio
gear shifting strategy	smooth		progearshift
friction model	hyperbolic tangent		frictiontype
maximum Coulomb friction torque for clutches	600	Nm	Tslip
rotary stick velocity threshold for clutches	10	rev/min	dvel
flywheel inertia	0.05	kgm**2	Jfw
coefficient of viscous friction for the flywheel	0	Nm/(rev/min)	vis
gear ratios			
powered axle gear ratio	4.06	null	paratio
transmission gear ratio (1st gear)	3.62	null	trratio1
transmission gear ratio (2nd gear)	1.95	null	trratio2
transmission gear ratio (3rd gear)	1.28	null	trratio3
transmission gear ratio (4th gear)	0.97	null	trratio4
transmission gear ratio (5th gear)	0.78	null	trratio5
transmission gear ratio (6th gear)	0.65	null	trratio6
gearbox efficiency			
gearbox loss definition	efficiency		lossdef
out of range mode for gearbox loss	extreme value		mode
discontinuity handling	inactive		disc
filename or expression for the gearbox efficiency [null] = f(Tgearbox [degC])	0.9		eff1
gear shifting setting			
ramp type	sigmoid		ramptype
gearshift duration	300	ms	gsdur
clutch position at gearshift	30	%	clutchgs

Anhang 26: Getriebe-Parameter (MT)

Global Parameter Setup - 48VMildHybridP0_Segment_C_DCT_BatchRuns_30kW_v3.ame

right click to set global parameters:

Name	Title	Value
L	Hubraum	1.128
T	Takt	4
ue	Übersetzung	2.69
GBandDiff	GB-Ratios/Differential	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/Gearbox/Ratios_DCT7gear_and_differential_125PS.data
etaBeltMotorAramid	motorischer Riemenwirkungsgrad	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/BELT/48V_Litens_Aramid_etaBelt_Motor.data
etaBeltGeneratorAramid	generatorischer Riemenwirkungsgrad	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/BELT/48V_Litens_Aramid_etaBelt_Generator.data
VKM_BOL	Betriebsoptimale VKM M/n-Kennlinie	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/VKM/Golf_Kon_BOL_ID.data
VKM_Vollast	VKM Vollastkennlinie	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/VKM/vollastkurve_VKM_ab_LLDrehzahl_ID.data
LS_Torque	title	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/LoadShift und TorqueAssist Daten Dual Clutch Transmission EM 30 kW/LS_torque_v1_WLTC.txt
TA_Torque	title	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/LoadShift und TorqueAssist Daten Dual Clutch Transmission EM 30 kW/TA_torque_v1_WLTC.txt
OpenClutch	Öffnen der Kupplung als Funktion der VKM Drehzahl	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/Clutch/OpenClutch_DCT7gear.data
VKM_Schleppmoment	title	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/VKM/Kennlinien/Schleppmoment_VKM.data
Consumption	Verbrauch als Funktion von BMEP & n	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/VKM/Hauptdaten/conshot_1.data
BISG_Jostpower_Absolut	title	C:/AMESim Projekte/48V P0 Topologie FINAL/EM 30 kW/EM_30kW_LostPowerAbsolut.data

Anhang 27: Globale Parameter

Parameters of drv_missionProfile [DRVMP2A-1]				
Title	Value	Unit	Name	Tags
driving cycle	NEDC		cycle	
NEDC transmission type	automatic		NEDCtransmission	
data out of range mode for data files	cyclic		mode	
discontinuity handling	active		disc	
vehicle load profile between two stops	constant		loadtype	
wind speed	0	m/s	windsp	
air density	1.205	kg/m**3	rhoair	
ambient temperature	25	degC	ta	
filename or expression for road slope [%] = f(vehicle displaceme...	0*x+0		slopetp	
filename or expression for vehicle load [kg] = f(vehicle displacem...	0*x+0		loadtp	

Anhang 28: Fahrprofil-Parameter

Parameters of drv_TCU_AGB [DRVAGTCU01-1]				
Title	Value	Unit	Name	Tags
# initial gear ratio		1	initgear	
# initial lockup clutch state		open (0)	initloc	
number of gear ratios		7	ngear	
gear shifting				
gear shifting time		1 s	deltaT	
gear shifting calculated from		vehicle speed	...rselection	
gear shifting load dependency		yes - user one	...arloaddep	
filename for vehicle speed threshold for gear shiftin...	.../Gearbox/Shifting_GOLF.data		...ingfileV2D	
discontinuity handling for gear shifting file		inactive	geardisc	
lockup clutch control				
minimum time between two lockup state changes		1 s	deltaTloc	
gearbox ratio above which the lockup clutch can be ...		3	ratioclk	
lockup clutch control calculated from	impeller/turbine relative speed		locselection	
impeller/turbine slip threshold for lockup clutch contr...		5 %	slip	

Anhang 29: TCU-Parameter

Parameters of drv_ice [DRVICED1D-1]				
Title	Value	Unit	Name	Tags
input data out of range		extreme value	mode	
directory name for data files	C:\AMESim Projekte\48V P0 Topologie FINAL\VKM\Hauptdaten		dir	
<ul style="list-style-type: none"> <ul style="list-style-type: none"> engine characteristics <ul style="list-style-type: none"> engine type number of strokes swept volume fuel specific heating value stoichiometric air/fuel ratio fuel to CO2 conversion factor [g CO2/g fuel] torque calculation <ul style="list-style-type: none"> <input checked="" type="checkbox"/> BMEP dynamic data file type to define maximum torque engine dynamic temperature used for FMEP table hot engine temperature <input checked="" type="checkbox"/> losses due to cold at port 4 fuel consumption / emissions <ul style="list-style-type: none"> number of combustion modes units for fuel consumption/emissions tables low threshold for engine temperature high threshold for engine temperature engine speed for hot engine at idle speed <ul style="list-style-type: none"> fuel consumption emissions 				
		spark ignition	EngType	
		4	nstroke	
		L L	cyl	
		4.35e+07 Ws/kg	pci	
		14.4 null	AFstoecho	
		3.15 null	CO2factor	
		0 bar	bmepdyn	
		torque	TorBMEP	
		no dynamic	engcha	
		Twater	Tfmep	
		80 degC	Thot	
		0.0001 null	AccColdDel	
		1	nbrcombmode	
		g/h	unitopt	
		20 degC	Tlow	
		80 degC	Thigh	
		700 rpm	idlespeedral	

Anhang 30: VKM-Parameter