

Diplomarbeit

Beitrag zur Simulation von Elektrofahrzeugen mit Range-Extender

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplomingenieur

vorgelegt dem
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Franz Strametz
24. März 2014

Betreuender Professor:
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Externer Betreuer (IVD):
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Günter Hohenberg

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die mich während der Zeit meines Studiums und bei der Entstehung dieser Arbeit unterstützt haben.

Herrn em. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Günter Hohenberg, danke ich für die Ermöglichung zur Durchführung der Arbeit bei der IVD Prof. Hohenberg GmbH.

Für seine immer kurzweiligen und äußerst informativen Vorlesungen während meines Studiums und insbesondere für die Übernahme der Betreuung der Diplomarbeit bedanke ich mich beim Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder.

Bei meinem Bürokollegen Dipl.-Ing. Dr.techn. Christian Bacher bedanke ich mich für viele gewinnbringende Diskussionen und das immer äußerst angenehme Arbeitsklima im Büro.

Ein besonderer Dank gilt auch meinen Freunden und Studienkollegen, die mein Studienleben sehr bereichert haben.

Nicht zuletzt gilt mein größter Dank meinen Eltern, die mir mein Studium erst ermöglicht haben und mir auch in schwierigen Zeiten immer zur Seite standen. Ich danke euch aus ganzem Herzen für eure Unterstützung.

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTTLICHE 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.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Kurzfassung

Bei der Entwicklung von effizienten Antriebssträngen für Hybridfahrzeuge ist die Simulation der Fahrzeuglängsdynamik ein wichtiges Hilfsmittel, um Fragen hinsichtlich des Energiebedarfs verschiedener Topologien schon möglichst früh beantworten zu können. Die Weiterentwicklung eines Simulationsmodells zur Berechnung der Fahrzeuglängsdynamik ist Thema dieser Arbeit.

Aus einer vorangegangenen Diplomarbeit [3] lag ein Simulationsmodell zur Berechnung der Längsdynamik eines Fahrzeugs vor. Die einzelnen Module waren konventionell in Form von Wirkungsgradkennfeldern abgebildet. Dies führt bei Betriebspunkten um 0 zu relativ großen Fehlern. Aufgabe der vorliegenden Arbeit war es deshalb, die Modelle speziell für Elektro- und Verbrennungsmotor von Wirkungsgrad auf Verlust-Kennfelder umzustellen. Desweiteren die Kennfelder so aufzubauen, dass man ausgehend von einem Basiskennfeld über Skalierung verschieden große Motoren abbilden kann. Dritter Schwerpunkt der Diplomarbeit war dann schließlich die Handhabbarkeit des Simulationsprogrammes zu verbessern und zu dokumentieren.

Das in einer sogenannten Rückwärtsrechnung aufgebaute Simulationsmodell ist nun auf einem für die Anwendung tauglichen Level. Es wurden damit eine Reihe von begleitenden Berechnungen für die Entwicklung des CEA-Hybridkonzepts durchgeführt. Drei Themen daraus sind beispielhaft für die Ergebnisse dargestellt, die durch die Simulation zu erhalten sind:

- Untersuchung der elektrischen Reichweite
- Analyse des sogenannten direct E-Konzepts zur Drehschwingungsberuhigung
- Stillstands- und Leerlaufverluste der E-Maschine

Abstract

Simulations of longitudinal vehicle dynamics are an important tool to improve the efficiency of powertrains. This thesis deals with the improvement of a calculation model for longitudinal vehicle dynamics.

A basic simulation model for the calculation of longitudinal vehicle dynamics already exists from a former diploma thesis conducted at IVD[3]. The single modules were designed conventionally, which means that they use efficiency maps in the calculation process. At operating points near to zero this leads to relatively large errors.

The task of this work was to modify these modules, so that they are based on power-losses maps instead of efficiency maps, particularly for the models of the electric-motor and the combustion engine. Furthermore the models should be scaleable, which means that it is possible to describe different component-sizes based on a basis losses map. Finally the user-friendliness has to be improved and the structure of the simulation-model should be documented.

The advanced backwards simulation model has achieved a good level and could be used in a proper way in the development of longitudinal vehicle dynamics. A series of calculations were conducted in order to support the development of the CEA-concept. To figure out the usefulness of the simulation, three themes and their results are presented in more detail:

- investigation of the electric range
- analysis of the directE-concept(a concept to decrease rotational vibrations)
- losses of standstill and idle of the electric motor

Glossar

$F_{Beschl.}$	Beschleunigungswiderstand, 8
$F_{Fahrbahn}$	Fahrbahnwiderstand, 8
F_{Fahr}	Fahrwiderstand, 8
F_{Lager}	Widerstand durch Lagerreibung und Restbremsmomente, 8
F_{Luft}	Luftwiderstand, 7
F_{Rad}	Radwiderstand, 8
F_{Roll}	Rollwiderstand, 8
$F_{Schräglauf}$	Schräglaufwiderstand, 8
F_{Steig}	Steigungswiderstand, 8
F_Z	Radlast, 9
f_R	Rollwiderstandsbeiwert, 9
g	Erdbeschleunigung, 9
m_F	Fahrzeugmasse, 9
α_{St}	Steigungswinkel, 12
η	Wirkungsgrad, 17
ρ_L	Luftdichte, 12
θ	Massenträgheitsmoment, 13
A_L	Fahrzeugstirnfläche, 12
a_R	Winkelbeschleunigung, 13
a_x	Fahrzeugbeschleunigung, 12
c_W	Luftwiderstandsbeiwert, 12
CO_2	Kohlenstoffdioxid, 2
e_i	Massenfaktor, 13
EEA	European Energy Agency, 5
EU	Europäische Union, 4
$k_{R,\alpha}$	Schräglaufwiderstandsbeiwert, 10
NEDC	New European Driving Cycle, 14
P	Leistung, 15
r_{dyn}	dynamischer Reifenradius, 13
UNO	United Nations Organisation, 3

\mathbf{v}	Geschwindigkeit, 15
\mathbf{v}_∞	Anströmgeschwindigkeit, 12

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	I
Eidesstattliche Erklärung	II
Kurzfassung	III
Abstract	IV
Abkürzungsverzeichnis	V
1 Einleitung	2
1.1 Klimaerwärmung	2
1.2 Energiereserven	3
1.3 Bevölkerungswachstum	4
1.4 Gesetzgebung	5
2 Fahrzeugsimulation	6
2.1 Vorteile der Simulation	6
2.2 Fahrzeuglängsdynamik	7
2.2.1 Fahrwiderstände	7
2.2.2 Leistungsbedarf	15
2.3 Rückwärtssimulation vs. Vorwärtssimulation	16
2.4 Verlustleistungs- vs Wirkungsgradansatz	17
3 Das IVD-TUD Simulationsmodell	20
3.1 Der Aufbau des Programms	20
3.1.1 Ein Programmdurchlauf anhand eines Beispiels	22
3.2 Die Berechnungsebenen	27
3.2.1 Berechnungsebene 1	28
3.2.2 Berechnungsebene 2	29
3.2.3 Berechnungsebene 3	32
4 Berechnungen und Ergebnisse	40
4.1 Untersuchung der elektrischen Reichweite	40
4.2 Das EV-CEA Konzept mit direct E im NEDC und WLTC	46
4.3 Stillstands- und Leerlaufverluste der E-Maschine	56
5 Zusammenfassung und Ausblick	62

Kapitel 1

Einleitung

Der Wunsch der Gesellschaft nach möglichst großer individueller Mobilität ist weiterhin ungebrochen bzw. steigt weiterhin an. Bisher beruhte der größte Teil dieser Mobilität, und beruht noch immer, auf der Verwendung fossiler Energieträger zur Energiewandlung in Verbrennungskraftmaschinen. In den letzten Jahren sind allerdings die durch die Verbrennung fossiler Brennstoffe verursachten Folgen für Umwelt und Gesellschaft immer stärker in den Blickpunkt des öffentlichen Interesses geraten. Es scheint aus verschiedenen Gründen sinnvoll, einen erheblichen Anteil der Verbrennungskraftmaschinen, durch andere, innovative Energiewandler zu ersetzen. Auf den folgenden Seiten werden kurz die vorhandenen maßgebenden Entwicklungen von Umwelt und Gesellschaft erläutert, welche die teilweise Substitution von Verbrennungskraftmaschinen durch andere Antriebskonzepte nahelegen. Es handelt sich hierbei um die Punkte Klimaerwärmung, die Endlichkeit fossiler Energieträger, Herausforderungen des Bevölkerungswachstums und die letztendlich daraus resultierende Gesetzgebung.

1.1 Klimaerwärmung

Seit Beginn der Aufzeichnungen der Temperaturen ist in den letzten Jahren ein deutlicher Anstieg der globalen Durchschnittstemperaturen feststellbar. Dies wird als globale Klimaerwärmung bezeichnet. Nach vorherrschender Lehrmeinung ist dafür zu einem großen Teil der Anstieg der Konzentration an Treibhausgasen in der Atmosphäre verantwortlich[7]. Demnach geht man davon aus, dass ein Anstieg der Treibhausgaskonzentration, insbesondere CO₂, zu einem Anstieg der globalen Durchschnittstemperatur führt, mit weitreichenden Konsequenzen für den Lebensraum Erde. Angefangen vom Schmelzen des Polareises über den Anstieg des Meeresspiegels bis hin zur Vernichtung bzw. Verschiebung der derzeit vorhandenen Vegetationszonen. In Abbildung 1.1 ist der Zusammenhang zwischen Treibhausgaskonzentration und globaler Durchschnittstemperatur dargestellt.

Da der Verkehrssektor dabei einer der größten Emittenten an Treibhausgasen ist, sieht man in Abbildung 1.2 am Beispiel Österreich. Der Verkehr trägt mit einem Anteil von 27 % zu den gesamten Treibhausgasemissionen in Österreich bei. Der Gesamtausstoß an Treibhausgasen aus dem Verkehrssektor ist zudem zwischen 1990 und 2010 um 8,4 Mio. Tonnen CO₂-Äquivalent angestiegen. Dies entspricht einer Erhöhung um 60 %.

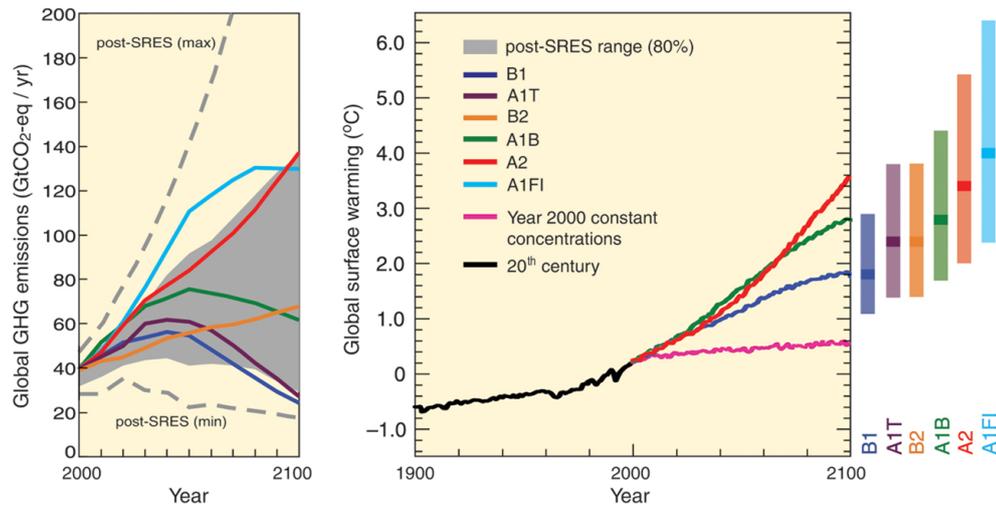


Abbildung 1.1: Erderwärmung als Funktion der Treibhausgasemissionsentwicklung[7]

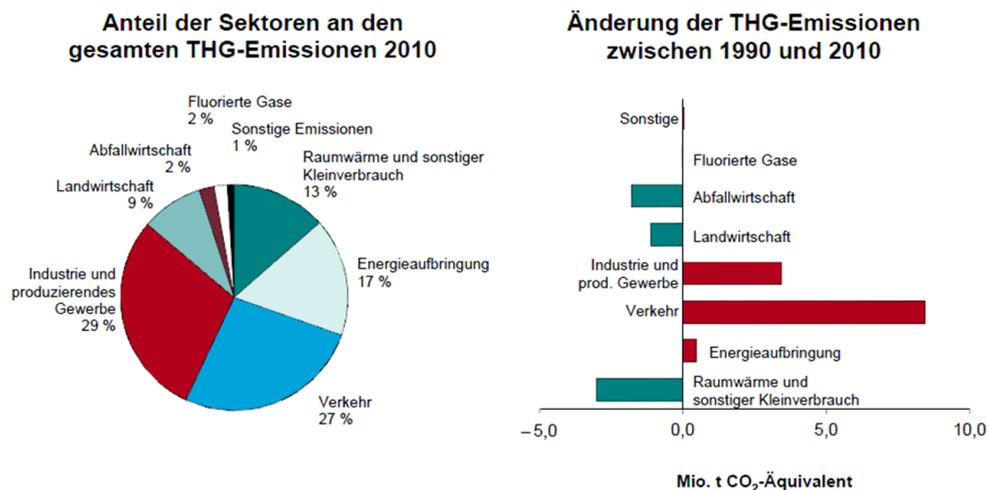


Abbildung 1.2: Anteil der Sektoren an den Treibhausgas-Emissionen 2010 und Änderung der Emissionen zwischen 1990 und 2010.[2]

1.2 Energiereserven

Abgesehen von den Auswirkungen der drohenden Klimaerwärmung sind auch die begrenzten Reserven an Erdöl zu beachten. Ein Bericht aus dem Jahre 2005[12] befasst sich mit den daraus zu erwartenden wirtschaftlichen, politischen und sozialen Folgen, des globalen Ölfördermaximums, Peak Oil, und schlägt mögliche Gegenmaßnahmen vor. Exakt lässt sich der Zeitpunkt von Peak Oil nicht voraussagen, jedoch gehen die meisten Prognosen davon aus, dass das globale Ölfördermaximum bereits erreicht ist[12]. Dabei wird betont, dass Peak Oil vor allem ein Problem in der Versorgung mit Flüssigtreibstoff verursacht, nicht jedoch ein Energieversorgungsproblem im Allgemeinen darstellt. Damit betrifft diese Problematik den Transportsektor, welcher maßgeblich von Flüssigtreibstoff abhängig ist.

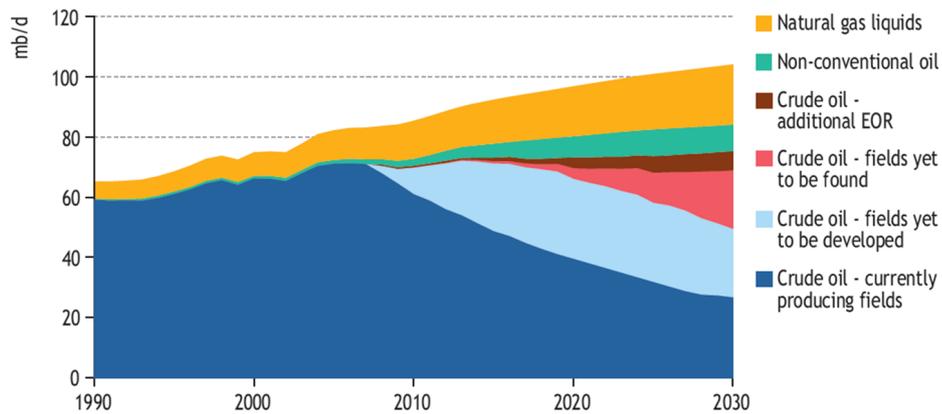


Abbildung 1.3: Globale Ölproduktion[1]

1.3 Bevölkerungswachstum

Laut einer UNO Studie[15] werden bis zum Jahr 2050 ca. 9,3 Milliarden Menschen die Erde bevölkern. Das sind um 33 % mehr als im Jahr 2011. Zudem wird die Bevölkerungszunahme vor allem in städtischen Gebieten erfolgen. Im Jahr 2025 werden bereits mehr als 1 Milliarde Menschen in Städten mit mehr als 5 Millionen Einwohnern leben, gegenüber etwa derzeit 640 Millionen, siehe Abbildung 1.4. Dies ist unter anderem mit erheblichen Herausforderungen für die wachsenden Städte verbunden was die Versorgung und die Lebensqualität ihrer Bewohner betrifft. Um insbesondere letztere gewährleisten zu können, wird es notwendig sein, über alternative Mobilitätsansätze nachzudenken, oder den Verbrauch und die Emissionen von Stadtfahrzeugen entscheidend zu senken.

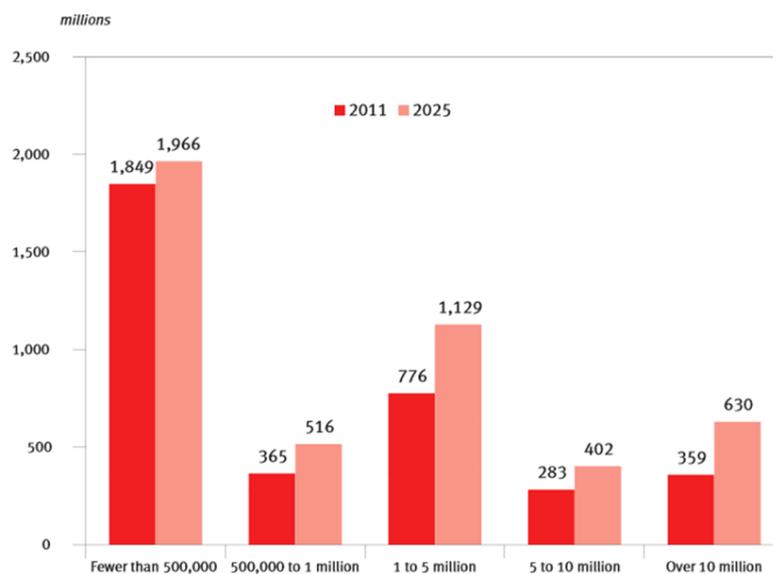


Abbildung 1.4: Entwicklung der Einwohnerzahl in Städten[15]

1.4 Gesetzgebung

Die Schadstoffemissionen sind von der Europäischen Union (EU) schon seit längerer Zeit begrenzt. Alle neu auf den Markt kommenden Fahrzeuge müssen seit 2009 die Abgasnorm Euro-5 erfüllen. Hinzugekommen ist eine Begrenzung der CO₂-Emissionen, welche einen durchschnittlichen Flottengrenzwert von 130 g CO₂/km bis zum Jahr 2015 und von 95 g CO₂/km bis zum Jahr 2020 vorsieht (siehe Abbildung 1.5). Ab 2025 sind Flottengrenzwerte zwischen 68 und 78 g CO₂/km im Gespräch[16]. Zur Erreichung dieser Ziele wird von den Automobilherstellern ein beträchtlicher Aufwand in der Entwicklung energieeffizienter Antriebe betrieben werden müssen.



Abbildung 1.5: Durchschnittliche CO₂-Emissionen und Grenzwerte in der EU von PKW[9]

Kapitel 2

Fahrzeugsimulation

Bei der Entwicklung von Antriebssträngen kommt der Simulation eine immer größer werdende Bedeutung zu. Vor allem in frühen Phasen der Produktentwicklung versucht man, verstärkt auf die Simulation zu setzen und somit Kosten zu sparen. Auf den folgenden Seiten werden die Vorteile der Simulation und die Grundlagen der Fahrzeuglängsdynamik beschrieben.

2.1 Vorteile der Simulation

Die Simulation technischer Systeme findet heute im Produktentwicklungs- und Produktanalyseprozess eine weite Verbreitung. Dabei sind die Gründe für die vermehrte Anwendung von Simulationssoftware von vielfältiger Natur. Vor allem reduziert man damit den sehr aufwendigen Bau vieler teurer Prototypen und umfangreiche Versuche in Prüfstandsläufen, welche einen sehr hohen Anteil an den Gesamtkosten einer Entwicklung haben. Aus der Modellierung und Simulation technischer Systeme folgen aber noch weitere wesentliche Vorteile. Beispielsweise kommt es häufig vor, dass man an Größen interessiert ist, welche messtechnisch nicht erfasst, und daher auch in realen Versuchen nicht untersucht werden können. Ist einmal ein Modell vorhanden, können einzelne Modellparameter sehr einfach und schnell modifiziert werden. Von einer Simulation häufig zu bearbeitende Fragenstellungen sind:

- Was bringen einzelne Maßnahmen? Welche Auswirkungen hat beispielsweise die Veränderung der Einlasskanalgeometrie auf den Liefergrad einer Verbrennungskraftmaschine.
- Oft will man ein besseres Verständnis für Konzepte technisch komplexere Systeme erhalten. Welche Einflussgrößen auf das System gibt es und wie stark ist der jeweilige Einfluss? Als Beispiel sei hier die Analyse eines e-CVT Getriebes erwähnt.
- Wieviel bringt eine einzelne Maßnahme bzw. was kann sie maximal bringen? Was kann man aus dem System herausholen?

Die Genauigkeit eines Modells richtet sich nach dem jeweiligen Ziel der Simulation. Hierbei muss immer das Aufwand zu Nutzen Verhältnis im Auge behalten werden. Als Prinzip für die Modellierung kann festgehalten werden:

So einfach wie möglich, so genau wie nötig!

Das bedeutet, dass sich die Modellgenauigkeit nach der zu untersuchenden Problemstellung richten muss. Bezüglich der Modellgenauigkeit kann folgende Unterteilung von Modellen vorgenommen werden:

- einfache Modelle
- halpempirische Modelle
- komplexe Modelle

2.2 Fahrzeuglängsdynamik

Die Fahrdynamik beschreibt alle Bewegungen des Fahrzeugs, d. h. die Wege, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen sowie die auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte und Momente in und um die drei Fahrzeugbewegungsrichtungen. Die Fahrzeugbewegungen umfassen Geradeaus- und Kurvenfahrten, Vertikal-, Nick- und Wankbewegungen sowie die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit, Brems- und Beschleunigungsvorgänge. Hinzu kommen die dabei entstehenden Schwingungen [11]. Die Fahrzeugdynamik wird unterteilt in

- Längsdynamik
- Querdynamik
- Vertikaldynamik

Die Längsdynamik beschäftigt sich mit den auftretenden Kräften der Bewegung des Fahrzeugs in Längsrichtung und beschäftigt sich mit Themen wie beispielsweise Fahrwiderstand oder Leistungsbedarf. Kurvenfahrten oder Fahrten bei Seitenwind werden in der Fahrzeugquerdynamik behandelt. Bewegungen und Kräfte in Richtung der Fahrzeughochachse, beispielsweise Vertikalschwingungen des Fahrzeugaufbaus, werden in der Vertikaldynamik beschrieben.

2.2.1 Fahrwiderstände

Bei der Bewegung eines Fahrzeugs treten Widerstandskräfte auf, die vom Fahrzeugantrieb überwunden werden müssen. Bei stationärer Fahrt sind dies

- der Luftwiderstand F_{Luft}
- der Radwiderstand F_{Rad} und
- der Steigungswiderstand $F_{Steig.}$

Wird das Fahrzeug beschleunigt bzw. verzögert tritt zusätzlich noch der

- Beschleunigungswiderstand $F_{Beschl.}$

auf, welcher durch die Beschleunigung der trägen Massen des Fahrzeugs verursacht wird. Der Gesamtfahrwiderstand F_{Fahr} ergibt sich somit aus der Summe seiner Teilwiderstände:

$$F_{Fahr} = F_{Luft} + 4 * F_{Rad} + F_{Steig.} + F_{Beschl.} \quad (2.1)$$

Nachfolgend werden die einzelnen Widerstände näher betrachtet.

Radwiderstand

Unter dem Radwiderstand F_{Rad} werden die am Rad wirkenden Widerstandskräfte zusammengefasst, welche sich aus folgenden Anteilen zusammensetzen:

- Anteil des Reifens (Rollwiderstand) F_{Roll}
- Anteil durch Fahrbahn $F_{Fahrbahn}$
- Anteil durch Schräglauf $F_{Schräglauf}$
- Anteil durch Lagerreibung und Restbremsmomente F_{Lager}

Der gesamte Widerstand durch das Rad ergibt sich somit aus der Summe seiner Anteile:

$$F_{Rad} = F_{Roll} + F_{Fahrbahn} + F_{Lager} + F_{Schräglauf} \quad (2.2)$$

Die einzelnen Anteile und ihr Zustandekommen wird im Folgenden noch etwas genauer betrachtet.

- Anteil des Reifens (Rollwiderstand) F_{Roll}

$$F_{Rad} \approx F_{Roll} \quad (2.3)$$

Vereinfachend kann ein weitgehend linearer Verlauf zwischen Rollwiderstand F_{Roll} und der Radlast F_Z angenommen werden, was zur Definition einer dimensionlosen Kennzahl, dem Rollwiderstandsbeiwert f_R , genutzt wird.

$$f_R = F_{Roll}/F_Z \quad (2.4)$$

f_R wird experimentell am Prüfstand ermittelt und kann für gewöhnlich als konstant bis zu Geschwindigkeiten von 120km/h betrachtet werden (Abbildung 2.1). Damit ergibt sich für den Rollwiderstand durch Umformen von (2.4)

$$F_{Roll} = F_Z * f_R \quad (2.5)$$

Für den Rollwiderstand des gesamten Fahrzeugs ergibt sich, unter Berücksichtigung der vorhin beschriebenen Vereinfachung, somit

$$F_{Roll} = 4 * F_Z * f_R \quad (2.6)$$

$4 * F_Z$ entspricht der Gewichtskraft des Fahrzeugs, welche sich aus der Fahrzeugmasse m_F und der Erdbeschleunigung g ergibt

$$F_{Roll} = m_F * g * f_R \quad (2.7)$$

In Abbildung 2.1 sind Werte für den Rollwiderstandsbeiwert verschiedener Reifen abgebildet. Wie ersichtlich, tritt eine starke Erhöhung erst bei höheren Geschwindigkeiten auf. Dies ist auf Deformationswellenbildung zurückzuführen. Bei Geschwindigkeiten unter 130 km/h ist der Rollwiderstandsbeiwert weitgehend konstant. Da die Maximalgeschwindigkeit in den hier untersuchten Fahrprofilen nicht über 120 bzw. 131 km/h liegt, konnte der Rollwiderstandsbeiwert für die in Kapitel 4 dargestellten Untersuchungen daher vereinfachend als konstant angenommen werden. Typische Werte für den Rollwiderstandsbeiwert von PKW-Reifen liegen zwischen 0,008 und 0,014 [14].

- Anteil durch Fahrbahn $F_{Fahrbahn}$

Neben dem Rollwiderstand des Reifens trägt auch die Fahrbahnbeschaffenheit zum Radwiderstand bei. Der Anteil der Fahrbahn setzt sich zusammen aus dem Einfluss einer unebenen Fahrbahn, aus der plastischen Verformbarkeit der Fahrbahn und aus einem Schwallwiderstand bei nasser Fahrbahn. Auf ebenen, asphaltierten und trockenen Straßen beträgt der Anteil des Widerstands durch die Fahrbahn ca. 50% des Rollwiderstands. [11] Auf unebenen, nassen und insbesondere auf plastisch stark verformbaren Straßen, z. B. auf Erdwegen, kann er ein Vielfaches des Rollwiderstands annehmen.

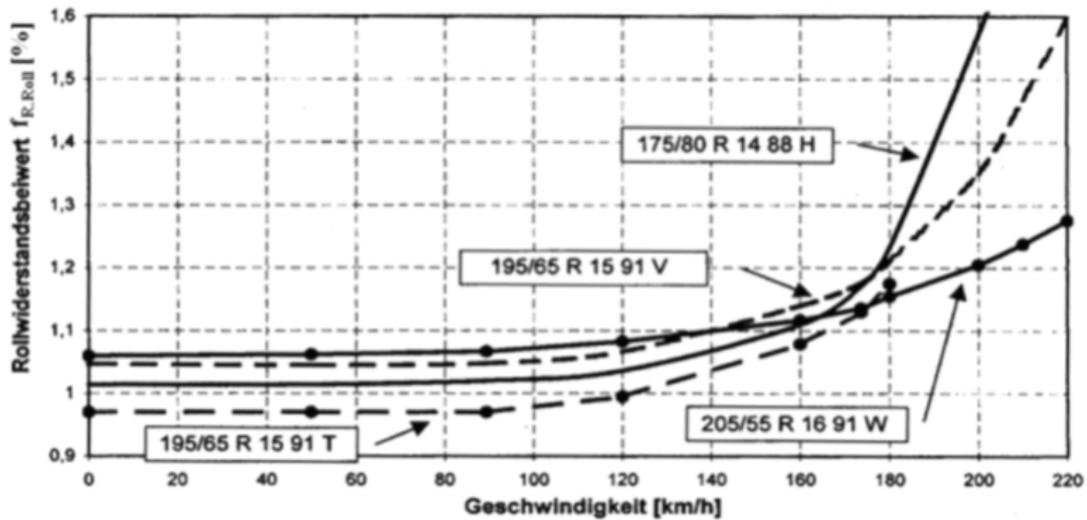


Abbildung 2.1: Der Rollwiderstand über der Fahrzeuggeschwindigkeit[3]

- Anteil durch Schräglauf $F_{Schräglauf}$

Aus Gründen der Fahrstabilität sind die Reifen üblicherweise unter einem Vorspurwinkel δ_0 angeordnet, welcher den Reifen bei Geradeausfahrt unter einen Schräglaufwinkel α zwingt. Darunter versteht man den Winkel zwischen der Bewegungsrichtung des Fahrzeugs und der Schnittgeraden der Mittelebene des Reifens mit der Fahrbahn. Dies erzeugt eine Reifenseitenkraft, wovon ein vektorieller Anteil dieser Kraft entgegen der Fahrtrichtung wirkt. Auch bei Kurvenfahrten tritt dieser Schräglaufwinkel auf und erhöht somit den Radwiderstand. Übliche Einstellungen des Vorspurwinkels bewegen sich in der Größenordnung von bis zu 0,2 Grad [11]. Bei durchschnittlichen Kurvenfahrten werden Schräglaufwinkel von 2 Grad (Karl-Ludwig Haken: Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik) nicht überschritten. Analog zur Definition des Rollwiderstandsbeiwerts kann auch ein Schräglaufwiderstandsbeiwert mit

$$k_{R,\alpha} = \frac{F_{Schräglauf}}{F_Z} \quad (2.8)$$

definiert werden. Typische Werte für den Schräglaufwiderstandsbeiwert sieht man in Abbildung 2.2. Bei Geradeausfahrt, mit Schräglaufwinkeln kleiner 0,2 Grad, kann der Schräglaufwiderstand vernachlässigt werden. Bei Kurvenfahrt ist der Schräglaufwiderstand jedoch zu berücksichtigen.

- Anteil durch Lagerreibung und Restbremsmomente F_{Lager}

Unter dem Anteil der Lagerreibung versteht man den Widerstand, der durch die Lagerung des Reifens im Radlager entsteht. Die Lagerreibung ist jedoch sehr klein und kann im Allgemeinen vernachlässigt werden. Restbremsmomente treten nach Bremsungen auf, wenn die Bremsbeläge nicht vollständig rückgestellt werden.

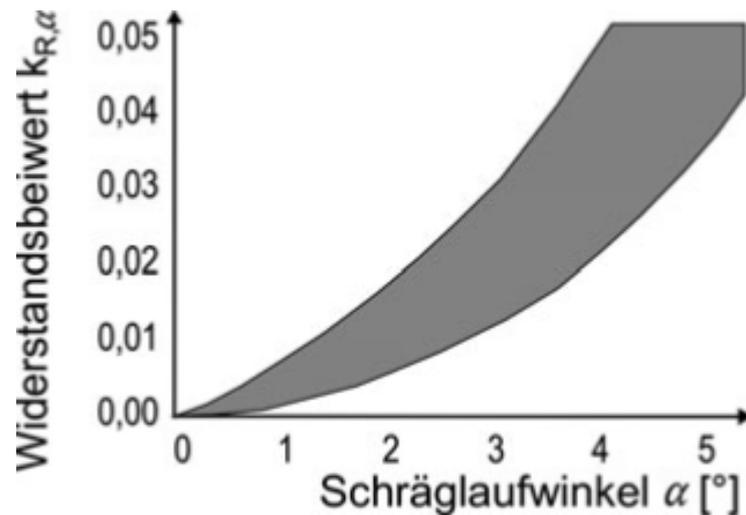


Abbildung 2.2: Streuband des Schräglaufwiderstandsbeiwerts $k_{R,\alpha}$ [11]

Beim IVD-Modell wird ein konstanter Radwiderstandsbeiwert verwendet. Da es sich beim IVD-Modell um eine reine Längsdynamikberechnung handelt, mit dem Ziel verschiedene Antriebsstrangkonzeppte zu vergleichen und grundlegend bewerten zu können, ist es ausreichend den Radwiderstandsbeiwert als konstant anzunehmen.

Luftwiderstand

Bei der Bewegung eines Fahrzeuges durch die Luft treten Strömungswiderstände auf. Diese setzen sich zusammen aus:

- Druckwiderstand
- Reibungswiderstand
- innerer Luftwiderstand
- induzierter Widerstand

Beim Druckwiderstand handelt es sich um den Widerstand, welcher durch den Staudruck und durch den Abriss der Strömung am Heck entsteht. Unter Reibungswiderstand versteht man die Widerstandskraft, welche durch Reibung zwischen Fahrzeugoberfläche und Umgebungsluft hervorgerufen wird und spielt vor allem bei längeren Fahrzeugen, z.B. LKW und Busse, eine Rolle. Der innere Luftwiderstand beschreibt die Durchströmung des Fahrzeugs, z.B. zum Zwecke der Motorkühlung. Verwirbelungen rund um das Fahrzeug bewirken den induzierten Widerstand und werden dem Druckwiderstand zugerechnet.

Mit der Einführung einer dimensionslosen Kennzahl, dem Luftwiderstandsbeiwert c_W , können diese Widerstände zusammengefasst werden. Mit der Kenntnis von c_W aus Wind-

kanalversuchen, der Anströmgeschwindigkeit des Fahrzeugs v_∞ , der Fahrzeugstirnfläche A_L und der Dichte der Luft ρ_L ergibt sich der Luftwiderstand F_{Luft} zu

$$F_{Luft} = \frac{\rho_L * v_\infty^2}{2} * A_L * c_W \quad (2.9)$$

Typische Werte des Luftwiderstandsbeiwerts von PKWs liegen zwischen 0,24 und 0,4. Für LKW und Busse liegt der Wert im Bereich zwischen 0,4 und 0,9 [11].

Steigungswiderstand

Beim Befahren von Steigungen kommt es zur Ausbildung einer zusätzlichen Widerstandskraft, dem sogenannten Steigungswiderstand F_{St} . Bei Bergabfahrten wirkt diese als zusätzliche Antriebskraft. Mit dem Winkel der Fahrbahnsteigung α_{St} (siehe Abbildung 2.3), der Fahrzeugmasse m_F und der Erdbeschleunigung g errechnet sich der Steigungswiderstand zu

$$F_{Steig.} = m_F * g * \sin(\alpha_{St}) \quad (2.10)$$

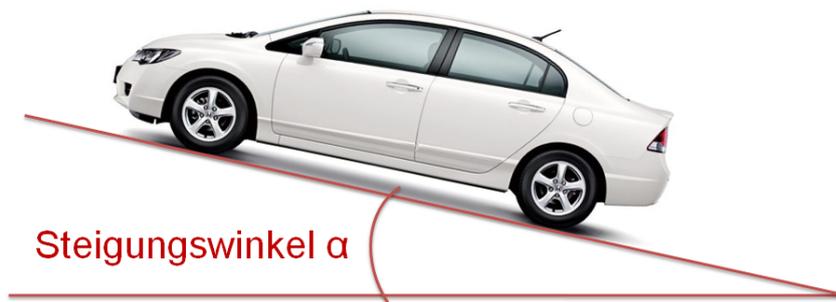


Abbildung 2.3: Der Steigungswinkel[3]

Beschleunigungswiderstand

Um das Fahrzeug zu beschleunigen, muss ein Beschleunigungswiderstand oder auch Trägheitswiderstand überwunden werden. Dieser setzt sich aus einem translatorischen ($F_{Beschl.,t}$) und einem rotatorischen ($F_{Beschl.,r}$) Anteil zusammen.

$$F_{Beschl.} = F_{Beschl.,t} + F_{Beschl.,r} \quad (2.11)$$

Der translatorische Anteil wird durch die translatorische Beschleunigung der Fahrzeuggesamtmasse verursacht.

$$F_{Beschl.,t} = m_F * a_x \quad (2.12)$$

Hinzu kommt noch die rotatorische Beschleunigung aller im Antriebsstrang vorhandenen Rotationsmassen von den Reifen bis hin zum Motor. Hierbei ist $\theta_{red,i}$ das auf das Rad reduzierte Massenträgheitsmoment des Antriebstrangs, a_r die Rotationsbeschleunigung des Rades und r_{dyn} der dynamische Reifenrollradius.

$$F_{Beschl.,r} = \frac{\theta_{red,i} * a_r}{r_{dyn}} \quad (2.13)$$

Die Drehbeschleunigung a_R kann mithilfe von

$$a_r = \frac{a_x}{r_{dyn}} \quad (2.14)$$

durch die translatorische Beschleunigung ersetzt werden.

Das auf die Antriebsräder reduzierte Massenträgheitsmoment $\theta_{red,i}$ errechnet sich aus der Summe aller Massenträgheiten θ_l multipliziert mit der jeweiligen Übersetzung i_l zum Quadrat.

$$\theta_{red,i} = \sum_{n=1}^l \theta_l * i_l^2 \quad (2.15)$$

Der gesamte Beschleunigungswiderstand $F_{Beschl.}$ ergibt sich somit zu

$$F_{Beschl.} = \left(m_F + \frac{\theta_{red,i}}{r_{dyn}^2} \right) * a_x \quad (2.16)$$

Die gesamte Gleichung kann noch vereinfacht werden in dem man das reduzierte Massenträgheitsmoment $\theta_{red,i}$ im Gang i durch einen Massenzuschlagsfaktor e_i der Fahrzeugleermasse zurechnet. Dazu muss die Fahrzeugmasse m_F in Fahrzeugleermasse m_0 und Zuladung m_{zu} aufgeteilt werden.

$$m_F = m_0 + m_{zu} \quad (2.17)$$

Der Massenfaktor e_i im Gang i ist definiert als

$$e_i = \frac{\theta_{red,i}}{m_0 * r_{dyn}^2} + 1 \quad (2.18)$$

Schließlich erhält man durch einsetzen in Gleichung (2.16) den Beschleunigungswiderstand eines Fahrzeugs zu

$$F_{\text{Beschl.}} = (m_0 * e_i + m_{zu}) * a_x \quad (2.19)$$

Die Anteile der Einzelfahrwiderstände am Gesamtfahrwiderstand setzen sich je nach befahrenen Straßen unterschiedlich zusammen. Eine repräsentative Zusammensetzung des Gesamtenergieaufwands zur Überwindung der Einzelwiderstände einer Fahrt in der Stadt, auf der Landstraße und auf der Autobahn ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

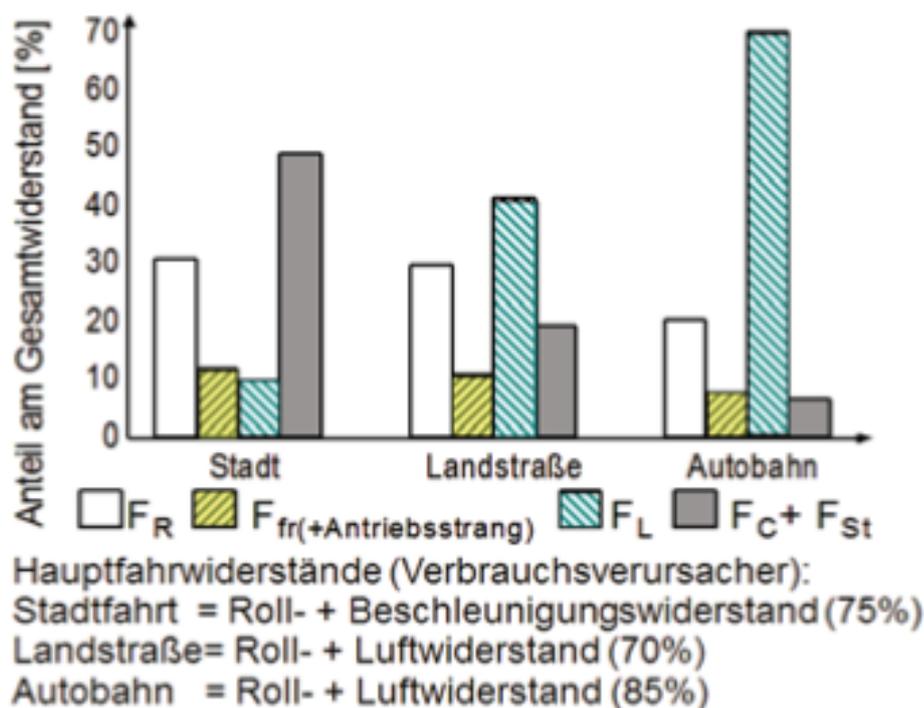


Abbildung 2.4: Anteile am Gesamtwiderstand auf verschiedenen Straßen[11]

Abbildung 2.5 zeigt die Absolutwerte der Einzelfahrwiderstände im NEDC für ein repräsentatives Mittelklassefahrzeug ($f_R=0,011$, $m_F=1300kg$, $A_L=2,22m^2$). Im städtischen Bereich des NEDC sind der Rad- und der Beschleunigungswiderstand die bestimmenden Faktoren des Gesamtfahrwiderstands. Bei höheren Geschwindigkeiten des Fahrzeugs, wie im EUDC Teil des Zyklus, übernimmt zunehmend der Luftwiderstand den Haupteinfluss auf den Fahrwiderstand.

Abschließend wird nun einmal der Einfluss der Größe der einzelnen Fahrwiderstände auf den Kraftstoffverbrauch im NEDC anhand zweier Fahrzeuge betrachtet. Dabei wird ein durchschnittliches Basisfahrzeug jeweils mit einem widerstandstechnisch optimierten Fahrzeug A und einem widerstandstechnisch wenig ausgereiften Fahrzeug B im NEDC verglichen. Das Ergebnis dieser Berechnung zeigt Abbildung 2.6. Wie ersichtlich kann durch eine optimale aerodynamische Form, konsequenten Leichtbau und einen möglichst kleinen

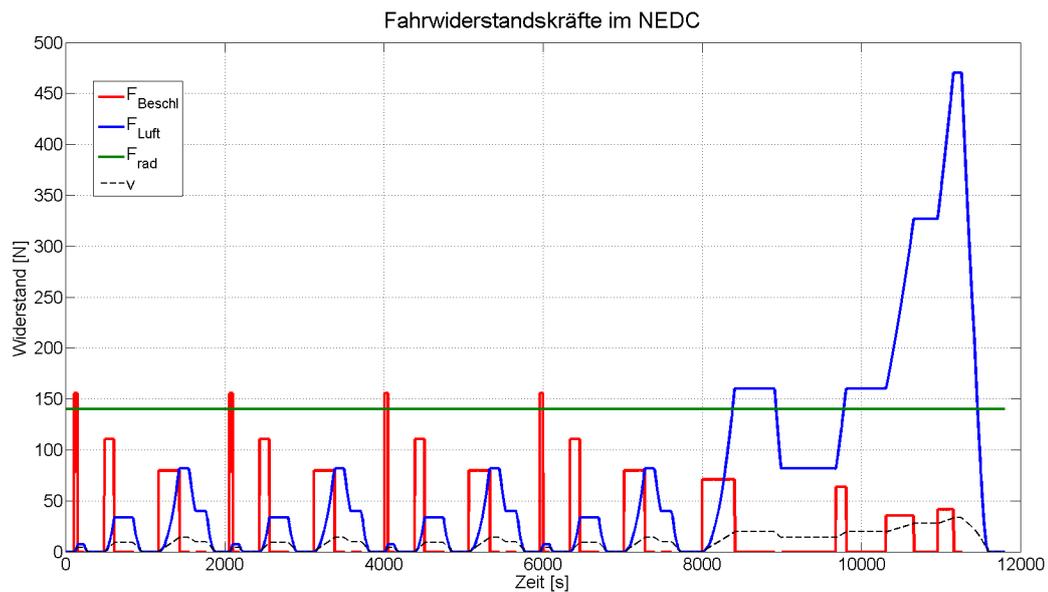


Abbildung 2.5: Anteile der Einzelwiderstände im NEDC

Radwiderstand eine Verbrauchseinsparung von über 20% (Fahrzeug A) gegenüber dem Basisfahrzeug erreicht werden.

Fahrzeug	Masse [kg]	c_w [-]	f_R [-]	Verbrauch [l/100km]
Basis	1300	0,31	0,013	5,45
A	1100	0,25	0,009	4,2
B	1500	0,36	0,017	6,8

Abbildung 2.6: Vergleichsfahrzeuge

2.2.2 Leistungsbedarf

Von speziellem Interesse in der Fahrzeuglängsdynamik ist der Leistungs- und in weiterer Folge der Energiebedarf eines Fahrzeuges. Die Leistung kann bekanntlich als das Produkt aus Kraft mal Geschwindigkeit aufgefasst werden. Durch Multiplikation der momentanen Gesamtfahrwiderstandskraft am Rad mit der momentanen Geschwindigkeit v gelangt man zur Fahrwiderstandsleistung am Rad P_{Bed}

$$P_{Bed}(t) = F_{Fahr}(t) * v(t) \tag{2.20}$$

Diese Leistung muss am Rad zur Verfügung stehen, um einen gewünschten Fahrzustand aufrecht zu erhalten. Bei der Fahrt eines Fahrzeuges bei Windstille und der Verwendung 4 gleicher Reifen mit konstantem Rollwiderstand kann man den Leistungsbedarf am Rad folgendermaßen formulieren:

$$P_{Bed} = \frac{\rho_L * v_\infty^2}{3} * A_L * c_W + m_F * g * \left(f_R + \sin(\alpha_{St}) + e_i * \frac{a_x}{g} \right) * v_x \quad (2.21)$$

Anhand von Gleichung (2.21) kann man nachvollziehen, dass bei niedrigen Geschwindigkeiten vor allem der Beschleunigungs-, gegebenenfalls der Steigungs- und der Rollwiderstand dominieren. Bei zunehmender Geschwindigkeit verschiebt sich der Einfluss auf den Gesamtwiderstand zunehmend in Richtung des Luftwiderstands.

2.3 Rückwärtssimulation vs. Vorwärtssimulation

Grundsätzlich gibt es zwei Möglichkeiten zur Modellierung der Fahrzeuglängsdynamik. Den dynamischen Ansatz und den quasistatischen Ansatz. Der dynamische Ansatz entspricht dabei einer kausalen Kette von Ursache und Wirkung. Bei dieser Modellierung wird einem Fahrermodell eine Sollgeschwindigkeit des Fahrzeugs vorgegeben. Das Fahrermodell vergleicht fortwährend die Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs v_{ist} mit der Sollgeschwindigkeit v_{soll} aus einem vorgegebenen Fahrprofil und regelt so das Fahrzeug durch die Steuerung der Last des bzw. der Antriebsmotoren, z. B. durch den Pedalweg. Aus diesem Lastsignal erhält man das Moment und die Drehzahl des Verbrennungsmotors an der Kurbelwelle bzw. am Rotor im Falle eines Elektromotors. Die abgegebene Leistung wird unter Berücksichtigung der Wirkungsgrade bzw. Verluste und der jeweils vorhandenen Übersetzungen von Getriebestufen an die Räder des Fahrzeugs weitergeleitet. Die Fahrzeugbeschleunigung erhält man nun aus dem Kräftegleichgewicht an den Rädern zwischen der am Rad zur Verfügung stehenden Antriebskraft $F_{Rad,Antrieb}$, dem resultierenden Gesamtfahrwiderstand F_{Fahr} aus Gleichung (2.1) und einer allfälligen Bremskraft F_{Brems} zu

$$m_F * \ddot{x} = F_{Rad,Antrieb} - F_{Fahr} - F_{Brems} \quad (2.22)$$

und führt auf ein Differentialgleichungssystem welches das dynamische Verhalten des Fahrzeugs abbildet. Die dynamische Modellierung beschreibt die physikalischen Zusammenhänge in einer kausalen Weise und bildet die Auswirkungen der gewählten Stellgrößen auf das Systemverhalten ab. Das zu Grunde liegende Schema der Berechnung ist in Abbildung 2.7 dargestellt. Da hierbei ein System von Differentialgleichungen zu lösen ist, erfordert dies einen hohen Rechenaufwand und damit Zeit. Für bestimmte Anwendungen, wie z.B die Reglerauslegung einzelner Komponenten des Antriebstrangs, ist die dynamische Modellierung jedoch notwendig.

Bei der quasistatischen Modellierung wird diese Kausalitätskette umgekehrt (Abbildung 2.8). Man geht dabei davon aus, dass das Fahrzeug jederzeit mit der, von einem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil, gegebenen Geschwindigkeit v_{ist} bewegt wird. Ausgehend von diesem Fahrprofil lassen sich wiederum die Fahrwiderstände berechnen und man erhält als Bestimmungsgleichung für die benötigte Antriebskraft $F_{Rad,Antrieb}$ am Rad

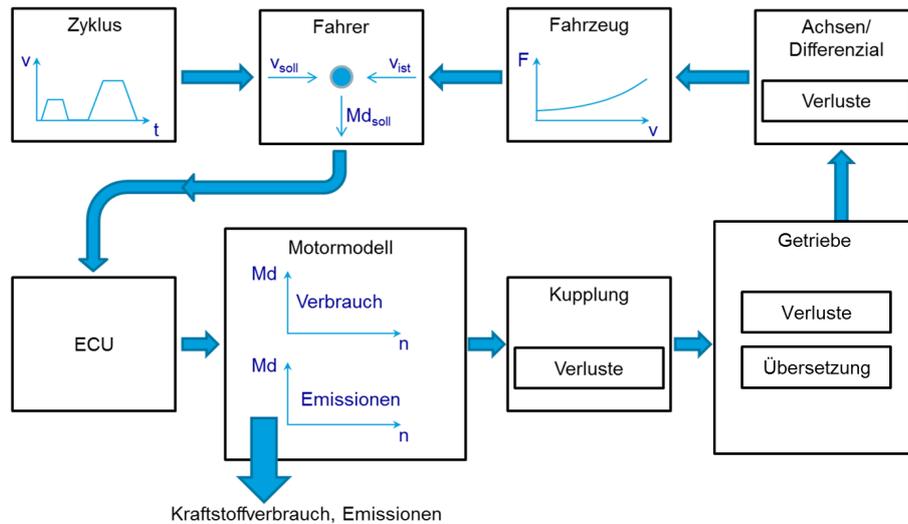


Abbildung 2.7: Schema einer Vorwärtssimulation[13]

$$F_{Rad,Antrieb} = F_{Fahr} + F_{Brems} \quad (2.23)$$

Von hier aus rechnet man nun, unter Berücksichtigung der Verluste des Antriebsstrangs, zurück ("Rückwärtsrechnung") bis hin zu den Antriebsmaschinen und erhält die, zur Aufrechterhaltung dieses Fahrzustands, notwendigen Betriebspunkte. Daraus kann man nun direkt Betriebspunkten kann man nun z.B direkt den Energieverbrauch aus den Kennfeldern bestimmen. Wichtig ist hierbei, sich auf das innere Motormoment zu beziehen um so die rotatorische Energie bei Drehzahländerung mit zu berücksichtigen. Es ist darauf zu achten, dass die geforderte Antriebsleistung auch jederzeit von den Antriebsmaschinen zur Verfügung gestellt werden kann. Der Rechenaufwand ist bei der quasistatischen Modellierung deutlich geringer, da nur algebraische Gleichungen gelöst werden müssen. Besteht das Ziel des Modells in der Abbildung der Auswirkungen einzelner Fahrzeugparameter wie beispielsweise den Getriebeübersetzungen oder der Nennleistung der Verbrennungskraftmaschine auf den Energieverbrauch, so ist eine Rückwärtsrechnung zielführend. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sollen auf Basis eines Rückwärtsrechenmodells erfolgen.

2.4 Verlustleistungs- vs Wirkungsgradansatz

Die Berücksichtigung von Verlusten einzelner Antriebsstrangkomponenten kann grundsätzlich durch Wirkungsgrad- oder Verlustkennfelder erfolgen. Bei der Beschreibung von Systemkomponenten (z.B. E-Motor) mit Hilfe von Wirkungsgradkennfeldern werden die Ausgangsleistungen zu ihren Eingangsleistungen ins Verhältnis gesetzt.

$$\eta = \frac{\text{Ausgangsleistung}}{\text{Eingangsleistung}} \quad (2.24)$$

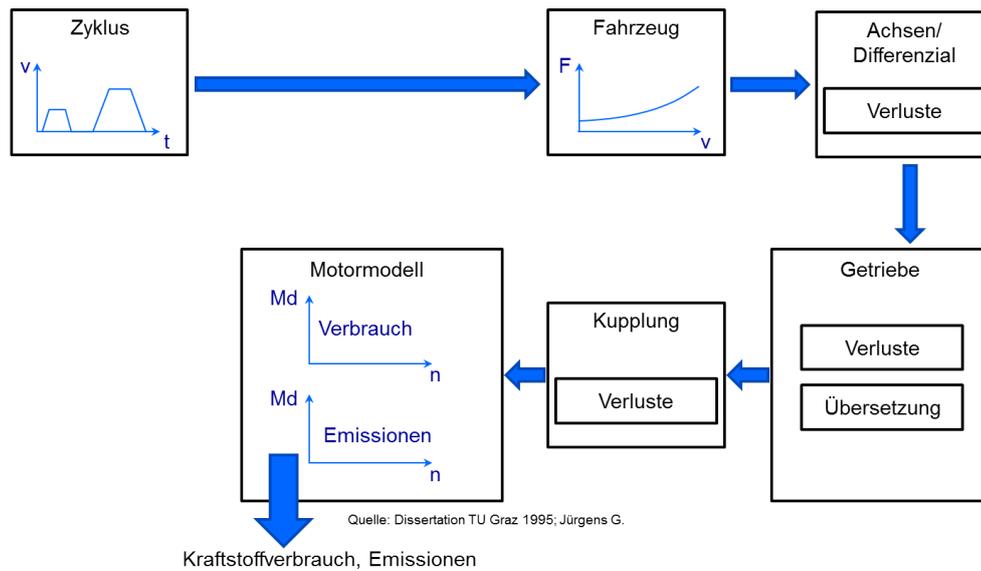


Abbildung 2.8: Schema einer Rückwärtssimulation

Bei der Rückwärtsberechnung wird die am Komponenteneingang benötigte Leistung über den Wirkungsgrad auf Basis der benötigten Ausgangsleistung berechnet (siehe Gleichung (2.24)).

$$\text{Eingangsleistung} = \frac{\text{Ausgangsleistung}}{\eta} \quad (2.25)$$

Im Folgenden soll dies anhand eines Beispiels am Elektromotor dargestellt werden. Die Eingangsgrößen in das E-Motor Modell sind das Drehmoment und die Drehzahl und damit die Leistung am Rotor, also am Abtrieb. Die Frage ist nun, wie groß die aufzunehmende elektrische Leistung zu sein hat, um die geforderte Leistung am Abtrieb zur Verfügung stellen zu können. Dazu wird die Ausgangsleistung durch den Wirkungsgrad des Elektromotors im jeweiligen Betriebspunkt dividiert und man erhält die notwendige Eingangsleistung. Nun gibt es aber Betriebspunkte und Betriebsarten die mit einem Wirkungsgradkennfeld allein nicht ausreichend beschrieben werden können. Dies sind im Allgemeinen Betriebszustände bei denen am Komponentenausgang keine Leistung abgegeben wird, zur Aufrechterhaltung der Funktionsfähigkeit oder zur raschen Verfügbarkeit aber sehr wohl eine Leistungsaufnahme erfolgt. Auf Basis der Wirkungsgradberechnung ist in diesen Betriebspunkten der Wirkungsgrad definitionsgemäß 0. Bei der Rückwärtsrechnung führt dies dann zur unbestimmten Rechenoperation 0 durch 0, siehe auch Abbildung 2.9. Natürlich kann das auch im Rahmen einer Berechnung über Wirkungsgrade gelöst werden, es wäre dafür jedoch die Berücksichtigung eines weiteren Betriebszustands notwendig.

Beschreibt man den Antriebsstrang jedoch über die Verlustleistungen der einzelnen Komponenten, so können diese unbestimmten Betriebszustände elegant umgangen werden. Bei der Definition der Komponenten auf diese Art und Weise ergibt sich der Zusammenhang zwischen Eingangsleistung und Ausgangsleistung wie folgt:

$$\text{Eingangsleistung} - \text{Ausgangsleistung} = \text{Verlustleistung} \quad (2.26)$$

Ist nun im Rahmen der Rückwärtsrechnung die erforderliche Eingangsleistung zu berechnen ist dabei die Ausgangsleistung mit der Verlustleistung zu addieren. Gegenüber der Berechnung über den Wirkungsgrad ergibt sich allerdings, dass eine Verlustleistung auch dann definiert werden kann, wenn keine Leistung am Komponentenausgang gefordert wird. In diesem Fall ergibt sich, dass die Eingangsleistung gleich der Verlustleistung ist und es ist nicht notwendig diesen Betriebszustand zusätzlich zu bestimmen. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 2.9 die Ansätze über Wirkungsgradkennfelder und Verlustleistungskennfelder gegenüber gestellt.

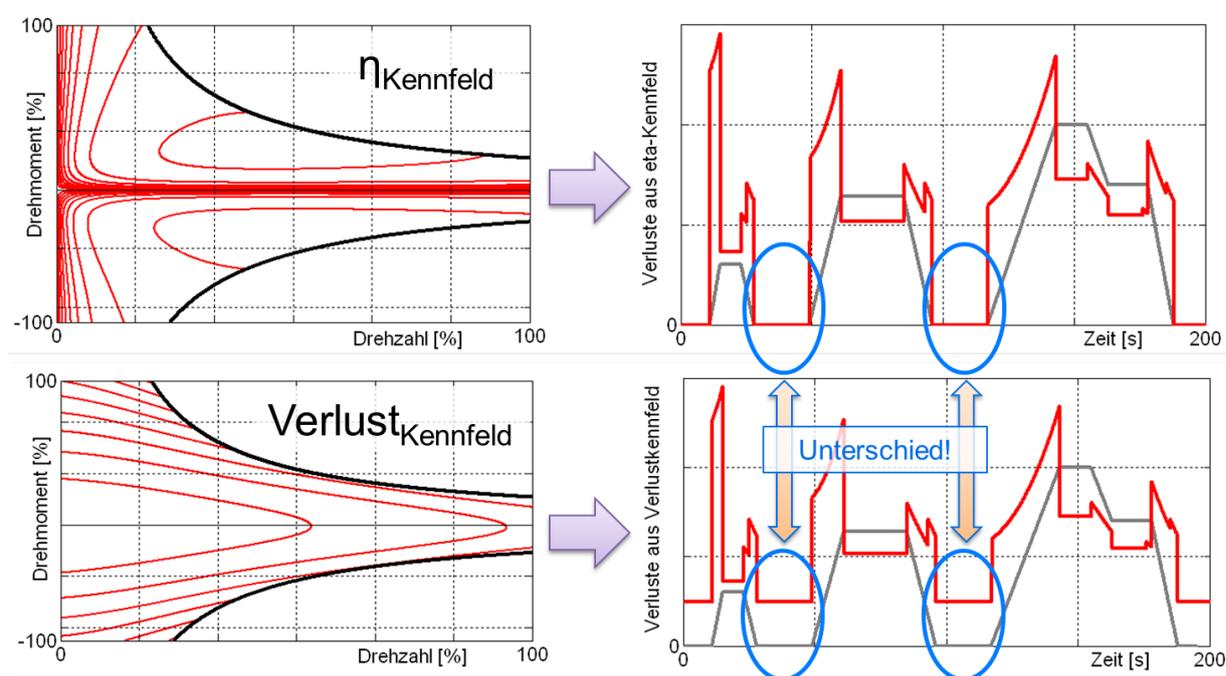


Abbildung 2.9: Verlust- vs. Wirkungsgrad Modellansatz[4]

Im rechten Bild in der oberen Hälfte der Darstellung ist in rot der Verlauf der Verlustleistung des E-Motors inkl. Leistungselektronik für den ECE-Bereich des NEDC bei der Modellierung über Wirkungsgradkennfelder zu sehen. Im unteren Bereich der Darstellung ist das Ergebnis für die Verlustleistung bei der Modellierung über Verlustkennfelder gezeigt. Die graue Linie repräsentiert jeweils den Geschwindigkeitsverlauf dieses Fahrzyklus. Bei Fahrzeugstillstand ergibt die Berechnung über den Wirkungsgrad eine Verlustleistung von 0. In der Realität wird von E-Motor und Leistungselektronik jedoch sehr wohl eine Leistung zur Aufrechterhaltung der Funktionsfähigkeit beansprucht. Dieser Betriebszustand müsste nun in der Rückwärtsberechnung gesondert berücksichtigt werden, was die Übersichtlichkeit des Simulink-Modells erheblich einschränkt. Bei der Beschreibung des E-Motors inkl. Leistungselektronik über Verlustkennfelder ist es nicht notwendig, Betriebszustände ohne Ausgangsleistung gesondert zu betrachten. Es war nun Aufgabe der Arbeit das IVD-TUD Modells als Verlustleistungmodell darzustellen und Verlustleistungsmodelle und Kennfelder für einzelne Komponenten zu erarbeiten.

Kapitel 3

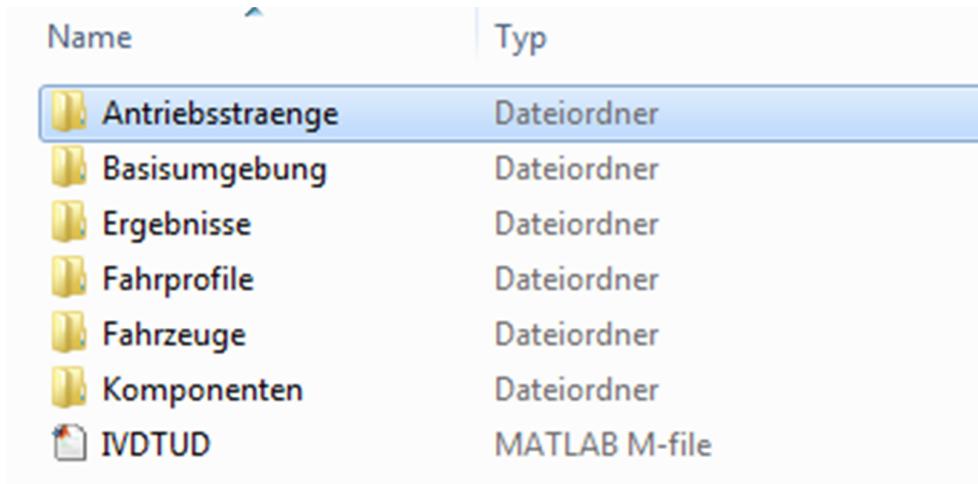
Das IVD-TUD Simulationsmodell

Das IVD-TUD Modell ist ein Fahrzeuglängsdynamikumgebung auf der Basis von Matlab-Simulink. Matlab ist ein Softwarepaket zur numerischen Berechnung und besitzt große Stärken in der Visualisierung von Daten und kann auch als Programmiersprache benutzt werden.

Das IVD-TUD Simulationsmodell wurde bei einem gemeinsamen Projekt der TU Darmstadt und der IVD Prof. Hohenberg GmbH entwickelt. Eine Anforderung des Projekts war es, eine Simulationsplattform zur Verfügung zu stellen, die es ermöglicht unterschiedliche Antriebsstrangtopologien von Fahrzeugen rasch aufbauen zu können und zu berechnen. Das Hauptaugenmerk liegt hierbei bei der Analyse und der energetischen Bewertung von Gesamtfahrzeugkonzepten in unterschiedlichen Fahrzyklen.

3.1 Der Aufbau des Programms

Die Organisation der Programmordner und Dateien ist in Abbildung 3.1 dargestellt.



Name	Typ
Antriebsstraenge	Dateiordner
Basisumgebung	Dateiordner
Ergebnisse	Dateiordner
Fahrprofile	Dateiordner
Fahrzeuge	Dateiordner
Komponenten	Dateiordner
IVDTUD	MATLAB M-file

Abbildung 3.1: Die Organisation des IVD-TUD Modells

Antriebsstraenge

Dieser Ordner enthält direkt dem Antriebsstrang zugehörige Modelle und Unterprogramme zum Aufbau des Antriebstrangs. Dazu gehören beispielsweise Batterie-, E-Maschinen- und Verbrennungsmotormodell.

Basisumgebung

Hier befinden sich das Modell zur Bestimmung der Fahrwiderstände sowie ein Modell zur Berücksichtigung der Rotationsträgheiten.

Ergebnisse

In diesem Ordner werden die Endergebnisse einer Längsdynamiksimulation gespeichert.

Fahrprofile

Daten verschiedener Fahrzyklen, wie beispielsweise der NEDC, sind hier abgelegt.

Fahrzeuge

In diesem Ordner sind bereits mehrere verschiedene vordefinierte Fahrzeugprofile angelegt.

Komponenten

Unter Komponenten sind die Submodelle der Antriebsstrangelemente abgelegt. Diese werden zum Aufbau von Komplettantriebssträngen genutzt werden.

IVDTUD

Diese Datei beinhaltet das Hauptprogramm des IVD-TUD Modells und muss zur Durchführung einer Simulation immer gestartet werden.

Den Kern der Simulationsumgebung bildet das Matlab-Skript „IVDTUD.m“. Von diesem Programm aus wird der komplette Berechnungsvorgang gestartet und folgende Schritte gesteuert:

- Zur Verfügung stellen einer Grafischen Benutzeroberfläche („GUI“)
- Aufrufen der Unterprogramme
- Verwaltung der Zwischenergebnisse
- Speichern der Endergebnisse

Die GUI dient als Benutzeroberfläche zur schnellen und einfachen allgemeinen Konfiguration der Berechnung. Zum Beispiel wird hier der Name der Ergebnisdatei festgelegt, ein bereits vordefinierter Fahrzyklus gewählt und die gewünschte Nennleistung eines Verbrennungsmotors oder einer E-Maschine angegeben. Außerdem wird der gesamte Berechnungsvorgang über die GUI gestartet.

Das Hauptprogramm ruft nun zur Längsdynamiksimulation Unterprogramm für Unterprogramm auf und behält benötigten die Zwischenergebnisse im Arbeitsspeicher um für

die nachfolgenden Unterprogramme zur Verfügung zu stehen. Am Ende der Berechnung werden die Ergebnisse unter dem festgelegten Namen in einer Datei gespeichert.

3.1.1 Ein Programmdurchlauf anhand eines Beispiels

Anhand eines Berechnungsbeispiels soll die Arbeits- und Funktionsweise des Programms demonstriert werden. Beim gewählten Fahrzeug handelt es sich um einen VW-Golf mit einem EV-CEA Antriebsstrang, siehe [4]. Der Antriebsstrang beinhaltet einen 40kW Elektromotor und eine 40kW Verbrennungskraftmaschine. Gesucht ist der Verlauf der Batterieleistung und des CO_2 Ausstoßes sowie der gesamte Kraftstoffverbrauch und die der Batterie entnommene elektrische Energie im NEDC. Des Weiteren soll der Antriebsstrang mit einem 1-stufigen und einem 2-stufigen Getriebe simuliert werden.

Programmstart

Durch das Ausführen der Hauptdatei „IVDTUD.m“ wird das Programm gestartet und ein Eingabefenster (3.2) zur komfortablen Eingabe der Berechnungsparameter geöffnet. In diesem Fenster werden alle globalen Parameter -beispielsweise Fahrzeug, Fahrzyklus, Antriebsstrang- der Berechnung definiert und die entsprechenden Werte unseres Beispiels eingegeben.

The screenshot displays the 'IVDTUD_Model_V2' input window, organized into several numbered sections:

- 1. Definition Programmverzeichnis:** A text field containing the path 'C:\Franz_Strametz\IVD\Projekte\Diplomarbeit\Simulationsmodell\IVD_Modell_\'.
- 2. Auswahl der Berechnungsmethode:** A dropdown menu set to 'Einzelberechnung'.
- 3. Fahrzeugauswahl:** Radio buttons for 'VW Golf' (selected), 'Fahrrad', and 'Mercedes S'.
- 4. Antriebsstrangdefinition:** Includes a 'REEV' radio button, a 'VKM Startdrehzahl' field with '1500 U/min', and dropdowns for 'IRE A' and 'Simple'.
- 5. Ergebnisbezeichnung und Simulationsschrittweite:** Text fields for 'Golf_EV_CEA' (Name_Datum.mat) and '0.1' (Simulationsschrittweite (sec)).
- 6. Zyklus/Fahrstrecke:** Radio buttons for 'NEDC' (selected), 'HRW - Stadt', 'HRW - Überland', 'Individueller Zyklus', 'IVD - RW', and 'HRW - Autobahn'.
- 7. Simulationsumgebung:** Includes a 'Standard' dropdown and three input fields for 'Umgebungstemperatur [°C]' (20), 'Dichte Umgebungsluft [kg/m³]' (1.226), and 'Erdbeschleunigung [m/s²]' (9.81).
- 8. Definition der Fahrzeugkomponenten:**
 - REEV:** Input fields for 'E - Motor' and 'Range Extender', both set to '40'.
 - Batterie:** A dropdown menu set to 'NiMh' and an input field set to '20'.
 - Checkboxes for 'Fahrzeugmasse fixieren' (unchecked) and 'Bremskraftverteilung berücksichtigen' (checked).
 - Input fields for 'Fahrzeugmasse' (kg) set to '60' and 'Rekuperationsanteil [%]'.
- 9. Rotationsträgeiten:** A dropdown menu set to 'alle'.
- Abschätzung der Berechnungsdauer:** Input fields for '# Anzahl' and '# Stunden'.
- Buttons:** A 'Start' button, a 'Weitere Einstellungen' button, and a large green 'Simulationsstart' button.

Abbildung 3.2: Das Eingabefenster des des IVD-TUD Modells

Feld 1: Definition Programmverzeichnis

In diesem Feld kann das gewünschte Verzeichnis zur Simulation festgelegt werden. Für unser Beispiel wählen wir hier

„C:/Franz_Strametz/IVD/Projekte/Diplomarbeit/Simulationsmodell/IVD_Modell_V8“

Feld 2: Auswahl der Berechnungsmethode

Es stehen zwei Methoden zur Auswahl:

- Einzelberechnung
- Patchberechnung

Unter Einzelberechnung versteht man das Durchführen der Berechnung für einen einzigen definierten Antriebsstrang, das heißt für eine E-Motorleistung, eine VKM-Leistung und eine bestimmte Batteriekapazität. Bei der Patchberechnung hingegen ist es möglich, die Berechnung automatisch über definierte Leistungs- und Kapazitätsbereiche ablaufen zu lassen. Dazu definiert man einfach Minimal- und Maximalleistung sowie Minimal- und Maximalkapazität von E-Maschine, Verbrennungskraftmaschine und Batterie. Zusätzlich gibt man das gewünschte Inkrement an. Das Programm führt dann für alle möglichen Leistungs- und Kapazitätskombinationen automatisch eine Simulation durch. Für das hier angeführte Beispiel muss eine „Einzelberechnung“ ausgewählt werden.

Feld 3: Fahrzeugauswahl

In diesem Bereich wird das zu berechnende Fahrzeug ausgewählt und je nach Auswahl wird das entsprechende Fahrzeugfile in den Arbeitsspeicher geladen. In den entsprechenden Fahrzeugdateien sind folgende Fahrzeugparameter definiert:

- Masse der Zuladung
- Leermasse des Fahrzeugs
- Projizierte Stirnfläche
- Luftwiderstandsbeiwert
- Rollwiderstandsbeiwert
- statischer Reifenradius
- dynamischer Reifenradius
- Massenträgheitsmoment eines Reifens

In unserem Fall wird hier „VW Golf“ gewählt. Will man einzelne Parameter des Fahrzeugs ändern, so öffnet man das entsprechende Fahrzeugfile und setzt die Fahrzeugparameter auf die gewünschten Werte.

Feld 4: Antriebsstrangdefinition

In diesem Feld besteht die Möglichkeit unter mehreren vordefinierten Antriebsstrangkongfigurationen zu wählen. Grundsätzlich kann die Auswahl zwischen seriellen und parallelen Hybridantriebssträngen getroffen werden.

Für unsere Berechnung wird hier der Antriebsstrang „REEV“ (range extended electric vehicle) gewählt. Für die Betriebsstrategie nehmen wir „Simple“. Das bedeutet, dass der Verbrennungsmotor erst ab einer frei wählbaren Drehzahl in Betrieb genommen wird. Unter dieser Drehzahl erfolgt der Antrieb ausschließlich durch den E-Motor.

Feld 5: Ergebnisbezeichnung und Simulationsschrittweite

In diesem Feld ist der gewünschte Name der Ergebnisdatei festzulegen. Der eingetragene Name wird mit dem aktuellen Datum und der Dateiendung „.mat“ erweitert. Die Ergebnisse werden nach Abschluss der Simulation unter diesem Namen im Ordner Ergebnisse gespeichert. Bei der Simulationsschrittweite wird das Zeitinkrement in Sekunden für die Durchführung der Rückwärtsrechnung festgelegt. Dieses kann in den meisten Fällen standardmäßig auf 0,1s belassen werden.

Feld 6: Zyklus/Fahrstrecke

- NEDC
- HRW-Stadt
- HRW-Land
- HRW-Autobahn
- IVD-RW
- Individueller Zyklus

Bei den „HRW“ Zyklen handelt es sich um Zyklen eines Automobilherstellers, die im Rahmen eines gemeinsamen Projekts zur Anwendung kamen. Zudem besteht die Möglichkeit, einen beliebigen individuellen Zyklus zu simulieren. Dazu ist im Ordner „individuelle.Profile“ eine Datei mit dem gewünschten Geschwindigkeits-Zeit Verlauf anzulegen und im Skript „Fahrprofilerstellung.m“ in Zeile 160 der entsprechende Dateiname anzugeben.

Feld 7: Simulationsumgebung

Hier werden die folgenden Parameter

- Umgebungstemperatur
- Luftdichte
- Erdbeschleunigung

zur Bestimmung der Umweltbedingungen definiert.

Sie dienen dem Fahrwiderstandsmodell zur Berechnung der Fahrwiderstände. Durch Vorauswahl der Option „Standardbedingungen“ werden die Werte auf Standardwerte gesetzt, was für unser Beispiel auch genutzt wird.

Feld 8: Definition der Fahrzeugkomponenten

Je nach gewählter Antriebsstrangoption (Feld 4) können an dieser Stelle die entsprechenden Antriebskomponenten parametrisiert werden. Prinzipiell sind das also entweder ein E-Motor und eine Verbrennungskraftmaschine oder ein E-Motor, ein Generator und eine Verbrennungskraftmaschine für die in diesem Feld die Nennleistung zu spezifizieren ist. Zusätzlich erfolgt hier noch die Spezifikation der Batterie. Es stehen zwei Auswahloptionen zur Verfügung:

- NiMh
- Li Ion

Die gewünschte Batteriekapazität wird an der rechten Seite in der Einheit kWh eingegeben. Will man die Simulation für ein konstantes, von den Antriebsstrangkomponenten unabhängiges, Fahrzeuggewicht durchführen, so ist hier „Fahrzeugmasse fixieren“ zu markieren und die gewünschte Masse darunter einzutragen. Des Weiteren kann noch eine Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse berücksichtigt werden. Der Prozentsatz gibt an, wieviel von der Gesamtbremsenergie für eine etwaige Rekuperation theoretisch an der entsprechenden Achse zur Verfügung steht.

Feld 9: Rotationsträgheiten

Wie in Absatz 2.2.1 beschrieben, vergrößern rotierende Massen den Beschleunigungswiderstand. In diesem Feld wird spezifiziert welche rotierenden Massen bei der Berechnung des Beschleunigungswiderstands berücksichtigt werden. Zur Auswahl stehen:

- keine: es werden keine Rotationsträgheiten berücksichtigt
- Räder: nur die Rotationsträgheiten der Räder werden berücksichtigt
- alle: alle Rotationsträgheiten des Antriebsstrangs werden berücksichtigt

Bei unserem Simulationsbeispiel sollen alle Rotationsträgheiten berücksichtigt werden.

Der Berechnungsablauf

Durch Drücken des Knopfs „Simulationsstart“ werden die entsprechenden Auswahlen und Werte in den Matlab-Workspace geladen und die Berechnung gestartet.

Als erstes wird nun die Datei mit den gewünschten Fahrzeugdaten in den Matlab-Workspace geladen. In diesem Fall handelt es sich um die Datei „VW_Golf.m“, die sich im Ordner „Fahrzeuge“ befindet.

Im nächsten Schritt wird die Datei „Fahrprofilerstellung.m“ ausgeführt. Diese Datei dient dem Laden bereits bestehender Fahrprofile und lädt fahrprofilspezifische Daten wie Geschwindigkeits-Zeit Verlauf und Höhenprofil des gewählten Zyklus in den Arbeitsspeicher.

Nachdem nun alle benötigten Daten für die Berechnung des Fahrwiderstands geladen sind, wird die Datei „Fahrwiderstandsmodell.mdl“ ausgeführt. Bei dieser Datei handelt es sich um ein Simulink-Modell zur Ermittlung der Fahrwiderstände im Zyklus, siehe auch Abbildung 3.6. Das Modell verwendet die im Arbeitsspeicher bereits vorhandenen Daten des Fahrzeugs und des Fahrprofils als Eingangsgrößen. Daraus wird nun der Verlauf der Fahrwiderstände des Fahrzeugs im entsprechenden Fahrzyklus ermittelt und im Matlab-Workspace zur Verfügung gestellt.

Mit dem Vorhandensein des zeitlichen Verlaufs der Fahrwiderstände wird die Datei „EV_CEA_run.m“ ausgeführt. Dieses Programm regelt den Aufruf der verschiedenen Unterprogramme der Modelle zur Parametrierung des gewünschten Antriebsstrangs. Hier erfolgt auch die Angabe der spezifischen Werte der Eingangsgrößen für die einzelnen Komponentenmodelle, wie beispielsweise die Angabe von Maximal- und Minimaldrehzahl der Verbrennungskraftmaschine. Hier erfolgt nun hintereinander der Aufruf der Dateien „EngineEditor.m“, „EMotEditor.m“ und „BatteryEditor.m“. Bei diesen Programmen handelt es sich um die Berechnungsmodelle von Verbrennungskraftmaschine, E-Maschine und Batterie. Als Ergebnis liefern sie ihre Verlustkennfelder, welche im danach ausgeführten Simulink-Modell benötigt werden. Nach der Berechnung der einzelnen Komponentenmodelle wird das Simulink-Modell „EV_CEA_Modell“ des Gesamtantriebsstrangs gestartet, siehe Abbildung 3.3. Es stehen auch andere Antriebsstränge, beispielsweise reiner Verbrennungskraftmaschinen-Antrieb, als fertiges Simulink-Modell zur Verfügung.

Standardmäßig ist im EV-CEA-Modell ein 2-Gang Getriebe implementiert. Will man den Antriebsstrang mit einem einstufigen Getriebe simulieren, muss das 2-stufige Getriebe aus dem Antriebsstrangmodell entfernt und durch ein einstufiges Modell ersetzt werden. Ein einstufiges Getriebe-Modell ist bereits vorhanden und kann aus dem Ordner Komponenten in das EV-CEA-Modell implementiert werden. Nach Abschluss der Berechnungen, werden die Simulationsergebnisse im Ordner „Ergebnisse“ unter dem vorher festgelegten Namen in einer Datei gespeichert und stehen für die Weiterverarbeitung in Matlab zur Verfügung.

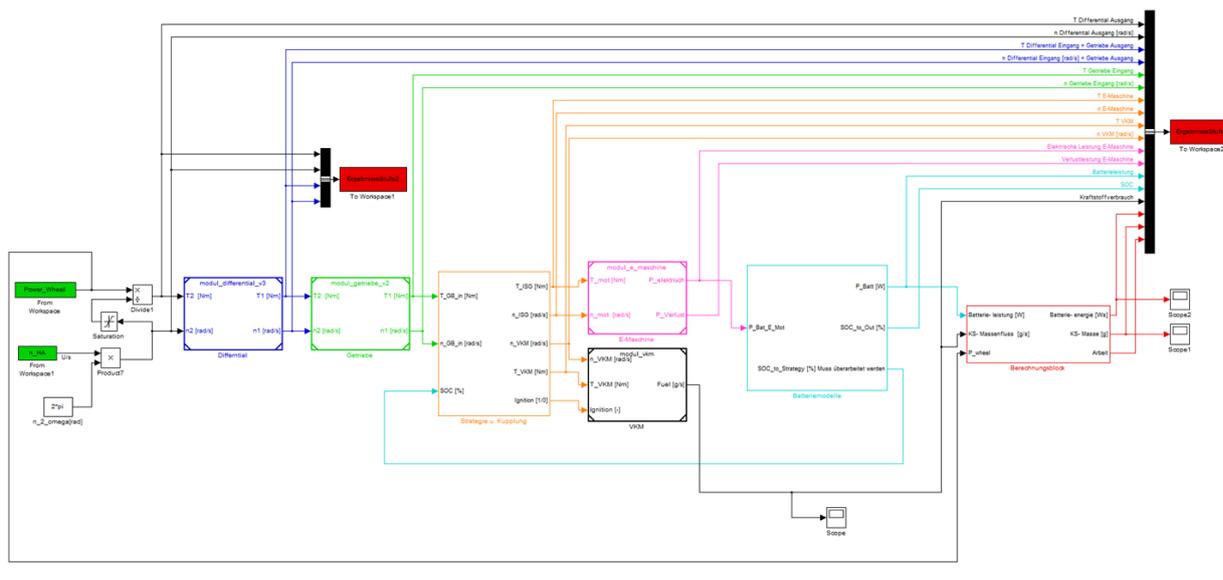


Abbildung 3.3: Simulink-Modell des EV-CEA Antriebsstrangs

3.2 Die Berechnungsebenen

Die Längsdynamikberechnung des IVD-TUD Modells ist auf drei Berechnungsebenen aufgeteilt welche über geeignete Schnittstellen miteinander verbunden sind. Die Aufteilung dieser Ebenen inklusive ihrer Schnittstellen ist in Abbildung 3.4 dargestellt.

In der Berechnungsebene 1 erfolgt die Ermittlung der notwendigen Antriebsleistung an den Reifen des Fahrzeugs abhängig von gewähltem Fahrprofil, gewähltem Fahrzeug und den Umweltbedingungen. Die Antriebsleistung am Reifen wird unter Berücksichtigung der Wirkungsgradkette der Komponenten in Berechnungsebene 2 in die erforderliche Antriebsleistung an der bzw. an den Antriebswellen der Antriebseinheiten umgerechnet. Die Energiewandler E-Maschine und Verbrennungskraftmaschine und die dazugehörigen Energiespeicher sind in der Ebene 3 angeordnet.

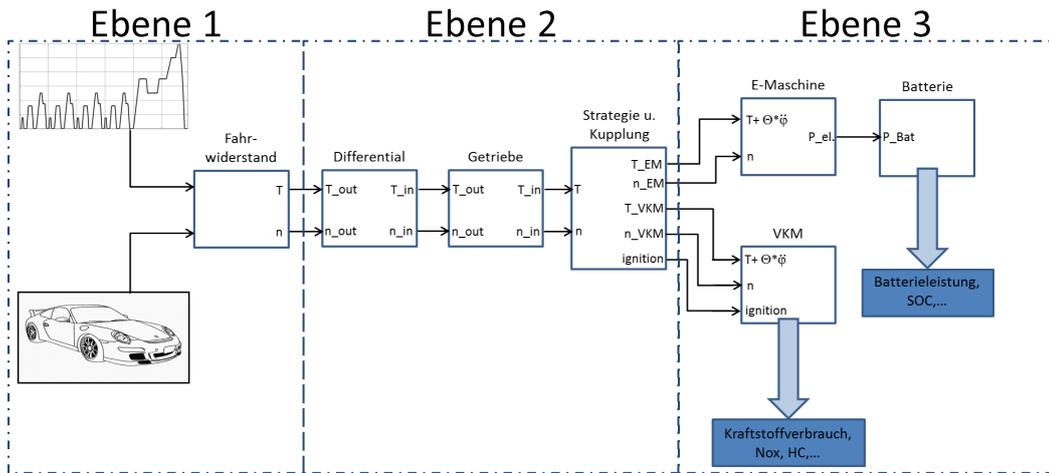


Abbildung 3.4: Die verschiedenen Berechnungsebenen des IVD-TUD Modells

3.2.1 Berechnungsebene 1

In der Berechnungsebene 1 erfolgt die Ermittlung der erforderlichen Kräfte und Leistungen an den Antriebsrädern. Notwendige Eingangsgrößen in das Fahrwiderstandsmodell sind die Fahrzeugparameter, Geschwindigkeitsprofil und die Umgebungsbedingungen. Beim Berechnungsstart des IVD-TUD Modells werden die Einstellungen der GUI in die Matlab Workspace übernommen. Die Fahrzeugdaten werden aus der ausgewählten Fahrzeugdatei geladen, der Fahrzyklus wird ebenso aus einer Fahrprofildatei entnommen und die Umgebungsbedingungen werden direkt aus der GUI eingelesen. Das Modell errechnet das notwendige Antriebsmoment und die Drehzahl, und einige davon abgeleitete Größen am Antriebsreifen des Fahrzeugs und speichert und übergibt die Ergebnisse an die Berechnungsebene 2. Das Fahrwiderstandsmodell kann auch völlig unabhängig vom restlichen Programm verwendet werden.

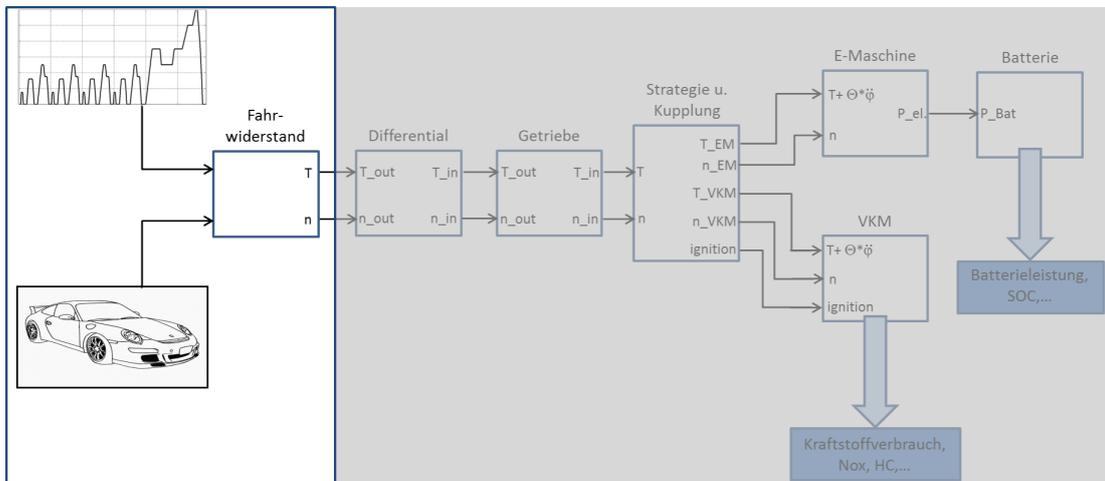


Abbildung 3.5: Berechnungsebene 1 des IVD-TUD Modells

Das Fahrwiderstandsmodell

Das Fahrwiderstandsmodell ist ein eigenständiges Simulink-Modell zur Berechnung der Fahrwiderstände und den Leistungsbedarf eines Fahrzeugs in einem Fahrzyklus. Als Eingabedaten benötigt das Modell die Fahrzeugdaten (Reifenradius, Masse, cw-Wert und Stirnfläche und das gewünschte Fahrprofil, bestehend aus Geschwindigkeitsverlauf und dem Höhenprofil der Strecke. Daraus werden mit den Formeln aus Kapitel 2 die Fahrwiderstandskräfte und die benötigten Fahrleistungen am Reifen des Fahrzeugs errechnet. Der gesamte Leistungsbedarf am Rad des Fahrzeugs errechnet sich nach Gleichung (3.1) mit

$$P_{Bed} = \frac{\rho_L * v_{\infty}^2}{3} * A_L * c_W + m_F * g * \left(f_R + \sin(\alpha_{St}) + e_i * \frac{a_x}{g} \right) * v_x \quad (3.1)$$

Wird das Fahrwiderstandsmodell im Zuge einer Simulation des IVD-TUD Modells verwendet, werden die Ergebnisse gespeichert und stehen direkt als Eingangsdaten für die Berechnungsebene 2 zur Verfügung.

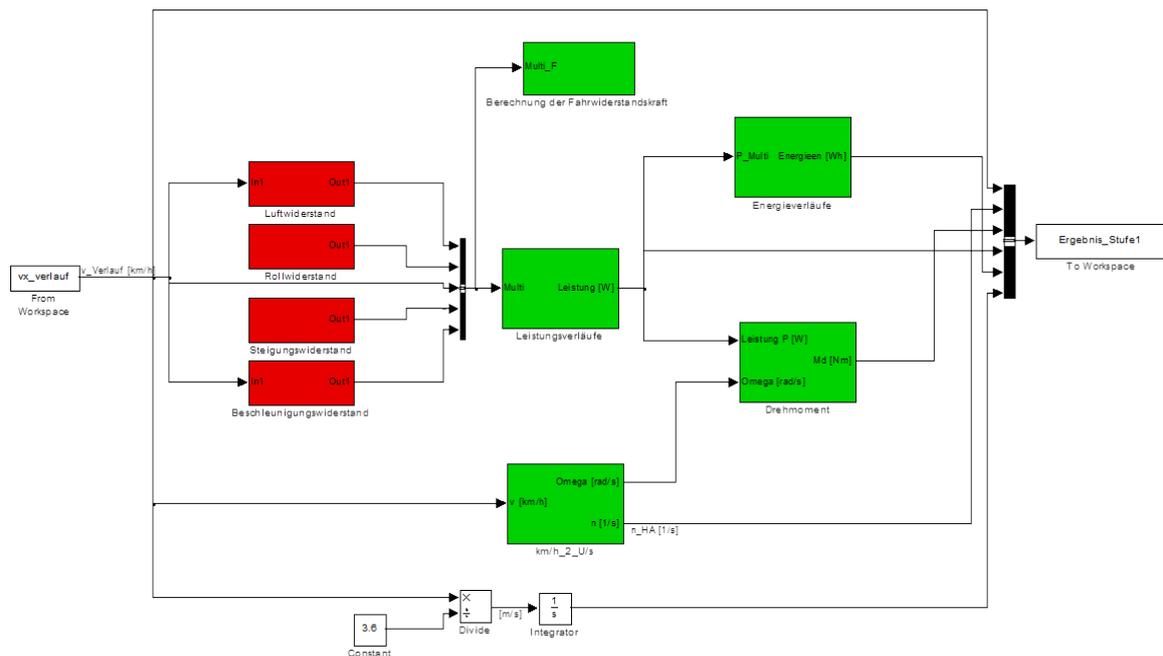


Abbildung 3.6: Berechnungsebene 1 des IVD-TUD Modells

3.2.2 Berechnungsebene 2

In der Berechnungsebene 2 sind die einzelnen Modelle der Komponenten für die Leistungsübertragung von den Antriebsmaschinen zum Reifen angeordnet, siehe Abbildung 3.7. Als Eingangsgrößen dienen Drehmoment und Drehzahl am Reifen. Die erhaltenen Ergebnisse sind die notwendigen Leistungen der Antriebseinheiten, für gewöhnlich E-Maschine

und Verbrennungsmotor. In dieser Ebene sind die Modelle des Triebstrangs angeordnet. Im IVD-TUD Modell sind bestimmte Antriebsstrangtopologien schon realisiert, so z.B. ein serieller Hybridantriebsstrang. Möchte man eigene, nicht implementierte, Triebstränge berechnen, kann man diese relativ einfach aus den vorhandenen Modellen der Komponenten zusammensetzen. Im Folgenden werden die einzelnen Komponentenmodelle und ihre notwendigen Setup-Parameter detailliert beschrieben.

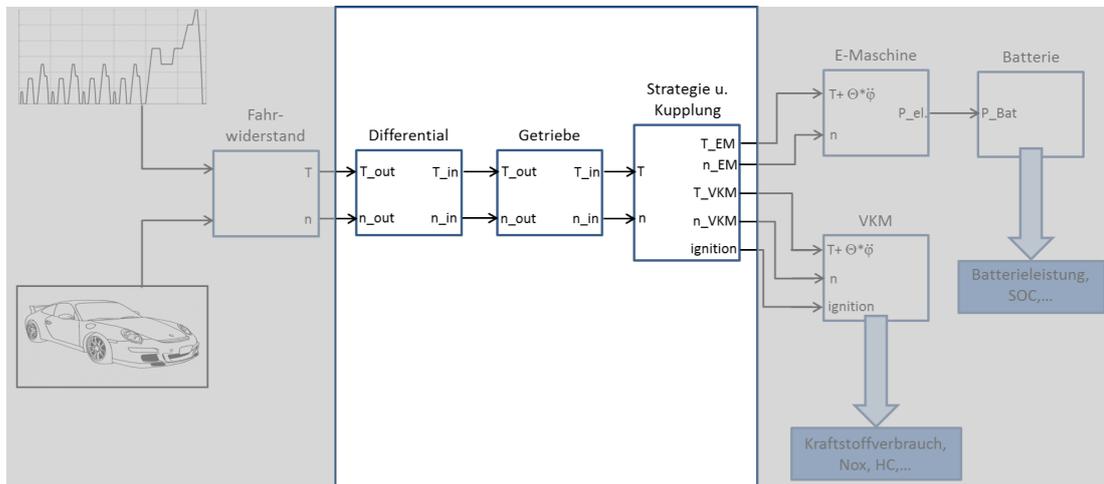


Abbildung 3.7: Berechnungsebene 2 des IVD-TUD Modells

Das Differentialmodell

Das Differentialgetriebe dient dem Ausgleich von Drehzahlunterschieden der beiden Antriebsachsen. Da es sich beim IVD-TUD Modell um ein reines Längsdynamikmodell handelt, bildet das Simulinkmodell des Differentials die Eigenschaften eines Getriebes mit Wirkungsgrad, Übersetzung und Trägheitsmomenten ab. Zusätzlich berücksichtigt ein konstanter Faktor für die Bremskraftverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse, die, im Falle eines installierten Bremsenergieerückgewinnungssystems, tatsächlich zur Verfügung stehende Rekuperationsleistung an der Antriebsachse. Als Parameter benötigt es das Übersetzungsverhältnis, die Bremskraftverteilung und den Wirkungsgrad des Differentials. Als Eingangsgrößen in das Modell dienen Ausgangsmoment und Ausgangsdrehzahl des Differentials. Aus diesen Größen wird dann das Ergebnis, das erforderliche Eingangsmoment und die erforderliche Eingangsdrehzahl, berechnet.

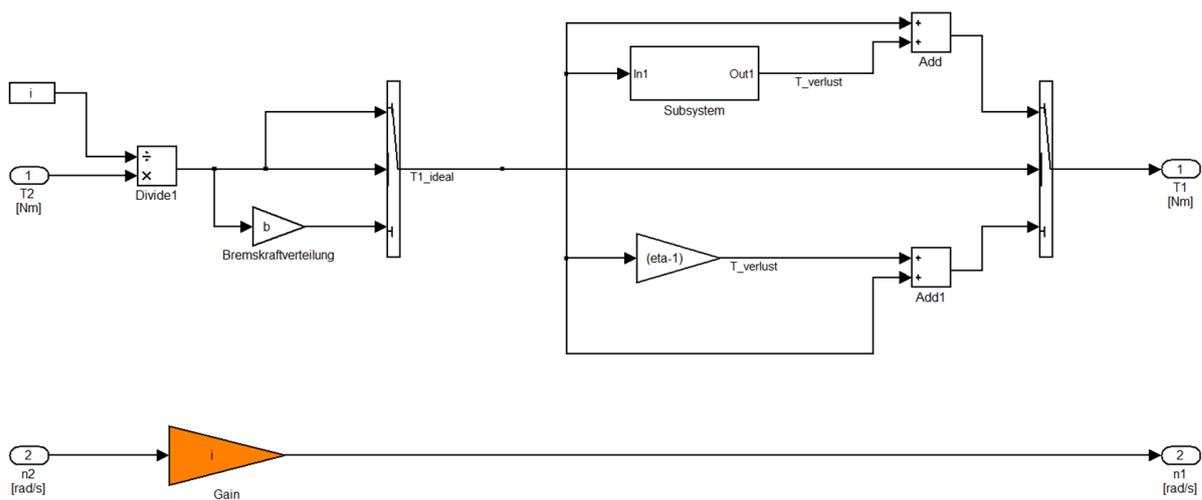


Abbildung 3.8: Das Differentialmodell

Das Getriebemodell

Das Getriebemodell repräsentiert ein 2-stufiges Schaltgetriebe. Als Parameter benötigt es die Übersetzungsverhältnisse der beiden Gänge, die Drehzahl bei der der Gangwechsel erfolgt und die Angabe eines Wirkungsgrades. Aus anliegendem Ausgangsmoment und Ausgangsdrehzahl errechnet das Modell in Abhängigkeit der gewählten Parameter wiederum das notwendige Drehmoment und die Drehzahl am Getriebeeingang.

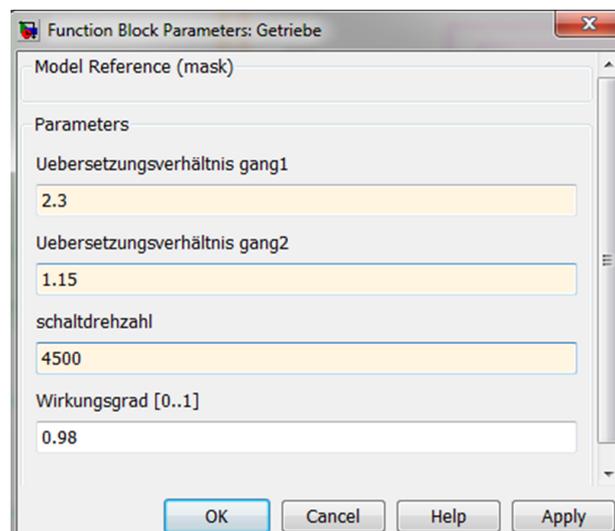


Abbildung 3.9: Die Parameter des Getriebemodells

Das Strategie- und Kupplungsmodell

Das Strategie- und Kupplungsmodell beinhaltet die Umsetzung einer Betriebsstrategie im Falle eines Hybridantriebsstrangs. Seine Aufgabe besteht darin, den Betrieb von Verbrennungskraftmaschine und Elektromotor zu regeln. Zum Beispiel kann das in einem einfachen Fall die Inbetriebnahme des Verbrennungsmotors beim Unterschreiten eines bestimmten Ladezustands der Batterie sein. Reale Betriebsstrategien sind ein sehr komplexes Gebiet und hängen von einer ganzen Reihe weiterer Parametern ab. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist die hier gewählte Basis-Betriebsstrategie jedoch ausreichend.

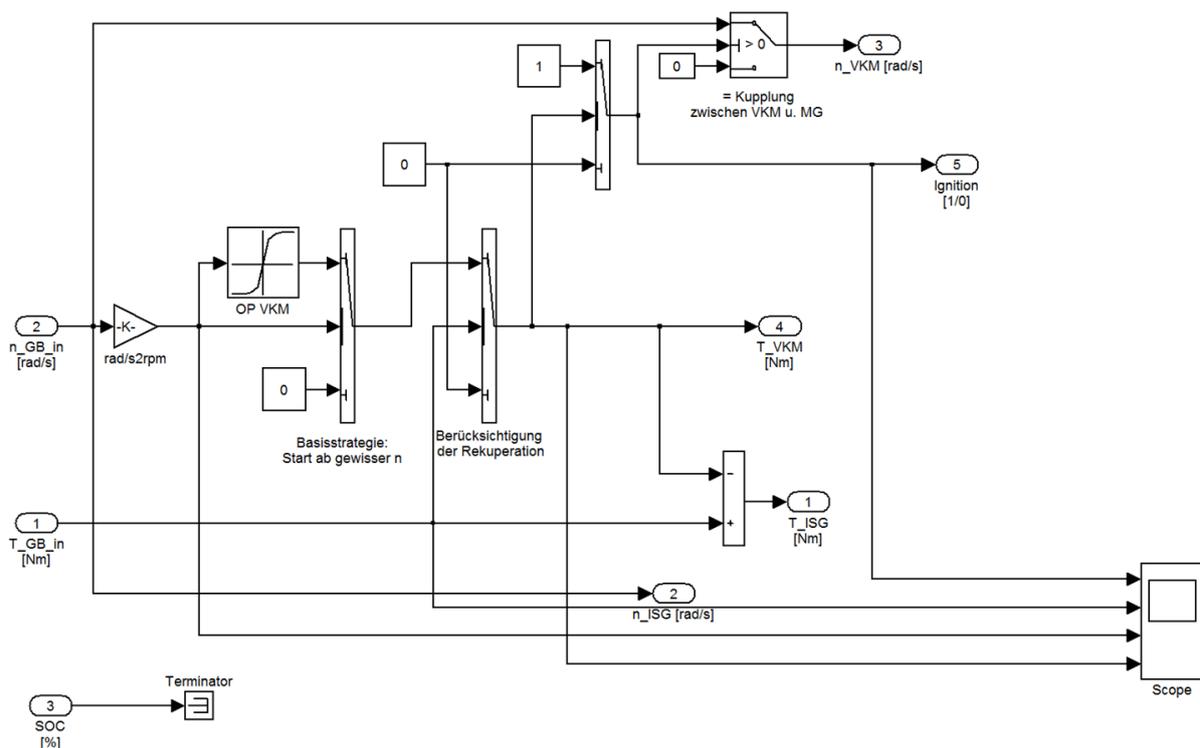


Abbildung 3.10: Das Strategie- und Kupplungsmodell

3.2.3 Berechnungsebene 3

In der Berechnungsebene 3 (Abbildung 3.11) sind die Verbrennungskraftmaschine und der E-Motor angeordnet. Hinzu kommen die Energiespeicher, also Batterie und Kraftstofftank. Ihre zu erbringende Leistung erhalten sie direkt von der Berechnungsebene 2 aus dem Betriebsstrategiemodell.

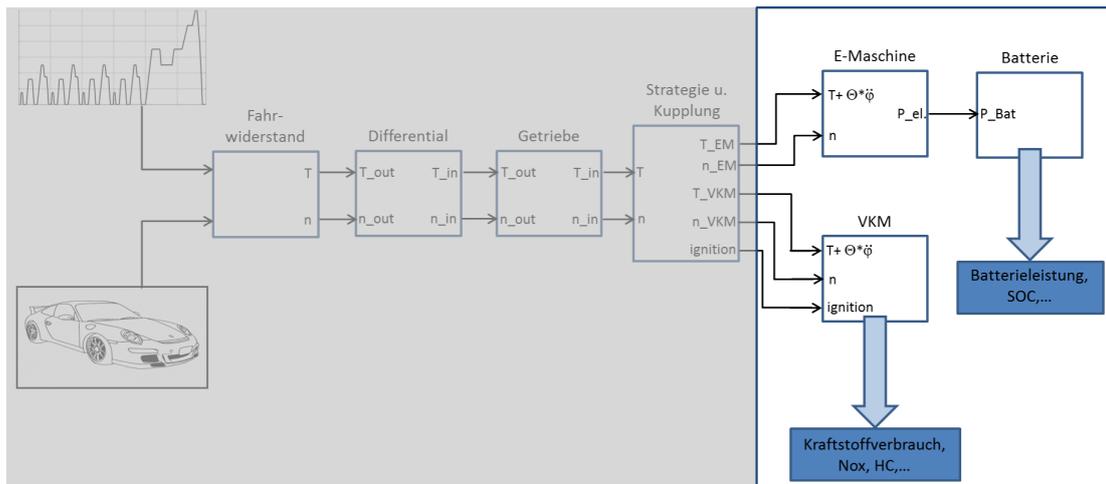


Abbildung 3.11: Berechnungsebene 3 des IVD-TUD Modells

E-Maschinenmodell

Die Umsetzung der E-Maschine in Simulink erfolgt über ein implementiertes Wirkungsgradkennfeld. Die Eingangsgrößen sind das erforderliche Abtriebsmoment und die Drehzahl am Rotor. Daraus wird der Wirkungsgrad im Kennfeld abgelesen. Das E-Maschinenmodell kann über die Maximalleistung und die maximale Drehzahl skaliert werden.

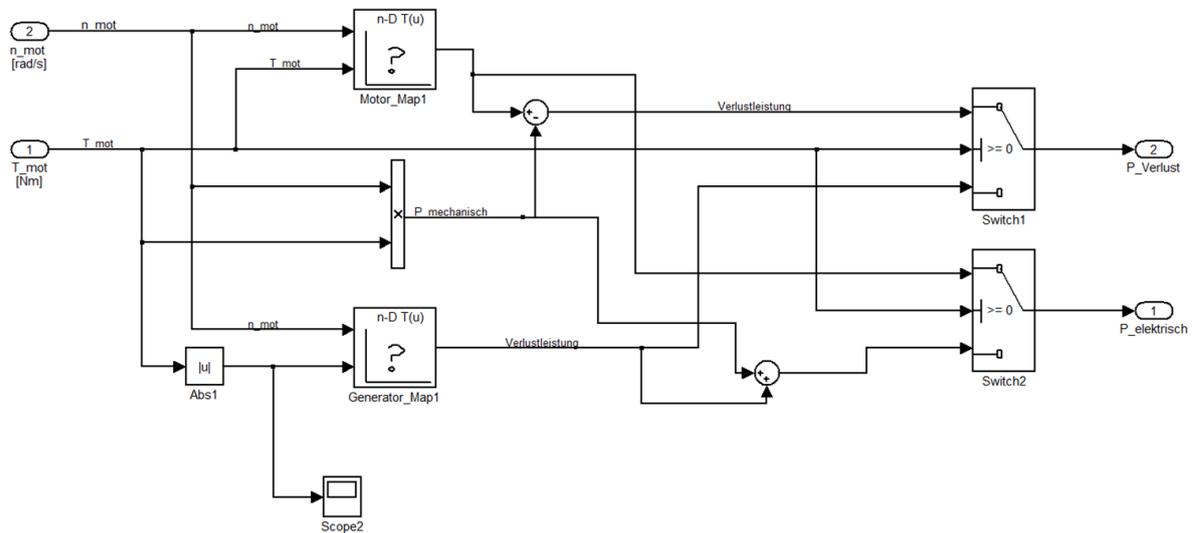


Abbildung 3.12: Das Modell der E-Maschine

Für das Fahrzeuglängsdynamikmodell war ein Verlustleistungsmodell einer E-Maschine zu entwickeln. Das Modell sollte einfach handhabbar und in die Berechnungsumgebung des bereits vorhandenen Längsdynamikmodells integriert werden können. Es sollte über die Leistung und die maximale Drehzahl skaliert werden können. In der Fahrzeugtechnik

werden als E-Maschinen überwiegend permanenterrechte Synchronmaschinen (PSM) eingesetzt. Das Modell soll sowohl den Motorbetrieb als auch den Generatorbetrieb abbilden. Im Motorbetrieb wird aus dem geforderten Drehmoment und der Drehzahl am Rotor, die zur Aufbringung dieser mechanischen Leistung zuzuführende Leistung aus der Batterie errechnet. Beim Generatorbetrieb kehrt sich der Leistungsfluß um und man erhält, aus der mechanischen Leistung als Eingangsgröße, die Ladeleistung der Batterie.

Das bei der IVD Prof. Hohenberg entwickelte EV-CEA Konzept beinhaltet als E-Maschine eine permanent erregte Synchronmaschine inklusive der dazugehörigen Leistungselektronik, den IMG300 der Firma Bosch mit einer max. Dauerleistung von 36kW. Auf Basis dieser Maschine wurde ein skalierbares Verlustmodell der E-Maschine für das IVD-TUD Modell erarbeitet. Zur Ermittlung der Verlustleistungen wurde die Maschine inkl. Leistungselektronik an der TU Darmstadt am Prüfstand vermessen. Die geglätteten Ergebnisse der Verlustleistungsmessung mit der Drehzahl als Parameter des IMG300 sind in Abbildung 3.13 dargestellt. Eine positive Leistung auf der Abszisse stellt hier den Motorbetrieb dar, dass heißt eine Abgabe von mechanischer Leistung, eine negative Leistung repräsentiert den Betrieb als Generator. In Abbildung 3.14 sind die Ergebnisse des IMG300 im Motorbetrieb als Kennfeld dargestellt. Die Ergebnisse der Vermessung dienen als Referenz für das nachfolgend beschriebene skalierbare Verlustleistungskennfeld.

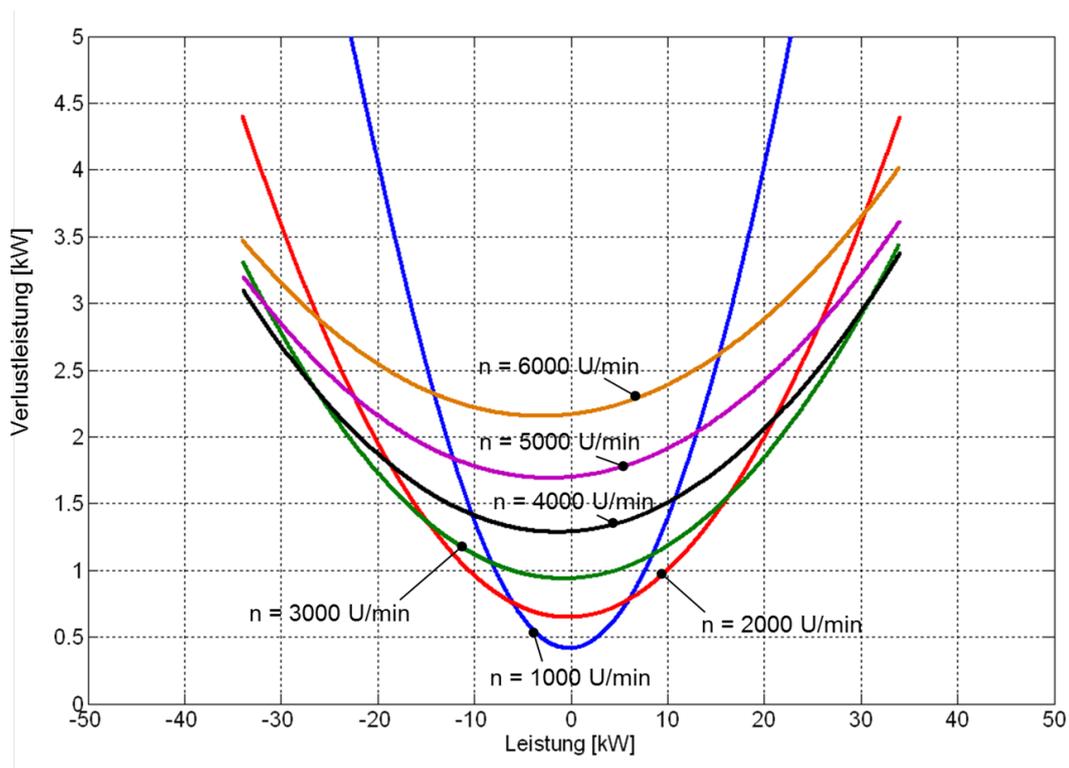


Abbildung 3.13: Verlustleistung des IMG300 der Fa. Bosch

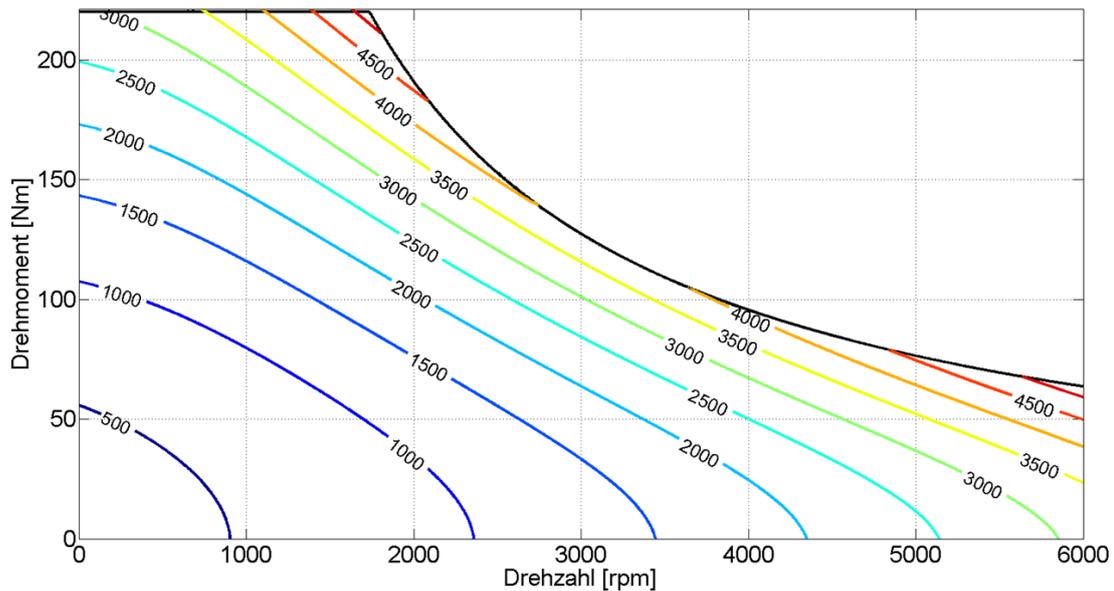


Abbildung 3.14: Verlustleistungskennfeld des IMG300 im Motorbetrieb

Beschreibung der Skalierung:

Um geeignete Antriebsstrangkonfigurationen schnell und effektiv analysieren und bewerten zu können, ist es notwendig das Verlustleistungskennfeld des E-Maschinen Modells skalierbar zu gestalten. Als Basis wird hierfür das gemessene Verlustleistungskennfeld des IMG300 verwendet. Ausgehend davon werden die Verlustleistungen von E-Maschinen unterschiedlicher Leistung berechnet. Der Ablauf der Berechnung wird im Folgenden erläutert.

1. Normierung des Referenzkennfelds

Aus dem Kennfeld des IMG300 wird ein normiertes Kennfeld berechnet. Dazu wird die Drehzahl n zur Maximaldrehzahl $n_{ref,max}$ und das Drehmoment zum Maximaldrehmoment $M_{ref,max}$ des Referenzkennfelds ins Verhältnis gesetzt.

$$n_{norm} = \frac{n_{ref}}{n_{ref,max}} \quad (3.2)$$

$$M_{norm} = \frac{M_{ref}}{M_{ref,max}} \quad (3.3)$$

Die Verlustleistungen $P_{ref,Verlust}$ des Referenzkennfelds werden mit der Nennleistung $P_{ref,Nenn}$ normiert.

$$P_{norm,Verlust} = \frac{P_{ref,Verlust}}{P_{ref,Nenn}} \quad (3.4)$$

Dies führt zu folgender normierter Darstellung des Verlustleistungskennfelds in Abbildung 3.15

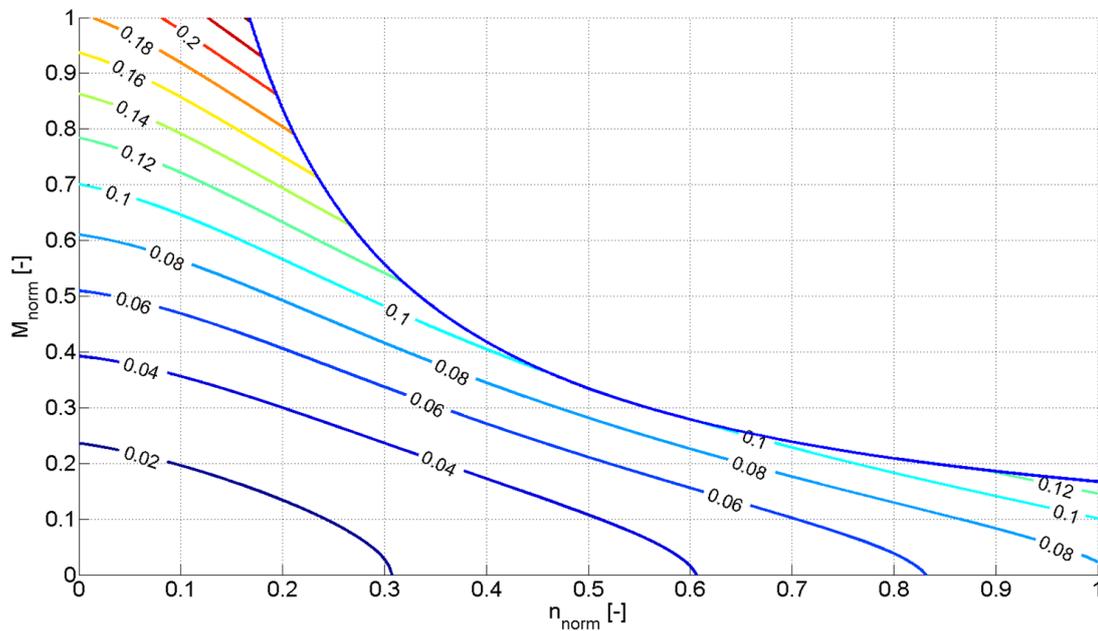


Abbildung 3.15: Normiertes Verlustleistungskennfeld im Motorbetrieb

Mit der Nennleistung und der Maximaldrehzahl als Eingangsgrößen lassen sich nun ähnliche Kennfelder auf Basis des Normkennfelds berechnen. Folgende vereinfachende Annahmen liegen dem Modell zu Grunde:

- Die Leistung steigt bis zu einer bestimmten Drehzahl linear und bleibt dann bis zur Maximaldrehzahl konstant
- Die normierte Drehzahl wird mit der gewünschten Eingangsdrehzahl multipliziert.
- Aus der gewünschten Maximalleistung und dem neuen Drehzahlbereich wird die neue Momentenkennlinie errechnet

Das Ergebnis für eine E-Maschine mit 64kW Leistung und einer Maximaldrehzahl von 8000U/min ist in Abbildung 3.16 dargestellt.

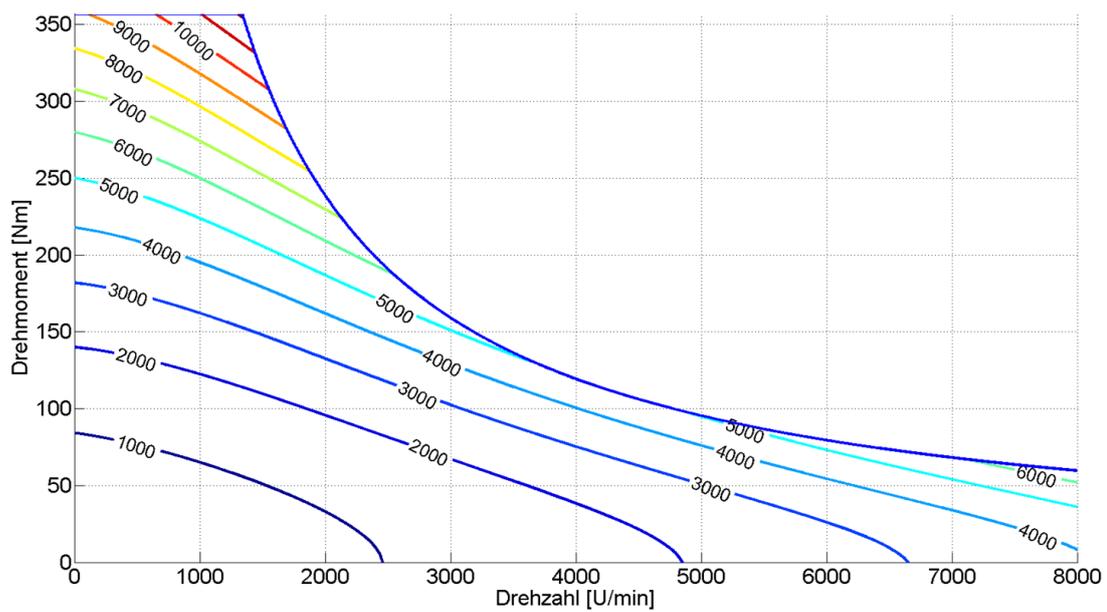


Abbildung 3.16: Modifiziertes Verlustleistungskennfeld im Motorbetrieb

Verbrennungskraftmaschinenmodell

Hierbei handelt es sich um ein über die Nennleistung skalierbares Verbrauchsmodell einer Verbrennungskraftmaschine. Mit der Nennleistung als Parameter errechnet das Modell ein auf die gewünschte Leistung angepasstes Volllastmoment und ein dazugehöriges Verbrauchskennfeld. Eingangsgrößen sind das Drehmoment und die Verbrennungskraftmaschinendrehzahl, mit denen sich dann der Verbrauch beim jeweiligen Betriebspunkt aus dem Verbrauchskennfeld ermitteln lässt.

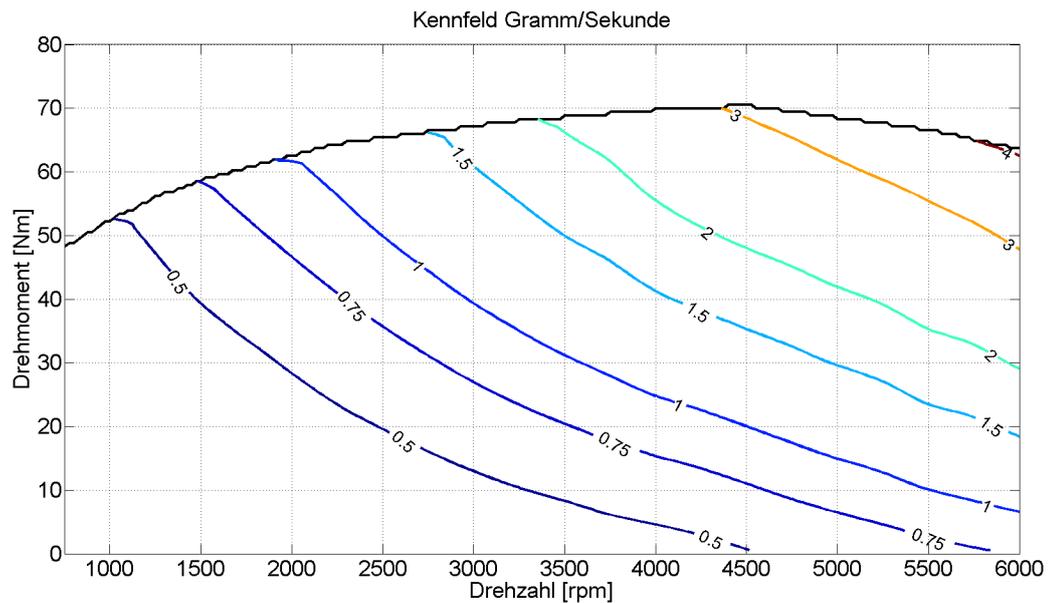


Abbildung 3.17: Verbrauchskennfeld einer Verbrennungskraftmaschine

Batteriemodell

Die Batterie ist der Speicher der elektrischen Energie. Beim motorischen Betrieb der E-Maschine hat sie die Aufgabe den E-Motor mit Strom zu versorgen. Im Falle eines installierten Bremsenergieerückgewinnungssystems muss sie die dabei rückgewonnene elektrische Energie aufnehmen. Als Eingangsgröße in das Modell dient die elektrische Leistung, die vom E-Maschinenmodell zur Verfügung gestellt wird. Je nach Betriebsart der E-Maschine kann diese positiv als auch negativ sein. Positiv bedeutet dabei eine Leistungsabgabe, so dass sich der Ladezustand der Batterie verringert. Es muss darauf geachtet werden, dass der Ladezustand der Batterie nicht unter einen bestimmten Grenzwert, SOC_{min} , fällt, da dies irreversible Schäden an der Batterie zur Folge hätte. Beim umgekehrten Fall des Ladens der Batterie ist darauf zu achten, dass eine bestimmte Ladeleistung nicht überschritten werden kann. Wichtigstes Ergebnis aus dem Batteriemodell ist wohl der der Ladezustand, üblicherweise bezeichnet als „state of charge“, kurz SOC.

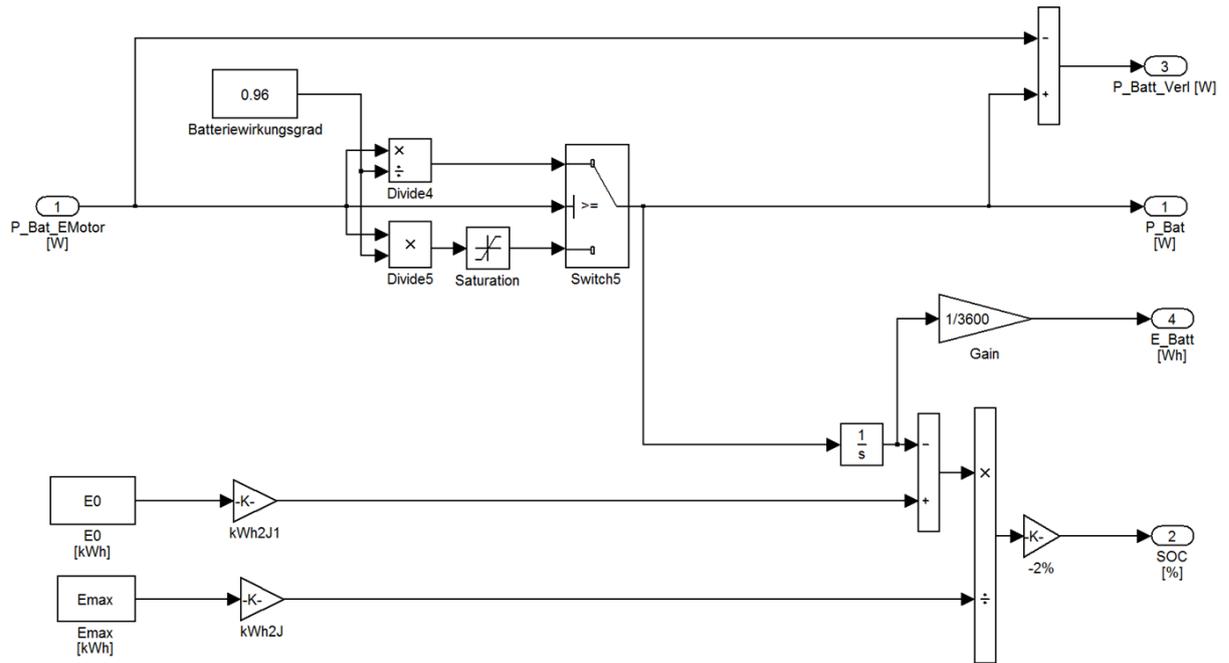


Abbildung 3.18: Batteriemodell

Kapitel 4

Berechnungen und Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden verschiedene Anwendungen des erarbeitenden Programms dargestellt und diskutiert.

4.1 Untersuchung der elektrischen Reichweite

Ein wesentlicher Nachteil von Fahrzeugen mit rein elektrischem Antrieb im Vergleich zu konventionellen Antrieben mit Verbrennungskraftmaschinen liegt in der deutlich geringeren Reichweite. In diesem Abschnitt werden grundlegende Einflussgrößen auf die elektrische Reichweite mit Hilfe des Verlustleistungsmodells untersucht.

Im ersten Schritt wird ein geeignetes Fahrzeug definiert und der Einfluss der Auslegung zweier leistungsgleicher E-Maschinen auf den Leistungsbedarf und Energieverbrauch im NEDC untersucht. Dafür werden folgende zwei E-Motoren definiert:

- BEV 6000: $P=40\text{kW}$; Maximaldrehzahl= $6000\text{U}/\text{min}$
- BEV 12000: $P=40\text{kW}$; Maximaldrehzahl= $12000\text{U}/\text{min}$

Darauf folgt eine Untersuchung des Einflusses der Fahrzeuggröße auf die elektrische Reichweite, wofür drei verschiedene Fahrzeugklassen im Hinblick auf ihre erreichbare elektrische Reichweite verglichen werden.

Ein UDC-Abschnitt des NEDC ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Im oberen Diagramm ist die aufgenommene Leistung der beiden Motoren ersichtlich und darunter der dazugehörige Geschwindigkeitsverlauf. Es zeigen sich nur geringfügige Unterschiede hinsichtlich der erforderlichen elektrischen Eingangsleistung der beiden Motoren.

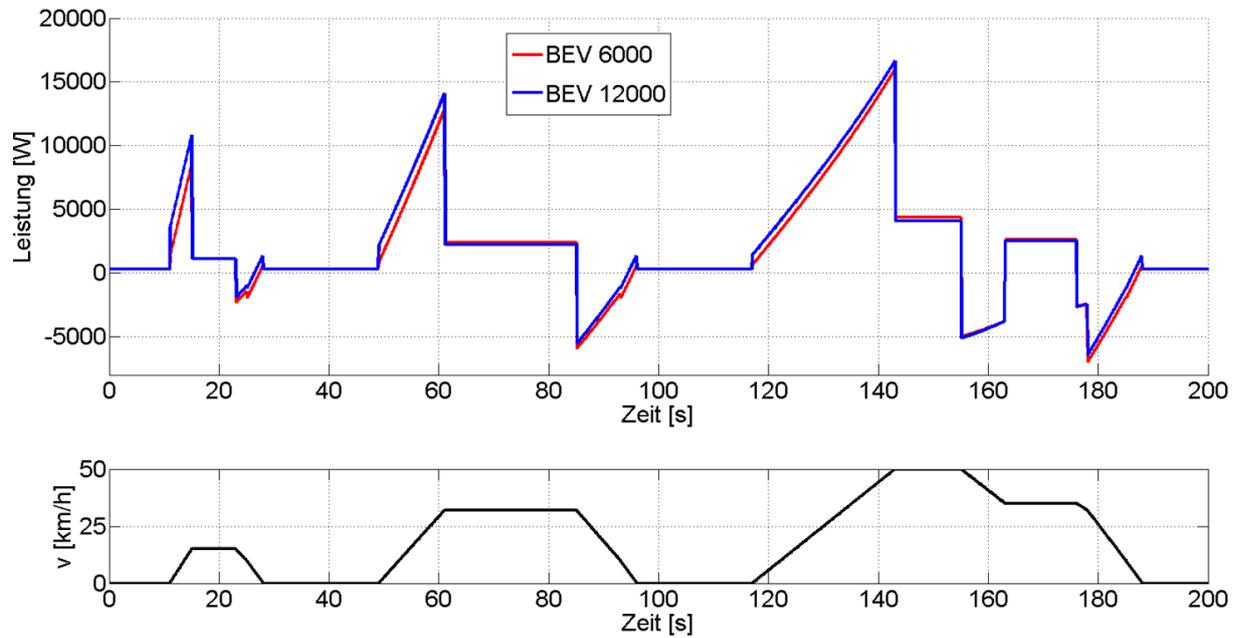


Abbildung 4.1: Eingangsleistung zweier E-Motoren in einem Ausschnitt des NEDC

Das Zeitintegral des Leistungsverlaufs vom Start bis zum Ende des NEDC ergibt den Energiebedarf für einen Zyklus (siehe Abbildung 4.2). Wie zu erwarten ergibt sich nur ein geringfügiger Unterschied zwischen den beiden E-Motoren und der Gesamtenergiebedarf beträgt rund 1500Wh pro NEDC. Dies entspricht einem Energieverbrauch von ca. 13,7kWh auf 100km.

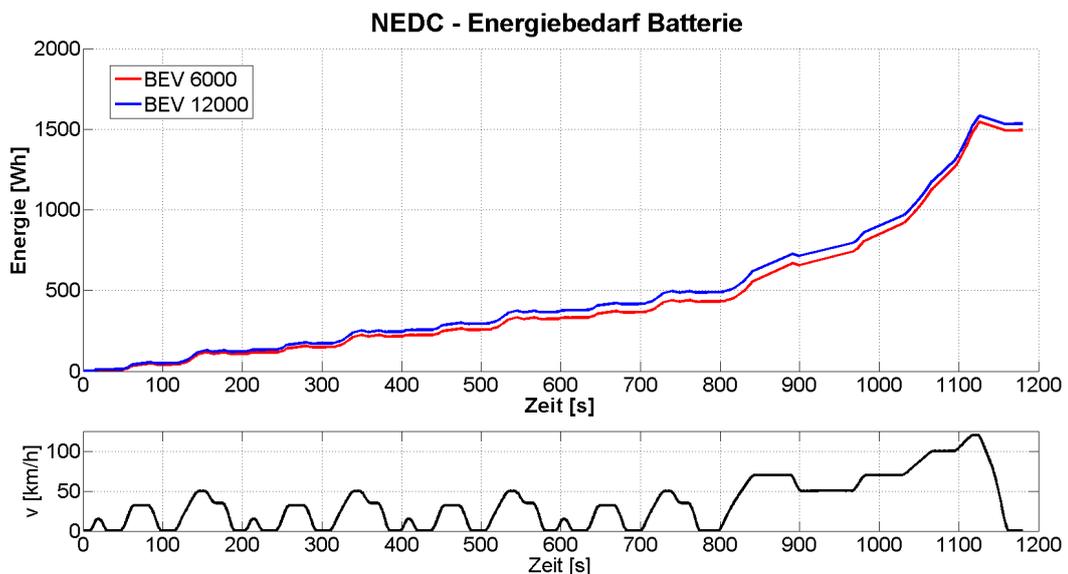


Abbildung 4.2: Energiebedarf zweier Motoren im NEDC

Für die erforderliche Antriebsleistung eines Fahrzeugs ist im Wesentlichen die Fahrzeug-

größe und der daraus resultierende Fahrwiderstand maßgeblich. Um den Einfluss der Fahrzeuggröße auf die Reichweite eines Elektrofahrzeugs abschätzen zu können, wurde der Energiebedarf für drei typische Fahrzeugklassen untersucht. Die Massenangaben beinhalten nicht die Masse der Batterie und die Masse der E-Maschine.

- Mega City Vehicle (m=700kg)
- Golf-Klasse(m=1100kg)
- SUV (m=1900kg)

Für die Abmessungen der Fahrzeuge, für deren Antriebsleistungen und für deren Widerstandsbeiwerte wurden jeweils repräsentative Mittelwerte aktueller Fahrzeuge eingesetzt. Der Batterieausnutzungsgrad (SOC-Hub) wurde mit 65% und der Rekuperationsgrad mit 60% angenommen. Als Fahrprofil wurde der NEDC zu Grunde gelegt, da dieser bis heute die Basis für die Verbrauchsermittlung von Fahrzeugen ist. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abbildung 4.3 dargestellt, zusätzlich sind als Vergleich zu den Simulationsergebnissen auch noch die Reichweiten realer Fahrzeuge, bezogen auf die Herstellerangaben, eingetragen. Beim Vergleich der Fahrzeugklassen miteinander wird der dominierende Einfluss von Fahrzeuggröße und Fahrzeugmasse sehr deutlich. Bei gleicher Batteriekapazität nimmt die Reichweite von kleinen, leichten hin zu großen, schweren Fahrzeugen sehr stark ab. Weiters ersichtlich ist der degressive Anstieg der Reichweite mit steigender Batteriekapazität. Anschaulich gesprochen bedeutet dies, dass eine Verdoppelung der Batteriekapazität nicht mit einer Verdoppelung der Reichweite einhergeht. Der Grund dafür liegt im Anstieg der Gesamtfahrzeugmasse, welcher durch die größer werdende Batterie verursacht wird. Geht man, beispielsweise aus Kostengründen, von einer nominellen Batteriekapazität zwischen 10 und 20kWh aus, so wird deutlich, dass größere Fahrzeuge als reines Elektrofahrzeug wirtschaftlich nicht mehr sinnvoll dargestellt werden können. Je günstiger das Verhältnis zwischen Nutzlast und Gesamtgewicht, desto sinnvoller wird die Elektromobilität. Sehr anschaulich wird dies im Extremfall an der Reichweite eines Fahrrads ersichtlich.

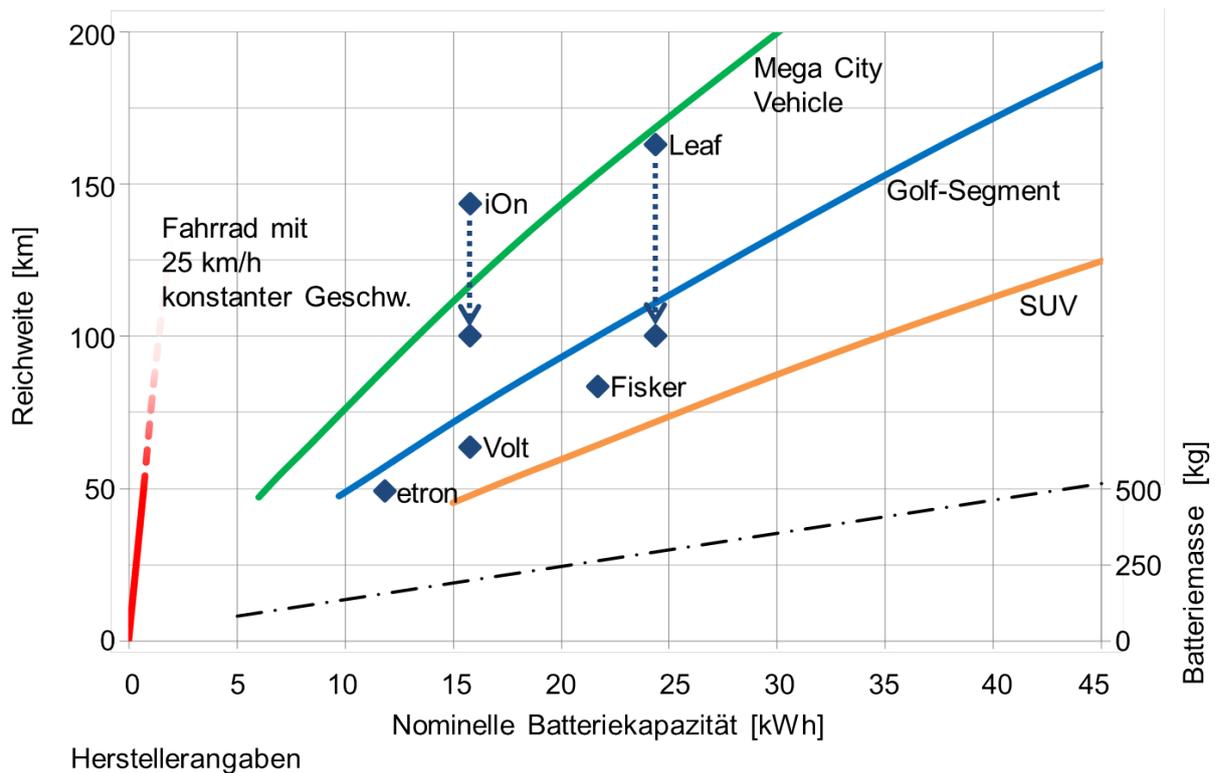


Abbildung 4.3: Reichweite unterschiedlicher Fahrzeugklassen in Abhängigkeit von der Batteriekapazität[6]

Aus Kundensicht ist die elektrische Reichweite zusammen mit dem Verkaufspreis ein wesentlicher Faktor bei der Kaufentscheidung. Dies führt zu der Frage welche elektrischen Reichweiten aus ökonomischen Gesichtspunkten sinnvoll realisierbar sind. Zur Klärung dieser Fragestellung sind in Abbildung 4.4 die Batteriekosten über der Reichweite aufgetragen. Mit der Annahme von Batteriekosten in der Höhe von 500€/kWh [4] bewegen sich die reinen Batteriekosten, für eine elektrische Reichweite von 100km, zwischen 7000€ für ein Mega City Vehicle und 17500€ für einen SUV. Diese Preise dürften für die Etablierung des reinen Elektrofahrzeugs als Personenkraftwagen jedoch zu hoch sein. Betrachtet man hingegen die Häufigkeiten der täglich zurückgelegten Fahrstrecke, so bemerkt man, dass 70% der Fahrzeuge nicht mehr als 50km pro Tag zurücklegen [6].

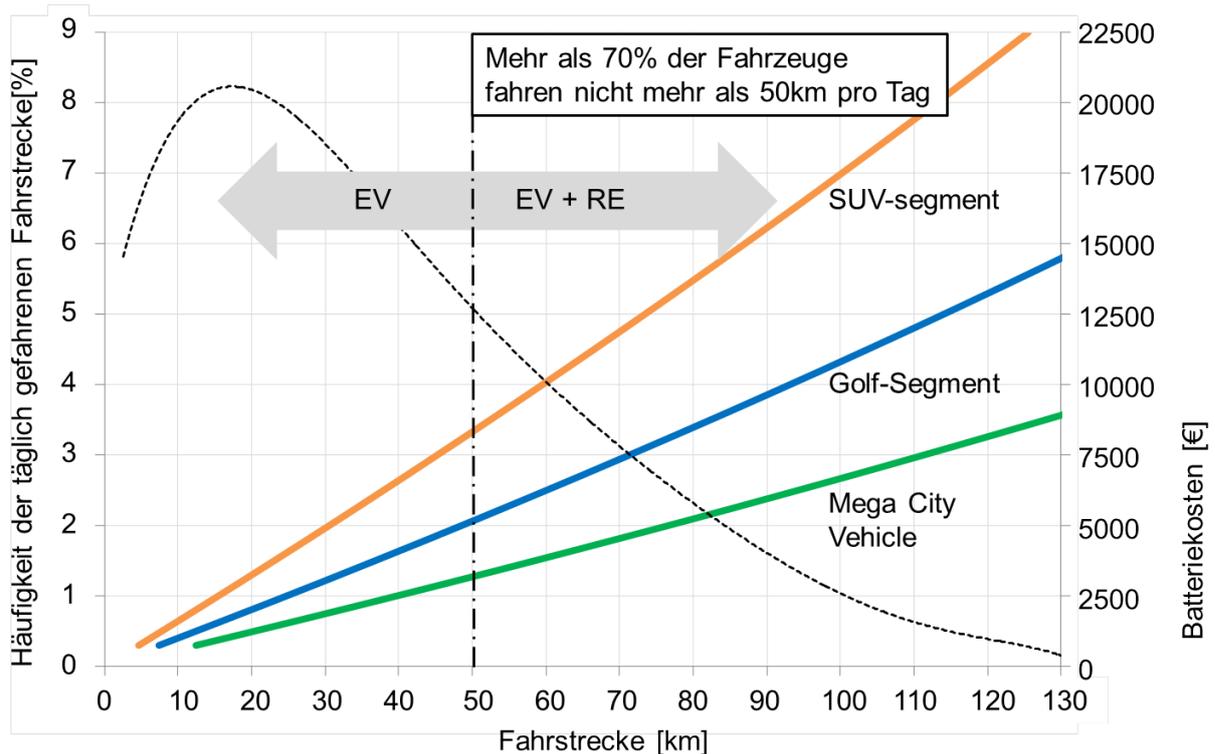


Abbildung 4.4: Batteriekosten versus elektrischer Reichweite[6]

Für 70% aller täglichen Fahrten reicht also eine elektrische Reichweite von 50km. Nach Abbildung 4.4 entspricht das folgenden fahrzeugklassenabhängigen Batteriekosten:

- SUV: 8500€
- Golf: 5000€
- Mega City Vehicle: 3000€

Will man die elektrische Reichweite erhöhen, so steigen Gewicht und Kosten der Batterie entsprechend an. Betrachtet man die elektrische Reichweite über konstanter Fahrgeschwindigkeit, so sieht man, dass sie insbesondere bei niedrigen Geschwindigkeiten aufgrund eines guten Wirkungsgrads sehr hoch ist. Mit steigender Geschwindigkeit sinkt die Reichweite des Elektrofahrzeugs aufgrund des steigenden Fahrwiderstands bei in etwa gleich bleibenden Wirkungsgrad des E-Motors jedoch deutlich ab. Auch die Verdoppelung der Batteriekapazität hat hinsichtlich der Reichweite bei höheren Geschwindigkeiten nur einen sehr begrenzten Effekt. Auf der rechten Seite der Abbildung 4.1 ist zur Erhöhung der Reichweite eine Lösung mit Range-Extender dargestellt. Es erscheint sinnvoll die elektrische Reichweite auf etwa 50km auszulegen und zur Reichweitenverlängerung eine Verbrennungskraftmaschine als Range-Extender einzusetzen, welche insbesondere bei höheren Geschwindigkeiten betrieben wird.

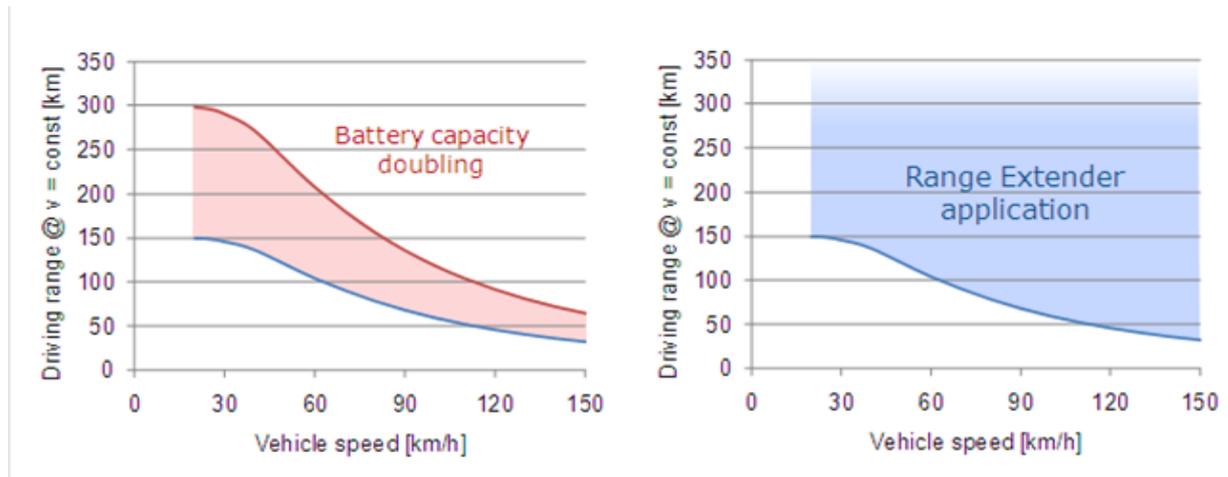


Abbildung 4.5: Verdoppelung der Batteriekapazität vs. RE-Einsatz [10]

Diese Lösung, also E-Motor und ein verbrennungsmotorischer Range-Extender, kann zum Enabler für die Elektromobilität werden. Damit stellt sich die Frage nach der Anordnung von Elektromotor und Verbrennungsmotor im Antriebsstrang.

Eine Möglichkeit zur Anordnung von Elektromotor und Verbrennungskraftmaschine bietet das von der IVD-Hohenberg GmbH entwickelte EV-CEA Konzept (siehe Abbildung 4.6). Die Basis ist dabei ein reiner E-Antriebsstrang. Über eine schaltbare Kupplung kann jedoch noch eine Verbrennungskraftmaschine direkt mechanisch mit dem E-Motor verbunden werden. Ein wesentlicher Unterschied des EV-CEA Konzepts im Vergleich zu anderen aufwendigeren Hybridkonzepten ist, dass nur ein E-Motor benötigt wird. Daraus ergeben sich große Vorteile des Konzepts hinsichtlich Packaging, Gewicht und Kosten. Eine detaillierte Beschreibung des EV-CEA Konzepts findet sich bei [4].

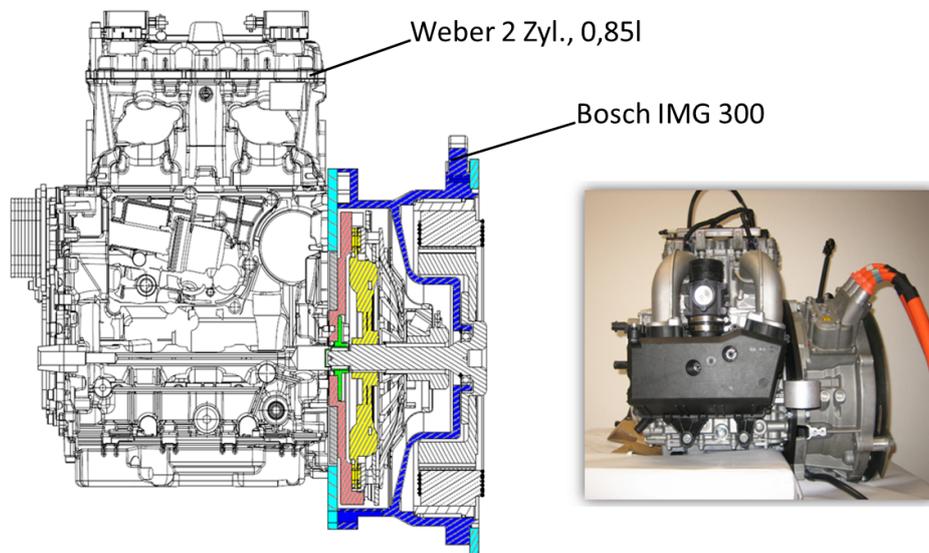


Abbildung 4.6: Das EV-CEA Konzept

4.2 Das EV-CEA Konzept mit direct E im NEDC und WLTC

Das EV-CEA-Konzept hat mit einem kleinen Verbrennungsmotor vor allem bei Stadtfahrzeugen Verbrauchsvorteile. Damit verbunden sind geringere Zylinderzahlen (2 oder 3 Zylinder) mit entsprechend unruhigem Drehverlauf aufgrund der einzelnen Verbrennungsvorgänge. Durch sehr weiche Zweimassenschwungräder in Verbindung mit Fliehkraftpendel ist eine gewisse Kompensation möglich, der Komfort ist jedoch heute noch nicht befriedigend. Dieser Weg hat zwar durch weiteren technischen Aufwand noch Verbesserungspotential, bei hybridisierten Antriebssträngen bietet sich jedoch ein anderer Weg: Dreh- und Schwingungsberuhigung durch zusätzliche Momentenpulse der E-Maschine zwischen zwei Arbeitstakten der Verbrennungskraftmaschine (siehe Abbildung 4.7).

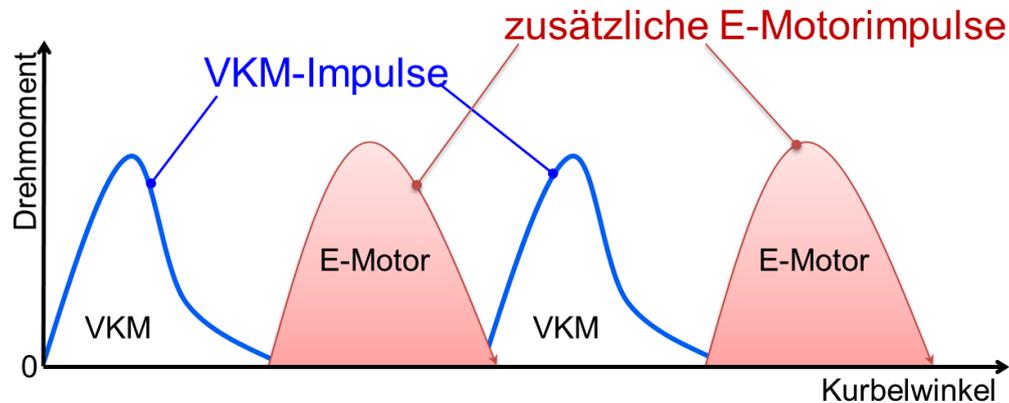


Abbildung 4.7: direct E-Konzept durch Impulsverdoppelung [5]

Das in Wien 2013 vorgestellte direct E-Konzept hat zwei wesentliche Gesichtspunkte. Erstens wird der Verbrennungsmotor mit halber Last betrieben, was sich auf die Drehunrunde schon sehr ordentlich auswirkt. Hinzu kommt zweitens, dass sich die Impulsverdoppelung schwingungsmäßig ebenfalls positiv auswirkt. Die prinzipielle Funktion dieses Konzepts wurde auf einem Motorenprüfstand nachgewiesen und es stellte sich schnell die Frage, inwieweit dieses Konzept energetisch zu bewerten ist, und vor Allem, welcher Energiebedarf von der Batterie zu leisten ist. Zur Beantwortung dieser Frage bietet es sich an mit Hilfe der Simulation entsprechende Untersuchungen durchzuführen. Dazu wurden die schon zu Beginn der Arbeit beschriebenen Module für Verbrennungsmotor und E-Motor entsprechend angepasst und die Betriebsgrenzen festgelegt. Abbildung 4.8 zeigt die elektrischen Grenzen durch das maximal mögliche E-Motor-Moment sowie eine Drehzahlgrenze wegen dem maximal möglichen Impulsanstieg dM/dt .

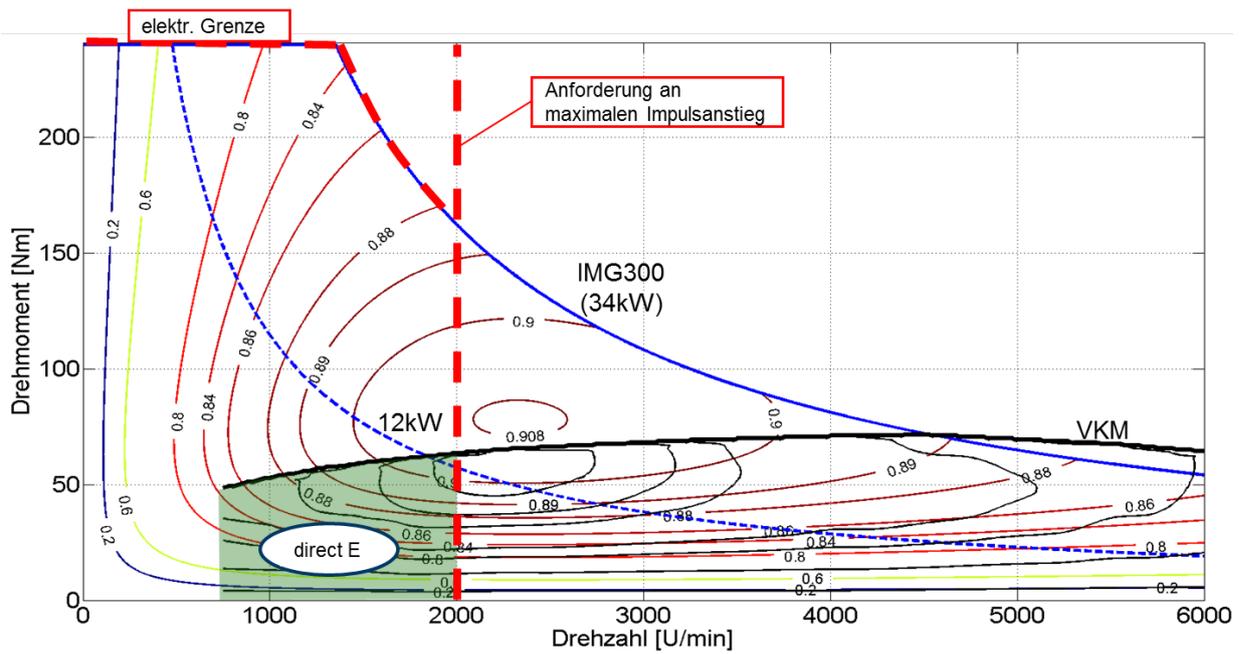


Abbildung 4.8: Betriebsbereich von direct E

Diese Drehzahlgrenze ist zwar nur schwer erweiterbar, jedoch nicht besonders wichtig, da ja gerade die Drehschwingungen unter 2000 U/min für den Verbrennungskraftmaschinenbetrieb störend sind. Drehschwingungsrechnungen an der TU-Darmstadt zeigen, dass mit diesen Grenzen ein Zweizylindermotor annähernd wie ein hubraumgleicher 4-Zylindermotor betrieben werden kann. Ein Teil dieses positiven Effekts resultiert allerdings aus dem Umstand, dass der Verbrennungsmotor nur mit halber Last betrieben wird und die andere Hälfte der Leistung vom E-Motor kommt. Damit besteht aber auch eine „negative“ Lastpunktverschiebung zu niedrigen Lasten und damit schlechteren Wirkungsgraden (siehe Abbildung 4.9).

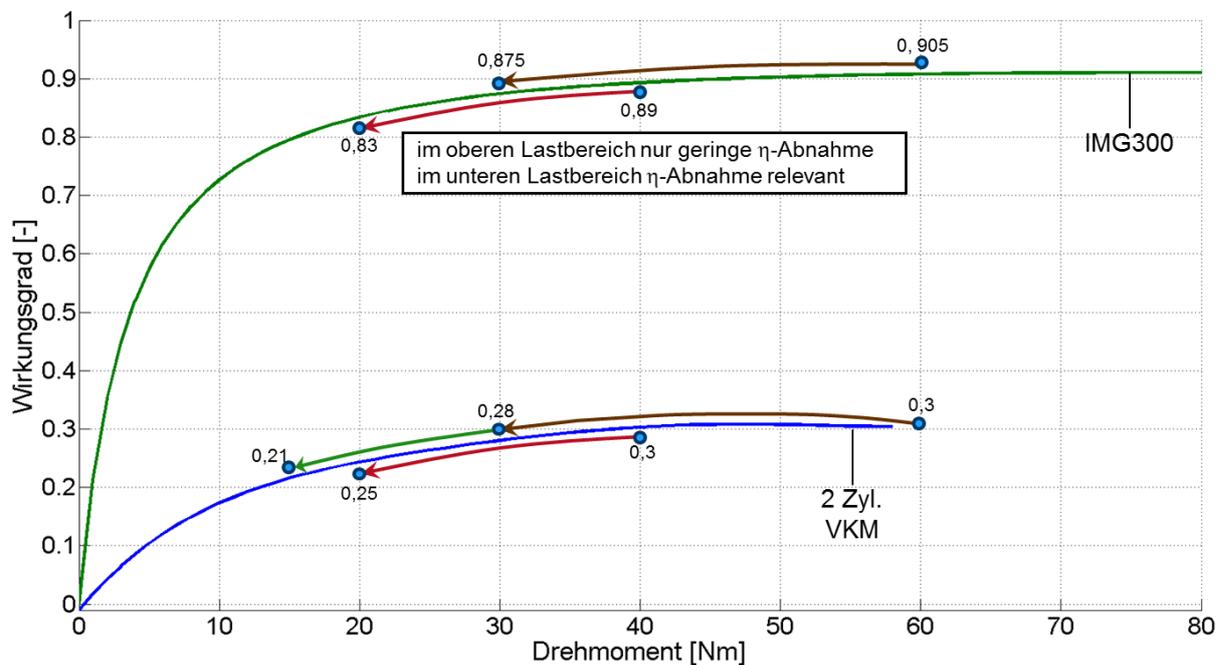


Abbildung 4.9: Wirkungsgradabnahme durch Lastaufteilung auf VKM und E-Motor bei 1500 U/min

In den Wirkungsgradverläufen ist klar zu erkennen, dass beide Motoren sehr unterschiedliche Wirkungsgradniveaus aufweisen. Zu beachten ist allerdings, dass auch der E-Motor im niedrigen Drehmomentbereich unter etwa 20 Nm eine deutliche Wirkungsgradabnahme aufgrund der elektrischen Verluste des Umrichters in der Leistungselektronik aufweist. Die Größe des E-Motors hat damit eine ähnliche Wirkung wie beim Verbrennungsmotor. Auch hier wirkt sich ein Downsizing positiv auf den Energieverbrauch aus. Betrachtet man nun den Bereich von 20 bis 60 Nm, so ist der Abfall des Wirkungsgrads durch die halbe Last relativ gering. Beim Verbrennungsmotor hingegen kommt man sehr schnell in Bereiche um etwa 20% schlechterer Verbräuche. Damit ist also die Drehschwingsberuhigung hinsichtlich Kraftstoffverbrauch relativ schlecht. Zwei Aspekte sprechen allerdings dennoch dafür: Erstens müsste man ja ohne dieses Verfahren ein extrem weiches Zweimassenschwungrad verwenden um die übliche Leerlaufdrehzahl von ca. 800 U/min halten zu können. Damit ergeben sich allerdings deutlich höhere reibungsbehaftete Drehbewegungen der Federpakete im ZMS. Daraus folgt, dass zwar der reine Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine höher wäre, aber die Reibungsverluste im ZMS diesen Vorteil wieder verringern. Zweitens ist der zeitliche Anteil von direct E im Testzyklus klein (etwa 10% je nach Betriebsstrategie), sodass auch ein etwaiger Verbrauchsnachteil sich nur unwesentlich auswirkt. Der Komfortgewinn steht hier im Vordergrund und ist als Mehrwert für den Kunden ohne Mehrkosten (reine Softwarelösung) zu sehen.

Bevor man nun den Leistungsbedarf für direct E mittels Simulationsrechnungen untersucht, ist zu überlegen, auf welche Weise man die halbe Antriebsleistung abdecken kann. Grundsätzlich gibt es drei Wege: Erstens ist je nach Batteriegröße durch Plug In eine gewisse Energie über die Steckdose nachladbar vorhanden. Dieser Energieanteil sollte aber für die elektrische Reichweite verwendet werden. Über die Rekuperation, also die Bremsener-

gie, ist ebenfalls ein gewisser Energieanteil möglich. Dieser zweite Weg sollte im Normalfall ausreichend sein (siehe Abbildung 4.13). Als dritte Möglichkeit kann man schließlich konventionell den Verbrennungsmotor in einem höheren Lastpunkt, als für den Vortrieb des Fahrzeugs erforderlich, betreiben und den Drehimpuls des Verbrennungsmotors verringern; das heißt abbremsen und in elektrische Energie umwandeln (Abbildung 4.10).

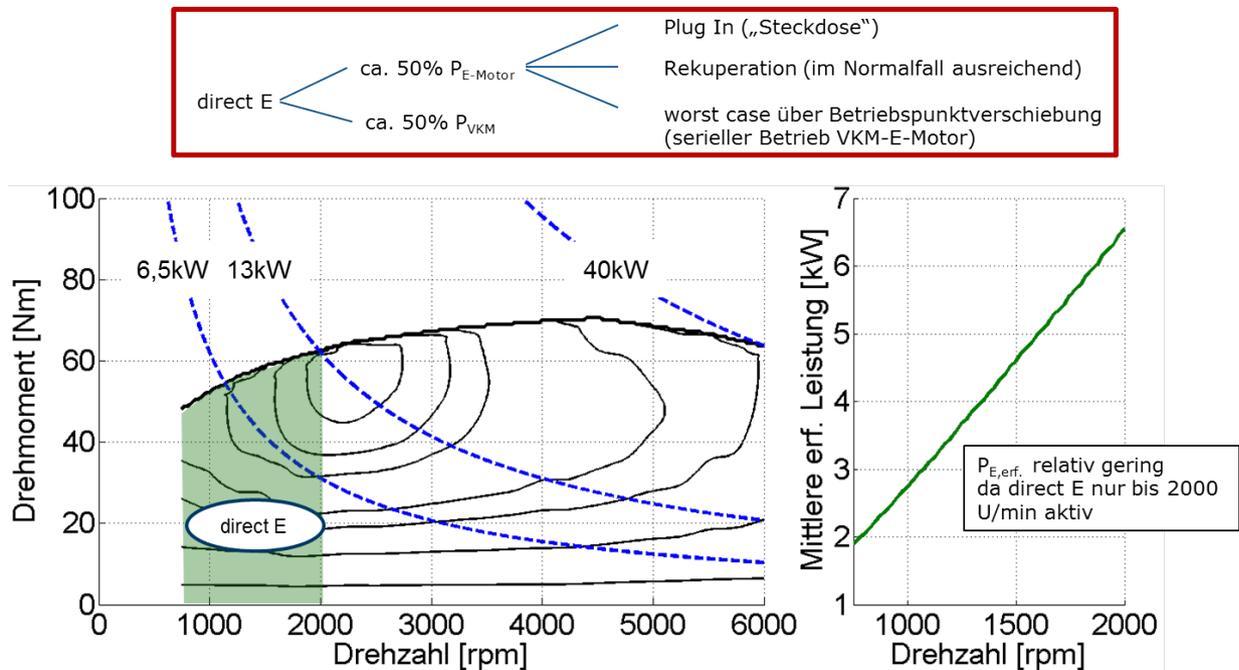


Abbildung 4.10: Aufteilung des elektrischen Leistungsbedarfs bei direct E

Dies bedingt allerdings eine doppelte Energieumwandlung mit entsprechend höheren Verlusten. Diese Art der Drehschwingungsberuhigung wurde schon vor mehr als zehn Jahren für Hybridfahrzeuge entwickelt. Dieses Konzept wurde dann allerdings wegen der hohen Verluste wieder verworfen. Es sollte daher auch hier nur als worst-case-Lösung betrachtet werden, um beispielsweise die Funktion auch für seltene Extremsituationen sicherstellen zu können (z.B: Stau auf der Autobahn u. ä.). Besonders zu erwähnen ist in Abbildung 4.10, dass aufgrund des niedrigen Betriebsbereichs von direct E die maximal erforderliche mittlere elektrische Leistung relativ gering ist und etwaige Wirkungsgradnachteile sich kaum im Zyklus auswirken.

Die vorangegangenen Angaben und den folgenden beschriebenen Simulationsergebnissen liegen als Fahrzeugdaten die in Abbildung 4.11 festgehaltenen Werte zugrunde.



Quelle: www.autobild.de

Fahrzeuggesamtmasse	1426 [kg]
Fahrzeugstirnfläche	2,13 [m ²]
Rollwiderstandsbeiwert	0,011 [-]
Luftwiderstandsbeiwert	0,3 [-]

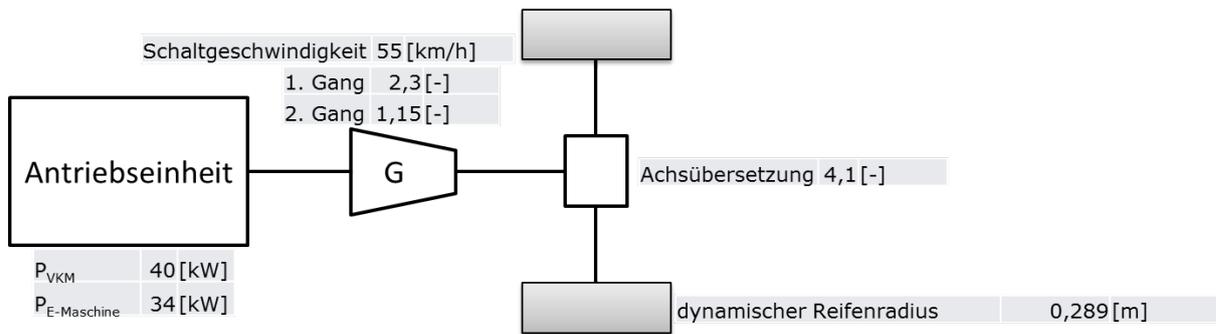


Abbildung 4.11: Simulationsparameter

Die Fahrzeugdaten, die Antriebseinheit sowie ein 2-Gang Getriebe wurden im Rahmen der Auslegung des CEA-Konzepts mit dem Industriepartner gemeinsam festgelegt. Es ist naheliegend auch hier den Einfluss der Fahrzeugkonfiguration zu untersuchen. Die Ergebnisse sind dann natürlich entsprechend verschieden, aber die grundsätzlichen Aussagen bleiben erhalten, sodass hier darauf nicht weiter eingegangen werden soll. Es ist beispielsweise naheliegend, dass mit zunehmendem Fahrzeuggewicht sich sowohl die erforderliche Antriebsleistung, als auch Bremsenergie vergrößern - der prozentuale Anteil Antriebsleistung zu Rekuperation bleibt aber in erster Näherung gleich.

Als letzte entsprechende Größe für die Beurteilung der erforderlichen Leistungen in den beiden relevanten Testzyklen NEDC und WLTC ist noch eine Betriebsstrategie für den elektrischen Betrieb festzulegen. Hier wurden mehrere Ansätze gewählt, von denen folgende Basisbetriebsstrategie näher betrachtet wird (Abbildung 4.12).

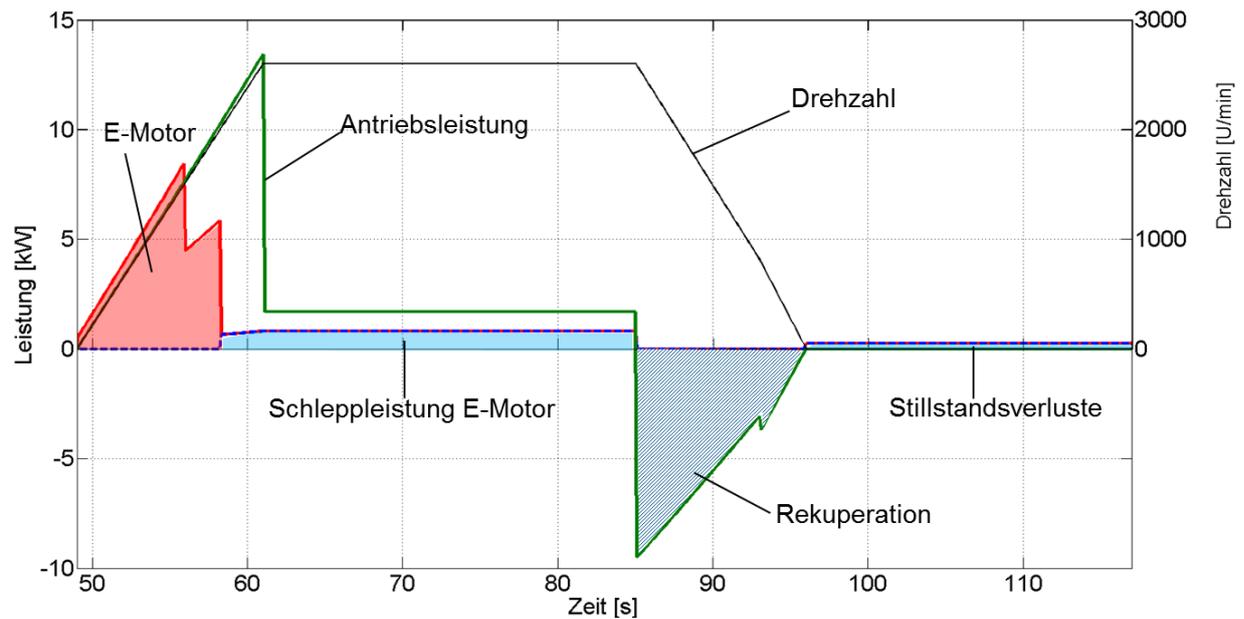


Abbildung 4.12: Verwendete Basisbetriebsstrategie

Unter 1500 U/min wird die gesamte Antriebsleistung durch den E-Motor aufgebracht. Von 1500 bis 2000 U/min arbeitet die direct E-Funktion, also 50% Verbrennungskraftmaschine und 50% E-Motor. Über 2000 U/min liefert die VKM alleine die gesamte erforderliche Antriebsleistung. Wesentliche Kriterien sind nun, wie hoch die elektrische Leistung im Zyklus ist, sowie wieviel dann wieder über die Bremsenergie zurückgeholt werden kann. Abbildung 4.12 zeigt exemplarisch einen Ausschnitt aus dem NEDC. Mit rot ist die E-Motor-Leistung gekennzeichnet, das blaue Feld stellt die mögliche Rekuperationsleistung dar. Als weitere Größen sind noch die Schleppleistung des E-Motors und die Stillstandsverluste eingetragen. Diese beiden Größen sind nicht durch direct E hervorgerufen, sondern sind spezifische Verluste von permanent erregten Synchronmaschinen. Auf diesen Vorgang wird in Kapitel 4.3 eingegangen.

Abbildung 4.13 zeigt schließlich den gesamten NEDC-Zyklus. Wie zu sehen, ist der elektrische Aufwand (bei dem hier vorgesehenen 2-Gang-Getriebe) von etwa 9% relativ gering. Das ist auf den ersten Blick sehr niedrig und überraschend.

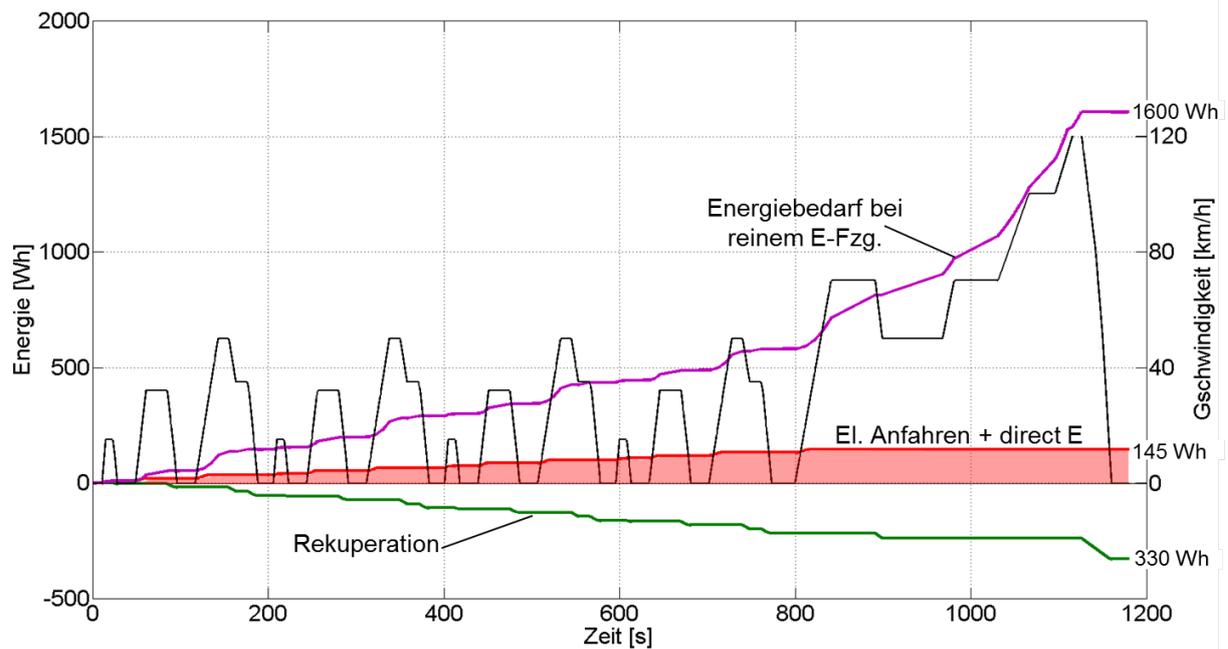


Abbildung 4.13: Energiebetrachtung im NEDC

Wenn man aber bedenkt, dass bei Drehzahlen unter 2000 U/min die Fahrgeschwindigkeit und damit der Leistungsbedarf niedrig ist, erscheint der Wert wieder plausibel. Die erzielbare Rekuperationsenergie ist vergleichsweise deutlich höher, sodass diese Betriebsstrategie in fast allen Fahrsituationen verwendet werden könnte. Zu bedenken ist allerdings, dass durch lediglich 2 Gänge des Getriebes die Einschaltdauer des E-Motors niedrig ist. Bei Verwendung eines Getriebes bietet sich ein verstärktes Downspeeding mit entsprechend höherem elektrischen Anteil am Gesamtenergiebedarf an. Damit verschieben sich die Anteile entsprechend, sind aber immer noch im üblichen Alltagsbetrieb abdeckbar.

Bei heutigen Zyklusbetrachtungen genügt es nicht mehr, nur den bisher allgemein bekannten NEDC zu untersuchen. Vermehrt ist es üblich auch die Verhältnisse im neuen WLTC-Zyklus zu verfolgen. Aus diesem Grund wurden die Berechnungen zusätzlich im WLTC durchgeführt (siehe Abbildung 4.14).

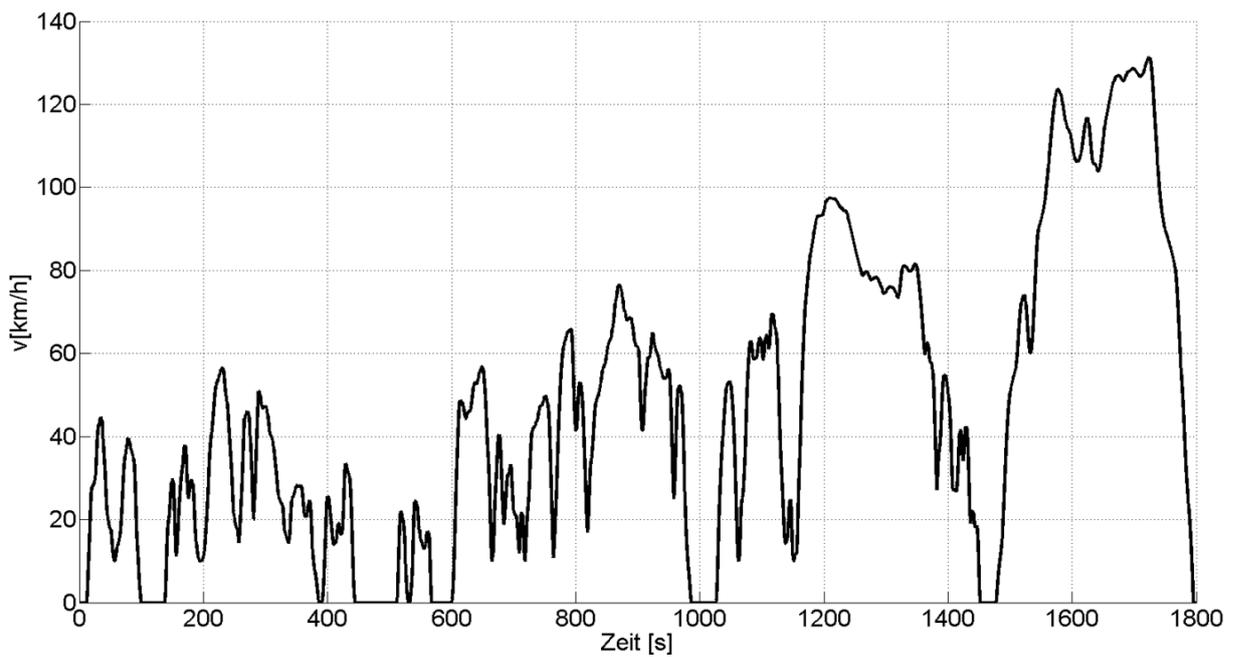


Abbildung 4.14: Geschwindigkeitsverlauf im WLTC

Dieser Zyklus hat das Ziel, die realen Straßenverluste besser abzubilden und auch den bekannten Abstand zwischen Zyklus- und Realverbrauch zu verringern. Er ist, wie zu erkennen, wesentlich dynamischer und weist auch eine höhere Durchschnittsgeschwindigkeit auf. Betrachtet man nun wieder einen Teilabschnitt des WLTC und verwendet dieselbe Betriebsstrategie wie zuvor für den NEDC, so verschieben sich zwar die Absolutwerte, die Tendenzen bleiben aber etwa gleich (Abbildung 4.15).

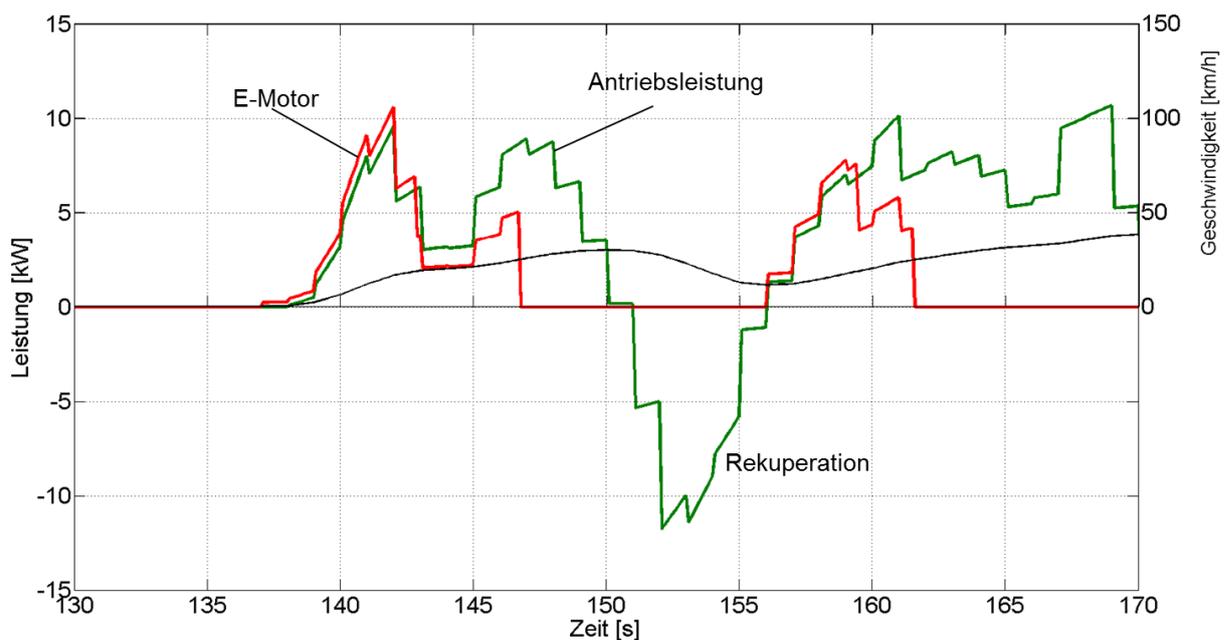


Abbildung 4.15: Teilabschnitt im WLTC

Die grüne Linie stellt den Verlauf der Antriebsleistung des E-Motors für den im WLTC vorgegebenen Geschwindigkeitsverlauf dar, wobei der Fahrer ohne Toleranz der Fahrgeschwindigkeit folgt. Die rote Linie kennzeichnet die dafür aus der Batterie bezogene elektrische Leistung. Diese liegt um den jeweiligen Wirkungsgrad des E-Motors höher als die mechanische Leistung. Abbildung 4.16 zeigt schließlich die Verteilung über den gesamten Zyklusverlauf.

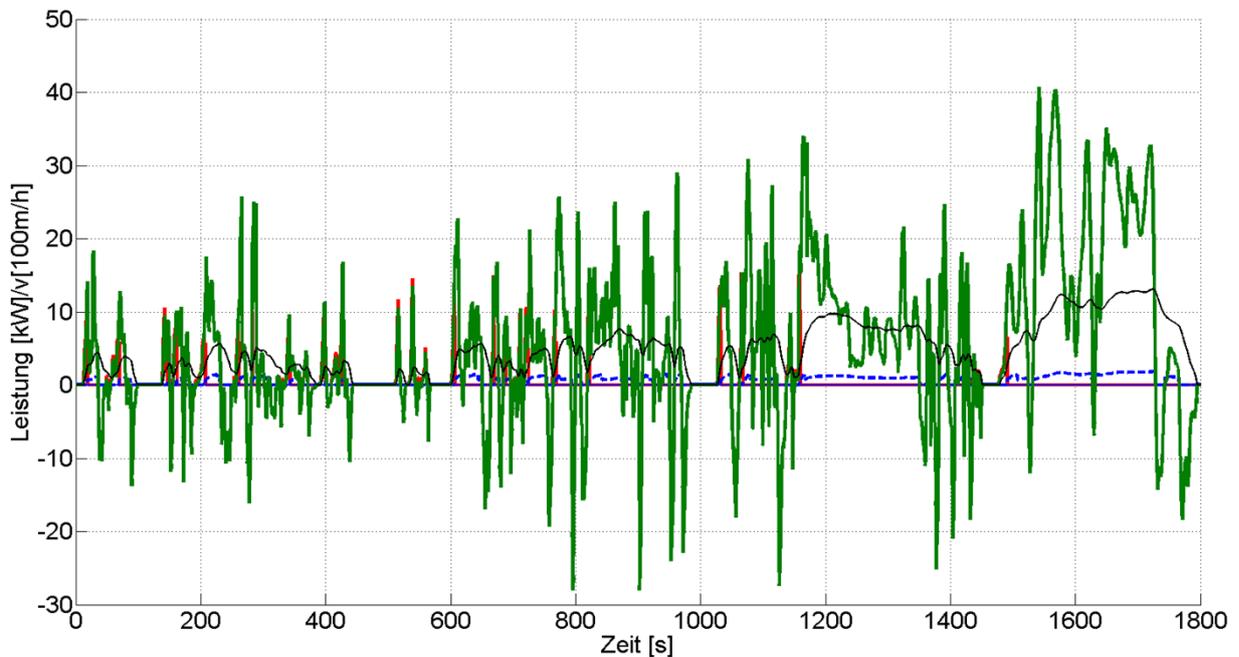


Abbildung 4.16: Leistungsaufteilung im WLTC

Wie zu sehen werden hier Spitzenwerte von 40 kW für die Antriebsleistung erreicht. Damit wird die ursprüngliche Auslegung des Verbrennungsmotors geringfügig überschritten. Um die Vergleichbarkeit zu den bisherigen Ergebnissen sicherzustellen, wurde deshalb die Leistung der Verbrennungskraftmaschine virtuell um 4 kW erhöht. Diese Maßnahme verhindert einen Abbruch der Simulation wegen Grenzüberschreitung, wobei die Ergebnisse nur unmerklich verfälscht sind. Abbildung 4.17 zeigt schließlich als Endergebnis die Werte für den Energiebedarf, das elektrische Anfahren mit direct E und die Rekuperation.

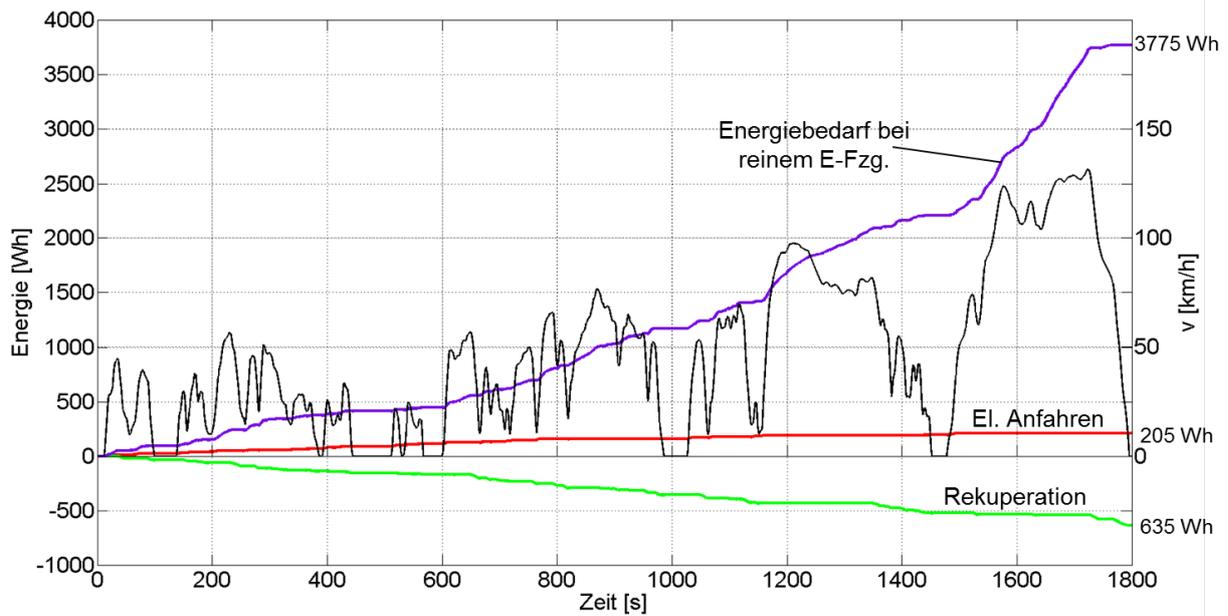


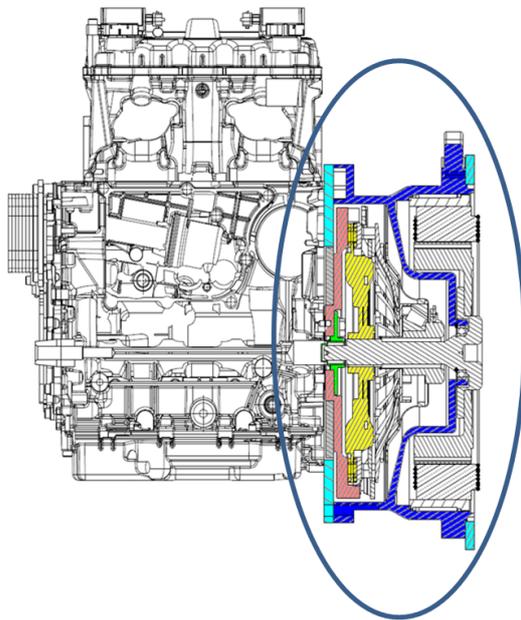
Abbildung 4.17: Energieverläufe im WLTC

Auch hier ergeben sich ähnliche Aussagen wie im bisher üblichen NEDC. Der Energiebedarf für das elektrische Anfahren und die direct E Drehschwingungsberuhigung liegen bei etwa 7% und damit deutlich unter dem Rekuperationspotential. Energetisch stellt somit das direct E-Konzept kein Hindernis dar.

Diese Grundaussage war für die weitere Bearbeitung von direct E sehr wichtig. In weiteren, folgenden Arbeiten soll nun versucht werden über die Wechselbeziehung elektrischer Leistungsbedarf, Konzeptauslegung (z.B. Gangzahl des Getriebes) und elektrische Reichweite den besten Kompromiss zu finden.

4.3 Stillstands- und Leerlaufverluste der E-Maschine

Bei dem von IVD aufgebauten CEA-Hybridkonzept wird der E-Motor aus dem Porsche Cayenne eingesetzt. Begründung dafür war, dass dieser Motor schon in Serie und somit zu überschaubaren Kosten verfügbar ist. Hinzu kommt, dass der Industriepartner in einer Kooperation mit der TU Darmstadt und IVD die benötigten Software-Zugänge öffnete und so ein Betrieb am Prüfstand ohne Einschränkung möglich ist. Für den praktischen Aufbau wurde das komplette System E-Motor (IMG 300) mit der Leistungselektronik, sowie Kupplung inklusive hydraulischen Aktuator verwendet (Abbildung 4.18).



	GM	ASM	FSM	PSM	SRM	TFM
Wirkungsgrad	--	+	+	++	+	++
Maximale Drehzahl	--	++	+	+	++	--
Volumen	--	+	+	++	+	-
Gewicht	--	+	+	++	+	+
Kühlung	--	+	+	++	++	+
Fertigungsaufwand	-	++	-	-	++	--
Kosten	-	++	-	--	++	--

GM: Gleichstrommaschine
 ASM: Asynchronmaschine
 FSM: fremderregte Synchronmaschine
 PSM: permanenterregte Synchronmaschine
 SRM:geschaltete Reluktanzmaschine
 TFM:Transversalflussmaschine

Abbildung 4.18: Für das CEA-Konzept verwendete Komponenten und E-Motor Varianten[8]

In Abbildung 4.18 rechts sind die wesentlichen Varianten für einen E-Motor als Antriebseinheit für ein Fahrzeug dargestellt. Die Frage, welcher Typ der richtige ist, lässt sich nicht eindeutig beantworten. Überwiegend hat sich heute allerdings die permanent erregte Synchronmaschine durchgesetzt. Gründe dafür sind die kompakte Bauweise, besserer Gesamtwirkungsgrad und geringeres Gewicht. Demgegenüber stehen allerdings die erforderliche Feldschwächung im oberen Drehzahlbereich und damit verbunden umfangreiche technisch anspruchsvolle Sicherheitsmaßnahmen gegen unkontrollierten Drehmomentaufbau bei Ausfall der Feldschwächung („Durchgehen des Motors“). Hinzu kommen die höheren und unsicheren Kosten für die Magnete aus seltenen Erden. Diese Gründe haben bei der Automobilindustrie für eine gewisse Verunsicherung gesorgt und es gibt deshalb auch OEM's ,wie beispielsweise Renault, die deshalb fremderregte Maschinen einsetzen. Dieser Typ ist billiger in der Herstellung und sicherer im Betrieb, aber auch größer und schwerer, verbunden mit einem schlechteren Wirkungsgrad.

Ein Aspekt hinsichtlich dem Für und Wider fehlt aber bisher weitgehend. Eine permanent erregte Maschine hat schon im Leerlauf, vor allem bei höheren Drehzahlen, nennenswerte Verluste, ähnlich der Reibleistung von Verbrennungskraftmaschinen. Abbildung 4.19 zeigt das schon bekannte Bild der gemessenen Verluste am IMG 300.

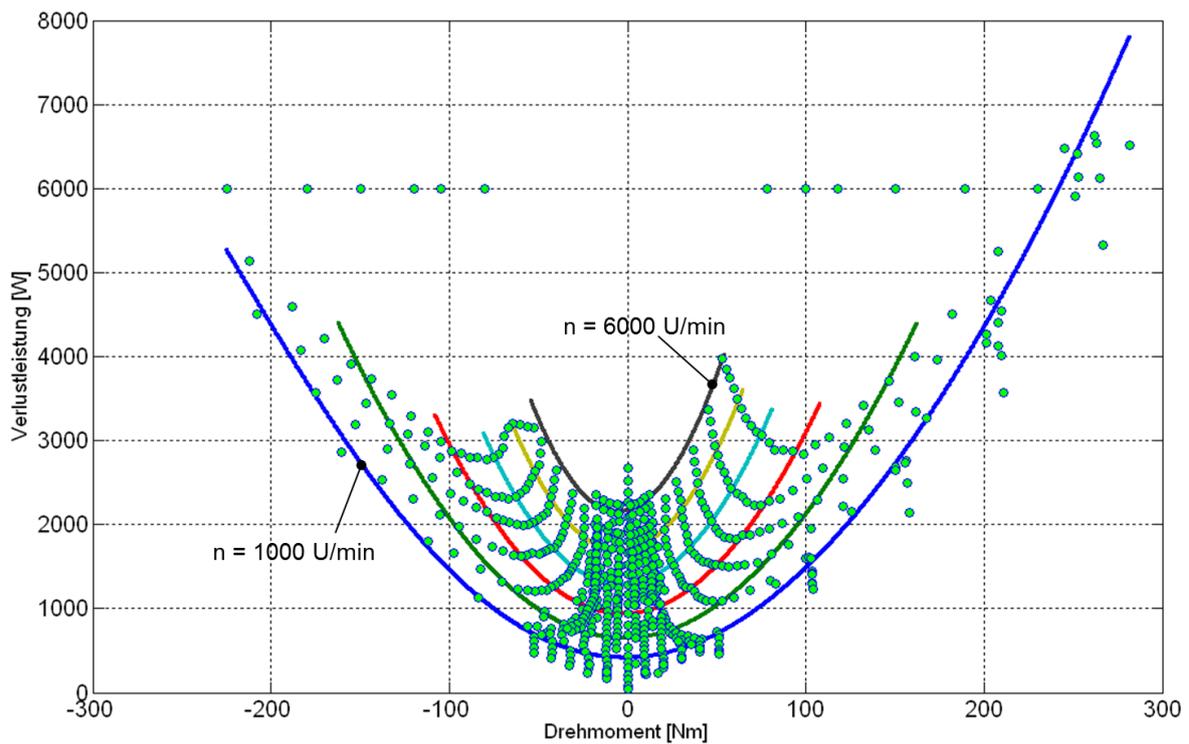


Abbildung 4.19: E-Maschinenverluste mit Messpunkten

Wie zu erkennen, hat man im Leerlauf, also bei Drehmoment = 0, schon bei niedrigen Drehzahlen elektrische Verluste durch die Leistungselektronik. Diese Werte steigen dann mit der Drehzahl weiter an und erreichen nicht mehr zu vernachlässigbare Größen. Dieser Umstand ist bei einem reinen elektrischen Antrieb nicht besonders relevant. Wenn der E-Motor aber, wie bei einem Plug In Hybrid, nur mehr zeitweise aktiv arbeitet und die restliche Zeit leer mitlaufen muss, so kann das einen erheblichen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad haben. Ähnliche Verhältnisse kennt man vom Verbrennungsmotor mit den auftretenden Reibverlusten. Je länger der Verbrennungsmotor quasi leer mitlaufen muss (z.B. Schub), desto stärker ist der Einfluss der Reib- bzw. Schleppverluste. Um hier eine Vorstellung von den Verhältnissen zu geben, sind in Abbildung 4.20 die Leerlaufverluste für die etwa leistungsgleichen Motoren des CEA-Konzepts dargestellt.

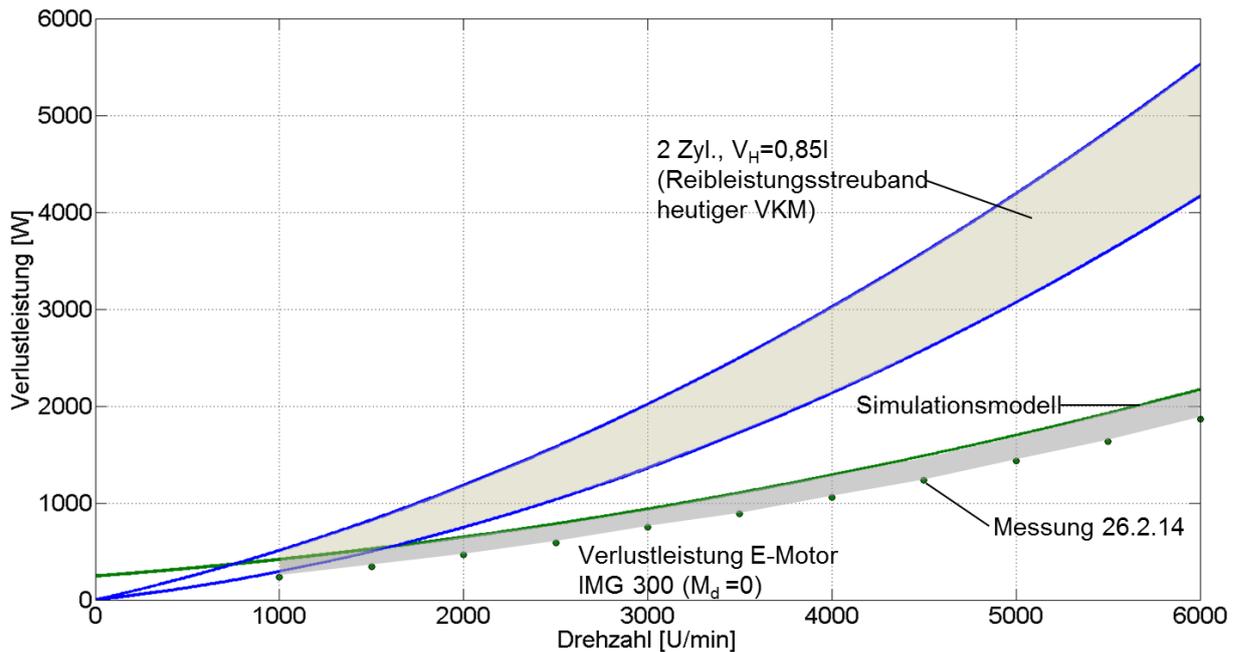


Abbildung 4.20: Leerlaufverluste von Verbrennungsmotor und E-Motor IMG 300

Als Verlust- bzw. Reibleistung des verwendeten Zweizylindermotors wird als Bezugsbasis das sog. FEV-Streuband für heutige PKW-Motoren verwendet. Wobei die obere Grenze den heutigen Durchschnitt darstellt und die untere Grenze die Bestwerte für heutige Kfz-Motoren repräsentiert. Wie zu sehen, liegen im Vergleich dazu die Werte für den E-Motor bei näherungsweise 50%. (Die durchgezogene Linie zeigt hierbei die Verluste im Leerlauf wie sie aus dem Simulationsprogramm erhalten werden. Die etwas darunterliegenden Punkte stammen von einer Nachmessung, da der Industriepartner diese Werte anzweifelte). Daraus folgt, dass bei einer Koppelung von den beiden Motorsystemen (Verbrennungskraftmaschine und E-Motor) die Leerlaufverluste deutlich ansteigen. Das gesamte Potential einer möglichen Reibleistungsminderung ist kleiner als der E-Motor wieder verbraucht. Anders ausgedrückt wird aus dem Verbrennungsmotor, durch die Koppelung mit dem E-Motor, ein schlechter Gesamtantrieb im Leerlauf.

Diese Leerlaufverluste sind bei einem reinen E-Fahrzeug ohne wesentlichen Einfluss. Dasselbe gilt für Systeme mit einer geringen Hybridisierung, bei denen der Verbrennungsmotor deutlich leistungsstärker als der E-Motor ist. Bei Systemen, bei denen die Leistungen beider Motorentypen in etwa gleich groß sind, wird der Leerlaufverlust zu einer nicht mehr zu vernachlässigbaren Größe. Um auch hier eine Vorstellung von der zu erwartenden Größenordnung zu erhalten, wurden mittels dem zuvor beschriebenen Simulationsprogramm die Verhältnisse untersucht. Abbildung 4.21 zeigt den Einfluss im bekannten NEDC-Zyklus.

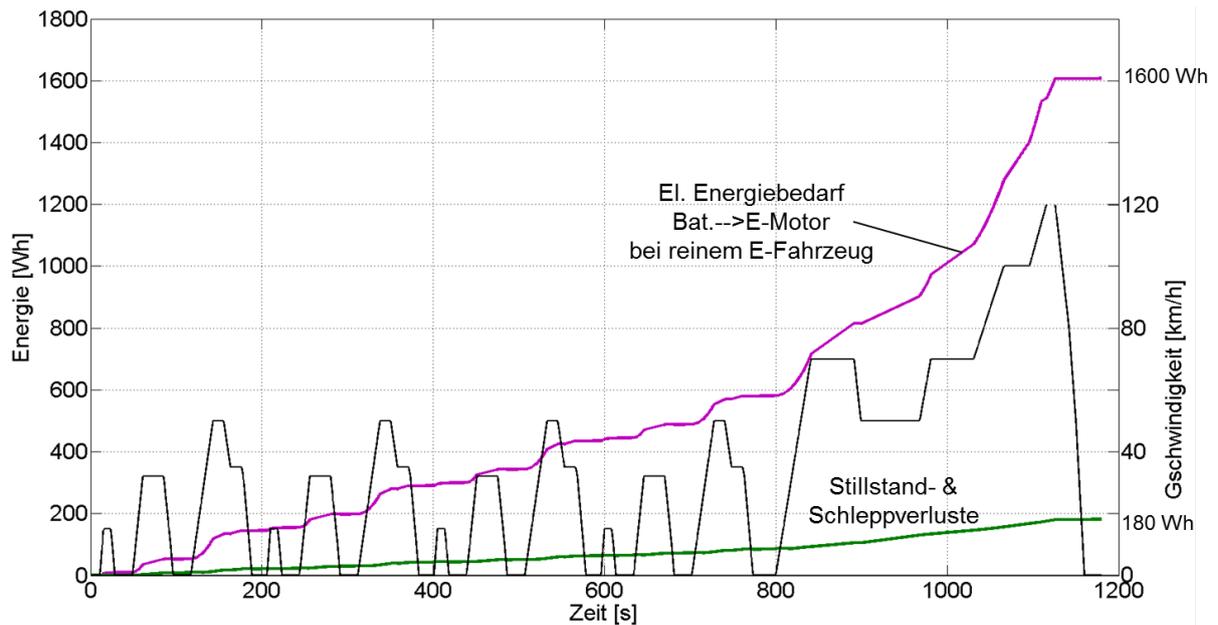


Abbildung 4.21: Energieverlauf im NEDC

Bestimmend für den Einfluss der Stillstands- und Leerlaufverluste ist natürlich die jeweils gewählte Betriebsstrategie. Also wann arbeitet der Verbrennungsmotor und wann der E-Motor. Hier gibt es ein breites Spektrum an unterschiedlichen Möglichkeiten, wobei hier die zuvor schon definierte Basisbetriebsstrategie Anwendung findet. Unter 1500 U/min erfolgt der Antrieb rein elektrisch. Zwischen 1500 und 2000 U/min arbeiten beide Systeme zu je 50% mit aktiven direct E-Konzept. Über 2000 U/min erfolgt der Antrieb rein durch den Verbrennungsmotor. Als wesentliche Gesamtaussage sieht man, dass unter diesen Randbedingungen die Stillstands- und Schleppverluste in etwa bei 7% liegen und somit eine nicht mehr vernachlässigbare Größe darstellen.

Dieselben Fragestellungen wurden auch für den WLTC-Zyklus analysiert. Abbildung 4.22 zeigt die in diesem Zyklus auftretenden Verluste.

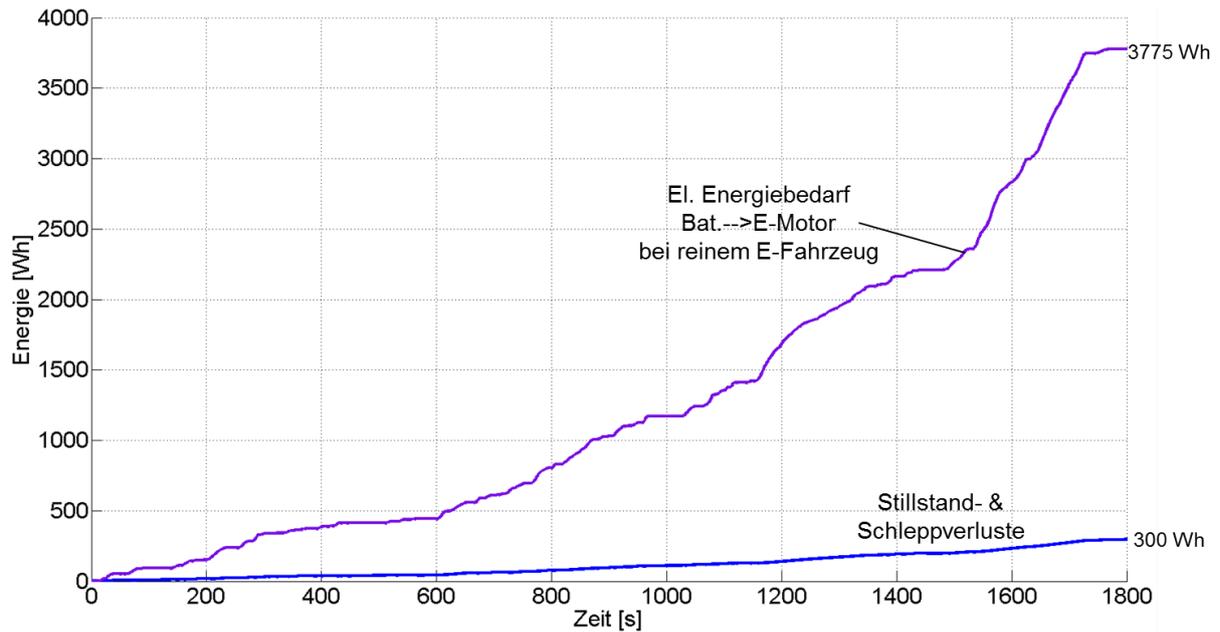


Abbildung 4.22: Energieverlauf im WLTC

Durch die höhere Durchschnittsgeschwindigkeit liegen die Werte entsprechend höher. Dennoch bleiben sie, prozentuell gesehen, in erster Näherung gleich. Das bedeutet, dass bei einem Plug-In-Hybrid die Stillstands- und Leerlaufverluste deutlich höher sind, als zum Beispiel das Potential für das heute allseits eingesetzte Start/Stop-System. Es ist daher sicherlich sinnvoll für dieses Hybridkonzept weitere Überlegungen durchzuführen. Als Diskussionsgrundlage sind mehrere Wege denkbar:

- Freilauf im E-Motor (Rekuperation?)
- zusätzliche Kupplung
- fremderregter Maschinentyp

Insgesamt also eine interessante Fragestellung deren Lösung sicherlich noch einen hohen Entwicklungsaufwand und sorgfältige Überlegungen erfordert.

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Seit mehreren Jahren wird bei IVD in Graz und an der TU Darmstadt an einem Hybridkonzept in paralleler Anordnung geforscht - dem sogenannten CEA Konzept. Mit am Markt verfügbaren Komponenten konnte ein Demonstrator aufgebaut und die Brauchbarkeit des Konzepts nachgewiesen werden [4]. Bei einer solchen Entwicklung ist es wichtig, verschiedene Fragestellungen mittels einer Simulation zu klären. Der Nutzen der Simulation in der CEA-Antriebsstrangentwicklung liegt darin, dass man eine Konfiguration in Messung und Rechnung abgleicht und dann die zeit- und kostenintensive Variation einzelner Parameter durch Simulationsrechnungen löst.

Aufgabe der vorliegenden Arbeit war es, ein vorhandenes Basissimulationsmodell zu erweitern und die Handhabung zu verbessern. Ein wesentlicher Punkt zur Verbesserung war die Umstellung der Berechnung der Teilmodelle von Wirkungsgrad- auf Verlustberechnungen. Dies Art der Modellierung stellte sich vor allem bei Betriebspunkten ohne erforderliche Antriebsleistung (z.B. Stillstandszeiten in den untersuchten Fahrzyklen) als vorteilhaft gegenüber der Wirkungsgradmodellierung heraus.

Ein weiterer Punkt dieser Arbeit war, die Verlustmodelle von E-Maschine und Verbrennungsmotor skalierbar zu machen.

Als dritter Punkt war schließlich die Handhabbarkeit des Programms zu verbessern und zu dokumentieren. Dies ist nicht nur für die Anwendung wichtig, sondern soll auch eine Hilfe sein, wenn weitere zusätzliche Programmumfänge neu hinzukommen sollen. Insgesamt ist jetzt ein Simulationstool für die Abbildung von Hybridantriebssträngen vorhanden. Da es nach dem Prinzip der Rückwärtsrechnung aufgebaut ist, kann man mit relativ geringem Rechenaufwand, schnell und effektiv verschiedene Varianten durchrechnen.

Das vorliegende Simulationsmodell hat wie jede Entwicklung natürlich noch Optimierungspotential, hat aber einen für die breitere Anwendung tauglichen Entwicklungsstand erreicht. Es wurde und wird im breiten Umfang bei der Entwicklung des CEA-Konzepts eingesetzt. Unter anderem wurden folgende Untersuchungen mit Hilfe des Simulationsprogramms durchgeführt bzw. abgesichert:

1. Untersuchung der elektrischen Reichweite verschiedener Fahrzeugklassen

2. Untersuchung des Energiebedarfs für das direct E-Konzept
3. Untersuchung der Verlustleistungen der E-Maschine im Leerlauf und Stillstand

Für die Weiterentwicklung des Simulationsprogramms kann in einem zukünftigen Schritt die Auswahl an implementierten Komponenten noch erweitert werden. Anbieten würde sich beispielsweise das Modell eines Dieselmotors oder die detailliertere Modellierung verschiedener Getriebevarianten. Desweiteren könnte man das derzeit vorhandene Modell einer permanent erregten Synchronmaschine in der Modellierungstiefe und um andere E-Maschinentypen erweitern.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Erderwärmung als Funktion der Treibhausgasemissionsentwicklung[7] . . .	3
1.2	Anteil der Sektoren an den Treibhausgas-Emissionen 2010 und Änderung der Emissionen zwischen 1990 und 2010.[2]	3
1.3	Globale Ölproduktion[1]	4
1.4	Entwicklung der Einwohnerzahl in Städten[15]	4
1.5	Durchschnittliche CO ₂ -Emissionen und Grenzwerte in der EU von PKW[9]	5
2.1	Der Rollwiderstand über der Fahrzeuggeschwindigkeit[3]	10
2.2	Streuband des Schräglaufwiderstandsbeiwerts $k_{R,\alpha}$ [11]	11
2.3	Der Steigungswinkel[3]	12
2.4	Anteile am Gesamtwiderstand auf verschiedenen Straßen[11]	14
2.5	Anteile der Einzelwiderstände im NEDC	15
2.6	Vergleichsfahrzeuge	15
2.7	Schema einer Vorwärtssimulation[13]	17
2.8	Schema einer Rückwärtssimulation	18
2.9	Verlust- vs. Wirkungsgrad Modellansatz[4]	19
3.1	Die Organisation des IVD-TUD Modells	20
3.2	Das Eingabefenster des des IVD-TUD Modells	22
3.3	Simulink-Modell des EV-CEA Antriebsstrangs	27
3.4	Die verschiedenen Berechnungsebenen des IVD-TUD Modells	28
3.5	Berechnungsebene 1 des IVD-TUD Modells	28
3.6	Berechnungsebene 1 des IVD-TUD Modells	29
3.7	Berechnungsebene 2 des IVD-TUD Modells	30
3.8	Das Differentialmodell	31
3.9	Die Parameter des Getriebemodells	31
3.10	Das Strategie- und Kupplungsmodell	32
3.11	Berechnungsebene 3 des IVD-TUD Modells	33
3.12	Das Modell der E-Maschine	33
3.13	Verlustleistung des IMG300 der Fa. Bosch	34
3.14	Verlustleistungskennfeld des IMG300 im Motorbetrieb	35
3.15	Normiertes Verlustleistungskennfeld im Motorbetrieb	36
3.16	Modifiziertes Verlustleistungskennfeld im Motorbetrieb	37
3.17	Verbrauchskennfeld einer Verbrennungskraftmaschine	38
3.18	Batteriemodell	39
4.1	Eingangsleistung zweier E-Motoren in einem Ausschnitt des NEDC	41
4.2	Energiebedarf zweier Motoren im NEDC	41

4.3	Reichweite unterschiedlicher Fahrzeugklassen in Abhängigkeit von der Batteriekapazität[6]	43
4.4	Batteriekosten versus elektrischer Reichweite[6]	44
4.5	Verdoppelung der Batteriekapazität vs. RE-Einsatz [10]	45
4.6	Das EV-CEA Konzept	46
4.7	direct E-Konzept durch Impulsverdoppelung [5]	47
4.8	Betriebsbereich von direct E	48
4.9	Wirkungsgradabnahme durch Lastaufteilung auf VKM und E-Motor bei 1500 U/min	49
4.10	Aufteilung des elektrischen Leistungsbedarfs bei direct E	50
4.11	Simulationsparameter	51
4.12	Verwendete Basisbetriebsstrategie	52
4.13	Energiebetrachtung im NEDC	53
4.14	Geschwindigkeitsverlauf im WLTC	54
4.15	Teilabschnitt im WLTC	54
4.16	Leistungsaufteilung im WLTC	55
4.17	Energieverläufe im WLTC	56
4.18	Für das CEA-Konzept verwendete Komponenten und E-Motor Varianten[8]	57
4.19	E-Maschinenverluste mit Messpunkten	58
4.20	Leerlaufverluste von Verbrennungsmotor und E-Motor IMG 300	59
4.21	Energieverlauf im NEDC	60
4.22	Energieverlauf im WLTC	61

Literaturverzeichnis

- [1] *World energy outlook 2008*. Paris New Milford, Conn : International Energy Agency Turpin Distribution, 2008. – ISBN 9789264045606
- [2] ANDERL, M. ; BEDNAR, W. ; FISCHER, D. ; GÖSSL, M. ; HELLER, C. ; JOBSTMANN, H. ; IBESICH, N. ; KÖTHER, T. ; KUSCHEL, V. ; LAMPERT, C. ; NEUBAUER, C. ; PERL, K. P. D. ; POUPA, S. ; PURZNER, M. ; RIEGLER, E. ; SCHENK, C. ; SCHIEDER, W. ; SCHNEIDER, J. ; SEUSS, K. ; SPORER, M. ; SCHODL, B. ; STOIBER, H. ; STORCH, A. ; WEISS, P. ; WIESENBERGER, H. ; WINTER, R. ; ZECHMEISTER, A. ; ZETHNER, G. : *Klimaschutzbericht 2012 / Umweltbundesamt*. Wien, 2012 (0391). – Report
- [3] BACHER, C. : *Validierungsbeispiel für ein Hybridantriebssystem (Vergleich Längsdynamik-Fahrzeugmessung zu Rechnung*, TECHNISCHE UNIVERSITÄT Graz, Diplomarbeit, 2009
- [4] BACHER, C. : *Electric Vehicle with Combustion Engine Assist - Das EV-CEA-Konzept*, TECHNISCHE UNIVERSITÄT Graz, Diss., 2014
- [5] BEIDL, C. ; HOHENBERG, G. ; HÖFLER, D. : Drehschwingungsberuhigung von Hybridantrieben mit niedrigen Zylinderzahlen. In: *VDI-Fortschritt Berichte* (2013)
- [6] BEIDL, C. ; KLUIN, M. ; HOHENBERG, G. ; BACHER, C. : Elektrofahrzeuge mit oder ohne Range-Extender. Wer bestimmt den Weg - die Technik, der Kunde oder die Gesetzgebung? In: *VDI-Fortschritt Berichte* (2011)
- [7] BERNSTEIN, L. ; BOSCH, P. ; CANZIANI, O. ; CHEN, Z. ; CHRIST, R. ; DAVIDSON, O. ; HARE, W. ; HUQ, S. ; KAROLY, D. ; KATTSOV, V. ; KUNDZEWICZ, Z. ; LIU, J. ; LOHMANN, U. ; MANNING, M. ; MATSUNO, T. ; MENNE, B. ; METZ, B. ; MIRZA, M. ; NICHOLLS, N. ; NURSE, L. ; PACHAURI, R. ; PALUTIKOF, J. ; PARRY, M. ; QIN, D. ; RAVINDRANATH, N. ; REISINGER, A. ; REN, J. ; RIAHI, K. ; ROSENZWEIG, C. ; RUSTICUCCI, M. ; SCHNEIDER, S. ; SOKONA, Y. ; SOLOMON, S. ; STOTT, P. ; STOFFER, R. ; SUGIYAMA, T. ; SWART, R. ; TIRPAK, D. ; VOGEL, C. ; YOHE, G. : *Climate change 2007 : synthesis report*. Geneva and Switzerland : IPCC, 2008. – Forschungsbericht. – ISBN 92-9169-122-4
- [8] BRAESS, H.-H. ; SEIFFERT, U. : *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik* -. 6. akt. u. erw. Aufl. 2012. Berlin : Springer DE, 2011. – ISBN 978-3-834-81011-3
- [9] EEA: The contribution of transport to air quality : TERM 2012: transport indicators

- tracking progress towards environmental targets in Europe. Luxembourg : EEA, 2012. – Forschungsbericht. – ISBN 978-92-9213-343-6
- [10] FISCHER, R. : Die Elektrifizierung des Antriebs - vom Turbohybrid zum Range Extender. In: *VDI-Fortschritt Berichte* (2009)
- [11] HEISSING, B. ; ERSOY, M. ; GIES, S. : *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven (ATZ/MTZ-Fachbuch) (German Edition)*. Vieweg+Teubner Verlag <http://www.amazon.com/Fahrwerkhandbuch-Fahrdynamik-Komponenten-Perspektiven-MTZ-Fachbuch/dp/3834808210%3FSubscriptionId%3D0JYN1NVW651KCA56C102%26tag%3Dteckie-20%26linkCode%3Dxm2%26camp%3D2025%26creative%3D165953%26creativeASIN%3D3834808210>. – ISBN 3834808210
- [12] HIRSCH, R. ; BEZDEK, R. ; WENDLING, R. : Peaking of world oil production: Impacts, Migration, & Risk Management / Agency of the United States Government. 2005. – Forschungsbericht
- [13] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T. : *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* -. 2. überarb. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2002. – ISBN 978-3-211-83679-8
- [14] REITHMAIER, W. ; SALZINGER, T. : Ermittlung des aktuellen Standes der Technik im Hinblick auf Abrollgeräusch, Rollwiderstand sowie Sicherheitseigenschaften moderner PKW-Reifen / TÜV Automotive GmbH. 2002. – Forschungsbericht
- [15] UNO (Hrsg.): *World Urbanization Prospects The 2011 Revision*. UNO, 2011
- [16] WINTERHAGEN, J. : Katalog der Grausamkeiten. In: *Automobilwoche* 11 (13. Mai 2013), S. 4-5