

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	10
2	Vorgehensweise und Quellenlage	11
3	Einführung	12
3.1	Merkmale der Hybridtechnik.....	12
3.1.1	Entstehung	12
3.1.2	Kennzeichen und Definition	13
3.1.3	Ausführungen und Bauformen.....	13
3.1.3.1	Der Parallelhybrid.....	14
3.1.3.2	Serieller Hybridantrieb	14
3.1.3.3	Mischhybridkonzepte.....	15
3.2	Bestehende Fahrzeugkonzepte.....	17
3.2.1	Der Ford Escape (Maverick).....	17
3.2.2	Der Lexus RX 400h	19
3.2.3	Der Toyota Prius	21
3.3	Ausblick auf zukünftige Fahrzeugentwicklungen	23
3.3.1	Geplante Entwicklungen.....	24
4	ECE/EG-Testzyklus.....	25
4.1	Bedeutung	25
4.2	Ablauf des Testverfahrens	25
4.2.1	Bedingungen und Vorgaben	27
4.2.1.1	Fahrzeugspezifische Anforderungen	27
4.2.1.2	Fahrtechnische Vorgaben	27
4.2.2	Definition des Geschwindigkeitsprofils.....	27
4.2.3	Besonderheiten der Untersuchung von Hybridfahrzeugen.....	28
5	Aufbau und Merkmale des Toyota Prius	29
5.1	Allgemeine Merkmale	29
5.1.1	Modellidentifikation	29
5.1.2	Fahrzeugaufbau.....	30
5.1.3	Fahrwerk	30
5.2	Komponenten des Antriebsstrangs	31

5.2.1	Ottomotor.....	31
5.2.1.1	Reduktion der Reibleistung	31
5.2.1.2	Eingeschränktes Drehzahlband	32
5.2.1.3	Variabler Ventiltrieb	33
5.2.1.4	Atkinson Zyklus.....	36
5.2.2	Motorgenerator MG2.....	37
5.2.2.1	Aufbau	37
5.2.2.2	Leistungsdaten	39
5.2.3	Motorgenerator MG1	39
5.2.4	Getriebe / Transachse.....	40
5.2.4.1	Funktionsweise	40
5.2.4.2	Planetengetriebe / Power Split Device (PSD).....	43
5.2.5	Inverter.....	47
5.2.5.1	Systemaufbau.....	47
5.2.5.2	Kühlsystem	48
5.2.6	Batterie.....	49
5.2.6.1	Funktionsweise und Merkmale.....	50
5.3	Hauptmechanismen.....	51
5.3.1	Anfahren und Fahren mit niedriger Last.....	52
5.3.2	Normalfahrt.....	53
5.3.3	Maximale Beschleunigung / hohe Last.....	54
5.3.4	Verzögerung / Bremsen	55
5.3.5	Stillstand	55
5.3.6	Laden der HV-Batterie.....	56
6	Modellbildung und Simulation.....	57
6.1	Software.....	57
6.1.1	Merkmale.....	57
6.2	Hardware.....	58
6.3	Kurzeinführung in MATLAB.....	58
6.3.1	Installation und Programmstart.....	58
6.3.2	MATLAB-Desktop.....	59

6.3.3	Der MATLAB-Editor	60
6.3.4	Starten von Simulink	60
6.3.5	Simulink-Modelle	61
6.4	Simulationsmodell für den Toyota Prius	63
6.4.1	Simulationsparameter	63
6.4.2	Modellaufbau	64
6.4.2.1	Darstellung des ECE/EG-Testzyklus	64
6.4.2.2	Bestimmung des Bedarfsmoments	66
6.4.2.3	Simulation des Motorgenerators MG2	76
6.4.2.4	Modellierung der HV-Batterie	80
6.4.2.5	Simulation der Antriebsstrang-Regelung	84
6.4.2.6	Startvorgang des Verbrennungsmotors	86
6.4.2.7	Simulation des Ottomotors	87
6.4.2.8	Drehzahlregelung	89
6.4.2.9	Simulation der Systemwirkungsgrade	92
6.5	Simulationsablauf	95
6.5.1	Öffnen der Startdatei	95
6.5.2	Ablaufsteuerung	96
7	Ergebnisse	97
7.1	Aufbereitung und Darstellung von Ergebnissen	97
7.1.1	Bildung von Ergebnisvariablen	97
7.1.2	Grafische Darstellungen	99
7.2	Simulationsergebnisse	100
7.2.1	ECE/EG-Testzyklus	100
7.2.2	Momentenverhältnisse	101
7.2.3	Energiebilanz der HV-Batterie	102
7.2.4	Aggregatdrehzahlen	105
7.2.5	Effektiver Mitteldruck	107
7.2.6	Energiebedarf	109
7.3	Fehleranalyse	113
7.3.1	Fehlerbehaftung der Simulation	113

1	Einleitung	4
7.4	Vergleich mit dem realen Fahrzeug.....	115
7.4.1	Systemverhalten.....	115
7.4.2	Quantitativer Vergleich.....	116
8	Zusammenfassende Betrachtung.....	118
8.1	Ausblick.....	119
9	Literatur- und Abbildungsverzeichnis.....	121
10	Anhang.....	123

Formelzeichen und Abkürzungen

A	Ampere
A	Querspanntfläche
a	Achsabstand
a	Beschleunigung
BP	Beginn der Probenahme
B _S	streckenbezogener Kraftstoffverbrauch
bar	Bar
b _e	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
cm ³	Kubikzentimeter
c _w	Luftwiderstandsbeiwert bei Anströmung in Fahrzeuginnenrichtung
c _x	Luftwiderstandsbeiwert
CVT	Continuously-Variable-Transmission
DC	Direct Current
d	Durchmesser
dm ³	Kubikdezimeter
E	Energie
EP	Ende der Probenahme
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
F	Kraft
F _B	Beschleunigungswiderstand
F _H	Kraft am Hohlrad
F _L	Luftwiderstand
F _P	Kraft am Planetenradträger
F _S	Kraft am Sonnenrad
F _{St}	Steigungswiderstand
FTP	Federal Test Procedure
F _R	Rollwiderstand
F _Z	Radlast
f	Frequenz
f ₁	Frequenz des Drehfeldes

f_R	Rollwiderstandsbeiwert
G	Gewichtskraft
g	Gramm
HV	Hybrid-Vehicle
h	Abstand zum Rotationszentrum
h	Stunde
ICE	Internal Combustion Engine
i	Kennzahl des motorischen Arbeitsverfahrens
i	Wechselstromstärke
i_A	Übersetzungsverhältnis zwischen Ein- und Ausgang des Achsantriebs
i_G	Übersetzungsverhältnis zwischen Ein- und Ausgang des Wandlers
i_g	Gesamtübersetzung
i_K	Übersetzungsverhältnis des Kennungswandlers
J	Joule
J	Massenträgheitsmoment
J_A	Massenträgheitsmoment der Triebwerksteile
J_M	Massenträgheitsmoment des Motors
J_R	Massenträgheitsmoment des Rades
J_S	Massenträgheitsmoment um die Ursprungsachse
K_A	Anwendungsfaktor nach DIN 3990
KW	Kurbelwinkel
kg	Kilogramm
kg/m	Kilogramm pro Meter
kJ	Kilojoule
km	Kilometer
km/h	Kilometer pro Stunde
kW	Kilowatt
l	Länge
l	Liter
M	Drehmoment
MG	Motorgenerator

M_H	Drehmoment am Hohlrاد
M_M	Motordrehmoment
$M_{\max.}$	Maximales Drehmoment
M_P	Drehmoment am Planetenradträger
M_R	Raddrehmoment
M_S	Drehmoment am Sonnenrad
m	Meter
m	Masse
m^2	Quadratmeter
m^3	Kubikmeter
min.^{-1}	Umdrehungen pro Minute
mm	Millimeter
m/s	Meter pro Sekunde
N	Newton
Nm	Newtonmeter
n	Anzahl der Eingänge
n	Drehzahl
n_M	Motordrehzahl
n_R	Raddrehzahl
OT	oberer Totpunkt
P	Leistung
P_e	effektive Leistung
P_i	indizierte Leistung
P_r	Reibleistung
PSD	Power Split Device
p	Abstand vom Radlastangriffspunkt bis zur Latschmitte
p	Anzahl der Polpaare
p	Druck
p_{me}	effektiver Mitteldruck
R	dynamischer Radhalbmesser
R	Radial

$R_{\text{stat.}}$	statischer Radhalbmesser
r	Radius
r	statischer Radhalbmesser
SMR	Hauptrelais
SOC	Ladezustand der HV-Batterie
SUV	Sports-Utility-Vehicle
s	Sekunde
s.F.	schwach motorisierte Fahrzeuge
t	Zeit
THS	Toyota Hybrid System
UT	Unterer Totpunkt
u	Zähnezahlverhältnis
u_N	Nennspannung der Drehstrommaschine
V	Volt
VVT-i	variable Valvetiming-intelligent
V_H	Gesamt Hubvolumen
VKM	Verbrennungskraftmaschine
v	Fahrgeschwindigkeit
$v_{\text{rel.}}$	relative Anströmgeschwindigkeit
Wh	Wattstunde
\dot{x}	Geschwindigkeit
\ddot{x}	Beschleunigung
Z	Zugkraft
z	Zähnezahl
α	Winkelbeschleunigung des Motors
η	Wirkungsgrad
η_K	Wandlerwirkungsgrad
θ	Längsneigung der Fahrbahn
ρ	Dichte
ρ_L	Luftdichte
τ_L	Anströmwinkel

$\dot{\phi}$	Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\phi}_A$	Winkelgeschwindigkeit des Motors
$\dot{\phi}_R$	Winkelgeschwindigkeit des Rades
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω_0	Winkelgeschwindigkeit des Drehfeldes
1/min	Umdrehungen pro Minute
°	Grad
°C	Grad Celsius
%	Prozent

1 Einleitung

Die Hybridtechnik ist ein aktuelles Konzept alternativer Fahrzeugantriebe vor dem Hintergrund ökologischer Verträglichkeit und geringem Energiebedarfs. Insbesondere japanische Hersteller forcieren in diesem Bereich die Entwicklung effizienter Fahrzeugsysteme.

Ziel dieser Arbeit ist es, mit Hilfe der Software MATLAB/Simulink eine Simulation des Hybridfahrzeugs TOYOTA Prius unter energetischen Gesichtspunkten zu erstellen. Der als Full-Hybrid konzipierte Prius unterscheidet sich in vielerlei Hinsicht von gewöhnlichen Automobilen und ist eine völlige Neuentwicklung. Er besitzt international gesehen derzeit den größten Marktanteil innerhalb der Hybridfahrzeuge.

Die Simulation soll es ermöglichen, im Rahmen des Europäischen Fahrzyklus (ECE/EG-Test) das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs darzustellen. Dieser besteht neben einem wirkungsgradoptimierten Verbrennungsmotor aus zwei elektrischen Maschinen, die in der Lage sind, motorisch oder generatorisch betrieben zu werden. Das Hybrid System wird darüber hinaus durch eine Batterie und umfangreiche Komponenten der Leistungselektronik ergänzt. Zur Steuerung des Antriebsmechanismus kommen zahlreiche Regler und Sensoren zum Einsatz. Den Schwerpunkt dieser Arbeit bildet die Abbildung der Energieflüsse zwischen den einzelnen Bestandteilen des Antriebsstrangs. Außerdem sollen das spezifische Verhalten bzw. die charakteristischen Merkmale der Aggregate erkennbar sein. Dies schließt auch die im Laufe des Testzyklus auftretenden verschiedenen Fahrzustände ein.

Als Ergebnis wird daher in erster Linie ein funktionsfähiges Gesamtmodell mit Fokus auf dem realen Verhalten des Hybriden angestrebt. Des Weiteren ist das Simulationsmodell so zu gestalten, dass eine Verwendung zur Untersuchung von Fahrzeugen anderer Konfiguration ohne wesentliche Änderungen möglich ist. Folglich muss der Aufbau klar strukturiert sein und die Durchführbarkeit von Parameterstudien gewährleisten. Ein bedeutender Aspekt hierbei ist die ausführliche Dokumentation der Modellbildung.

Im Anschluss an die Modellierung und Simulation steht die Interpretation und Analyse der gewonnenen Daten. Das Fahrzeugmodell ist unter den genannten Gesichtspunkten auf Gültigkeit und Plausibilität zu prüfen. Auftretende Fehlerquellen und Besonderheiten während des Simulationsablaufs werden zwecks möglicher Folgeuntersuchungen detailliert beschrieben.

2 Vorgehensweise und Quellenlage

Zur Erstellung eines Simulationsmodells werden zunächst die einzelnen Bestandteile des Hybridantriebs als eigenständiges System modelliert und auf Richtigkeit geprüft. Grundlage dafür bilden die der einschlägigen Literatur entnehmbaren technischen Daten des Hybridfahrzeugs. Im Anschluss daran erfolgt der Zusammenschluss der Einzelsysteme zu funktionellen Gruppen. Diese werden letztlich zu einem Gesamtmodell verbunden, das sich durch einen modularen mehrschichtigen Aufbau auszeichnet.

Die Literatur- und Quellenlage stellt sich als sehr heterogen dar. Wesentliche Angaben über das Fahrzeug finden sich in zahlreichen Fachbüchern und Aufsätzen fachtechnischer Zeitschriften. Tiefergehende Informationen, die einzelne Teilbereiche des Hybridsystems betreffen, sind vereinzelt anhand von vorwiegend internationalen Veröffentlichungen bzw. Online-Quellen zugänglich. In einigen Fällen bleibt die Frage nach der Objektivität und Seriosität der Informationen offen. Insgesamt kann der Bedarf nach notwendigen technischen Daten nicht alleine durch die verfügbaren Quellen gedeckt werden. Aus diesem Grund wird vielfach auf Schätzwerte, Annahmen und Vergleichsdaten anderer Systeme zurückgegriffen, wobei dies stets unter Berücksichtigung der fahrzeugtechnischen Grundlagen und Erfordernisse geschieht.

3 Einführung

3.1 Merkmale der Hybridtechnik

3.1.1 Entstehung

Konventionelle Fahrzeuge werden heute nach wie vor in erster Linie mit Otto- und Dieselmotoren und den dazu relevanten Kraftstoffen betrieben. Der stetige Rückgang der natürlichen Erdölvorkommen und ein zunehmendes ökologisches Bewusstsein innerhalb weite Teile der Verbraucher bringen diesen Zustand immer wieder in die Kritik. Ungünstige wirtschaftspolitische Entwicklungen auf internationalem Gebiet lassen die bisherige Rolle der fossilen Brennstoffe als bevorzugte Energiequelle in jüngster Zeit ebenfalls in einem deutlich schlechteren Licht erscheinen. Steigende Kraftstoffpreise und strikte Reglementierungen bzgl. der Emissionen und des Energieverbrauchs sind das Ergebnis dieser Entwicklungen. Dies führt unweigerlich auch zu einem spürbaren Kostenanstieg für den Betrieb von Kraftfahrzeugen.

Die Entwicklung sparsamer und ökologisch verträglicher Fahrzeuge ist deshalb heute mehr denn je eine Forderung, die auf breiter Front an die Automobilindustrie gestellt wird. Die Fortschritte innerhalb der letzten zwei Jahrzehnte auf diesem Gebiet sind beachtlich, aber das Potential der klassischen monovalenten Antriebe auf Basis des Verbrennungsmotors ist vor diesem Hintergrund bereits stark ausgeschöpft. Vielfach wird der Brennstoffzellenantrieb als das Konzept der Zukunft beschrieben, jedoch stehen dem zur Zeit noch erhebliche Probleme, wie etwa die flächendeckende Versorgung mit Wasserstoff und dessen praktische Handhabung entgegen. Alternativkonzepte müssen neben den bereits genannten Kriterien auch eine Reihe von Faktoren erfüllen, die den problemlosen und flächendeckenden Einsatz gewährleisten. Die Verfügbarkeit des benötigten Kraftstoffs und die Benutzung bzw. Integration der bestehenden Infrastruktur sind neben der Wirtschaftlichkeit dabei nur einige Punkte.

Der sog. Hybridantrieb scheint diesen Anforderungen in vielerlei Hinsicht gerecht zu werden. Er hat im Gegensatz zu vielen anderen Alternativkonzepten bereits einen signifikanten Anteil bei den Zulassungen erreicht. Dies gilt speziell für den US-amerikanischen und den asiatischen Markt. Die Hybridtechnologie ist daher nicht mehr als reines Nischenangebot zu sehen.

3.1.2 Kennzeichen und Definition

Als Hybridantrieb werden nach allgemeiner Definition in der Regel Fahrzeuge mit zwei verschiedenen Antrieben und zwei unterschiedlichen Energiespeichern bezeichnet [vgl. Schäfer / van Basshuysen /1/ 2005]. Bis auf wenige Ausnahmen werden dabei meist Verbrennungs- und Elektromotoren als Antrieb und flüssige Kraftstoffe sowie Batterien als Energiespeicher eingesetzt.

Durch ein effektives elektronisches Management können je nach Ausführung einige Vorteile gegenüber dem herkömmlichen Antrieb erreicht werden. Durch Betreiben des Verbrennungsmotors im oder nahe am Wirkungsgrad-Optimum und den Einsatz des Elektromotors zur Unterstützung der Beschleunigung, bzw. für den Anfahrvorgang kann der Kraftstoffverbrauch reduziert werden. Ferner ist hierdurch ein „Downsizing“ des Verbrennungsmotors möglich. Die partielle Rückgewinnung der Bremsenergie kann zu einer Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades führen. Durch eine gezielte Gesamtoptimierung des Antriebsaggregates können die Emissionen weitestgehend gering gehalten werden, im rein elektrischen Betrieb sogar nahe Null. Ein weiterer Vorteil ist der geräuscharme Betrieb, besonders im elektrischen Modus.

3.1.3 Ausführungen und Bauformen

Hybridfahrzeuge können nach Art des Aufbaus grundsätzlich in drei Prinzipien unterteilt werden (vgl. Abb. 3.1).

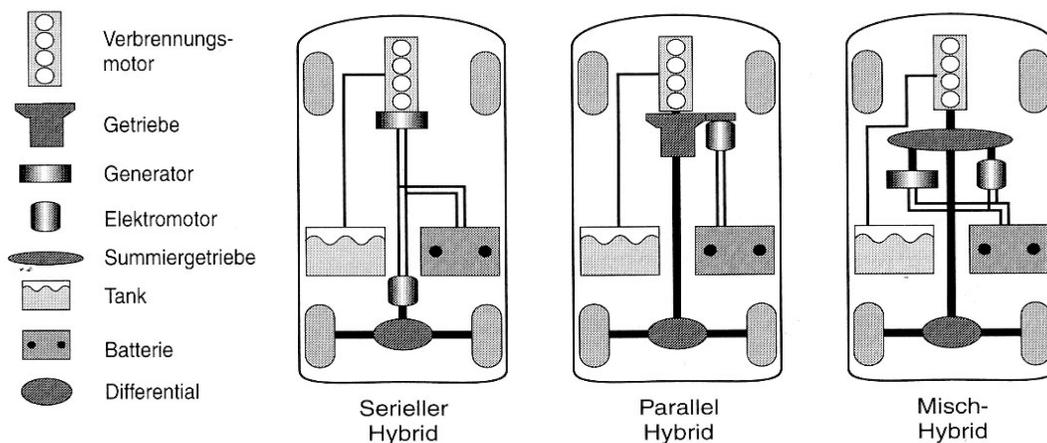


Abbildung 3.1- Hybrid-Antriebskonzepte [Braess / Seiffert /2/ 2000]

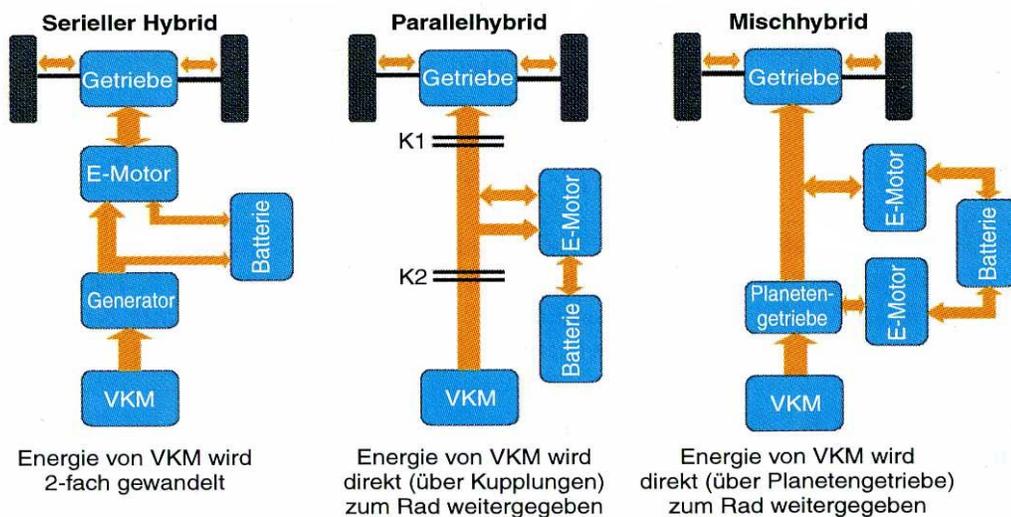


Abbildung 3.2- Definition von Hybridantrieben [Schäfer / van Basshuysen /1/ 2005]

3.1.3.1 Der Parallelhybrid

Beim *Parallelhybrid* kann der Antrieb gleichzeitig durch beide Antriebsaggregate erfolgen. So bietet sich die Möglichkeit, rein verbrennungsmotorisch, rein elektrisch oder in Kombination zu fahren. Dies ist sinnvoll, wo konventionelles und rein elektrisches Fahren vom Fahrzeug verlangt wird. Hierdurch erschließen sich Einsatzbereiche, die den Betrieb eines konventionellen Fahrzeugs ausschließen, beispielsweise aus emissionstechnischen Gründen. Unter den Gesichtspunkten Gewicht, Kosten und Bauraumbedarf der Elektromaschine ist diese Variante relativ günstig. Jedoch muss das rein elektrische Fahren mit begrenzter Leistung und Reichweite erfolgen. Bei einer optionalen Batterienachladung am Netz hat die Art der Stromerzeugung einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Ökobilanz. Das Zusammenspiel beider Antriebe ermöglicht die Verwendung eines vergleichsweise kleinen Verbrennungsmotors, das zu einem vorteilhaften Verbrauch führt. Die Rekuperation der Bremsenergie und das Abschalten der Verbrennungskraftmaschine in ungünstigen Betriebsbereichen, wie etwa dem Stop and go-Betrieb, bringen weitere Verbrauchspotentiale.

3.1.3.2 Serieller Hybridantrieb

Der *serielle Hybrid* wird immer rein elektrisch betrieben, d.h. es muss permanent „on board“ Strom durch den Verbrennungsmotor in Verbindung mit einem Generator erzeugt werden. Die Batterie als Energiepuffer ermöglicht eine vollständige zeitliche Entkoppelung der Verbrennungskraftmaschine vom Antrieb. Diese kann so unabhängig vom aktuellen Fahrzustand wirkungsgrad- oder emissionsoptimiert betrieben werden. Serielle Hybride sind daher besonders für einen emissionsgünstigen Einsatz geeignet. Auch hier ist eine Bremsenergieerückgewinnung möglich. Der vorteilhafte Verbrauch verringert sich jedoch durch die Wirkungsgradkette bei der Erzeugung der elektrischen Energie.

Wird eine autarke Ausführung vorgesehen, die per Definition netzunabhängig sein muss, so ist die Verbrennungsmotor- und Generatorleistung inklusive aller Wirkungsgrade auf die Dauerhöchstgeschwindigkeit auszulegen. Der Elektromotor muss außerdem die maximale Beschleunigungsleistung liefern. In Summe weist dieses Konzept daher die größten installierten Komponentenleistungen verbunden mit entsprechenden Kostennachteilen auf. Eine Sonderbauform des seriellen Hybridantriebs ist das *Range extender* Konzept, bei dem der Fokus auf rein elektrischer Fahrt liegt. Hierbei wird ein kleiner Verbrennungsmotor mit Generator zur alleinigen Reichweitenverlängerung der Batterie eingesetzt.

3.1.3.3 Mischhybridkonzepte

Da die bisher dargestellten Grundkonzepte eine Reihe von Nachteilen aufweisen, werden zunehmend sog. *Mischhybridsysteme* verwendet. Die Variantenvielfalt hinsichtlich der zum Einsatz kommenden Antriebskomponenten ist hier um ein Vielfaches größer. Neben Verbrennungs- und Elektromotoren werden auch spezielle Getriebekomponenten, Kupplungen, Freiläufe und Bremsen eingesetzt. Als Beispiel sei hier der serielle Hybrid mit Durchkupplung des Verbrennungsmotors genannt. Bei einem Leistungsfluss der Verbrennungskraftmaschine zum Rad auf verschiedenen Wegen wird vom Prinzip der Leistungsverzweigung gesprochen. Diese kann dabei mechanisch über Differentialgetriebe oder elektrisch erfolgen. Vorteile des Mischhybridsystems sind im Wesentlichen der Radantrieb des Verbrennungsmotors in einem günstigen Betriebsbereich und der Wegfall eines Stufengetriebes. Dies führt aber auch zu einer erhöhten Komplexität, verbunden mit einem erheblichen Steuerungsaufwand und entsprechenden Kosten.

Darüber hinaus kann noch zwischen verschiedenen Anforderungsniveaus unterschieden werden. Beim *Micro-Hybrid* wird ein elektrischer Motor geringer Leistung (< 10 kW) anstelle eines gewöhnlichen Generators in den Riementrieb integriert. Micro-Hybride lassen sich im Hinblick auf die E-Maschine am ehesten nahezu bauraumneutral realisieren. Sie ermöglichen einen Stopp-Start-Betrieb (schneller Wiederstart des Verbrennungsmotors) und eine zusätzliche Energieerzeugung (Generatorbetrieb). Hierdurch wird eine gewisse Kraftstoffersparnis und eine vergrößerte Verfügbarkeit elektrischer Energie erreicht, die auch zur Elektrifizierung bisher hydraulisch betriebener Systeme genutzt werden kann.

Als *Mild-Hybrid* können Konzepte bezeichnet werden, bei denen in definierten Fahrsituationen eine zusätzliche Drehmomentunterstützung (sog. Boost) der Verbrennungskraftmaschine und eine Energierückgewinnung im Schiebetrieb und beim Bremsen möglich ist (vgl. Abb. 3.3). Der Systemwirkungsgrad im Generatorbetrieb liegt üblicherweise etwas über dem des Micro-Hybrid. Beim Startvorgang gewährleistet der Aufbau ein Beschleunigen des Verbrennungsmotors auf Leerlaufdrehzahl. Die zusätzliche elektrische Leistung erreicht Werte von bis zu 15 kW. Eine derartige Lösung erfordert den Einsatz einer kompakten, elektrischen Maschine im Antriebsstrang, häufig auf der Kurbelwelle.

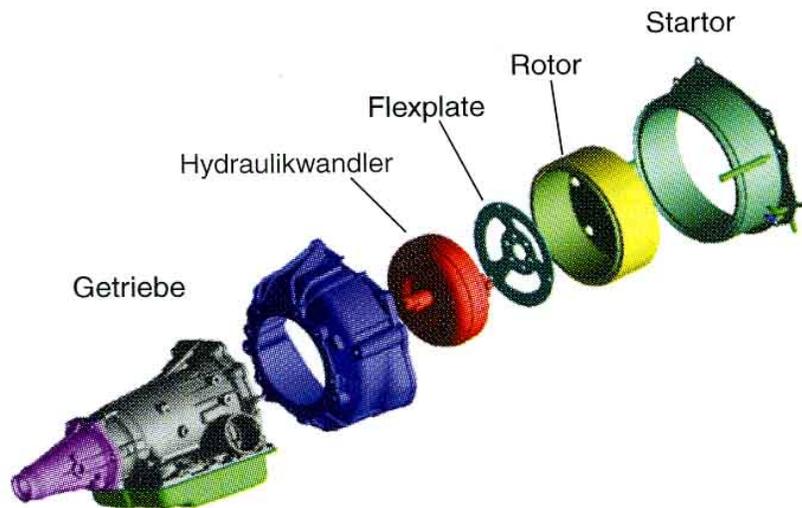


Abbildung 3.3- Mild-Hybridsystem des Chevrolet Silverado [Schäfer / van Basshuysen /1/ 2005]

Die Bezeichnung *Voll-Hybrid* beschreibt allgemein Konzeptionen, bei denen zusätzlich ein rein elektrischer Fahrbetrieb möglich ist. Hiermit sind immer die bereits beschriebenen Eingriffe in das Gesamtfahrzeug verbunden, da der Voll-Hybrid zusätzliche Aggregate entsprechender Dimension und die dazugehörige Steuerung benötigt [vgl. Bielefeld / Bieler /3/ 2005]. Davon abweichend ist auch eine weitere Definition, die diesen Begriff für Fahrzeuge mit einem Verhältnis von elektrischer zu verbrennungsmotorischer Antriebsleistung von mindestens einem Drittel vorsieht, gebräuchlich [vgl. Dudenhöfer /4/ 2005].

3.2 Bestehende Fahrzeugkonzepte

Nachfolgend sollen beispielhaft einige bestehende Konzepte bereits verfügbarer Hybrid-Fahrzeuge näher betrachtet werden.

3.2.1 Der Ford Escape (Maverick)

Als erster amerikanischer Volumenhersteller bietet FORD-U.S.A seit Oktober 2004 ein Modell mit Voll-Hybridtechnik an. Das SUV Escape, auf dem europäischen Markt mit konventionellem Antrieb als Maverick bekannt, ist bislang ausschließlich in den USA und in Kanada verfügbar. Im Unterschied zu einigen anderen Hybriden wird der Escape parallel nach wie vor auch mit zwei herkömmlichen Antriebsaggregaten produziert. In der Basisausführung wird die Antriebsleistung durch einen 2,3-Liter-Vierzylinder Ottomotor mit 110 kW geliefert. Außerdem ist noch ein V6-Ottomotor mit 3000 cm³ Hubraum und 149 kW im Programm. Am Hybrid-Antrieb sind neben Ford, im Rahmen eines Technologieaustauschs weitere Hersteller, unter anderem auch Toyota beteiligt. Als Verbrennungskraftmaschine wird der nach dem Atkinson-Prinzip (vgl. Kap. 5.2.1.4) modifizierte Ottomotor aus der Basisversion eingesetzt. Wesentlich sind hier geänderte Ventilsteuerzeiten, die eine niedrigere Verbrennungstemperatur, einen besseren Wirkungsgrad und damit alleine bereits eine Kraftstoffersparnis im Bereich von vier Prozent ermöglichen sollen. Die Nennleistung wird mit 88 kW beziffert. Dem Verbrennungsmotor ist ein Leistungsverzweigungs-Getriebe nachgeschaltet, welches aus einem Planetenradsatz besteht. Die Getriebeeinheit ermöglicht zum einen eine Leistungsverzweigung zwischen Otto- und Elektromotor und andererseits eine Übersetzung ähnlich einem CVT-Getriebe. Der elektrische Antrieb erfolgt mittels eines 65 kW-Elektromotors, der bei geringen Geschwindigkeiten (bis ca. 40 km/h) und mäßiger Beschleunigung in der Lage ist, die benötigte Leistung ohne Unterstützung der Verbrennungskraftmaschine bereitzustellen. Der zweite Elektroantrieb ist ähnlich einem Kurbelwellen-Starter-Generator angeordnet. Das 28 kW Aggregat startet das Fahrzeug außerordentlich geräuscharm und lädt darüber hinaus den elektrischen Energiespeicher, bestehend aus einer Nickel-Metallhydrid-Batterie mit einer Nennspannung von 330 V. Bei leichteren Bremsvorgängen und im Schiebetrieb wird zusätzlich Energie recuperiert und im Akkumulator gespeichert. Die Batterie hat eine Masse von 88 kg. Ihre Integration in das bestehende Fahrzeug im Bereich des Ladebodens erfordert eine Verringerung des Kraftstofftankvolumens. Das Gesamtgewicht des Escape beträgt 1643 kg [vgl. Kittler /5/ 2005].

Da das Fahrzeug, wie bereits erwähnt, auch mit konventionellem Antrieb verfügbar ist, bietet sich die Möglichkeit eines Vergleichs der beiden Varianten. Im Anschluss werden daher wichtige technische Daten beider Versionen in tabellarischer Form gegenübergestellt.

Merkmal	Hybridantrieb	konventioneller Antrieb
Motor	2288 cm ³ , 4-Zylinder	2288 cm ³ , 4Zylinder
Leistung	98 kW bei 6000 min. ⁻¹	110 kW bei 5700 min. ⁻¹
Drehmoment	175 Nm bei 4500 min. ⁻¹	200 Nm bei 4000 min. ⁻¹
Elektromotor		nicht vorhanden
Leistung	65 kW	nicht vorhanden
Fahrleistungen		
Höchstgeschwindigkeit	177 km/h	171 km/h
Beschleunigung 0 – 100 km/h	10,6 s	11,5 s
Leergewicht	1643 kg	1515 kg
Kraftstoffverbrauch	(U.S.- Angabe)	(RL 80/1268/EWG)
Verbrauch innerorts	7,1 l/100 km	12,9 l/100 km
Verbrauch außerorts	8,1 l/100 km	8,2 l/100 km
Verbrauch kombiniert	keine Angabe	9,9 l/100 km

Tabelle 3.1- Vergleich Hybrid- und konventioneller Antrieb [vgl. Kittler /5/ 2005]

Es ist erkennbar, dass ein signifikantes Kraftstoffeinsparpotential besonders im innerstädtischen Betrieb bei dem Hybridfahrzeug vorhanden ist. Im Bereich höherer Geschwindigkeiten scheint der Hybridantrieb hinsichtlich dieses Kriteriums nur noch einen geringen Vorteil gegenüber dem rein verbrennungsmotorischen Konzept zu bieten. Zu beachten ist hierbei allerdings der nicht eindeutige Bezug der Angaben; die für den Hybriden genannten Werte beziehen sich nicht zwingend auf den in Europa üblichen ECE/EG-Test (Näheres ist nicht bekannt). Die geringere Leistung des Ottomotors scheint im Zusammenhang mit der elektrischen Maschine keinen Nachteil im Bereich der Fahrleistungen zu bringen, da trotz höheren Fahrzeuggewichts die Daten für Höchstgeschwindigkeit und Beschleunigung ein besseres Ergebnis aufweisen. Es ist jedoch nicht sinnvoll, die Leistungen beider Antriebsaggregate zu addieren, da die angegebenen Nennwerte bei verschiedenen Geschwindigkeiten bzw. Fahrzuständen erreicht werden.

3.2.2 Der Lexus RX 400h

Das von Lexus angebotene SUV RX 400h ist ein Voll-Hybridfahrzeug mit einem V6-Ottomotor und drei elektrischen Maschinen (vgl. Abb.3.4).

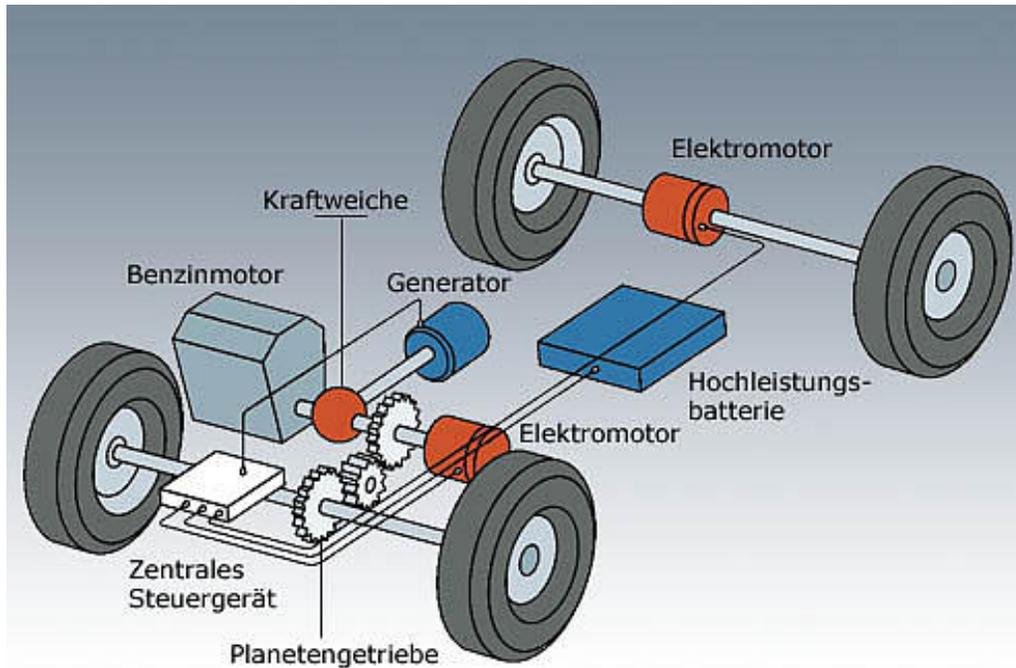


Abbildung 3.4- Vereinfachter Antriebsstrang des Lexus RX 400h [Knorra /7/ 2005]

Der auf Basis des RX 300 Aggregates aufgebaute Verbrennungsmotor mit variabler Ventilsteuerung besitzt 3311 cm^3 Hubraum und leistet 155 kW . Im Zusammenspiel mit allen Antriebseinheiten steht während der Anfahrphase ein erhebliches Drehmoment zur Verfügung. Die Elektromotoren sind jeweils an Vorder- und Hinterachse angeordnet und werden durch ein Starter/Generator-Aggregat ergänzt. Der permanent erregte Drehstrom-Synchronmotor der Vorderachse liefert 123 kW bei 4500 min^{-1} . An der Hinterachse werden 50 kW bei 5120 min^{-1} von einem Motor gleicher Bauart erzeugt. Der elektrische Energiespeicher besteht genau wie beim Ford Escape aus einer Nickel-Metallhydrid-Batterie. Die Antriebskraftregelung erfolgt mittels zweier Planetenradsätze die zu einer Getriebeeinheit zusammengefasst sind. Diese ermöglicht eine Leistungsverzweigung der von den einzelnen Maschinen bereitgestellten Energien und funktioniert auch als stufenlos variables Getriebe. Darüber hinaus ist noch eine Drehzahlreduktion möglich, durch die eine Drehmomentanhebung des vorderen Elektromotors erzielt werden kann. Die Batterie besitzt eine Nennspannung von 650 V und kann bis zu 45 kW Leistung liefern. Im rein elektrischen Betrieb, innerhalb geringer Bedarfsmomente an den einzelnen Achsen wird diese Leistung in Abhängigkeit der Kraftschluss-Verhältnisse aufgeteilt.

Ist bei einer höheren Last der Einsatz des Verbrennungsmotors erforderlich, so wird ein Teil der Antriebsenergie direkt an die Vorderräder geleitet und der Rest steht zum Antrieb des Generators zur Verfügung. Dessen elektrische Energie treibt zusätzlich die E-Maschine an der Vorderachse an oder speist die Batterie. Bei Bedarf wird der hintere Drehstrommotor zugeschaltet. Die Regelung soll dabei stets für einen möglichst optimalen Gesamtsystem-Wirkungsgrad sorgen. Im Falle einer raschen Beschleunigung aus dem Stillstand gelangt der Großteil der vom Verbrennungsmotor bereitgestellten Leistung über den Generator an beide Elektromotoren, die in Summe ein hohes Drehmoment liefern. Beim Bremsen arbeiten beide Synchronmaschinen als Generator und nutzen somit die kinetische Energie des Fahrzeugs zur Batterieladung [vgl. Knorra /7/ 2005]. Eine Zusammenstellung der wesentlichen Spezifikationen ist in Tab. 3.2 aufgeführt.

Merkmal	RX 400h
Motor	6-Zylinder-V-Motor, Otto
Hubraum	3311 cm ³
Leistung	155 kW bei 5600 min. ⁻¹
Elektromotor Vorderachse	
Leistung	123 kW bei 4500 min. ⁻¹
Drehmoment	333 Nm bei 0 – 1500 min. ⁻¹
Elektromotor Hinterachse	
Leistung	50 kW bei 4610 – 5120 min. ⁻¹
Drehmoment	130 Nm bei 0 – 610 min. ⁻¹
Fahrleistungen	
Beschleunigung 0 – 100 km/h	7,6 s
Höchstgeschwindigkeit	200 km/h
Leergewicht	2075 – 2115 kg
Kraftstoffverbrauch	(RL 80/1268/EWG)
Verbrauch innerorts	9,1 l/100 km
Verbrauch außerorts	7,6 l/100 km
Verbrauch kombiniert	8,1 l/100 km

Tabelle 3.2- Technische Daten des Lexus RX 400h [vgl. Knorra /7/ 2005]

Angesichts der Fahrzeugmasse von über 2000 kg sind die fahrdynamischen Leistungen, besonders die Beschleunigung, durchaus beachtlich. Der Hybridantrieb scheint im Gegensatz zu anderen alternativen Antriebskonzepten nicht im Widerspruch zu einer ausgeprägten Fahrdynamik zu stehen, er begünstigt diese offenbar sogar. Im Vergleich zum Ford Escape fällt der deutlich höhere Verbrauch im innerstädtischen Bereich auf. Eine mögliche Ursache könnte das um mehr als 400 kg größere Gewicht des Lexus sein. Daneben vergrößert auch die höhere installierte Leistung die zu beschleunigenden rotatorischen Massen nicht unerheblich. Bei schnellerer Fahrt begünstigt die kompliziertere Antriebsstrangregelung den Kraftstoffbedarf offenbar positiv. Im direkten Vergleich ist jedoch ebenfalls der zu erwartende Unterschied im Verkaufspreis zu berücksichtigen. Der RX 400h ist herstellerbedingt grundsätzlich in einem anderen Preissegment angesiedelt als der Ford. Ein gewisser technologischer Vorsprung ist daher nicht unbedingt verwunderlich. Darüber hinaus handelt es sich im Gegensatz zum Escape beim Lexus um eine völlige Neuentwicklung, die von Beginn an als Hybridfahrzeug konzipiert ist.

3.2.3 Der Toyota Prius

Die seit 2001 verfügbare Mittelklasse-Limousine Prius von Toyota gilt als das derzeit erfolgreichste Hybridfahrzeug. Der Prius ist eines der wenigen Fahrzeuge mit Voll-Hybridantrieb, das bereits auf eine 2003 durchgeführte Modellpflege zurückblicken kann.¹ Obwohl dieses Fahrzeug im Hauptteil dieser Arbeit detailliert behandelt wird, sollen an dieser Stelle zugunsten eines schnellen Verständnisses wesentliche Eigenschaften kurz dargestellt werden.

Der Antriebsstrang besteht aus einem Vierzylinder-Ottomotor in Reihenbauweise mit variablem Ventiltrieb und 1497 cm³ Hubraum. Dieser wird durch zwei Drehstrom-Synchronmaschinen ergänzt. Genau wie bei den bereits beschriebenen Automobilen erfolgt eine Verzweigung der erzeugten Leistung durch ein Planetengetriebe. Die Übersetzung ist hier ebenfalls stufenlos. Die Verbrennungskraftmaschine liefert bis zu 53 kW und arbeitet zugunsten eines hohen Wirkungsgrades in einem eingeschränkten Drehzahlbereich. Der für den Antrieb relevante Elektromotor besitzt eine Nennleistung von 33 kW. Das zweite elektrische Aggregat dient zum schnellen Starten des Verbrennungsmotors und erzeugt im Generatorbetrieb die Energie zum Antrieb des E-Motors und zum Laden der Batterie, die als mehrzelliger Nickel-Metallhydrid-Akku ausgeführt ist. Bei geringer Geschwindigkeit und moderaten Beschleunigungen ist ein rein elektrischer Antrieb möglich, wobei die notwendige elektrische Leistung der Batterie entnommen wird. Steigt die Last, so muss der Ottomotor gestartet werden. Dieser gibt einen Teil seiner Leistung direkt an die Antriebsräder an der Vorderachse ab. Die verbleibende Energie erzeugt über die Starter/Generator-Einheit den zum Antrieb des Synchronmotors notwendigen Strom oder lädt die Batterie.

¹ Anm.: Der erstmals ab 1997 nur in Japan erhältliche Prius NHW10 bleibt unberücksichtigt.

Auch der Prius besitzt die Möglichkeit zur Rekuperation von Bremsenergie mittels des 33 kW Aggregates. Die nachfolgende Übersicht vergleicht die Modellserie NHW11 (ab 2001), die Gegenstand der weiteren Untersuchungen ist mit der aktuellen Version NHW20 (ab 2003).

Merkmal	NHW11 (Prius I)	NHW20 (Prius II)
Motor	1497 cm ³ , 4-Zylinder	1497 cm ³ , 4Zylinder
Leistung	53 kW bei 4500 min. ⁻¹	57 kW bei 5000 min. ⁻¹
Drehmoment	115 Nm bei 4200 min. ⁻¹	115 Nm bei 4000 min. ⁻¹
Elektromotor		
Leistung	33 kW bei 1040 min. ⁻¹	50 kW bei 1200 min. ⁻¹
Drehmoment	350 Nm bei 0-400 min. ⁻¹	400 Nm bei 0-1200 min. ⁻¹
Maximaldrehzahl	6000 min. ⁻¹	10000 min. ⁻¹
Fahrleistungen		
Höchstgeschwindigkeit	160 km/h	170 km/h
Beschleunigung 0 – 100 km/h	13,4 s	10,9 s
Leergewicht	1250 - 1265 kg	1375 – 1400 kg
Luftwiderstandsbeiwert cw	0,29	0,26
Kraftstoffverbrauch	(RL 80/1268/EWG)	(RL 80/1268/EWG)
Verbrauch innerorts	5,9 l/100 km	5,0 l/100 km
Verbrauch außerorts	4,6 l/100 km	4,2 l/100 km
Verbrauch kombiniert	5,1 l/100 km	4,3 l/100 km

Tabelle 3.3- Vergleich beider Fahrzeugserien des Toyota Prius [vgl. Toyota /8/ 2000 ; KBA /6/ 2005]

Der direkte Vergleich zeigt eine deutliche Verbesserung der Fahrdynamik und des Verbrauchs. Obwohl aufgrund eines größeren Gewichts und der erhöhten Antriebsleistung ein zunehmender Energiebedarf anzunehmen ist, scheint sich der Wirkungsgrad des Gesamtsystems verbessert zu haben, was nicht zuletzt auch auf ein vorhandenes Entwicklungspotenzial der Hybridtechnik schließen lässt. Bemerkenswert ist hier der Unterschied der für den Antrieb relevanten Elektromotoren. Die Vergrößerung des Drehmomentes über einen weiten Drehzahlbereich ist vermutlich eine der Hauptursachen für die verbesserte Beschleunigung des NHW20.

Ein stärkerer Anteil des rein elektrischen Antriebs erscheint hier ebenso naheliegend. Hinsichtlich der reduzierten Kraftstoffmenge spielen sicherlich aerodynamische Änderungen, die sich unter anderem in einem günstigeren Luftwiderstandsbeiwert niederschlagen, eine Rolle. Eine erneute Diskussion der Unterschiede beider Fahrzeuge erfolgt in einem späteren Kapitel, da diese zur Interpretation der Simulationsergebnisse außerordentlich hilfreich sind.

3.3 Ausblick auf zukünftige Fahrzeugentwicklungen

Der wachsende Marktanteil der Hybridfahrzeuge, besonders in den USA führt zu einem wachsenden Interesse seitens der Automobilindustrie. Auch Hersteller mit einem bislang zu diesem Antriebskonzept eher distanzierenden Verhältnis setzen zunehmend auf diese Technik. Gleichzeitig kommt es bei Fahrzeugherstellern mit bereits entsprechenden am Markt befindlichen Produkten zu einer steigenden Differenzierung innerhalb des eigenen Angebots. Das hohe Marktpotential in Nordamerika ist nicht der bloße Ausdruck eines wachsenden „Öko-Trends“, sondern vielmehr das Produkt staatlicher Subventionen und Steuervorteile. Es überrascht daher nicht, dass neue Fahrzeugentwicklungen gerade für den Bereich der in den Vereinigten Staaten beliebten SUV's und Pick-up-Truck's geplant sind. Die nach wie vor starke Favorisierung des Ottomotors als Verbrennungskraftmaschine lässt sich neben rein technischen Aspekten auch auf ein in den USA schlecht ausgebautes Tankstellennetz für Dieselkraftstoff und bestehende Vorurteile gegenüber den selbstzündenden Kolbenmaschinen zurückführen [vgl. Dudenhöfer /4/ 2005].

3.3.1 Geplante Entwicklungen

Die in unten stehender Tabelle aufgeführten Hybrid-Modelle entsprechen einigen der bis 2008 geplanten Entwicklungen.

Modell	Markteinführung	System	Fahrzeugart
Lexus GS	2006	Full-Hybrid	Limousine
Lexus LS	2007	Full-Hybrid	Limousine
Toyota Camry	2006	Full-Hybrid	Limousine
Toyota Corolla	2008	Full-Hybrid	Limousine
Toyota Sienna (Van)	2008	Full-Hybrid	Van
Ford Mercury Mariner	2006	Full-Hybrid	SUV
Ford Fusion	2007	Mild-Hybrid	Limousine
Ford Explorer Sport Trac	2007	Full-Hybrid	SUV
Mazda Tribute	2006	Full-Hybrid	SUV
Nissan Altima	2006	Full-Hybrid	Limousine
Porsche Cayenne	2007	Full-Hybrid	SUV
GM Chevrolet Tahoe	2007	Full-Hybrid	SUV
GMC Yukon	2007	Full-Hybrid	SUV
Chrysler Dodge Durango	2007	Mild-Hybrid	SUV
GM Chevrolet Malibu	2007	Mild-Hybrid	Limousine
GM Chevrolet Silverado	2006	Mild-Hybrid	Pick-up
Chrysler Ram Dodge	2006	Mild-Hybrid	Pick-up
GMC Sierra	2008	Full-Hybrid	Pick-up
GM Saturn VUE	2006	Full-Hybrid	SUV

Tabelle 3.4- Geplante Hybrid-Modelle (bis 2008) [vgl. Dudenhöfer /4/ 2005]

4 ECE/EG-Testzyklus

Im folgenden Kapitel sollen die wesentlichen Merkmale des ECE/EG-Testzyklus bzw. der Richtlinie RL 80/1268/EWG wiedergegeben werden. Außerdem erfolgt eine grundlegende Darstellung des Ablaufs heute üblicher Testverfahren für den Kraftstoffverbrauch, bzw. das Emissionsverhalten von Kraftfahrzeugen.

4.1 Bedeutung

Um die von einem Fahrzeug emittierten Schadstoffe und den Kraftstoffverbrauch zu messen, ist es erforderlich, definierte und wiederholbare Bedingungen bzgl. des Messverfahrens festzulegen. In sog. Fahrprogrammen oder Testzyklen wird versucht ein repräsentatives Einsatzspektrum für Kraftfahrzeuge abzubilden. Die Inhalte sollen den lokalen Gegebenheiten möglichst gut entsprechen, so dass mehrere unterschiedliche Fahrzyklen innerhalb der einzelnen Nationen bzw. Staatengemeinschaften existieren. Für die BRD und den weiteren EG-Raum ist der ECE/EG-Testzyklus verbindlich vorgeschrieben. Darüber hinaus sind Grenzwerte für die unterschiedlichen Schadstoffe festgelegt, die im Rahmen des Zyklusdurchlaufs bzw. in Bezug auf die gefahrene Strecke anfallen dürfen. Das Einhalten dieser Grenzwerte ist Voraussetzung für den positiven Abschluss des Genehmigungsverfahrens für die Zulassung neuer Kraftfahrzeuge. Bezüglich der einzelnen Fahrzeugkategorien gibt es unterschiedliche Standards. Bei Pkw ist die Richtlinie RL 80/1268/EWG vorgeschrieben [vgl. Jordan /9/ 2002]. Weitere Fahrprogramme sind z.B. das Federal Test Procedure (FTP 75) aus den Vereinigten Staaten oder der Japan 10-Mode Test.

4.2 Ablauf des Testverfahrens

Auf einem Rollenprüfstand wird mit dem Fahrzeug ein genau festgelegter Geschwindigkeitsverlauf nachgefahren. Dadurch entfällt die Beeinflussung der Ergebnisse durch die Witterung. Das Kraftfahrzeug wird mit den Antriebsrädern auf eine drehbare Rolle gestellt. Faktoren wie Luft-, Roll- und Beschleunigungswiderstand werden durch geeignete Schwungmassen und elektrisch regelbare Bremssysteme simuliert. Es müssen daher nur die translatorischen Anteile der Beschleunigung nachgebildet werden (siehe hierzu Abb. 4.1 und 4.2). Während der Messung wird das entstehende Abgas in einem Beutel gesammelt. Anhand der Analyse des Beutelinhalts kann mittels entsprechender Umrechnungen auf die Menge der emittierten Schadstoffe und auf den Kraftstoffbedarf geschlossen werden.

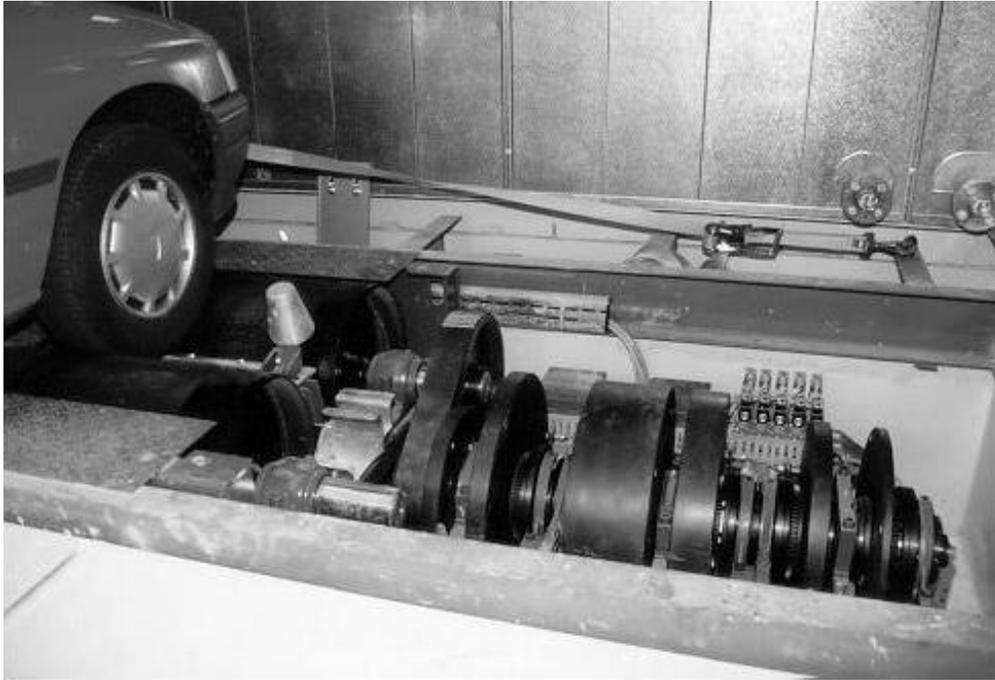


Abbildung 4.1- Detailansicht einer Fzg.-Rollenprüfstands-Messung [ika /15/ 2005]



Abbildung 4.2- Rollenprüfstands-Messung an einem Pkw [mpz /16/ 2005]

4.2.1 Bedingungen und Vorgaben

Das zu untersuchende Fahrzeug muss zur Gewährleistung eines repräsentativen und richtigen Ergebnisses eine Reihe von Anforderungen erfüllen. Weiterhin sind innerhalb des nachzufahrenden Geschwindigkeitsprofils einige Besonderheiten zu beachten. Es ist nicht ausreichend lediglich die vorgegeben Geschwindigkeitsintervalle einzuhalten.

4.2.1.1 Fahrzeugspezifische Anforderungen

Das Kraftfahrzeug muss sich in einem einwandfreien mechanischen Zustand befinden und eine Fahrleistung von mindestens 3000 km aufweisen, d.h. es muss „eingefahren“ sein. Alle relevanten Einstellungen und Parameter wie etwa die Leerlaufdrehzahl, der Reifenluftdruck etc. müssen den Herstellerangaben entsprechen. Außerdem ist das Fahrzeug vor Messbeginn zu konditionieren (Abstellen des Kraftfahrzeugs bei einer Raumtemperatur von 20...30°C für mindestens sechs Stunden). Während des Tests dürfen die Temperaturen der Betriebsstoffe die vorgegeben Maximalwerte nicht überschreiten.

4.2.1.2 Fahrtechnische Vorgaben

Während des Testzyklus ist die Benutzung des Getriebes, der Betriebsbremse und die Charakteristik von Beschleunigung und Verzögerung genauer definiert. So gibt es beispielsweise festgelegte Punkte, an denen im Falle eines handschaltbaren Stufengetriebes ein Gangwechsel zu erfolgen hat. Bei halbautomatischen Getrieben ist ein Wechseln der Gänge nach Herstellervorschrift vorzunehmen. Diejenigen Fahrzeuge, die mit einem automatischen Getriebe ausgestattet sind, sollen in der normalen Fahrstufe getestet werden. Gangwechsel sind nicht vorzunehmen. Während der Leerlaufperioden ist bei Schaltgetrieben ein Teil in eingekuppeltem Zustand und ein anderer bei eingelegtem Gang und getrennter Kupplung zu absolvieren. Beschleunigungen sind möglichst gleichmäßig durchzuführen. Verzögerungen müssen durch vollständiges Entlasten des Gaspedals und im eingekuppelten Zustand bei eingelegtem Gang (Schiebebetrieb) erreicht werden. Ist die Verzögerung dabei nicht ausreichend, so darf die Betriebsbremse hinzugenommen werden, um die Zyklus-Zeit einzuhalten. Der Übergang von einer Beschleunigungsphase in ein Intervall konstanter Geschwindigkeit soll möglichst ohne „Gas“ wegnehmen vollzogen werden. Dabei ist eine feste Position des Pedals anzustreben [vgl. Bachmann /10/ 1991].

4.2.2 Definition des Geschwindigkeitsprofils

Der Testzyklus besteht aus verschiedenen Teilen, die jeweils unterschiedliche Fahrzustände simulieren sollen (siehe Abb. 4.3). Zu Beginn steht eine Leerlaufphase von 40s, an die der eigentliche Zyklus anschließt. Dieser startet mit dem City-Zyklus, der die innerstädtische Fahrt repräsentieren soll. Während dieses 780s langen ersten Teils wird viermal in Folge das aus verschiedenen instationären und stationären Fahrzuständen zusammengesetzte Profil von 195s und 1,013 km Länge durchlaufen.

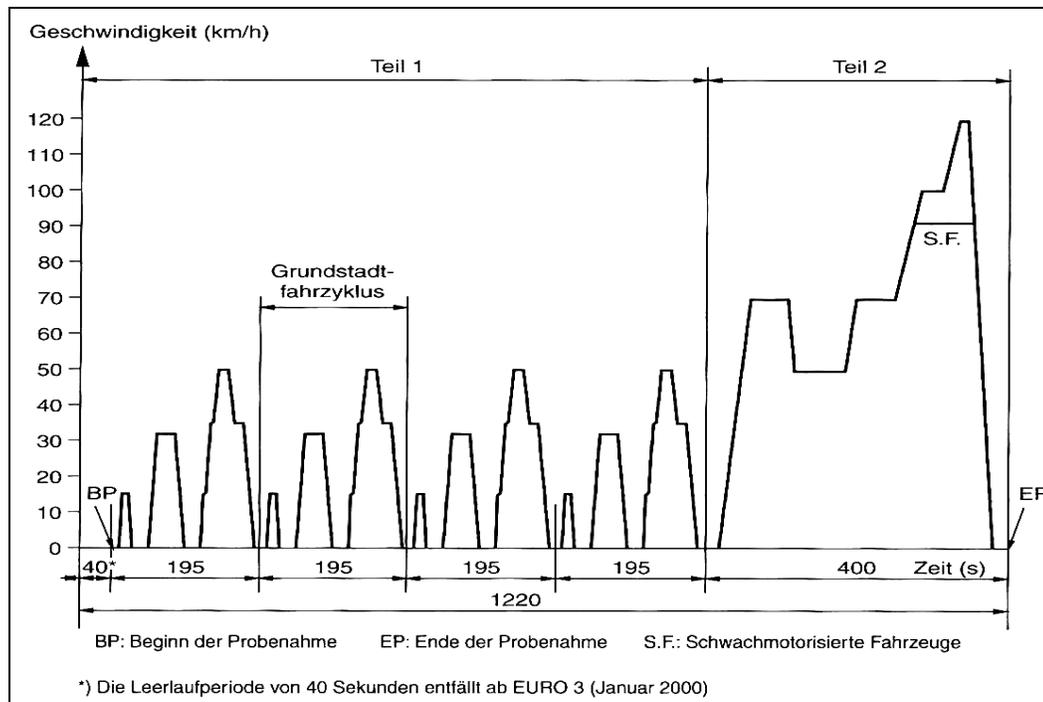


Abbildung 4.3- ECE/EG-Testzyklus [Schäfer / van Basshuysen /1/ 2005]

Im Anschluss daran folgt der zweite Teil, der sog. Extra Urban Driving Cycle (EUDC) von 400s Länge, der für eine Fahrt außerhalb geschlossener Ortschaften steht. Innerhalb dieses Segments werden entsprechend höhere Geschwindigkeiten erreicht, sowie die Maximalgeschwindigkeit von 120 km/h. Die theoretisch durchfahrene Strecke beträgt hier 6,955 km. Nach Durchfahren einer letzten Leerlaufphase endet der in dieser Form auch als „Neuer ECE/EG-Zyklus“ bezeichnete Geschwindigkeits-Zeit-Verlauf. In den im Anhang aufgeführten Tabellen 10.1 und 10.2 sind nähere Einzelheiten verzeichnet.

4.2.3 Besonderheiten der Untersuchung von Hybridfahrzeugen

Im Gegensatz zu konventionellen Fahrzeugen besitzen Hybridfahrzeuge in der Regel kein gewöhnliches Getriebe, dies gilt in besonderem Maße für den Voll-Hybridantrieb. Bei Wandlern die nach Art eines CVT-Getriebes funktionieren, wie etwa der des Prius, gibt es meist keine Möglichkeit seitens des Fahrers das Übersetzungsverhältnis zu beeinflussen. Dies könnte unter Umständen einen gewissen Einfluss auf den ermittelten Verbrauchswert haben und damit den Vergleich mit einem herkömmlichen Fahrzeug erschweren. Ein weiterer Punkt ist der nicht erfasste Verbrauch von elektrischer Energie in Form der Batterieentladung. Die im Akkumulator gespeicherte Energie wird zwar letztlich über den Generator mittels der Verbrennungskraftmaschine erzeugt, bei einer zeitlichen Entkoppelung dieses Vorgangs bleibt dies aber möglicherweise unberücksichtigt. Das gleiche gilt für Fahrzeuge deren elektrischer Energiespeicher über das Netz fremdgeladen wird. Zugunsten eines repräsentativen Vergleichs sind daher verbindliche Standards für den Test von Hybridfahrzeugen sinnvoll.

5 Aufbau und Merkmale des Toyota Prius

Ergänzend zu den in Kapitel drei gemachten Angaben wird der Toyota Prius nun ausführlich dargestellt. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf dem Toyota Hybrid System (THS). Die aufgeführten Daten bilden gleichzeitig die Grundlage für das zu erstellende Simulationsmodell.

5.1 Allgemeine Merkmale

5.1.1 Modellidentifikation

Das hier behandelte Modell entspricht dem durch nachfolgende Angaben definierten Fahrzeug.

Merkmal	Beschreibung
Modellcode	NHW11 L - AEEEEBW
Motor	1NZ – FXE
Ausführung	Standard
Getriebe	P 111
Bestimmungsland	Europa

Tabelle 5.1- Modellbeschreibung [vgl. Toyota /8/ 2000]



Abbildung 5.1- Außenansicht des Toyota Prius NHW11 [Toyota /8/ 2000]

5.1.2 Fahrzeugaufbau

Der Aufbau des Prius ist nach Art einer Kompakt-Limousine mit vier Türen konzipiert. Das Automobil bietet Platz für bis zu fünf Personen (siehe auch Abb. 5.1). Die Hauptabmessungen des aus Stahlblech gefertigten Aufbaus sind unten stehender Tabelle zu entnehmen.

Maß	mm
Länge	4315
Breite	1695
Höhe	1475
Radstand	2550
Spurbreite vorne	1475
Spurbreite hinten	1480

Tabelle 5.2- Hauptabmaße des Toyota Prius NHW11 [vgl. Toyota /8/ 2000]

5.1.3 Fahrwerk

Die Radaufhängung an der Vorderachse wird durch zwei MacPherson-Federbeine mit Einzelradaufhängung und L-förmigen Querlenkern gewährleistet. Die Achse besitzt einen Stabilisator und weist negativen Sturz auf.

An der Hinterachse ist ein Torsionsträger mit Längslenkern und Vorspurkorrektur verbaut. Außerdem wird auch hier ein Stabilisator verwendet (vgl. Abb. 5.3).

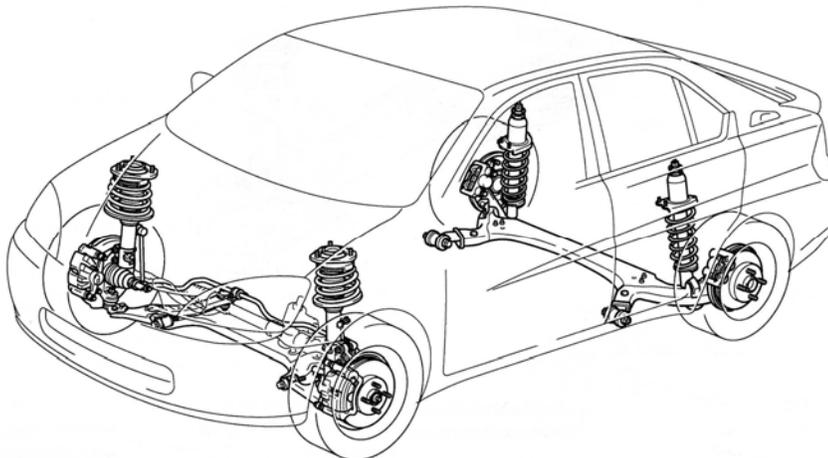


Abbildung 5.2- Radaufhängung des Toyota Prius NHW11 [Toyota /8/ 2000]

Als Standardradsatz an beiden Achsen sind Reifen der Dimension 175/65 R14 auf Leichtmetallfelgen mit der Größe 5 1/2J vorgesehen.

5.2 Komponenten des Antriebsstrangs

5.2.1 Ottomotor

Der Verbrennungsmotor (auch Internal Combustion Engine, kurz ICE) des Prius mit rund 1500 cm³ Hubraum besitzt zwei oben liegende Nockenwellen und 16 Ventile. Das Verdichtungsverhältnis ist bei einem Bohrungsdurchmesser von 75mm und einem Hub von 84,7mm mit 13 angegeben. Es handelt sich dabei um ein eigens für den Einsatz in einem Hybridfahrzeug entwickeltes Aggregat. Um einen geringen Kraftstoffverbrauch zu realisieren, sind im Vergleich zu einem herkömmlichen Ottomotor ähnlicher Leistung hier einige Besonderheiten zu finden.

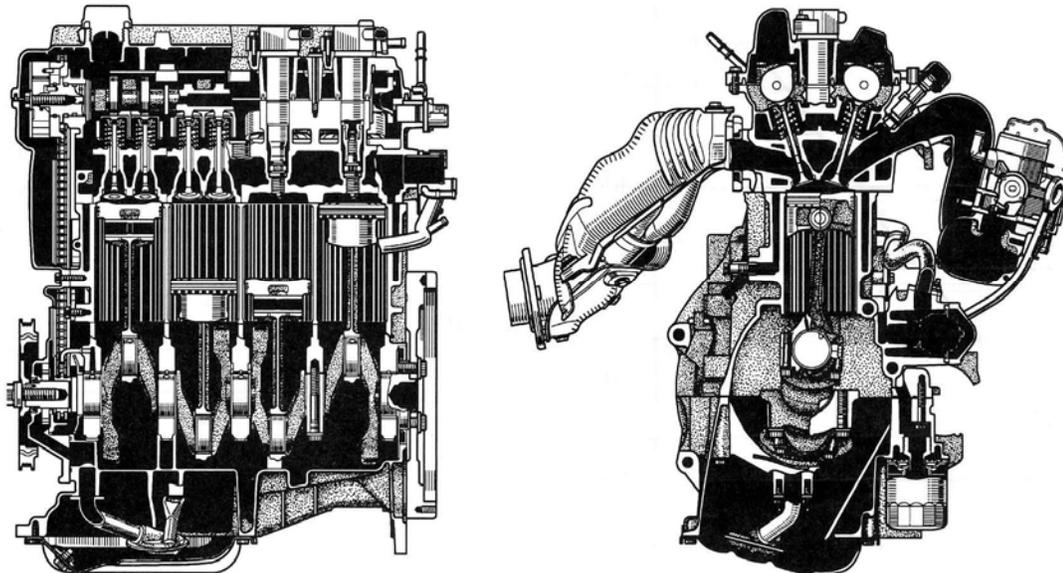


Abbildung 5.3- Schnittdarstellung des Motors 1NZ-FXE [Toyota /8/ 2000]

5.2.1.1 Reduktion der Reibleistung

Die bei einem Verbrennungsmotor zur Verfügung stehende effektive Leistung P_e ist kleiner als die innere Leistung P_i . Ursächlich hierfür ist die sog. Reibleistung P_r , die als Verlustgröße zu sehen ist und den Wirkungsgrad verschlechtert. Per Definition gilt:

$$P_e = P_i - P_r \quad (\text{Gl. 5.1})$$

Reibleistung entsteht vor allem durch zu überwindende Reibwiderstände von sich bewegenden Bauteilen im Innern des Motors, wie etwa Lagern oder dem Kurbel- und Ventiltrieb. Aber auch der Antrieb von Nebenaggregaten hat hieran einen Anteil.

Um diesen Parameter möglichst gering zu halten, besitzt der Motor des Prius unter anderem einen geschränkten Kurbeltrieb (siehe Abb. 5.4).

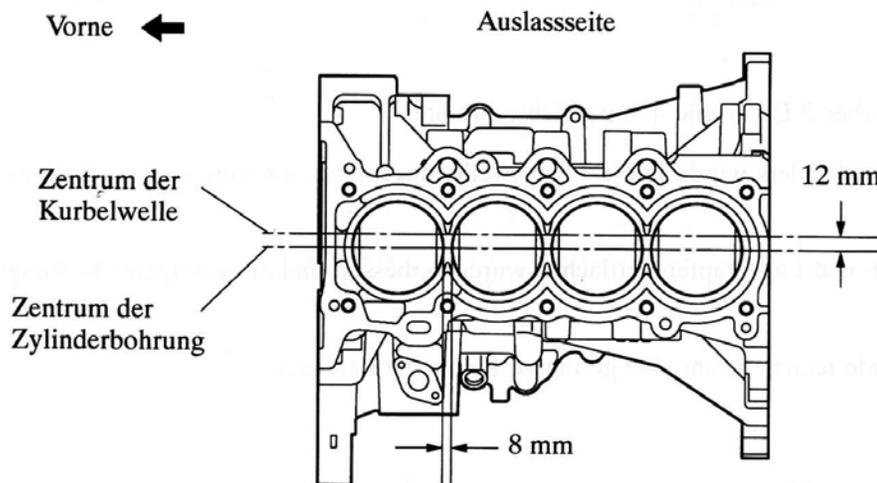


Abbildung 5.4- Zylinderblock des Prius-Motors [Toyota /8/ 2000]

Durch einen Versatz der Pleuellagerung zur Zylindermitte von 12mm ($\approx 14\%$ des Hubes) kommt es bei Durchgang durch OT im Bereich der Zündung zu einer Reduzierung der Pleuellagerkraft und somit zu einem reduzierten Verschleiß und einer geringeren Belastung [vgl. Toyota /8/ 2000]. Dies wirkt sich gleichzeitig auch positiv auf die entstehenden Reibverluste aus. Möglicherweise ist dies aber auch eine notwendige Bedingung für die - zugunsten eines geringen Bohrungsabstands eingesetzten - dünnwandigen Zylinderlaufbuchsen. Zu beachten ist dabei jedoch auch eine unterschiedliche Pleuellagergeschwindigkeit für Hin- und Rückhub, sowie ein zu UT unsymmetrischer Pleuellagerweg. Nachteilig wirken sich die dünnwandigen Zylinderlaufbuchsen besonders im Falle eines Schadens oder bei erhöhtem Fressverschleiß aus, da die Laufbuchsen nicht auf Übermaß aufgebohrt werden können.

Weitere Verbesserungen der Reibleistung sollen sich durch die Verwendung von Pleuellageren mit geringer Vorspannung und reduzierten Toleranzen bei der Bearbeitung der Zylinderbohrungen ergeben.

5.2.1.2 Eingeschränktes Drehzahlband

Im Gegensatz zu den meisten modernen Ottomotoren, besitzt der Motor des Prius einen stark eingegrenzten Bereich der nutzbaren Drehzahlen. Die mit 4500 min^{-1} angegebene zulässige Höchstdrehzahl liegt bis zu 30% unter den üblichen Werten. Hierdurch wird ein Betrieb innerhalb ungünstiger Betriebszustände und starker Geräuschemission von vorne herein vermieden. Hohe Drehzahlen führen unweigerlich zu großen Ventildruckkräften, die ihrerseits wiederum Verluste mit sich bringen.

Eine Minimierung dieser Verluste soll auch mittels dünner Ventilschäfte und Ventildedern geringer Vorspannung erreicht werden.

Die Optimierung hinsichtlich eines geringen Kraftstoffbedarfs schränkt in dieser Form die zu erzielende Maximalleistung ein. In Summe dürften diese Faktoren daher mitverantwortlich für die segmentunübliche Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs sein. Ein Wert von 160 km/h wird heute bereits von Kleinwagen übertroffen. Der Verlauf von Leistung und Drehmoment ist Abbildung 5.5 zu entnehmen.

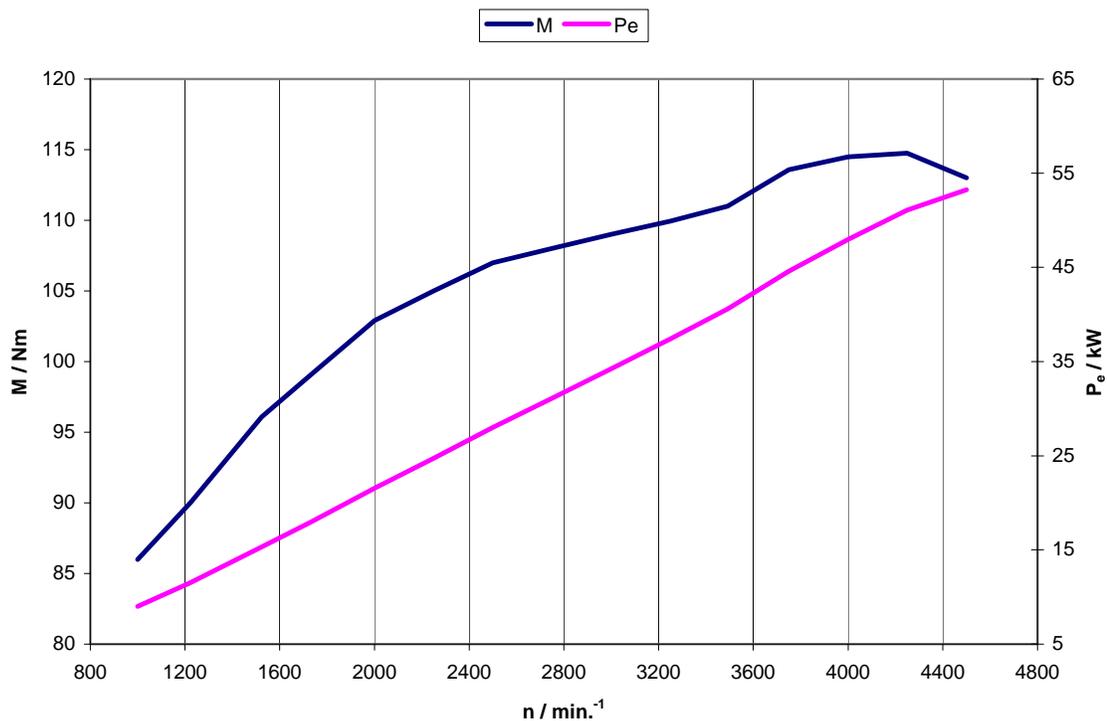


Abbildung 5.5- Leistung und Drehmoment in Abhängigkeit der Drehzahl [vgl. Toyota /8/ 2000]

5.2.1.3 Variabler Ventiltrieb

Ein weiteres Merkmal des Motors ist der variable Ventiltrieb. Das von Toyota entwickelte VVT-i-System (Variable Valve Timing-intelligent) wird von einer Rollen-Steuerkette angetrieben und ermöglicht eine Phasenverschiebung der Einlassventilsteuerzeiten in einem Bereich von 43° Kurbelwellenwinkel. Bei dem an der Nockenwelle angebrachten Verstellmechanismus wird mittels Öldruck ein Flügelrad betätigt, welches eine Drehung der Einlassnockenwelle verursacht. Die Ölversorgung wird durch entsprechende Bohrungen in der Nockenwelle gewährleistet. Die Regelung der Ventilsteuerzeiten erfolgt über das Motor-Steuergerät nach Art einer Feedback-Steuerung.

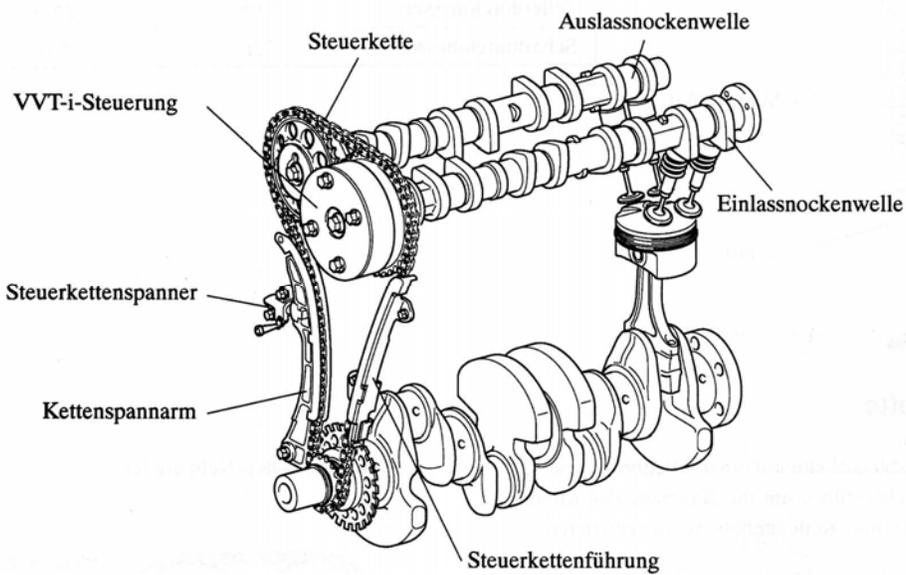


Abbildung 5.6- Ventil- und Kurbeltrieb [Toyota /8/ 2000]

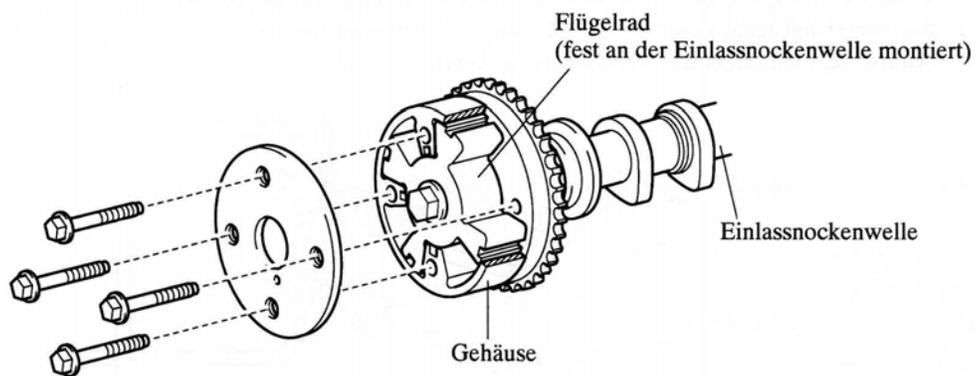


Abbildung 5.7- VVT-i-Verstellmechanismus [Toyota /8/ 2000]

Ventilsteuerung	Winkel (KW)
Einlass Öffnen	18° v.OT ... 25° n.OT
Einlass Schließen	72° ... 115° n.UT
Auslass Öffnen	34° v.UT
Auslass Schließen	2° n.OT

Tabelle 5.3- Ventilsteuerzeiten des ICE [vgl. Toyota /8/ 2000]

Bestimmende Parameter für die Verstellung der Einlassventilsteuerzeiten sind die Motordrehzahl, das Ansaugluft-Volumen, die Drosselklappenstellung und die Kühlmitteltemperatur. Um die aktuelle Nockenwellenposition zu bestimmen wird dieser Regelkreis durch die Signale von Nockenwellen- und Kurbelwellenstellungs-Sensor ergänzt.

Die Phasenlage ist demnach in erster Linie vom Betriebsbereich des Aggregats abhängig. Im Leerlauf und bei niedrigen Temperaturen ist die größte Rückverstellung (spätes Öffnen) zu finden. Hierbei ist es sogar möglich, den Ladungswechsel ohne Ventilüberschneidung zu vollziehen. Vorteilhaft ist dann vor allem der geringe Restgasanteil in der Frischladung, wodurch eine rasche Verbrennung und ein geringer Verbrauch realisiert werden kann. Positiv ist auch die dadurch verbesserte Leerlaufstabilität. Andererseits muss jedoch eine größere Ansaugarbeit geleistet werden, da durch ein Öffnen des Einlassventils nach OT während dieser Phase im Zylinder Unterdruck erzeugt wird. Außerdem ist durch das späte Schließen mit einem geringeren Luftaufwand zu rechnen. Bei steigender Last verschiebt sich der Öffnungswinkel in Richtung OT und es stellt sich eine wachsende Ventilüberschneidung ein. Dabei entsteht nun eine Vermischung der Frischladung mit noch im Zylinder befindlichem Restgas. Dies senkt zwar den thermischen Wirkungsgrad, durch die interne Abgasrückführung entwickeln sich aber auch gewisse Verbrauchsvorteile. Außerdem nimmt das zur Verfügung stehende Drehmoment zu. Die geringere Verbrennungstemperatur senkt zusätzlich die Stickoxidemissionen. In Betriebsbereichen mit großer Drehzahl und hoher Last kommt es zu einer Rückverstellung der Phasenlage in Richtung spätes Öffnen und kurzer Ventilüberschneidung. In diesen Betriebspunkten wirkt sich ein spätes Schließen des Einlassventils aufgrund des geänderten Zündzeitpunkts günstig auf das Drehmoment aus. Bei ausreichender Drehzahl können aber auch zunehmend gasdynamische Effekte ausgenutzt werden, die zu einem höheren Luftaufwand führen.

Der Unterschied zu konventionellen Motoren wird auch im direkten Vergleich der Ventilsteuerzeiten deutlich. Tabelle 5.4 enthält die dazu notwendigen Daten.

Ventilsteuerung	Winkel (KW)
Einlass Öffnen	20° ... 5° v.OT
Einlass Schließen	40° ... 60° n.UT
Auslass Öffnen	50° ... 30° v.UT
Auslass Schließen	8° ... 20° n.OT

Tabelle 5.4- Übliche Ventilsteuerzeiten konventioneller Ottomotoren [vgl. Schäfer / van Basshuysen /1/ 2005]

Auffallend ist neben dem verhältnismäßig späten Öffnen auch die lange Öffnungsperiode des Einlassventils beim ICE, die etwa 30° länger ist als die herkömmlicher Motoren. Im Gegensatz dazu erscheint der entsprechende Wert für das Auslassventil eher kurz ($\approx 20^\circ$ geringer). Unter Berücksichtigung der Lage des Verstellbereichs, mit der Möglichkeit des überschneidungsfreien Betriebs, erscheint das Entwicklungsziel hin zu einem optimierten Verbrauch klar erkennbar.

5.2.1.4 Atkinson Zyklus

Nach Angaben von Toyota [vgl. Toyota /8/ 2000] wird für den Motor des Prius ein Atkinson Zyklus eingesetzt. Bei näherer Betrachtung des klassischen Atkinson Zyklus als modifiziertes Otto-Verfahren lassen sich hier jedoch einige Unterschiede feststellen [vgl. Keveney /11/ 2000]. Wesentlich ist hierbei die Ventilsteuerung, die beim Atkinson-Motor durch eine Kinematik gewährleistet wird, bei der alle vier Takte innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung durchlaufen werden und eine unterschiedliche Länge aufweisen. Beim Motor des Prius sind hierfür zwei Umdrehungen nötig. Ein weiteres Merkmal des Atkinson Zyklus ist ein sehr spätes Schließen der Einlassventile (nach UT), das zu einem Ausschleichen von Frischladung in den Ansaugtrakt führt. Dadurch kommt es zu einer Vergrößerung des Wirkungsgrades, da die beim konventionellen Ottomotor auftretenden Pump-Verluste sinken. Gleichzeitig müssen aber erhebliche Leistungseinbußen in Kauf genommen werden. In der gängigen Literatur wird der Atkinson Motor meist als „Exot“ beschrieben, dessen praktischer Einsatz in modernen Automobilen an einer zu geringen Leistung, besonders im Teillastbereich scheitert [vgl. Schäfer / van Basshuysen /1/ 2005]. Eine Verwendung als Fahrzeugantrieb setzt einen großen Hubraum, hohe Drehzahlen und eine Aufladung voraus. Diese Bedingungen sind jedoch bei der Verbrennungskraftmaschine des Toyota nicht gegeben. Zweifellos lassen sich aber Faktoren finden, die eine Annäherung an das Atkinson Verfahren deutlich machen. Die durch den geschränkten Kurbeltrieb verursachten leicht unsymmetrischen Kolbenwege haben letztlich auch unterschiedliche Taktlängen zur Folge. Die Abweichungen dürften aber zu gering sein, als das sie einen relevanten Einfluss auf den Ladungswechsel haben, es muss daher von einer anderen Zielsetzung ausgegangen werden (vgl. Kap. 5.2.1.1). Maßgeblich ist hier der variable Ventiltrieb, der die Verwendung von unkonventionellen Ventilsteuerzeiten ermöglicht. Charakteristisch ist besonders das späte Öffnen und Schließen des Einlassventils innerhalb einiger Lastpunkte. Dieser Umstand ist vermutlich auch neben einer geringen Höchstdrehzahl maßgeblich für das hohe Verdichtungsverhältnis (die Betrachtung des Expansionsverhältnisses ist hier Nahe liegend). Bei einer Verschiebung in Richtung frühes Öffnen minimieren sich die Differenzen der Phasenlage im Vergleich zu üblichen Steuerzeiten jedoch zunehmend. Auch die geringe Nennleistung des ICE zeigt eine Orientierung hin zu einem effizienten Ladungswechsel, wie etwa der des Atkinson-Verfahrens. Nach Meinung des Autors steht der Motor 1NZ-FXE in Summe gesehen aber dem konventionellen Otto-Verfahren näher als dem Atkinson-Zyklus.

5.2.2 Motorgenerator MG2

Der Wechselstrommotor MG2 ist die größere der beiden im Antriebsstrang des Fahrzeugs verbauten E-Maschinen und neben dem ICE maßgeblich für den Antrieb des Hybriden. Außerdem ist er in der Lage, durch regeneratives Bremsen die kinetische Energie des Fahrzeugs in elektrische Energie umzuwandeln (Mehrquadrantenbetrieb).

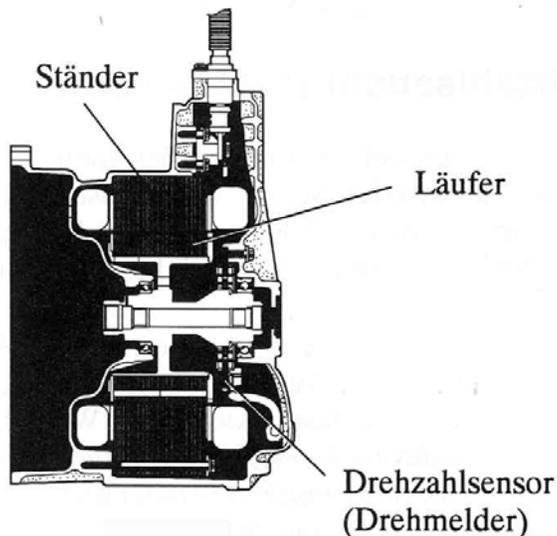


Abbildung 5.8- Schnittbild des Elektromotors MG2 [Toyota /8/ 2000]

5.2.2.1 Aufbau

Der als Drehstrom-Synchronmotor konzipierte Antrieb besitzt drei Ständerwicklungen für den Betrieb mit dreiphasigen Wechselstrom und einen mit Dauermagneten bestückten Läufer in zweipoliger Bauart (siehe Abb. 5.9).

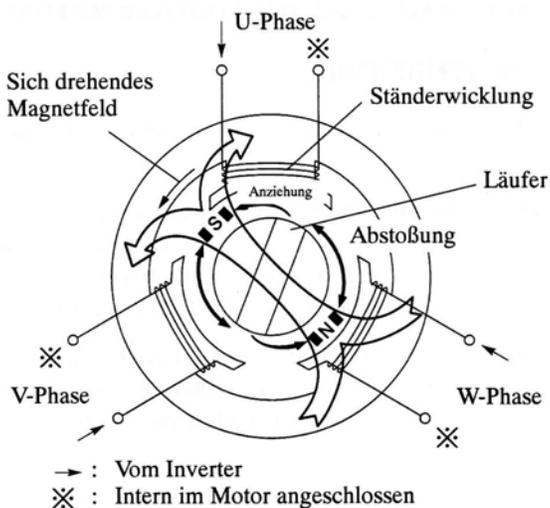


Abbildung 5.9- Prinzipdarstellung des Motors MG2 [Toyota /8/ 2000]

Um eine effektive Steuerung der Maschine zu gewährleisten, ist eine präzise Bestimmung der Drehzahl nötig. Der Drehzahlsensor nutzt die durch die ellipsoide Form des Rotors entstehenden Luftspaltänderungen an den Spulen, um anhand der dabei auftretenden Spannungsänderung die Position des Läufers festzustellen. Dadurch ist es möglich, den für den Betrieb notwendigen Frequenzumrichter mittels des Sensorsignals zu führen und so ein Verhalten ähnlich einer Gleichstrom-Nebenschlussmaschine zu erreichen [vgl. Vogel /12/ 1998]. Der Hauptvorteil ist dabei eine gute Regelbarkeit des Aggregates. Synchronmaschinen besitzen im allgemeinen aufgrund konstruktionsbedingt fehlender Einflussmöglichkeiten auf Betrag und Phasenlage des Ständerstromes eine eher schlechte Regelbarkeit und werden daher bevorzugt für Anwendungen mit konstanter Drehzahl verwendet. Sie weisen aber gegenüber anderen elektrischen Maschinen einen hohen Wirkungsgrad auf und gelten als besonders wartungsfreundlich. Für den Gesamtwirkungsgrad des Systems ist auch die Möglichkeit der Blindleistungsabgabe an das Netz ein positiver Faktor [vgl. Fischer /13/ 2004]. Die durch Reibung und Stromwärme entstehenden Temperaturerhöhungen werden durch ein Flüssigkeits-Kühlsystem begrenzt.

Es besteht eine proportionale Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit des Rotors von der Netzfrequenz, wie die nachstehenden Beziehungen deutlich machen. Dabei gilt:

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot f_1}{p} \quad (\text{Gl. 5.2})$$

mit

ω_0 = Winkelgeschwindigkeit des Drehfeldes

f_1 = Frequenz des Drehfeldes

p = Anzahl der Polpaare

Da der Läufer nur ein Polpaar besitzt vereinfacht sich Gl. 5.1 zu:

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_1 \quad (\text{Gl.5.3})$$

Drehfeld und Polradfeld überlagern sich und bilden ein resultierendes Drehfeld. Der Läufer rotiert mit $\omega = \omega_0$.

Darüber hinaus ist das zur Verfügung stehende Drehmoment M von MG2 über einen weiten Teil der auftretenden Belastungszustände proportional zur Stromstärke i . Daraus folgt:

$$M = f(i) \quad (\text{Gl. 5.4})$$

5.2.2.2 Leistungsdaten

Die Stromstärke der dauererregten Synchronmaschine beträgt im Bereich des maximalen Drehmoments 351 A bei einer Nennspannung u_N von 273,6 V.

Abbildung 5.10 sind die Zusammenhänge von Drehmoment, Leistung und Drehzahl zu entnehmen.

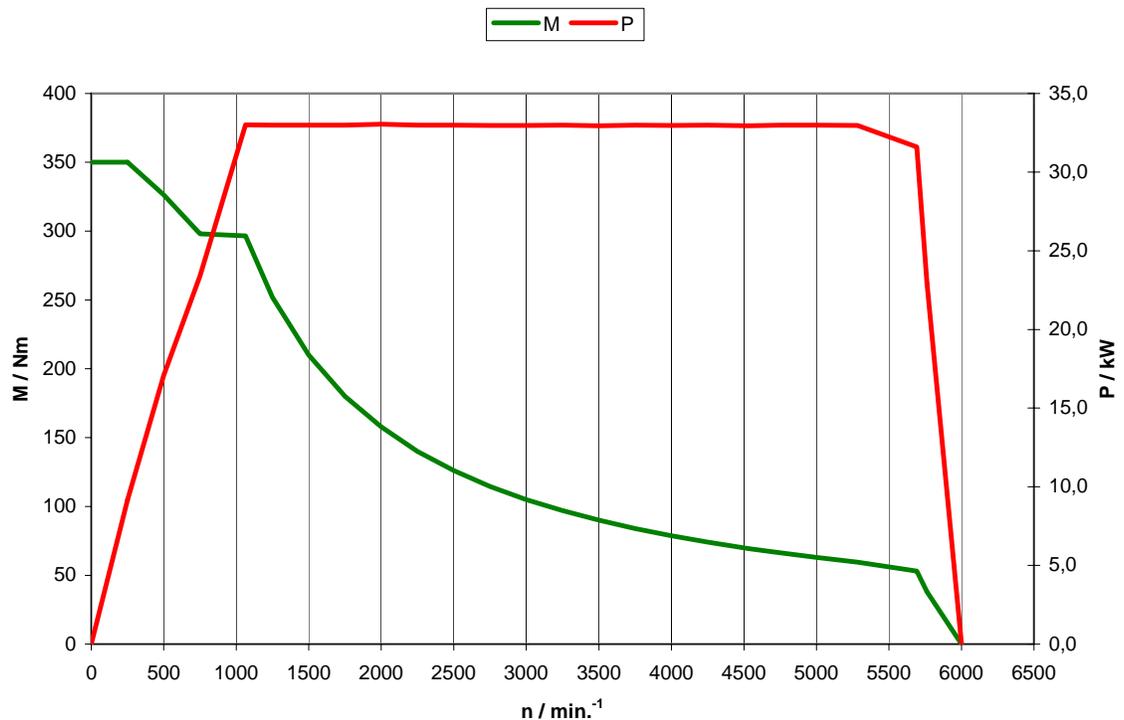


Abbildung 5.10- Leistung und Drehmoment des Elektromotors MG2 [vgl. Toyota /8/ 2000]

5.2.3 Motorgenerator MG1

Eine weiterer wesentlicher Bestandteil des Antriebsstrangs ist der Drehstrom-Synchronmotor MG1, der in erster Linie zur Erzeugung des elektrischen Stroms zur Versorgung von MG2 genutzt wird. Die gelieferte elektrische Energie steht in bestimmten Betriebspunkten auch zum Laden der Batterie zur Verfügung. Neben dem generatorischen Einsatz findet die Maschine auch zum Starten des Verbrennungsmotors aus dem Stillstand Verwendung.

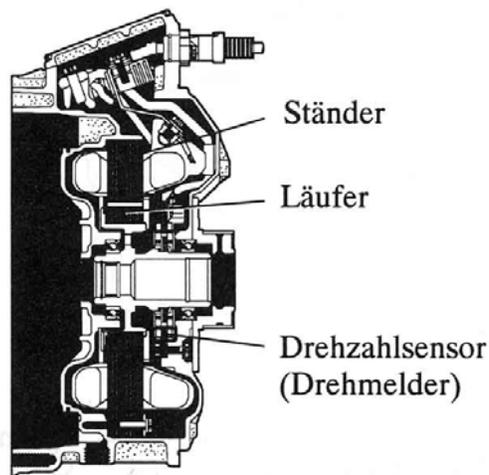


Abbildung 5.11- Schnittbild des Motorgenerators MG1 [Toyota /8/ 2000]

Aus der Schnittdarstellung ist der zu MG2 prinzipiell identische Aufbau der Maschine zu erkennen. Jedoch muss wegen des geringeren Volumens der Statorwicklungen und der insgesamt schwächer dimensionierten Konstruktion von deutlich geringeren Werten bzgl. Drehmoment und Leistung ausgegangen werden. Die zulässige Höchstdrehzahl des Aggregates ist mit 6500 min.^{-1} beziffert [vgl. Toyota /8/ 2000]. Im Gegensatz zu MG2 kann der Drehsinn von Motorgenerator Nr. 1 geändert werden, was notwendige Bedingung für den Einsatz innerhalb des THS ist. Weitere Informationen sind nicht bekannt.

5.2.4 Getriebe / Transachse

Zur Verteilung bzw. Wandlung der Momente der einzelnen Maschinen im Antriebsstrang besitzt das Fahrzeug eine spezielle Getriebe-Differentialkombination, die auch als Transachse bezeichnet wird.

5.2.4.1 Funktionsweise

Die Transachsen-Einheit besteht in erster Linie aus einem Transachsen-Dämpfer, den Motor-Generatoren MG1 und MG2, einer Antriebskraftteilungs-Vorrichtung (Planetengetriebe) und einer Untersetzungseinheit (Vorgelege). Der Aufbau ist den Abbildungen 5.12 und 5.13 zu entnehmen.

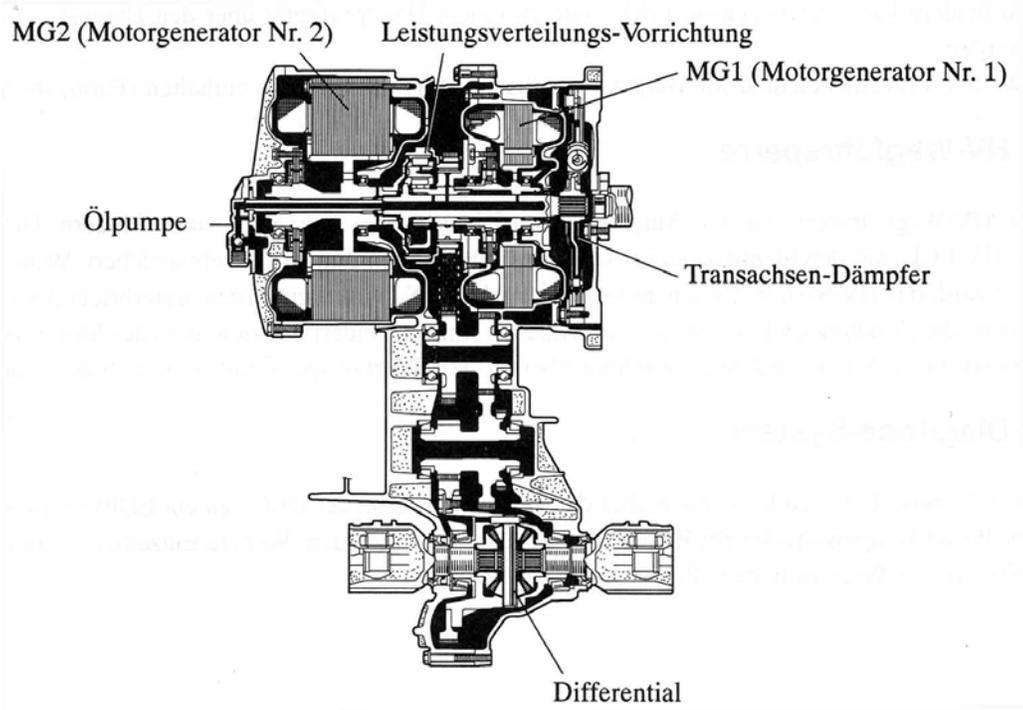


Abbildung 5.12- Hybrid-Transachse P111 in Schnittdarstellung [Toyota /8/ 2000]

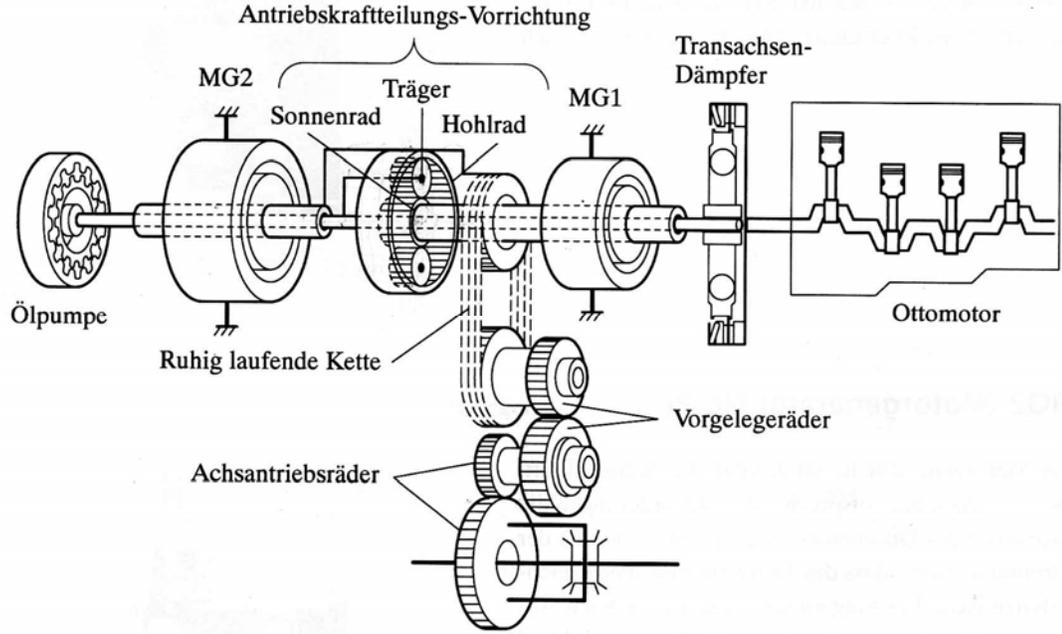


Abbildung 5.13- Prinzipdarstellung der Transachsen-Einheit [Toyota /8/ 2000]

Durch das Untersetzungsgetriebe werden Drehzahl und Drehmoment vom Motor-Generator MG2 bis zu den Antriebsrädern in einem festen Übersetzungsverhältnis gewandelt (vgl. Tabelle 5.5).

Komponente		Zähnezahl
Kettentrieb	Anzahl der Kettenglieder	74
	Antriebskettenrad	39
	Abtriebskettenrad	36
Vorgelege	Antriebsrad	30
	Abtriebsrad	44
Achsantrieb	Antriebsrad	26
	Abtriebsrad	75

Tabelle 5.5- Einzelübersetzungen der Untersetzungseinheit [vgl. Toyota /8/ 2000]

Das Übersetzungsverhältnis ist bei Annahme eines verlustlosen Wandlers ($\eta_K = 1$) für den Fahrzeugantrieb wie folgt definiert [vgl. Mitschke / Wallentowitz /14/ 2003]:

$$i_K = \frac{n_M}{n_R} = \frac{M_R}{M_M} \quad (\text{Gl. 5.5})$$

wobei gilt

i_K = Übersetzungsverhältnis des Kennungswandlers

n_M = Motordrehzahl

n_R = Raddrehzahl

M_R = Radmoment

M_M = Motormoment

Sind die Drehzahlen oder Momente nicht bekannt, so kann die Getriebeübersetzung i_g allgemein auch aus dem Quotient der Zähnezahlen z_i , bzw. dem sog. Zähnezahlverhältnis u gebildet werden.

$$i_g = u = \frac{z_2}{z_1} \quad (\text{Gl. 5.6})$$

Für eine Aneinanderreihung von mehreren Zahnradpaarungen folgt:

$$i_g = \prod_{i=1}^n u_i \quad (\text{Gl. 5.7})$$

Die Gesamtübersetzung von MG2 bis zu den Antriebsrädern ergibt sich durch Multiplikation der Einzelübersetzungen von Kettentrieb², Vorgelege und Achsantrieb. Nach Gleichung 5.7 folgt das Übersetzungsverhältnis mit den Daten aus Tabelle 5.5 zu

$$i_g = \frac{36}{39} \cdot \frac{44}{30} \cdot \frac{75}{26} = 3,905.$$

Im Unterschied zu einem herkömmlichen CVT-Getriebe, bei dem in der Regel die Zahnräder des Kettentriebs konisch ausgeführt und axial verschiebbar sind, werden im Wandler des Prius gewöhnliche Stirnräder verwendet. Somit ergeben sich für Drehzahl und Drehmoment die folgenden konstanten Relationen:

$$n_R = \frac{n_M}{i_g} \quad (\text{Gl. 5.8})$$

$$M_R = M_M \cdot i_g \quad (\text{Gl. 5.9})$$

Das am Getriebeausgang des Motor-Generators Nr.2 verfügbare Drehmoment ist die Summe des Momentengleichgewichts der einzelnen Maschinen im Antriebsstrang. Die erforderlichen Zusammenhänge resultieren aus der Geometrie der Antriebskraftteilungs-Vorrichtung, die hauptsächlich aus einem Planetenradsatz besteht.

5.2.4.2 Planetengetriebe / Power Split Device (PSD)

Ein Planetensatz (Abb. 5.14) setzt sich aus den drei Zentralteilen Sonnenrad, Planetenträger und Hohlrad zusammen. Die Planetenräder sind im Planetenträger gelagert. Alle drei Elemente rotieren dabei um die selbe Achse.

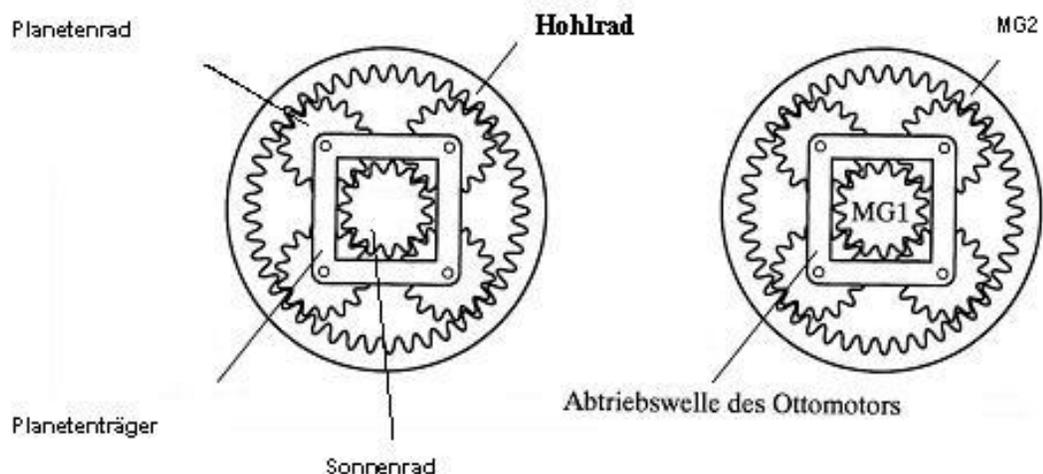


Abbildung 5.14- Vereinfachter Aufbau des Planetensatz [vgl. Toyota /8/ 2000]

² Anm.: Der Kettentrieb wird hier näherungsweise wie eine Zahnradpaarung behandelt.

Beim Planetengetriebe des Hybriden ist das Sonnenrad mit dem Motor-Generator MG1 verbunden und das Hohlräder mit der E-Maschine MG2. Der Anschluss an die Abtriebswelle der Verbrennungskraftmaschine wird durch den Planetenträger gewährleistet. Zur Dämpfung von Drehmomentfluktuationen ist ein Ausgleichsmechanismus (Transachsen-Dämpfer) zwischengeschaltet. Dieser enthält Schraubenfedern und eine Einscheiben-Trockenkupplung. Tabelle 5.6 zeigt die zum Planetensatz gehörigen Zähnezahlen.

Zahnrad	Zähnezahl
Hohlräder	78
Planetenrad	23
Sonnenrad	30

Tabelle 5.6- Zähnezahlen im Planetengetriebe [vgl. Toyota /8/ 2000]

Das PSD des Prius bestimmt die Übersetzungen der verschiedenen Aggregate zueinander. Obwohl nur ein Planetensatz vorhanden ist und deshalb grundsätzlich ein festes Übersetzungsverhältnis besteht, wird die Leistung geregelt bzw. aufgeteilt. Die konstante Übersetzung hat unweigerlich auch ein festes Verhältnis für das Drehmoment zur Folge. Aufgrund dessen ist für eine Leistungsregelung ein variables Drehzahlverhältnis die einzige Möglichkeit. Je nach Betriebszustand besteht dabei eine wechselnde Anzahl von Freiheitsgraden für die einzelnen Drehzahlen.

Während der Fahrt ist die Drehzahl von MG2 durch die Transachsen-Einheit nach Gleichung 5.8 festgelegt und stets ungleich Null. Gleichzeitig besteht dabei eine feste Beziehung zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Drehzahl. Aus der gegebenen Raddimension kann der statische Radhalbmesser R_{stat} mittels entsprechendem Tabellenwerk bestimmt werden. Es ergibt sich für den Prius NHW11 ein Wert von 267mm [vgl. Böhner et al. /17/ 1994]. Die Multiplikation mit dem Faktor 2π liefert einen Abrollumfang von ≈ 1678 mm. Für den Gesamtzusammenhang folgt damit:

$$n_{MG2} = \frac{v \cdot 3,905 \cdot 60}{3,6 \cdot 1,678} \quad (\text{Gl. 5.10})$$

mit

$$n_{MG2} = \text{Drehzahl MG2 [min.}^{-1}] \quad v = \text{Fahrzeuggeschwindigkeit [km/h]}$$

In diesem Fall kann die Drehzahl einer der verbleibenden Maschinen prinzipiell frei gewählt werden. Damit ist auch die dritte noch unbekannte Aggregatdrehzahl festgelegt.

Im rein elektrischen Betrieb steht der Verbrennungsmotor still und die Motordrehzahl von MG1 ergibt sich allein aus n_{MG2} bzw. v . Dabei ist der Planetenträger in Ruhe und die Planetenräder drehen sich um ihre eigenen Achsen. Diese Rotation ist jedoch nicht relevant, da die Planetenachsen keine weitere Verbindung innerhalb des Getriebes besitzen [vgl. Davies /18/ 2001].

Aus dem gegebenen Zähnezahilverhältnis folgt ein Verhältnis von $78 / 30 = 2,6$ Umdrehungen des Sonnenrades (MG1) für eine Umdrehung von MG2 (Hohlrad). Wird der Uhrzeigersinn als positive Drehrichtung definiert, so gilt die folgende Beziehung:

$$n_{MG1} = -2,6 \cdot n_{MG2} \quad (\text{Gl. 5.11})$$

Bei bestimmten Betriebszuständen ist der Einsatz des Otto-Motors auch im Stillstand des Fahrzeugs erforderlich. Dabei ist n_{MG2} gleich Null und die Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine n_{ICE} bestimmt n_{MG1} . Das Sonnenrad rotiert um den Faktor $1 + 78 / 30 = 3,6$ schneller als der Planetenträger. Daraus resultiert der nachfolgende Ausdruck:

$$n_{MG1} = 3,6 \cdot n_{ICE} \quad (\text{Gl. 5.12})$$

Eine weitere Möglichkeit ist der gemeinsame Betrieb aller Maschinen. Die für diesen Fall gültige Gleichung ist eine Kombination der bisherigen Zusammenhänge und ergibt sich zu:

$$n_{MG1} = 3,6 \cdot n_{ICE} - 2,6 \cdot n_{MG2} \quad (\text{Gl. 5.13})$$

Durch einfache algebraische Umformungen kann mit Hilfe von Gleichung 5.13 bei Kenntnis zweier Variablen jede der drei Drehzahlen berechnet werden.

Im Weiteren soll nun die durch die Geometrie der Zahnräder gegebene Drehmomentverteilung des PSD erläutert werden. Da die genauen Daten der einzelnen Getriebebestandteile bislang öffentlich nicht zugänglich sind, werden hierfür einige Vereinfachungen bzw. Annahmen verwendet.

Um das Problem der fehlenden Zahnradurchmesser zu umgehen, werden die Zähnezahlen der Zahnräder fortan einem Radius einer beliebigen imaginären Einheit der Länge gleichgesetzt. Das Sonnenrad besitzt unter diesen Voraussetzungen einen Außenradius von 30 Einheiten und das Hohlrad einen Innenradius von 78 Einheiten. Die Welle des Planetenrades muss zentrisch zwischen Sonnen- und Hohlrad sitzen, d.h. $(30 + 78) / 2 = 54$ Einheiten entfernt vom Zentrum. Per Definition entspricht das Moment dem Produkt aus Abstand vom Drehpunkt und der angreifenden Kraft. Daraus folgt:

$$M_p = F_p \cdot 54 \quad (\text{Gl. 5.14})$$

wobei gilt

M_p = Moment am Planetenradträger

F_p = Kraft an der Welle des Planetenrads

Das Umstellen von Gleichung 5.14 liefert die Kraft in Abhängigkeit des Drehmoments:

$$F_p = \frac{M_p}{54} \quad (\text{Gl. 5.15})$$

Daraus ist ersichtlich, dass die Kraft an der Innenseite des Hohl- und Sonnenrads jeweils gleich der Hälfte der Kraft an der Planetenradwelle ist. Womit sich der nachfolgenden Zusammenhang ergibt:

$$F_H = F_S = \frac{M_p}{108} \quad (\text{Gl. 5.16})$$

mit

F_H = Kraft am Hohlrad F_S = Kraft am Sonnenrad

Die Multiplikation mit dem Abstand von der Drehachse führt zum jeweils dazugehörigen Drehmoment:

$$M_H = M_p \cdot \frac{78}{108} \quad (\text{Gl. 5.17})$$

$$M_S = M_p \cdot \frac{30}{108} \quad (\text{Gl. 5.18})$$

Hierin bedeuten

M_H = Drehmoment des Hohlrads M_S = Drehmoment des Sonnenrades

Durch Division und Rundung können die Relationen weiter vereinfacht werden.

$$M_H = M_p \cdot 0,72 \quad (\text{Gl. 5.19})$$

$$M_S = M_p \cdot 0,28 \quad (\text{Gl. 5.20})$$

Das bedeutet, dass etwa 72% des am Planetenträger verfügbaren Drehmoments an das Hohlrad und ungefähr 28% an das Sonnenrad abgegeben werden. Obwohl hier nur ein Planetenrad betrachtet wird, stimmt die Proportionalität unabhängig davon wie viele Zahnräder tatsächlich vorhanden sind überein. Die Drehmomentverteilung kann so direkt auf die einzelnen Aggregate übertragen werden. Anders ausgedrückt findet eine Aufteilung des ICE-Drehmoments von 2,6:1 für MG2 (Antrieb des Fahrzeugs) und MG1 (Erzeugung von elektrischer Energie) statt [vgl. Davies /18/ 2001]. Die Regelung der Einzelleistungen erfolgt innerhalb des PSD durch eine Drehzahlanpassung der Maschinen an den aktuellen Fahrzustand. Dies ist durch die Relation von Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit der Leistung möglich. Das Ausnutzen der charakteristischen Kennlinien von Elektro- und Verbrennungsmotor (siehe hierzu auch Abb. 5.5 und 5.10) ist dabei notwendige Bedingung für eine hohe Dynamik des Automobils. Obwohl die realen Verhältnisse ungleich komplizierter sind und eine differenziertere Betrachtung erfordern, ermöglichen die hier aufgeführten Zusammenhänge zumindest eine näherungsweise Berechnung.

5.2.5 Inverter

Der im Prius eingesetzte Inverter dient zur Umwandlung der Batterie-Gleichspannung (DC 273,6V) in für den Betrieb des Drehstrom-Synchronmotors MG2 notwendige Wechselspannung. Darüber hinaus wird die von MG1 erzeugte Wechselspannung zum Laden der Batterie in Gleichspannung umgerichtet. Gleiches gilt für die durch den Motor-Generator Nr.2 rekuperierte elektrische Energie.

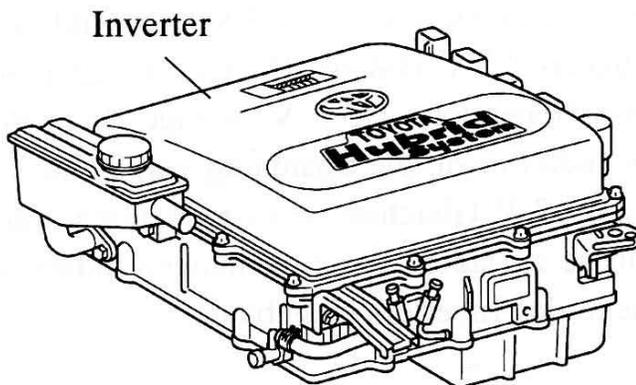


Abbildung 5.15- Außenansicht des Inverters [Toyota /8/ 2000]

5.2.5.1 Systemaufbau

Die Inverter-Einheit besteht in erster Linie aus zwei dreiphasigen Brückenstromkreisen, jeweils für MG1 und MG2, von denen jeder sechs Leistungstransistoren enthält.

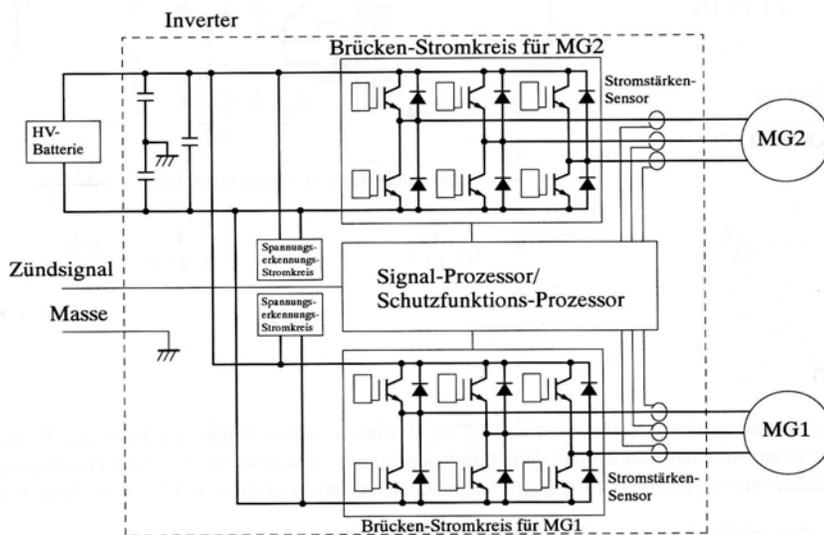


Abbildung 5.16- Ersatzschaltbild des Inverters [Toyota /8/ 2000]

Die Regelung der Halbleiter erfolgt durch ein integriertes Steuergerät, welches neben den Maschinenparametern auch den Akkumulator überwacht. Die in Abbildung 5.16 dargestellte Wechselrichterschaltung erzeugt aus der Batteriespannung durch zyklisches Ansteuern der Leistungstransistoren eine Drehspannung der gewünschten Frequenz. Der gebildete Spannungsverlauf weicht dabei jedoch von der idealen Sinusform ab, d.h. der Motor erhält überschwingende Betriebsgrößen, die ihrerseits zu unerwünschten Schwingungen und Stromwärme führen. Um diese Verluste zu minimieren, verwendet Toyota eine Pulsweitenmodulation. Bei dieser Technik wird die Spannung in Form von kurzen Einzelimpulsen an die Motorklemmen angelegt. Im Zusammenhang mit der Mikroprozessorsteuerung wird eine hohe Taktfrequenz erzielt, was zu einer verbesserten Annäherung der Impulsflächen an den momentanen Sinussollwert führt.

5.2.5.2 Kühlsystem

Um eine zu große Erwärmung des Inverters zu verhindern besitzt die Inverter-Einheit ein separates Kühlsystem, das von dem des Otto-Motors getrennt ist (vgl. Abb. 5.17). Hieran angeschlossen sind auch die beiden Elektro-Maschinen MG1 und MG2. Das System verfügt über einen separaten Kühler und eine eigene Kühlmittelpumpe.

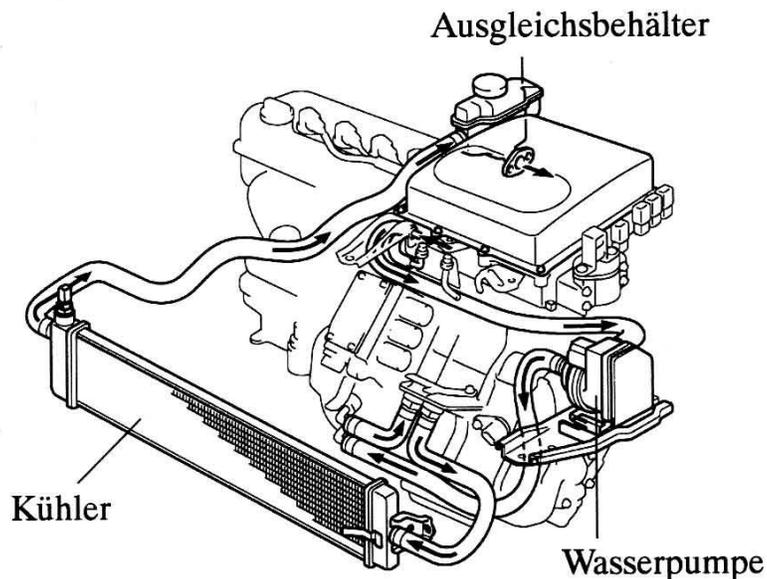


Abbildung 5.17- Kühlsystem von Inverter und MG1 / MG2 [Toyota /8/ 2000]

5.2.6 Batterie

Die HV-Batterie (Hybrid-Vehicle-Battery) dient vorwiegend als Energiespeicher zum Ausgleich kurzzeitiger Lastspitzen im Fahrbetrieb. Bei einem plötzlich ansteigenden Leistungsbedarf, etwa während einer starken Beschleunigung, kann der Drehstrommotor zusätzlich mit Strom aus dem Akku gespeist werden. Darüber hinaus ist innerhalb mäßiger Belastungen und geringer Entfernungen auch ein Alleinbetrieb der Batterie als Energiequelle möglich. Die Aufladung des Systems geschieht mittels MG1 oder durch die während einer Bremsung regenerierte Energie (MG2). Der Betrieb in einem Hybrid-Fahrzeug stellt hohe Anforderungen an die Batterie. Häufige Lade- und Entladezyklen und eine hohe Energiedichte sind dabei nur einige Faktoren. Im Prius ist der mehrzellige Akkumulator hinter den Fond-Sitzen platziert.

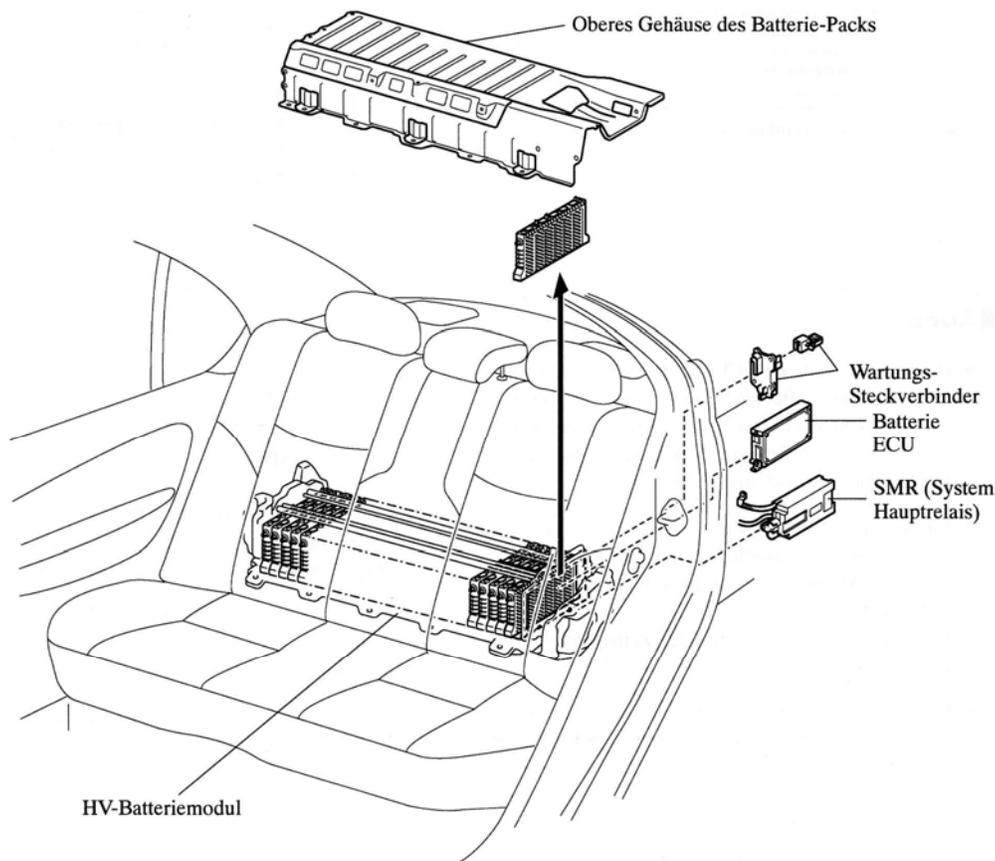


Abbildung 5.18- Position der HV-Batterie [Toyota /8/ 2000]

5.2.6.1 Funktionsweise und Merkmale

Der Grundaufbau des Energiespeichers entspricht dem typischer Nickel-Metallhydrid-Batterien. Im Innern des Systems sind sechs 1,2 V Zellen in Reihe geschaltet und bilden ein Modul. Insgesamt sind 38 Module auf zwei Halter verteilt und ebenfalls in Reihe geschaltet. Es ergibt sich eine Gesamtzahl von 228 Zellen, die eine Nennspannung von 273,6 V liefern.

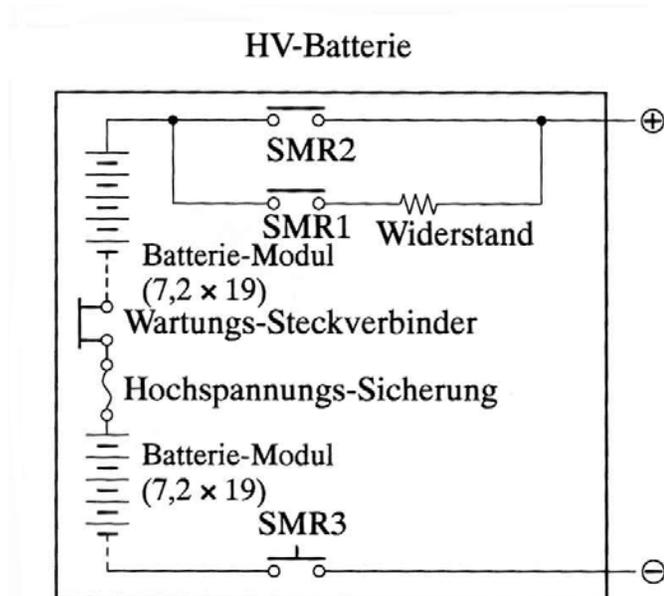


Abbildung 5.19- Schematischer Aufbau der HV-Batterie [Toyota /8/ 2000]

Zur Gewährleistung eines einwandfreien Betriebs, besitzt der Akku eine eigene Steuerung, die eine Reihe von hierfür relevanten Parametern überwacht. Diese sind unter anderem die Batterie-Spannung für jedes Modul, die Temperatur im Innern und an der Außenseite sowie die Stromstärke während des Lade- oder Entladevorgangs. Zur Lasttrennung werden drei Hauptrelais (SMR) verwendet, die in der Lage sind die einzelnen Stromkreise zu öffnen und zu schließen. Die Gesamtkapazität der Batterie beträgt 1778 Wh bei einer Masse von 53,3 kg. Daraus ergibt sich eine spezifische Kapazität von etwa 33,4 Wh/kg. Durch die Regelung wird der Ladezustand der Batterie (SOC) innerhalb eines Toleranzbereichs gehalten, um das Potential des Energiespeichers möglichst effektiv zu nutzen (vgl. Abb. 5.20) und eine Beschädigung zu vermeiden. Der Zielwert des Ladezustands liegt bei 56% der Gesamtkapazität. Unterhalb einer Restkapazität von 40% erfolgt keine weitere Entladung (Unterladungsbereich) mehr. Während der Fahrt kann der Akku eine Maximalleistung von bis zu 19kW bereitstellen. Für das Wiederaufladen ist dieser Wert mit 6,4kW beziffert [vgl. Kelly / Mihalic / Zolot /19/ 2001].

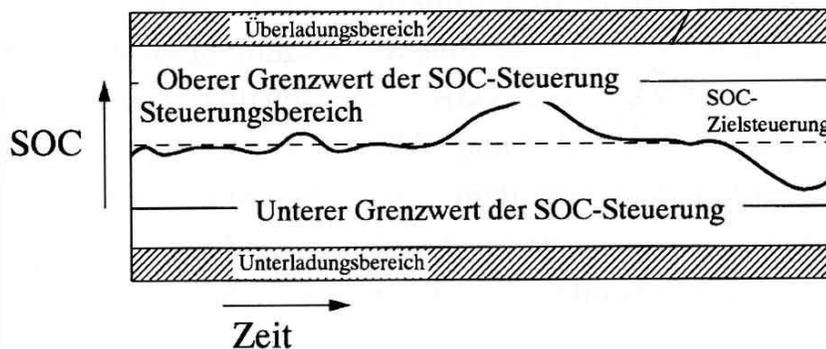


Abbildung 5.20- Steuerung des Ladezustands der HV-Batterie [vgl. Toyota /8/ 2000]

Nickel-Metallhydrid-Batterien zeichnen sich durch eine gute Umweltverträglichkeit aus, da sie im Vergleich zu anderen Systemen keine Schwermetalle wie Blei oder Cadmium enthalten. Darüber hinaus neigen sie nicht zu sog. Memoryeffekten, die sich ungünstig auf die Leistung auswirken. Problematisch ist allerdings eine erhöhte Wärmeempfindlichkeit bei Lade- und Entladevorgängen. Toyota setzt aus diesem Grund ein in den Aufbau integriertes Kühlgebläse ein, das in der Lage ist, die entstehende Wärme abzuführen.

5.3 Hauptmechanismen

Die unterschiedlichen Aggregate des Fahrzeugs bilden zusammen das THS (vgl. Abb. 5.21). Das Zusammenspiel der Maschinen erfolgt dabei nach festgelegten Mechanismen, die je nach Zustand zur Anwendung kommen.

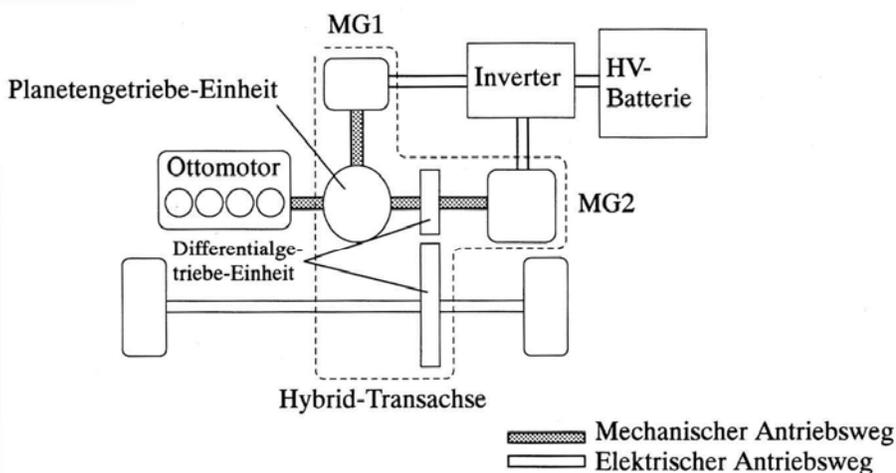


Abbildung 5.21- Das Toyota Hybrid System (THS) [Toyota /8/ 2000]

5.3.1 Anfahren und Fahren mit niedriger Last

In Bereichen in denen Verbrennungsmotoren einen niedrigen Wirkungsgrad besitzen, etwa beim Anfahren oder beim Fahren mit niedriger Last, wird der Otto-Motor abgeschaltet und der Antrieb erfolgt über MG2. Aufgrund des Aufbaus der Getriebeeinheit muss MG1 jedoch stets mitlaufen, auch wenn keine elektrische Energie erzeugt wird, d.h. die Last des Generators gleich Null ist.

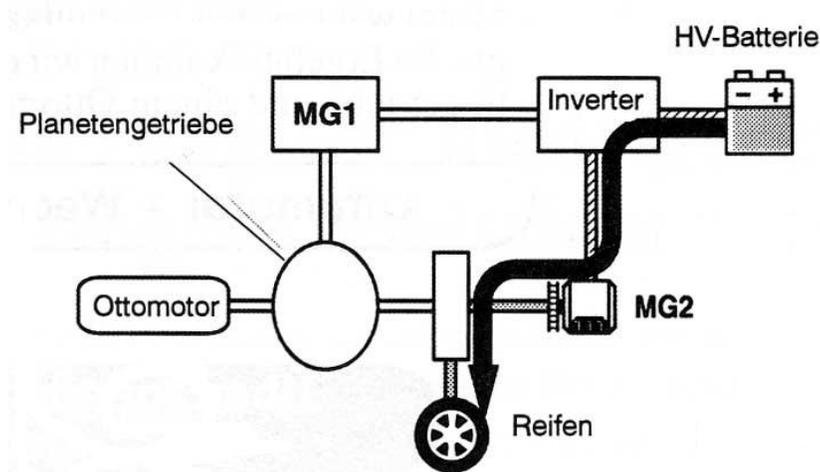


Abbildung 5.22- THS im rein elektrischen Betrieb [Toyota /8/ 2000]

Ein rein elektrischer Antrieb ist allerdings nur dann möglich, wenn der Akkumulator einen ausreichenden Ladezustand besitzt. Fällt die Kapazität unterhalb des Minimums, wird der ICE zugeschaltet. Die Grenzen für diesen Betriebsmodus ergeben sich aus dem Bedarfsmoment an den Antriebsrädern und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Abbildung 5.23 zeigt diesen Zusammenhang in grafischer Form. Innerhalb der vom Graphen eingeschlossenen Fläche ist in Abhängigkeit des SOC ein voll elektrischer Antrieb des Hybriden möglich. Mit zunehmender Geschwindigkeit sinkt das maximale Moment, was gleichzeitig zu einem geringeren Beschleunigungsvermögen führt. Die Grenze liegt hier etwa bei 65 km/h [vgl. Shinichi /20/ 2001].

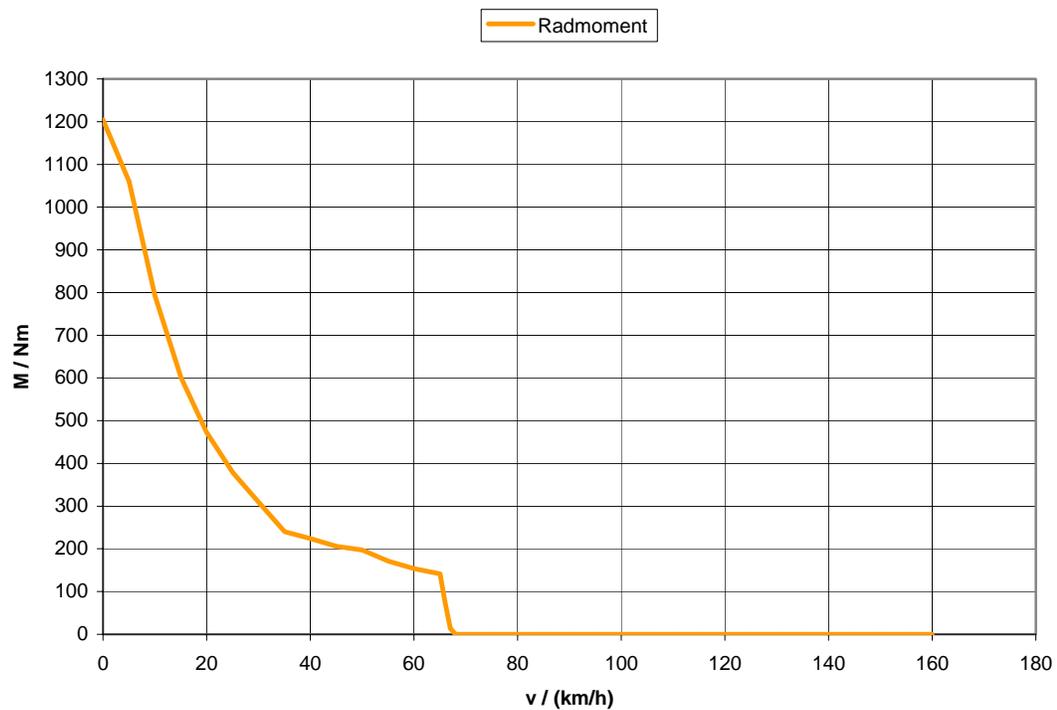


Abbildung 5.23- Maximales Radmoment für den elektrischen Antrieb [vgl. Shinichi /20/ 2001]

5.3.2 Normalfahrt

Bei mittlerer Last und höheren Geschwindigkeiten kann die erforderliche Leistung nicht mehr alleine durch die E-Maschine geliefert werden. Der Einsatz der Verbrennungskraftmaschine ist dann unumgänglich, kann aber innerhalb eines verhältnismäßig günstigen Wirkungsgradbereichs erfolgen. Die vom ICE gelieferte Energie wird in zwei Komponenten geteilt. Ein Teil dient zum direkten Antrieb der Räder. Der andere Teil treibt MG1 an, um mit der dadurch erzeugten Energie MG2, der ebenfalls auf die Räder wirkt, mit Strom zu versorgen.

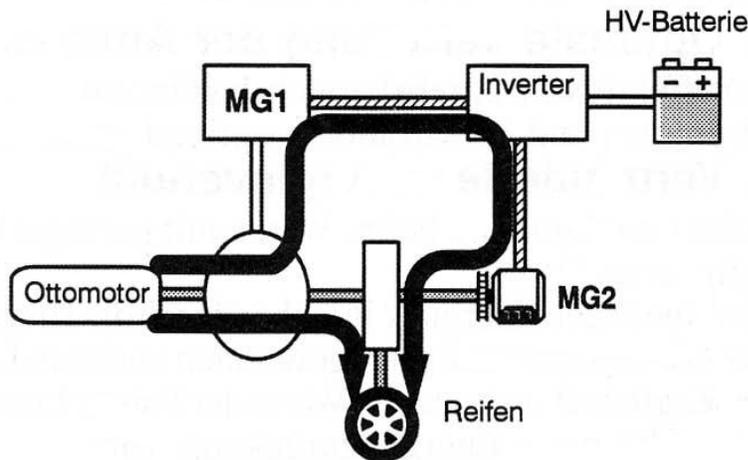


Abbildung 5.24- THS bei Normalfahrt [Toyota /8/ 2000]

5.3.3 Maximale Beschleunigung / hohe Last

In Betriebsituationen, in denen ein großes Drehmoment notwendig ist, wird die Zwei-Wege-Aufteilung des Normalmodus durch zusätzliche Energie aus der HV-Batterie ergänzt. Dies ist z.B. bei maximaler Beschleunigung oder dem schnellen Befahren von Steigungen der Fall. Der mittels MG1 erzeugte Strom ist alleine nicht groß genug, um MG2 mit voller Last zu betreiben. Es kann jedoch weitere Energie aus dem Akkumulator entnommen werden, die dann zu einem Drehmomentanstieg des Synchronmotors führt. Ein Entladen ist natürlich nur bis zum Erreichen des zulässigen Minimalwerts der HV-Batterie möglich, so dass dieser Mechanismus nur begrenzt verwendet werden kann.

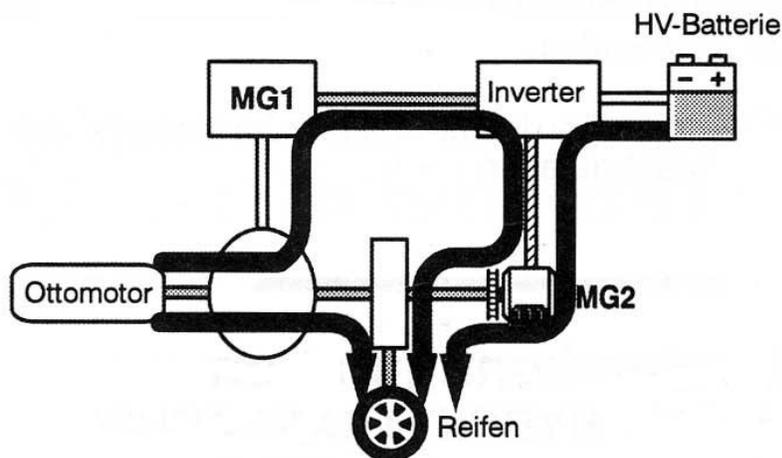


Abbildung 5.25- THS bei maximaler Beschleunigung bzw. hoher Last [Toyota /8/ 2000]

5.3.4 Verzögerung / Bremsen

Während einer Bremsung oder Verzögerung wird MG2 durch die kinetische Energie der Fahrzeugbewegung über die Räder der Vorderachse angetrieben. Durch diesen Generatorbetrieb wird elektrische Energie gewonnen, die im Akkumulator gespeichert werden kann. Eine Regeneration der Bewegungsenergie ist allerdings nur so lange durchführbar, wie der Ladezustand den Maximalwert nicht überschreitet. Außerdem kann bei Verzögerung aus größeren Geschwindigkeiten heraus oder bei stärkeren Bremsvorgängen nicht die gesamte Energie rekuperiert werden, da der zulässige Ladestrom der HV-Batterie begrenzt ist. Weiterhin ist die generatorische Bremsung nicht für alle Fahrsituationen ausreichend, da zum einen nur an einer Achse gebremst wird und zum anderen das erzielbare Bremsmoment zu gering für sehr starke Verzögerungen bzw. Vollbremsungen ist. In diesen Fällen wird mit Hilfe der hydraulischen Betriebsbremse die fehlende Bremsleistung bereitgestellt.

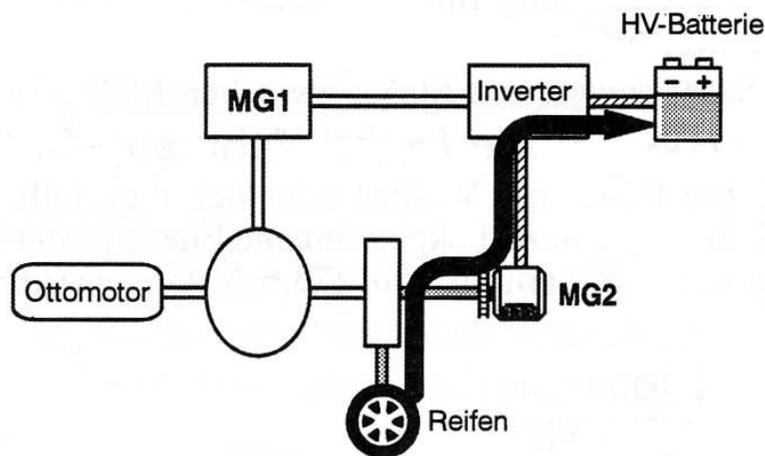


Abbildung 5.26- Regeneratives Bremsen des THS [Toyota /8/ 2000]

5.3.5 Stillstand

Steht das Fahrzeug still, so schaltet sich der Otto-Motor automatisch ab. Wenn es jedoch erforderlich ist, die Batterie zu laden oder den Kompressor der Klimaanlage zu betreiben, läuft der ICE weiter. Diese auch als Start/Stop-Funktion bezeichnete Eigenschaft dürfte insbesondere im Stadtverkehr zu einer merklichen Verbrauchsreduzierung beitragen.

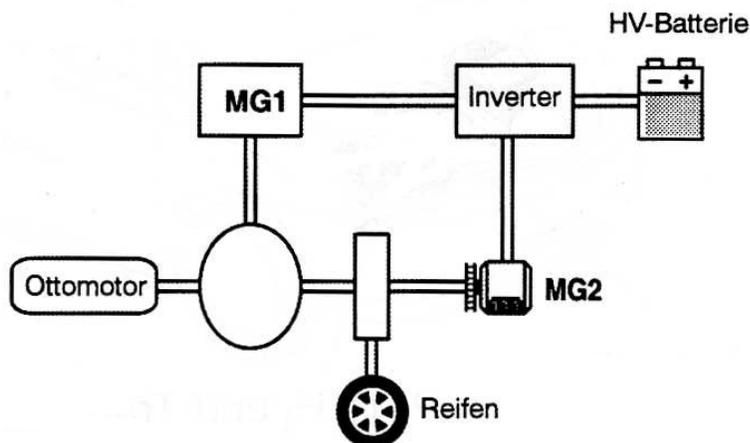


Abbildung 5.27- THS im Stillstand [Toyota /8/ 2000]

5.3.6 Laden der HV-Batterie

Im Ladebetrieb des THS muss zwischen zwei Fällen unterschieden werden. Im Stillstand treibt der Verbrennungsmotor MG1 an und die erzeugte elektrische Energie wird für die Aufladung des Akkus verwendet. Der Ladevorgang hält solange an, bis der SOC seinen Zielwert erreicht.

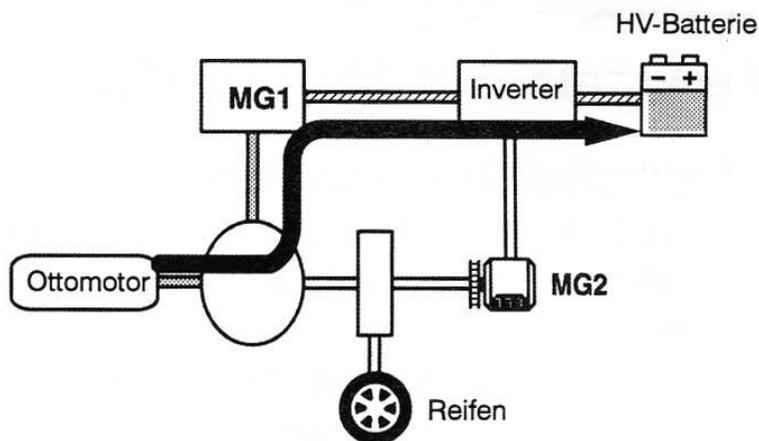


Abbildung 5.28- Ladebetrieb des THS im Stillstand [Toyota /8/ 2000]

Eine weitere Möglichkeit ist das Laden während der Fahrt. Dabei wird die Verbrennungskraftmaschine in einem höheren Lastpunkt betrieben, als für den Fahrbetrieb erforderlich ist. Der entstehende Leistungsüberschuss kann zum Aufladen der Batterie genutzt werden. Bemerkbar ist diese Art der Aufladung vor allem anhand eines plötzlichen Drehzahlanstiegs des ICE. Nach erfolgter Ladung sinkt das Drehzahlniveau bei gleicher Last wieder auf den Ursprungswert.

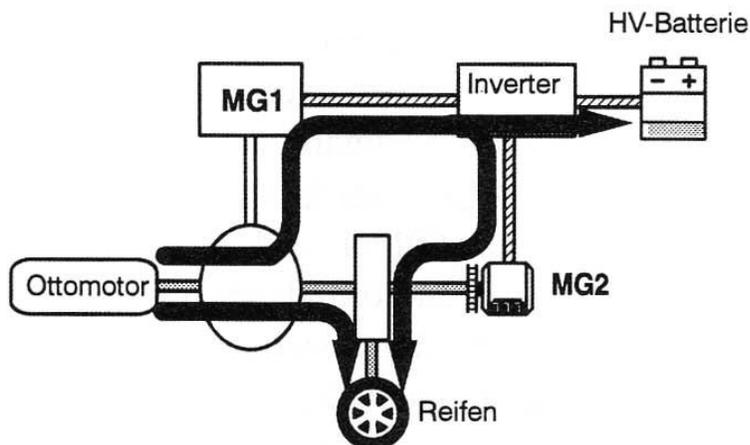


Abbildung 5.29- Ladebetrieb des THS während der Fahrt [Toyota /8/ 2000]

6 Modellbildung und Simulation

Die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Eigenschaften des Hybridfahrzeugs und die dazugehörigen Rahmenbedingungen sollen nun in Form eines Simulationsmodells für das Programmsystem MATLAB/Simulink dargestellt werden. Maßgeblich ist dabei ein Abbilden des realen Verhaltens und der Interaktion der einzelnen Aggregate innerhalb des THS.

6.1 Software

Die für die Simulation eingesetzte Software trägt die Bezeichnung:

MATLAB The Language of Technical Computing
Version 6.0.0.88 Release 12
September 22, 2000.

Die Anwendung erfolgt unter dem folgendem Betriebssystem:

Microsoft Windows 2000
5.00.2195
Service Pack 4.

6.1.1 Merkmale

MATLAB ist ein umfangreiches Softwarepaket für numerische Mathematik. Das Programm stellt in vielen technischen Bereichen eines der populärsten Werkzeuge für die Simulation und Analyse von linearen und nichtlinearen Systemen dar. Unterteilt wird das Programmsystem in ein Basismodul und zahlreiche Erweiterungspakete, sogenannte Toolboxes.

Das Basismodul verfügt neben den obligatorischen Ein- und Ausgabefunktionen und Befehlen zur Programmablaufsteuerung über eine Vielzahl mathematischer Funktionen. Dazu kommen umfangreiche zwei- und dreidimensionale Visualisierungsmöglichkeiten sowie eine objektorientierte Funktionalität für die Programmierung interaktiver Anwenderoberflächen und Schnittstellen zu Programmiersprachen und Hardware [vgl. Angermann et al. /21/ 2005].

Die Toolbox *Simulink* nimmt innerhalb des Systems eine Sonderstellung ein. Sie bietet eine grafische Oberfläche zur Modellierung und Simulation physikalischer bzw. dynamischer Systeme mittels Signalflussgraphen. Funktionsblöcke aus verschiedenen Unterbibliotheken werden dabei in einem Fenster so verbunden, dass ein Modell des Systems entsteht. Diese Systemdarstellung ist gegenüber der klassischen Programmierung mit Kommandozeilen leicht zu verstehen, zu manipulieren und zu untersuchen [vgl. Hoffmann /22/ 1998].

6.2 Hardware

Für die hier beschriebenen Untersuchungen wird ein herkömmliches PC-System mit nachstehenden Spezifikationen verwendet:

AT kompatibler PC

x86 Pentium 2 Prozessor mit 700 MHz

128 MB RAM.

6.3 Kurzeinführung in MATLAB

Um dem Benutzer einen schnellen Einstieg in die Simulation zu ermöglichen, werden im Anschluss grundlegende Informationen zur Programmierumgebung MATLAB bzw. der Toolbox Simulink dargestellt. Für weitergehende Hinweise sei an dieser Stelle auf die entsprechenden im Literaturverzeichnis aufgeführten Quellen verwiesen.

6.3.1 Installation und Programmstart

Die für eine Installation der Software notwendigen Systemvoraussetzungen sind versionsspezifisch und können dem Handbuch entnommen werden. Der Installationsvorgang entspricht dem einer standardmäßigen softwaregestützten Installation unter Microsoft Windows.

Zum Starten des Programms ist ein Doppelklick auf die zugehörige Verknüpfung (Icon) notwendig oder das Ausführen der Datei `matlab.exe`.



Abbildung 6.1- MATLAB-Icon

6.3.2 MATLAB-Desktop

Nach dem Programmstart wird der sog. MATLAB-Desktop aufgerufen. Dabei handelt es sich um eine integrierte Entwicklungsumgebung, die je nach Einstellung aus verschiedenen Fenstern besteht. Abbildung 6.2 zeigt beispielhaft eine mögliche Konfiguration mit einigen Grundelemente.

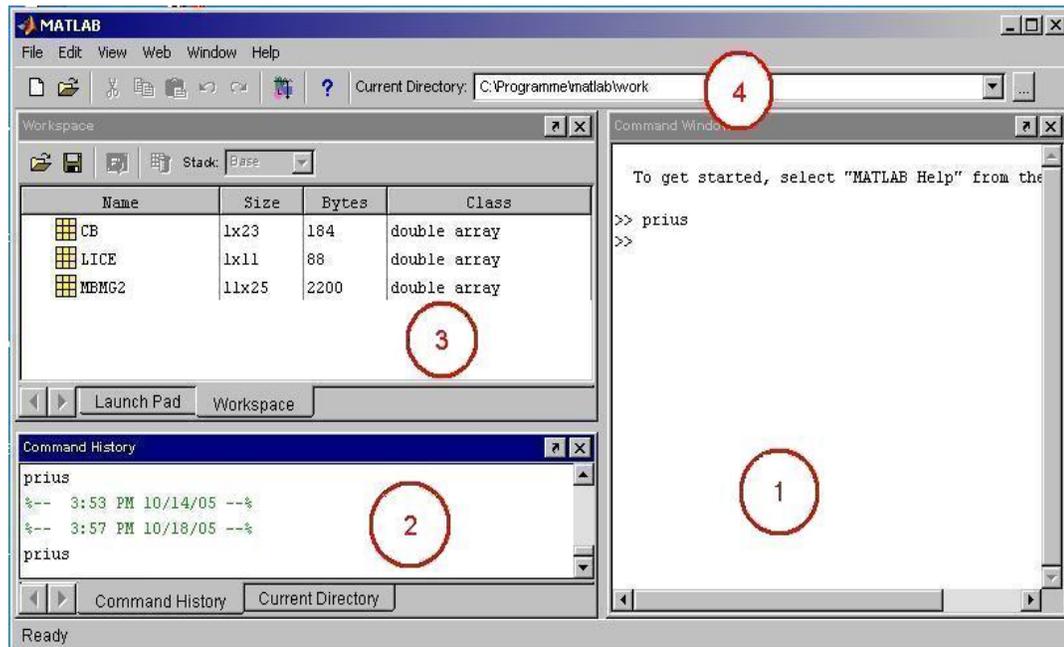


Abbildung 6.2- Beispielkonfiguration des MATLAB-Desktop

Das *Command Window* (Nr.1) ist der wesentliche Bestandteil der MATLAB-Umgebung. Hier werden alle Eingaben in den „*Workspace*“ gemacht und die Berechnungen ausgegeben. Der Prompt >> signalisiert Eingabebereitschaft. Alle Eingaben werden mit der Enter-Taste abgeschlossen.

Bei dem Fenster *Command History* (Nr. 2) handelt es sich um eine Auflistung der im Command Window eingegeben Befehle in chronologischer Reihenfolge. Durch Doppelklicken können die Befehle wiederholt werden. Es ist auch möglich, einzelne oder mehrere Befehlsfragmente auszuschneiden, zu kopieren oder zu löschen.

Im *Workspace Browser* (Nr. 3) werden sämtliche im Workspace existierende Variablen mit Datentyp (*class*) und Wert aufgelistet. Außerdem können diese Daten gespeichert und manipuliert werden.

Das Eingabefeld *Current Directory* (Nr. 4) bestimmt den Pfad des aktuellen Verzeichnisses, auf das zugegriffen wird (Arbeitsverzeichnis).

Der MATLAB-Desktop bietet darüber hinaus die üblichen Funktionen zur Dateiverwaltung und Navigation innerhalb des Programms. Entsprechende Befehle können mittels Symbolleisten oder Menügruppen ausgeführt werden [vgl. Angermann et al. /21/ 2005].

6.3.3 Der MATLAB-Editor

Alternativ zur Befehlseingabe können Anweisungen oder Befehlsfolgen auch in sogenannten MATLAB-Skripts gespeichert werden. Die Textdateien besitzen die Endung `.m` und werden daher auch *M-Files* genannt. Zum Erstellen oder Bearbeiten dieses Dateityps steht der MATLAB-Editor zur Verfügung. Der Aufruf kann über das Menü *File/New/M-File* aufgerufen werden. Ein bestehendes *M-File* wird mit *File/Open* oder mit dem Befehl `edit datei` geöffnet.

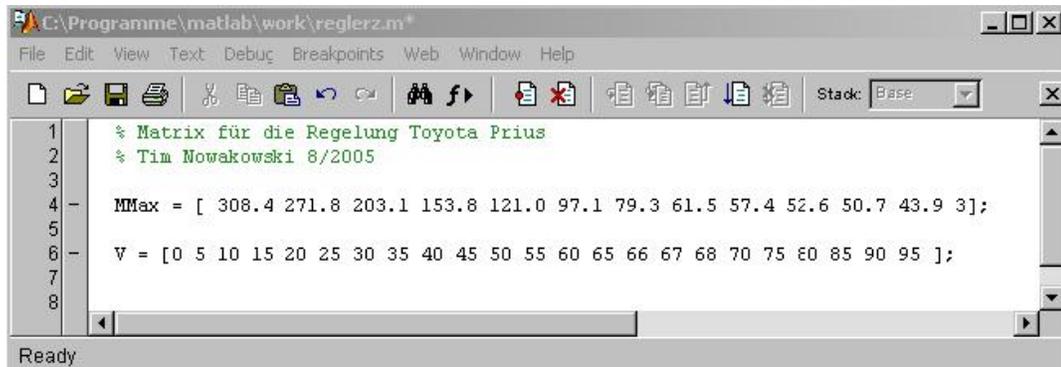


Abbildung 6.3- MATLAB-Editor mit Beispieldatei

Ein Ausführen des Skripts geschieht durch Eingabe des Dateinamens (ohne Endung) im Command Window oder über den Button . Kommentare werden durch das Zeichen `%` markiert, d.h. alle Zeichen rechts von `%` werden bis zum Zeilenende vom Programm ignoriert. Zur besseren Unterscheidung sind Kommentare grün eingefärbt.

6.3.4 Starten von Simulink

Der Start von Simulink erfolgt entweder durch einen Doppelklick auf das Simulink-Icon  im Toolbar des Command-Window oder durch Eingabe von `simulink`.

Dabei öffnet sich der *Simulink Library Browser* (Abb. 6.4), von dem aus verschiedene Untergruppen ausgewählt werden können. Hierin befinden sich zahlreiche Bausteine verschiedener Funktionalitäten, wie z.B. der Signalerzeugung, -ausgabe oder mathematischer Verknüpfungen. Um die unterschiedlichen Eigenschaften der Funktionsblöcke und deren Besonderheiten kennen zu lernen, stehen dem Benutzer einige Beispielmuster (Simulink-Demos) aus unterschiedlichen Bereichen von Naturwissenschaft und Technik zur Verfügung. Der Zugang zu den Simulink-Demos erfolgt über das Menü *Help/Demos/Simulink*.

Alle Funktionsblöcke sind nach dem gleichen Prinzip aufgebaut (siehe Abb. 6.5). Jeder Block besitzt einen Namen und einen oder mehrere Ein- und Ausgänge (z.T. sind Ausnahmen möglich). Innerhalb seiner Begrenzung ist das charakteristische Funktionsmerkmal dargestellt.

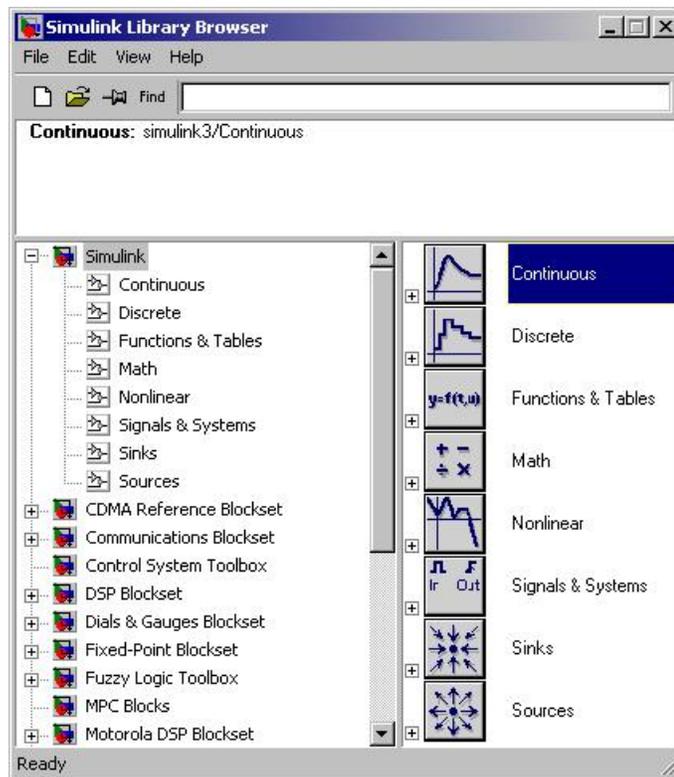


Abbildung 6.4- Simulink Library Browser



Abbildung 6.5- Simulink-Funktionsblock

6.3.5 Simulink-Modelle

Ausgehend vom Library Browser können neue Simulationsfenster über *File/New/Model* geöffnet werden. Zum Öffnen bestehender Dateien dient das Menü *File/Open* oder die entsprechenden Button in der Symbolleiste (die Bedienung ist analog zu den meisten menügestützten Programmen für MS-Windows). Jetzt ist es möglich, mittels „Drag&Drop“ mit der linken Maustaste Funktionsblöcke aus den gewünschten Bibliotheken zu holen und im Simulationsfenster abzulegen. Die blockspezifischen Parameter werden durch Doppelklick auf den Funktionsbaustein sichtbar und können geändert werden (siehe Abb. 6.6). Mehrere Funktionsblöcke werden durch Anklicken eines Blockausgangs und ziehen der Maus - bei gedrückter Taste - auf einen Eingang zu einem Signalflussplan verbunden.

Die wesentlichen Simulationseinstellungen wie etwa die Simulationszeit oder die Abtastrate enthält der Menüpunkt *Simulation/Simulation parameters*. Zum Ausführen, Bearbeiten und Verwalten der Modelle dienen die Menüleiste und die Buttons im Toolbar des zugehörigen Fensters (Abb. 6.7). Simulink-Dateien besitzen beim Speichern standardmäßig die Erweiterung *.mdl*.

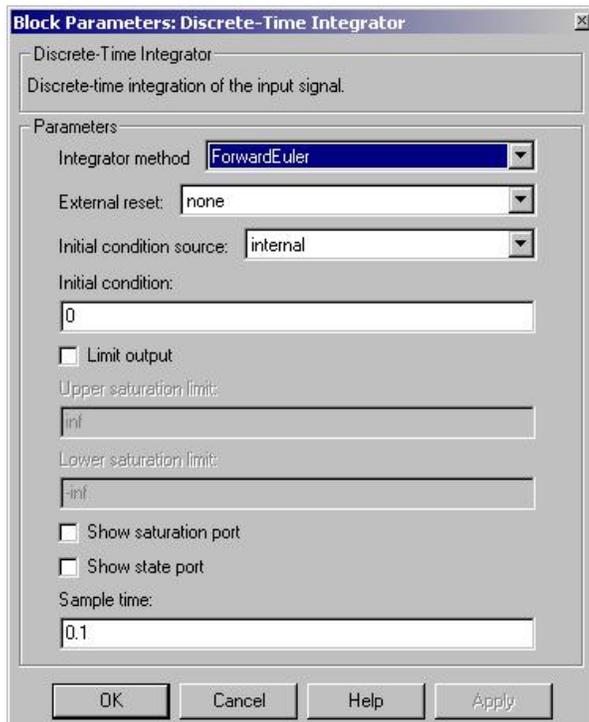


Abbildung 6.6- Blockparameter eines Funktionsbausteins



Abbildung 6.7- Menü- und Symbolleiste eines Simulink-Modells

6.4 Simulationsmodell für den Toyota Prius

Das Simulink-Modell zur Darstellung des Hybridfahrzeugs ist modular aufgebaut, d.h. die einzelnen Komponenten des realen Systems werden durch klar voneinander abgrenzbare Einzelsysteme simuliert. Diese sind unter Berücksichtigung einer Hierarchie zu einem Gesamtmodell zusammengefasst. Es können so Parameter-Variationen an Einzelmodulen durchgeführt werden, ohne das Gesamtsystem ändern zu müssen. Ferner sinkt dadurch der Komplexitätsgrad, da eine eindeutige Zuordnung von Funktionen und eine Visualisierung von Teilbereichen möglich ist.

6.4.1 Simulationsparameter

Die für das Gesamtmodell *Prius_ECE* relevanten Parameter sind unter dem Menüpunkt *Simulation parameters* zu finden. Abbildung 6.8 zeigt hierzu nähere Einzelheiten.

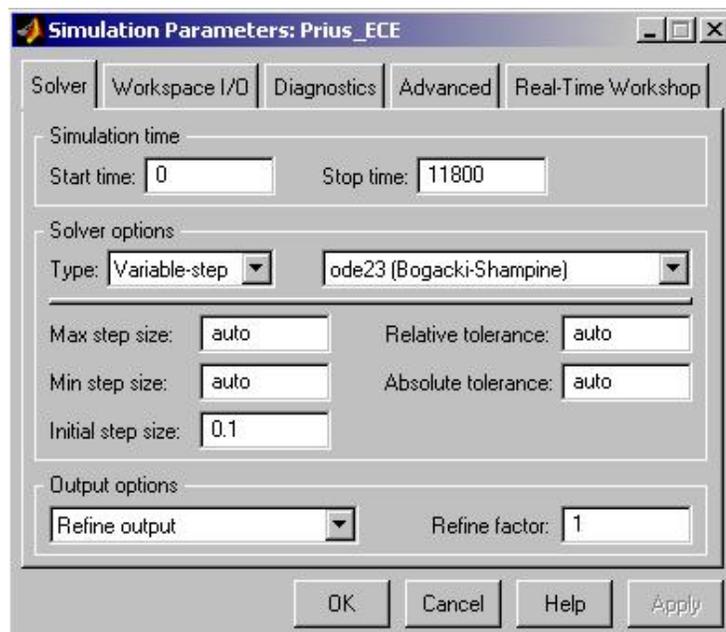


Abbildung 6.8- Simulation Parameters für das Gesamtmodell

Das Menü gliedert sich in weitere Unterpunkte, die jedoch abgesehen von der oben abgebildeten Registerkarte *Solver* den Default-Einstellungen entsprechen. Die Simulation erstreckt sich über einen Zeitraum von 11800 Einzelschritten (*Stop time* – *Start time*). Der ECE/EG-Testzyklus hat eine Gesamtzeit von 1220 s, wobei am Anfang eine Leerlaufphase von 40 s steht (siehe hierzu auch Kap. 4). Da bei der Simulation von einer vollständig geladenen HV-Batterie ausgegangen wird und dem entsprechend ein im Stillstand abgeschalteter Verbrennungsmotor vorausgesetzt werden kann, entfällt dieser erste Abschnitt im Simulationsmodell (keine Relevanz für den Kraftstoffverbrauch). Es ergibt sich somit eine Restzeit von 1180 s. Um eine hinreichende Genauigkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wird eine Abtastzeit von 1/10 s angestrebt. Die Schrittweite (*Initial step size*) beträgt daher 0.1 Einheiten.

Das Produkt aus Schrittweite und Gesamtzeit liefert einen Wert von 1180 Einheiten entsprechend der Zeit für einen Durchlauf des realen Testzyklus unter den hier gegebenen Bedingungen. Aufgrund der verwendeten Parameter ergibt sich so eine Basiseinheit bezogen auf die Simulation von 1/10 s. Bei der Simulationszeit ist jedoch zu beachten, dass es sich hier nicht um Echtzeit-Werte handelt, sondern lediglich um eine Anzahl diskreter Einzelschritte. Die tatsächlich für den Durchlauf der Simulation benötigte Zeit ist in erster Linie abhängig vom Rechenaufwand (Konvergenz) und der Hardware-Performance.

Aufgebaut ist das Modell aus zeitdiskreten und zeitkontinuierlichen Funktionsblöcken. Damit liegt per Definition ein hybrides System vor [vgl. Angermann et al. /21/ 2005]. Die Wahl eines hierfür geeigneten Integrationsalgorithmus ist aufgrund dessen eingeschränkt. Es muss ein Verfahren mit variabler Schrittweite eingesetzt werden, was die Einstellung *Variable-step* für das Pull-down-Menü *Type* innerhalb der Rubrik *Solver options* erforderlich macht. Der auf dem Runge-Kutta-Verfahren basierende Algorithmus *ode23 (Bogacki-Shampine)* stellt hinsichtlich der Rechenzeit die am besten geeignete Lösung dar. Alle übrigen Parameter dieser Menü-Gruppe stimmen mit den Grundeinstellungen überein.

6.4.2 Modellaufbau

Die Datei *Prius_ECE* beinhaltet sämtliche Komponenten, die für eine Simulation des Gesamtsystems notwendig sind. Um eine bessere Übersicht zu erhalten, besteht das Modell aus mehreren sog. *Subsystemen*, die einem eigenständigen System mit spezifischen Ein- und Ausgängen entsprechen. Dies ermöglicht es, die verschiedenen Signalflusspläne in funktionelle Einheiten zu gliedern. Hierdurch wird eine bessere Übersichtlichkeit erreicht und der Benutzer kann zwischen verschiedenen Ebenen unterscheiden, was den Umgang mit dem Modell erheblich erleichtert. Die verschiedenen Subsysteme können von außen wie gewöhnliche Funktionsbausteine behandelt werden.

6.4.2.1 Darstellung des ECE/EG-Testzyklus

Der zur Simulation des Geschwindigkeits-Zeitverlaufs relevante Teil des Simulink-Modells befindet sich in der obersten Ebene des Modells (vgl. Abb. 6.9). Durch den *Digital Clock* Funktionsbaustein „Zyklus Zeit“ wird während der Simulation ein fortlaufender Zeitparameter generiert, der seinen Wert bei jedem Integrationsschritt um 0,1 s erhöht. Der eigentliche Testzyklus ist in dem eindimensionalen *Look-Up Table*-Block „Zyklus v“ definiert. Dieser ordnet jedem Zeitwert (Eingang) einen Geschwindigkeitswert (Ausgang) zu. Die erforderlichen Daten sind in Form eines Zeilenvektors in einem M-File hinterlegt. Das dazugehörige Listing befindet sich im Anhang. Ein Doppelklick auf den Block öffnet das Menü, indem die Vektornamen für Ein- und Ausgang abgefragt werden (vgl. Abb. 6.10). Ein großer Vorteil dieser Darstellungsart liegt in der direkten Festlegung von diskreten Einzelwerten, d.h. es müssen keine Funktionen definiert werden. Unterscheidet sich der Eingangswert von den hinterlegten Daten, so wird automatisch interpoliert.

6.4.2.2 Bestimmung des Bedarfsmoments

Die Variablen Geschwindigkeit und Beschleunigung sind essentiell für die Berechnung des Bedarfsmoments eines Fahrzeugs. Das Subsystem Prius_ECE/MBedarf erfüllt im Rahmen der Simulation diese Aufgabe (vgl. Abb. 6.11). Basis ist dabei die Grundgleichung des Antriebs, deren Einzelterme durch verschiedene Funktionsblöcke berücksichtigt werden.

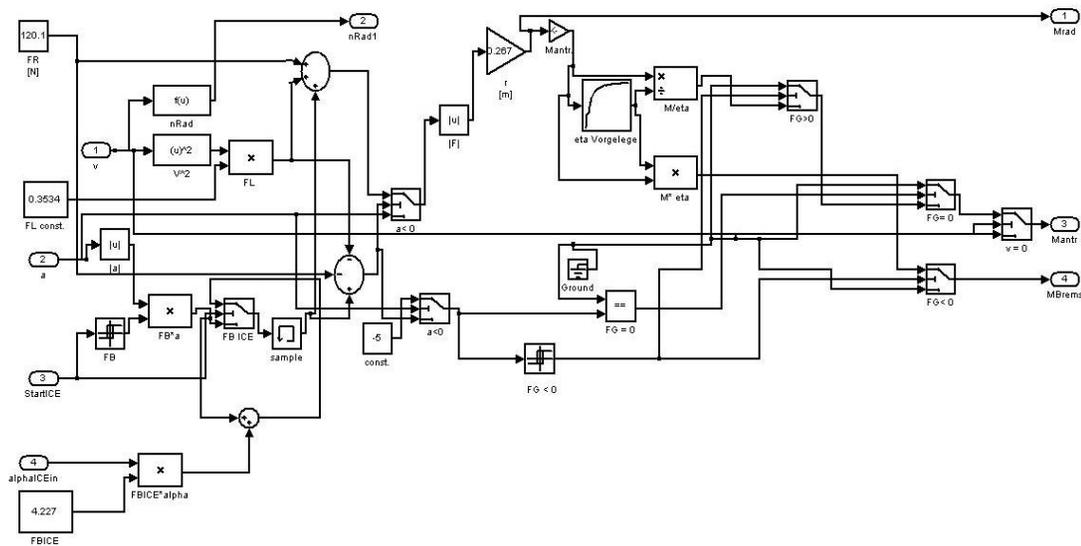


Abbildung 6.11- Subsystem Prius_ECE/MBedarf

Die Gleichung besitzt die folgende Form [vgl. Mitschke /23/ 1995]:

$$\sum_{j=1}^n \frac{M_{R,j}}{r_j} = \left(m + \sum_{j=1}^n \frac{J_{R,j}}{r_j \cdot R_j} \right) \cdot \ddot{x} + G \cdot \sin\Theta + F_L + \sum_{j=1}^n F_{z,j} \frac{e_j}{r_j} \quad (\text{Gl. 6.1})$$

Auf der linken Seite findet sich die Summe der Antriebsmomente dividiert durch den statischen Reifenhalmes. Es ergibt sich so definitionsgemäß nach der Dimension eine Kraft, die auch als Zugkraft „Z“ bezeichnet wird. Rechts stehen vier sogenannte Widerstandsglieder, deren Bedeutung unterschiedlichen Ursprungs ist. Diese sind

der Rollwiderstand
$$F_R = \sum_{j=1}^n F_{z,j} \frac{e_j}{r_j}, \quad (\text{Gl.6.2})$$

der Luftwiderstand
$$F_L, \quad (\text{Gl. 6.3})$$

der Steigungswiderstand
$$F_{St} = G \cdot \sin\Theta \quad (\text{Gl. 6.4})$$

und der Beschleunigungswiderstand
$$F_B = \left(m + \sum_{j=1}^n \frac{J_{R,j}}{r_j \cdot R_j} \right) \cdot \ddot{x}. \quad (\text{Gl. 6.5})$$

Im Weiteren sollen die einzelnen Widerstände genauer betrachtet werden.

Der Rollwiderstand F_R entspricht der Summe der Produkte aus Radlast F_z und dem Quotient vom Abstand des Angriffspunktes der Radlast bis zur Mitte der Reifenaufstandsfläche (Latsch) e , dividiert durch den statischen Reifenhalmmesser r . Entsprechend den Testbedingungen für den ECE/EG-Zyklus können hier einige Vereinfachungen vorgenommen werden. Bei Geradeausfahrt auf trockener Straße ist der Rollwiderstand in guter Näherung gleich dem Produkt aus Rollwiderstandsbeiwert des einzelnen Rades f_R und der Radlast. Der gesamte Rollwiderstand ergibt sich somit zu:

$$F_R = \sum_{j=1}^n f_{R,j} \cdot F_{z,j} \quad (\text{Gl. 6.6})$$

Es kann weiterhin angenommen werden, dass der Rollwiderstandsbeiwert an allen Rädern gleich ist. Wird dann die Summe aller Radlasten gleich dem Gesamtgewicht des Fahrzeugs G gesetzt, so gilt:

$$F_R = f_R \cdot G \quad (\text{Gl. 6.7})$$

Laut Herstellerangabe beträgt das Leergewicht des Prius NHW11 wenigstens 1250 kg (siehe hierzu auch Tabelle 3.3). Nach Berücksichtigung eines Zuschlags von 75 kg für den Fahrer liegt das Gewicht bei 1325 kg. Die einzige noch verbleibende Variable ist dann der Rollwiderstandsbeiwert. Diese dimensionslose Größe ist hauptsächlich abhängig von der Art des Reifens und der Fahrgeschwindigkeit. Da für das vorliegende Fahrzeug keine genauen Werte verfügbar sind, wird auf empirische Daten, die der einschlägigen Literatur [vgl. Mitschke /23/ 1995] entnommen werden, zurückgegriffen. Bei der gesamten Simulation wird daher ein konstanter Wert von 0,0092 für f_R angenommen. Nach Gleichung 6.7 ergibt sich dabei ein Rollwiderstand von etwa 120,1 N. Im Signalflussplan (Abb. 6.11) wird dieser Widerstand durch den *Constant-Block* „FR [N]“ repräsentiert.

Beim Luftwiderstand F_L ist die relative Anströmgeschwindigkeit v_{rel} der dominierende Faktor. Außerdem haben der Luftwiderstandsbeiwert c_x , die Luftdichte ρ und die Querspanfläche einen Einfluss auf diesen Parameter. F_L ergibt sich zu:

$$F_L = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{rel}^2 \cdot A \quad (\text{Gl. 6.8})$$

Für die Dichte wird üblicherweise ein konstanter Wert angenommen, der meist der Luftdichte in Seehöhe bei 15°C von ca. 1,25 kg/m³ entspricht [vgl. Schwarting /24/ 1996]. Aus Konformitätsgründen kommt daher bei den hier aufgeführten Rechnungen eben dieser Wert zur Anwendung. Die Querspanfläche stellt die maximale Querschnittsfläche des gesamten Fahrzeugs dar und ist kleiner als das Produkt aus größter Fahrzeughöhe und Fahrzeugbreite. Wenn, wie in diesem Fall, keine exakten Daten für A vorliegen, so kann die Querspanfläche alternativ anhand von Vergleichsdaten geschätzt werden.

Aus der Literatur [vgl. Mitschke / Wallentowitz /14/ 2003] ist diesbezüglich ein Zusammenhang von Fahrzeugleermasse und Querspanntfläche bekannt. Für Fahrzeuge mit einem dem Prius entsprechenden Gewicht ergibt sich aus dieser Beziehung eine Fläche von ungefähr 1,95 m².

Der dimensionslose Luftwiderstandsbeiwert c_w beträgt laut Hersteller 0,29. Dabei impliziert der Index w den Sonderfall einer Anströmung in Richtung der Fahrzeuglängsachse, d.h. der Anströmwinkel τ_L ist gleich Null. Diese Besonderheit ist ebenfalls Bestandteil der Testbedingungen des ECE/EG-Zyklus und es gilt daher:

$$c_x = c_w(\tau_L = 0) \quad (\text{Gl. 6.9})$$

Im Rahmen des Testzyklus wird von Windstille ausgegangen, damit ist die Anströmgeschwindigkeit allein abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit. Daraus folgt:

$$v_{\text{rel}} = v \quad (\text{Gl. 6.10})$$

Der Luftwiderstand entspricht dann der unten stehenden Beziehung:

$$F_L = c_w \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \cdot A \quad (\text{Gl. 6.11})$$

Hierbei verbleibt als letzter veränderlicher Faktor die Geschwindigkeit. Es ist nun möglich, die konstanten Parameter zusammenzufassen woraus ein Ergebnis von 0,3534 kg/m resultiert. Das Schaltbild zur Bestimmung des Bedarfsmomentes enthält den Block „FL const.“ des gleichen Betrags. Mit dem Eingangssignal des *Inport*-Blocks Nr.1 „v“ steht die Fahrzeuggeschwindigkeit zur Verfügung. Der Block „v²“ quadriert das Signal und durch Multiplikation mit FL const. im *Product*-Block „FL“ ergibt sich am Ausgang des Bausteins der aktuelle Luftwiderstand.

Da die Untersuchung nach den Vorgaben des Testverfahrens nur die Fahrt in der Ebene beinhaltet, ist die Längsneigung der Fahrbahn Θ zu jedem Zeitpunkt gleich Null. Damit entfällt der Steigungswiderstand F_{St} .

$$F_{St} = 0 \quad (\text{Gl. 6.12})$$

Der Beschleunigungswiderstand setzt sich grundsätzlich zusammen aus der translatorischen Beschleunigung der Masse m und der rotatorischen Beschleunigung der sich drehenden Teile

$$\sum_{j=1}^n J_{R,j} / \Gamma_j R_j \cdot$$

m kann direkt den technischen Daten des Fahrzeugs entnommen werden. Die Größe der rotatorischen Massen abzuschätzen, gestaltet sich hingegen weitaus schwieriger. Dies soll beispielhaft anhand des in Abbildung 6.12 dargestellten Modells für Kraftwagen mit Hinterachsantrieb und Verbrennungsmotor erläutert werden.

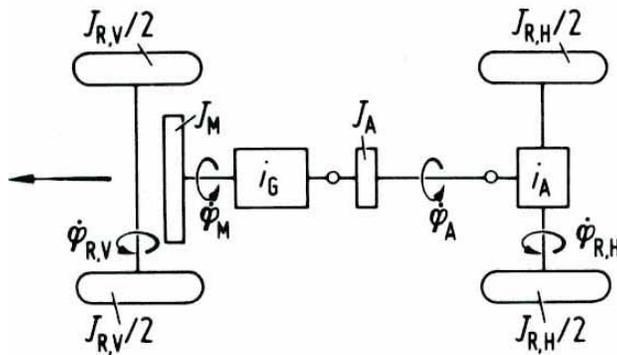


Abbildung 6.12- Wichtige Größen des Beschleunigungswiderstands [vgl. Mitschke /23/ 1995]

Das Trägheitsmoment $J_{R,1} = J_{R,V}$ an den Vorderrädern besteht aus den einzelnen Anteilen der zwei Reifen, Räder und Bremsen, die sich alle mit der gleichen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{R,1} = \dot{\varphi}_{R,V}$ drehen.

Anders sind die Verhältnisse für das Trägheitsmoment $J_{R,2}$. Hierzu gehören nicht nur die Trägheitsmomente $J_{R,H}$ der Reifen, Räder und Bremsen, sondern auch die der Triebwerksteile J_A und die des Motors J_M mit den Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}_A$ und $\dot{\varphi}_M$. Zweckmäßigerweise werden die unterschiedlichen Anteile auf eine Winkelgeschwindigkeit bezogen (hier auf die Hinterräder). Für diese Umrechnung ist eine zur Energieerhaltung analoge Beziehung gebräuchlich [vgl. Mitschke /23/ 1995]. Unter Berücksichtigung der Übersetzungsverhältnisse i_A zwischen Ein- und Ausgang am Achsantrieb und i_G zwischen Ein- und Ausgang des Drehmomentwandlers ist

$$\dot{\varphi}_A = i_A \cdot \dot{\varphi}_{R,H} \quad (\text{Gl. 6.13})$$

und

$$\dot{\varphi}_M = i_G \cdot \dot{\varphi}_A = i_G \cdot i_A \cdot \dot{\varphi}_{R,H}. \quad (\text{Gl. 6.14})$$

Die Energie entspricht demnach

$$E = \frac{1}{2} J_{R,2} \cdot \dot{\varphi}_{R,H}^2 = \frac{1}{2} \dot{\varphi}_{R,H}^2 \cdot (J_{R,H} + J_A \cdot i_A^2 + J_M \cdot i_A^2 \cdot i_G^2). \quad (\text{Gl. 6.15})$$

Für die Energieänderung folgt unter Einbeziehung von stufenlosen Wandlern, bei denen sich das Übersetzungsverhältnis kontinuierlich ändert

$$\begin{aligned} \frac{dE}{dt} &= J_{R,2} \cdot \dot{\varphi}_{R,H} \cdot \ddot{\varphi}_{R,H} = \dot{\varphi}_{R,H} \cdot \ddot{\varphi}_{R,H} \cdot (J_{R,H} + J_A \cdot i_A^2 + J_M \cdot i_A^2 \cdot i_G^2) \\ &+ J_M \cdot i_A^2 \cdot i_G \cdot \frac{di_G}{dt} \cdot \dot{\varphi}_{R,H}^2. \end{aligned} \quad (\text{Gl. 6.16})$$

Zur Anwendung der hier dargestellten Verhältnisse auf reale Systeme müssen jedoch noch einige Umformungen und Randbedingungen beachtet werden.

Die vollständige Herleitung für das gesuchte Ersatzträgheitsmoment würde den Rahmen dieser Ausarbeitung sprengen, so dass ohne Herleitung gilt [vgl. Mitschke /23/ 1995]:

$$\sum_{j=1}^n \frac{J_{R,j}}{r_j R_j} = \frac{J_{R,V}}{r_V R_V} + \frac{J_{R,H} + i_A^2 \cdot J_A + i_A^2 \cdot J_M \cdot \left(i_G^2 + i_G \cdot \frac{di_G}{dt} \cdot \frac{\dot{\varphi}_{R,H}}{\ddot{\varphi}_{R,H}} \right)}{r_H R_H} \quad (\text{Gl. 6.17})$$

Bei Fahrzeugen mit Vorderachsantrieb wie etwa dem Toyota Prius ist ein Vertauschen der Indizes V und H notwendig. Des Weiteren kann bei dem Getriebe des Hybriden das zeitveränderliche Glied im Zähler entfallen, da ein festes Übersetzungsverhältnis vorliegt. Außerdem wird zur Berechnung des Ersatzträgheitsmoments nicht zwischen statischem und dynamischem Radhalbmesser unterschieden.

$$R_j = r_j \quad (\text{Gl. 6.18})$$

Diese Vereinfachung verursacht zwar einen gewissen Fehler, angesichts der vergleichsweise geringen Durchschnittsgeschwindigkeit im Testzyklus ist dieser Einfluss aber vernachlässigbar (merklicher Unterschied erst oberhalb 60 km/h) und es überwiegt der Vorteil einer reduzierten Anzahl von Variablen.

Auf Grundlage der aus den Zähnezahlnverhältnissen resultierenden Übersetzungen (siehe auch Kap. 5.2.4) kann für den Antriebsstrang des Prius nach Gleichung 6.17 eine Ersatzmasse³ bestimmt werden. Der Aufbau der Transachsen-Einheit gestattet zunächst eine zusammenhängende Betrachtung des Systems von den Antriebsrädern bis zum Motor-Generator MG2. Um ein Gesamtmoment berechnen zu können, müssen notwendigerweise zuerst die Einzelträgheitsmomente festgelegt werden. Bei den Rädern kann auf entsprechende Literatur zurückgegriffen werden [vgl. Reimpel / Hoseus /25/ 1992]. Für die Standardbereifung (175/65 R14) wird das Trägheitsmoment eines Rades der Dimension 185/60 R14 (Leichtmetallfelge) von 0,643 kgm² verwendet. Hinzu kommt ein geschätzter Zuschlag von 0,08 kgm² für die Bremsscheibe und andere Anbauten an den Vorderrädern. An der Hinterachse wird dieser Wert mit 0,04 kgm² angenommen. Somit ergibt sich das erste Glied der zu bestimmenden Ersatzmasse $J_{R,H}$ zu $\approx 1,366$ kgm². Daran anschließend werden die Trägheitsmomente der Zahnräder im Getriebe berechnet. Da abgesehen von den Zähnezahlen keine weiteren Daten vorhanden sind, erfolgt die Berechnung anhand von empirischen Gleichungen für eine überschlägige Dimensionierung von Fahrzeuggetrieben. Das Vorgehen ist dabei für jedes Zahnrad identisch und soll hier am Beispiel des Achsantriebs-Abtriebsrades beschrieben werden.

Die Antriebsaggregate des Prius liefern ein theoretisches Gesamtmoment von 465 Nm. Unter Einbeziehung des Gesamtübersetzungsverhältnisses i_g vergrößert sich dieser Wert auf etwa 1816 Nm am Abtriebsrad.

³ Anm.: Gleichung 6.17 liefert definitionsgemäß eine Masse [kg]

Mit Kenntnis des maximalen Drehmoments kann der Achsabstand bestimmt werden [vgl. Lechner / Naunheimer /26/ 1994].

$$a = K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\max} \cdot (u + 1)^4}{u}} \quad (\text{Gl. 6.19})$$

mit

a = Achsabstand [mm]

K_a = Anwendungsfaktor nach DIN 3990 (= 0,255 für Pkw)

M_{\max} = maximales Drehmoment [Nmm]

u = Zähnezahlnverhältnis des Radpaares, $|u| \geq 1$ (siehe hierzu Tabelle 5.5)

Gleichung 6.19 liefert für die Zahnradpaarung des Achsantriebs einen Achsabstand von ungefähr 134 mm. Es ist nun möglich, einen näherungsweisen Durchmesser d_1 für das Abtriebsrad zu ermitteln.

$$d_1 = \frac{2 \cdot a}{1 + u} \quad (\text{Gl. 6.20})$$

Aus den vorliegenden Verhältnissen resultiert ein Durchmesser von ca. 68 mm. Mit einem angenommenen Zahnbreite-Durchmesser-Verhältnis $b/d_1 = 0,35$ ergibt sich die Zahnbreite zu ca. 24 mm. Aufbauend auf diesen Ergebnissen kann im Anschluss die Masse des Zahnrades berechnet werden. Zugunsten einer einfachen Rechnung, wird die Geometrie des Getrieberades als einfacher Zylinder angesehen. Das Volumen lässt sich so mit rund 87 cm³ beziffern. Bei einer angenommenen Werkstoffdichte von 7,85 kg/dm³ beträgt die Masse etwa 0,684 kg. Zur Bestimmung des Massenträgheitsmoments dient die allgemeine Formel für homogene Körper mit zylindrischem Querschnitt.

$$J = \frac{m \cdot r^2}{2} \quad (\text{Gl. 6.21})$$

Hieraus folgt ein axiales Trägheitsmoment von $2,704 \cdot 10^{-4}$ kgm² für das Zahnrad. Aufgrund der konstruktiven Gegebenheiten der Transachsen-Einheit rotieren das Abtriebsrad des Achsantriebs und die Antriebsräder stets mit der gleichen Drehzahl. Das zweite Glied $J_{R,V}$ kann aus der Summe beider Trägheitsmomente gebildet werden und erreicht so $\approx 1,446$ kgm². Die übrigen Getriebebestandteile lassen sich ebenfalls zu Teilsystemen gleicher Drehzahl zusammenfassen. Tabelle 6.1 enthält die zugehörigen Ergebnisse der Rechnungen.

Teilsystem	Massenträgheitsmoment
Hinterachse	1,366 kgm ²
Vorderachse	1,446 kgm ²
Achsantrieb Antriebsrad und Vorgelege Abtriebsrad	2,032 * 10 ⁻⁴ kgm ²
Vorgelege Antriebsrad und Abtriebskettenrad	1,335 * 10 ⁻⁴ kgm ²
Antriebskettenrad, Hohlrad und MG2	2,362 * 10 ⁻¹ kgm ²

Tabelle 6.1- Massenträgheitsmomente der Komponenten des Getriebes

Das Trägheitsmoment für das Hohlrad beruht auf einer überschlägigen Berechnung nach der allgemeinen Formel für Hohlzylinder.

$$J = \frac{m \cdot (R^2 + r^2)}{2} \quad (\text{Gl. 6.22})$$

Dabei wird bei einer Wandstärke von 5 mm ein Außendurchmesser von 130 mm angenommen. Der Schätzwert für die Breite liegt bei 20 mm. Dem Trägheitsmoment des Elektromotors liegt ein Vergleichswert eines Drehstrom-Synchronmotors ähnlicher Leistung zugrunde [vgl. Faurndau /27/ 2005].

Somit kann basierend auf den gewonnenen Ergebnissen und unter Anwendung von Gleichung 6.17 eine Ersatzmasse bestimmt werden. Hierbei ergibt sich die nachstehende Beziehung:

$$\sum_{j=1}^n \frac{J_{R,j}}{R_j r_j} = \frac{1,366 + 1,446 + \left(\frac{75}{26}\right)^2 \cdot 2,032 \cdot 10^{-4} + \left(\frac{75}{26} \cdot \frac{44}{30}\right)^2 \cdot 1,335 \cdot 10^{-4}}{(2,67 \cdot 10^{-1})^2} + \frac{\left(\frac{75}{26} \cdot \frac{44}{30} \cdot \frac{39}{36}\right)^2 \cdot 2,362 \cdot 10^{-1}}{(2,67 \cdot 10^{-1})^2}$$

Der mathematische Zusammenhang liefert einen Wert von rund 90 kg. Um den realen Verhältnissen des PSD gerecht zu werden, muss diesem Betrag noch ein Anteil für den Motor-Generator MG1, den Planetenrädern und dem Sonnenrad hinzugefügt werden, da diese bei einer Veränderung der Fahrzeuggeschwindigkeit mitbeschleunigt werden. MG1 wird analog zu MG2 durch einen entsprechenden Vergleichswert repräsentiert. Bei den Zahnrädern erfolgt zunächst eine überschlägige Berechnung der Abmaße und Trägheitsmomente ausgehend von den Schätzwerten des Hohlrades.

Da wesentliche Bestandteile dieses Rechengangs identisch mit der vorangegangenen Vorgehensweise sind, werden im Weiteren nur die Ergebnisse wiedergegeben.

Komponente(n)	Massenträgheitsmoment
Motor-Generator Nr.1	$1,05 \cdot 10^{-1} \text{ kgm}^2$
Planetenräder	$1,042 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
Sonnenrad	$7,569 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$

Tabelle 6.2- Massenträgheitsmomente der Komponenten im PSD

Die zugehörige Ersatzmasse kann wiederum anhand von Gleichung 6.17 ermittelt werden, wobei sich ein Wert von etwa 152 kg einstellt. Für den Fall eines ottomotorischen Antriebs bietet sich hier eine Fallunterscheidung an, bei der das Moment der Planetenräder dem ICE zugerechnet wird. Die Masse reduziert sich so um ca. 1 kg. Stellt der Verbrennungsmotor die benötigte Antriebsenergie bereit, so muss sein Massenträgheitsmoment mit in die Bilanz einbezogen werden. Dazu wird ein Schätzwert von $0,3 \text{ kgm}^2$ verwendet. Hinzu kommt der Anteil von Planetenrädern und Planetenradträger, die in diesem Fall mit der Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine rotieren. Um das zugehörige Trägheitsmoment zu bestimmen, kommt der Satz von Steiner (Gl. 6.23) zur Anwendung, da die Verbindung der Planetenräder mit dem ICE aufgrund des Planetenradträgers exzentrisch ist.

$$J = m \cdot h^2 + J_s \quad (\text{Gl. 6.23})$$

Hierin bedeuten

J = Gesamtträgheitsmoment J_s = Trägheitsmoment um Ursprungsachse
 m = Masse des Körpers h = Abstand zum Rotationszentrum

Der Abstand h entspricht der Summe aus Sonnenrad- und Planetenradradius von 41,5 mm. Daraus ergibt sich ein Moment von ungefähr $1,212 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ für alle vier Planetenräder. Der Planetenradträger wird auf 15% des Wertes der Planetenräder geschätzt, womit das gesamte Massenträgheitsmoment etwa $1,394 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$ erreicht. Unter Berücksichtigung des Ottomotors beträgt die Ersatzmasse rund 4 kg.

Im Signalflussplan des Bedarfsmoments setzt sich der Beschleunigungswiderstand aus mehreren Komponenten zusammen. Der *Relay*-Block „FB“ stellt die Ersatzmasse bestehend aus Fahrzeugmasse und Masse der rotierenden Elemente dar. Am Eingang dieses Bausteins liegt ein vom Zustand des Verbrennungsmotors abhängiges Signal an, welches über den Block „StartICE“ geliefert wird. Ist der ICE nicht in Betrieb so wird am Ausgang von FB eine Masse von 1467 kg ausgegeben. Im ottomotorischen Betrieb liegt dieser Wert bei 1466 kg. Abbildung 6.13 verdeutlicht diesen funktionellen Zusammenhang.

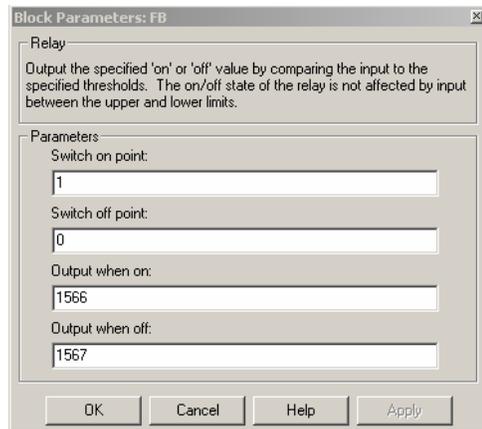


Abbildung 6.13- Parameter des Blocks FB

Die Multiplikation mit dem Betrag der Beschleunigung (Funktionsbaustein „FB*a“) liefert den Beschleunigungswiderstand mit der Dimension einer Kraft. Der Massenanteil des Ottomotors am gesamten Widerstand wird gesondert berechnet. Die Ersatzmasse von 4,227 kg entspricht dem Block „FBICE“. Durch Multiplikation mit der Winkelbeschleunigung α des Motors („FBICE*alpha“) ergibt sich der gesuchte Widerstand. Zur Unterscheidung der Fahr- bzw. Betriebszustände werden neben diversen Relays auch zahlreiche *switch*-Bausteine eingesetzt, die stets nach einem ähnlichen Muster funktionieren. Hierbei übernehmen die *switch*-Blöcke die Funktion eines Schalters, der in Abhängigkeit des Steuersignals zwischen verschiedenen Eingängen wählt. Das Funktionsmuster der Relay-Bausteine ist analog zu dem von „FB“. Beim Beschleunigungswiderstand ist das Unterscheidungs-Kriterium für das Ausgangssignal des Blocks „FB ICE“ (*switch*) der Zustand des ICE (mittlerer Eingang), der die Werte Null oder Eins annehmen kann. Entweder wird nur der Anteil des PSD berücksichtigt (unterer Eingang, Signal = 0) oder die Summe aus reduziertem PSD- und ICE-Anteil (oberer Eingang, Signal = 1).

Wesentlicher Parameter für das Bedarfsmoment ist die aus dem Verlauf des Testzyklus resultierende Beschleunigung a . Ist diese größer oder gleich Null, so gilt für die Zugkraft:

$$Z = F_R + F_L + F_B \quad (\text{Gl. 6.24})$$

Im Schaltbild findet sich eine Entsprechung in Form eines *Sum*-Blocks mit drei Eingängen, der die einzelnen Glieder addiert. Für a kleiner Null kommt die nachfolgende Beziehung zur Anwendung:

$$Z = -F_R - F_L + F_B \quad (\text{Gl. 6.25})$$

Dies entspricht einer Verzögerung, bei der nur Bremsenergie aufgebracht werden muss, wenn der Beschleunigungswiderstand größer ist als die Summe von Roll- und Luftwiderstand. Simuliert wird dieser Fall anhand des *Sum*-Blocks mit zwei negativen und einem positiven Eingang.

Der Betrag der ermittelten Zugkraft wird durch den *Gain*-Baustein „r [m]“ mit dem Radhalbmesser multipliziert. Als Ausgangswert steht das Bedarfsmoment an den Antriebsrädern zur Verfügung. Der *Output*-Block Nr. 1 „Mrad“ exportiert diese Variable in die oberste Ebene des Modells. Im Anschluss an das Radmoment stehen einige Funktions-Bausteine, die das Verhalten des Wandlers repräsentieren sollen. Im Block „Mantr“ (Gain) erfolgt eine Multiplikation mit dem Reziprokwert der Gesamtübersetzung $1/3,905$, woraus das notwendige Antriebsmoment resultiert. Das tatsächlich benötigte Moment ist jedoch noch größer, da bei einer Drehzahl- bzw. Drehmomentwandlung immer auch Verluste entstehen. In der Simulation werden vereinfacht nur die sog. Zahneingriffsverluste behandelt, Lager- und Planschverluste bleiben aufgrund ihrer geringeren Bedeutung [vgl. Förster /28/ 1987] unberücksichtigt. Dargestellt werden die Verluste durch einen angenommenen funktionalen Zusammenhang von Drehmoment und Wirkungsgrad (siehe Abb. 6.14).

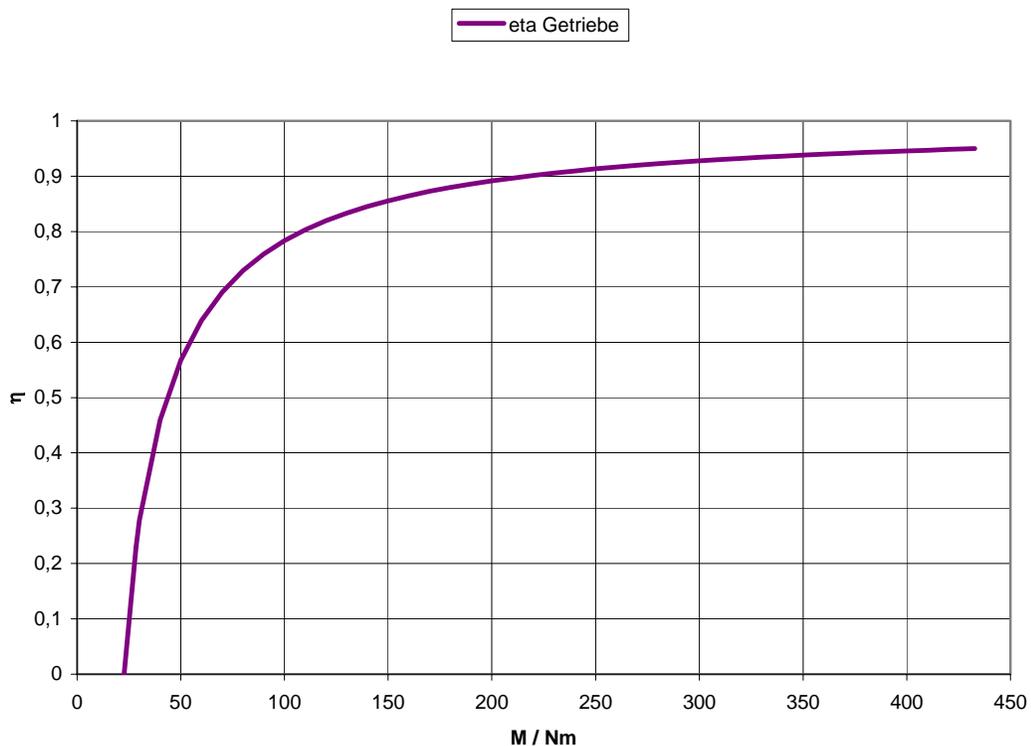


Abbildung 6.14- Getriebewirkungsgrad in Abhängigkeit des Eingangsmoments

Die oben aufgezeigte Beziehung ist im Block „eta Vorgelege“ (1D Look-Up Table) hinterlegt. Jedem Antriebsmoment wird dabei ein Wirkungsgrad zugeordnet. Auch hier ist eine Fallunterscheidung nötig, da die Getriebeverluste sowohl das erforderliche Antriebsmoment vergrößern, als auch zu einer Verringerung des maximal erzielbaren Rekuperationsmoments während einer Verzögerung führen. Zu diesem Zweck enthält das Schaltbild die Bausteine „M/eta“ und „M* eta“ (Product-Blöcke). Im oberen Block erfolgt eine Division des Antriebsmoments durch den Wirkungsgrad, was einem Verlust von Antriebsenergie gleich kommt, da gilt: $M_{\text{Antrieb, Bedarf}} > M_{\text{Antrieb}}$.

Der untere Baustein führt eine Multiplikation der beiden Faktoren durch. Dies entspricht im Wesentlichen einem verringerten Bedarfs-Bremsmoment. Die entscheidende Variable ist hier das Vorzeichen des Gesamtwiderstands bzw. der Zugkraft. Bei einer positiven Beschleunigung des Fahrzeugs ist der Widerstand immer größer Null und es muss ein Antriebsmoment zum Erreichen des angestrebten Fahrzustands aufgebracht werden. Ist die Beschleunigung hingegen kleiner Null, so kann die Zugkraft nach Gleichung 6.25 positive und negative Werte annehmen. Bei $Z < 0$ ist die Verzögerung aufgrund von Roll- und Luftwiderstand größer als gewünscht, weshalb zusätzliche Antriebsenergie nötig ist um die Verzögerung zu verringern. Für $Z = 0$ stehen die einzelnen Widerstandsglieder im Gleichgewicht und es ist weder Energie erforderlich, noch kann Energie durch Bremsen rekuperiert werden. Im Fall von $Z > 0$ sind F_R und F_L für die zu erzielende Verzögerung nicht ausreichend und ein aktives Bremsen ist notwendig.

Als Ausgangswert liefert der Signalflussplan „Prius_ECE/MBedarf“ neben der Raddrehzahl und dem Radmoment entweder ein Bedarfs-Antriebsmoment (Output „Mantr“) oder ein Bedarfs-Bremsmoment (Output „MBrems“). Die Unterscheidung nach dem Vorzeichen des Gesamtwiderstands wird durch die switch-Bausteine „ $a < 0$ “, „ $FG < 0$ “, „ $FG = 0$ “ und „ $FG > 0$ “ gewährleistet, die jeweils nur einen Ausgang freigeben, beziehungsweise den Ausgangswert Null erzeugen (mittels *Ground-Block*). Als weitere Kontrollstrukturen dienen der Block „ $v = 0$ “ und der *Relational Operator-Block* „ $FG = 0$ “.

6.4.2.3 Simulation des Motorgenerators MG2

Das Subsystem „Prius_ECE/MG2“ enthält ein Schaltbild zur Simulation des Verhaltens der E-Maschine MG2 (siehe Abb. 6.15).

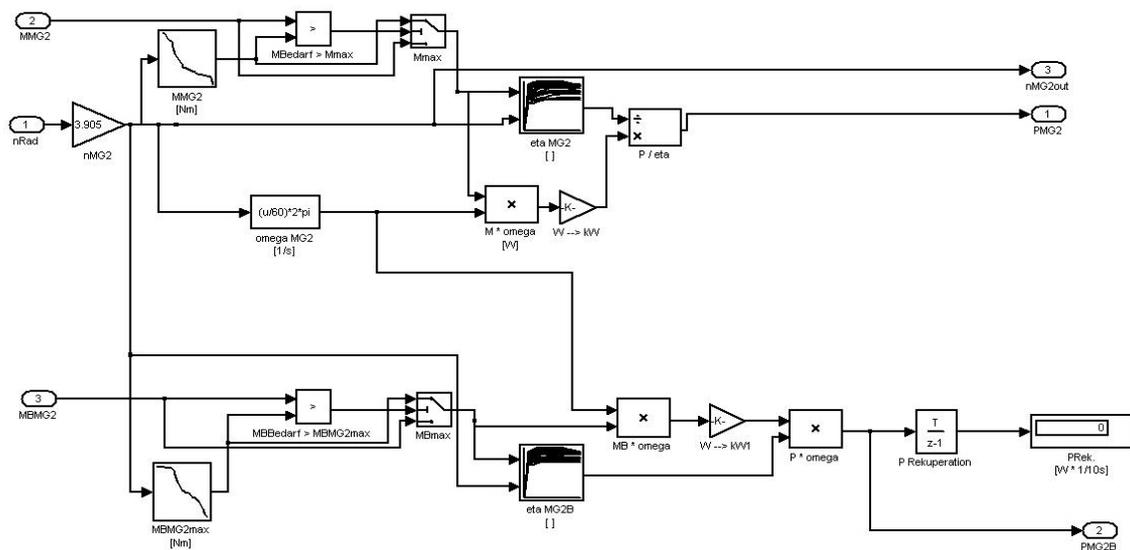


Abbildung 6.15- Subsystem Prius_ECE/MG2

Als Eingangsparameter dienen die Bedarfsmomente und die Raddrehzahl des Fahrzeugs (Inport-Blöcke Nr. 1-3). Eine entscheidende Größe ist die Drehzahl von MG2, die aufgrund konstruktiver Gegebenheiten proportional zur Drehzahl der Antriebsräder ist. Die Multiplikation mit dem Übersetzungsverhältnis durch „nMG2“ ergibt die gesuchte Variable. Damit kann nun das maximale Liefermoment ermittelt werden. Der Baustein „MMG2 [Nm]“ (1D Look-Up Table) beinhaltet die bereits in Abbildung 5.10 dargestellte Momentenkennlinie des Aggregats. Der Ausgangswert entspricht dem Maximalmoment. Im Block „MBedarf > Mmax“ (Relational Operator) wird dieser Wert mit dem Momentenbedarf des Prius verglichen. Ist das Bedarfsmoment größer als das maximale Liefermoment, gibt der Funktionsbaustein den Wert Eins aus. Der switch „Mmax“ schaltet in diesem Fall das maximale Liefermoment auf seinen Ausgang, andernfalls wird das Bedarfsmoment ausgegeben. Dadurch ist gewährleistet, dass das Moment nie den zulässigen Höchstwert überschreitet.

Mehr als das Drehmoment ist die Leistung ein für die Energiebilanz bestimmender Parameter. Der Block „omega MG2“ (Fcn) berechnet aus der Motordrehzahl die Winkelgeschwindigkeit $\omega = n/60 * 2\pi$. Eine Multiplikation mit dem Moment und einem konstanten Faktor („M * omega [W]“ und „W -> kW“) liefert die Motorleistung mit der Einheit Kilowatt. Zur Annäherung an das reale Verhalten der E-Maschine kommt ein Drehzahl und Drehmoment abhängiger Wirkungsgrad zum Einsatz. Dafür ist in dem zweidimensionalen Look-Up Table-Baustein „eta MG2 []“ eine 15x25 Matrix hinterlegt, die für jede Kombination der Eingangsgrößen einen dimensionslosen Wirkungsgrad liefert oder aus der ein Zwischenwert mittels Interpolation bestimmt wird. Abbildung 6.16 zeigt den grundsätzlichen Zusammenhang. Es handelt sich dabei um Linien konstanten Wirkungsgrads, die durch die maximale Leistung begrenzt sind. Der Block „P / eta“ vergrößert den Leistungswert durch Wirkungsgrad-Division. Dies soll den Anteil der Verluste durch Schein- und Blindleistung repräsentieren.

Im unteren Teil des Signalflussplans befindet sich eine weitere Anordnung von Funktionsbausteinen, die zur Simulation des Bremsmomentes dient. Dieses ist genau wie das Liefermoment hinsichtlich seines Maximalwertes begrenzt. Hierbei ist zu beachten, dass nicht nur eine mechanische Grenze seitens des Motors besteht, sondern auch die durch Rekuperation erzielbare maximale Verzögerung begrenzt ist (siehe hierzu auch Kapitel 5.3.4). Der Block „MBMG2max [Nm]“ enthält zahlreiche für die Bildung einer Bremsmomenten-Kennlinie notwendige Werte, die in Abb. 6.17 grafisch dargestellt sind.

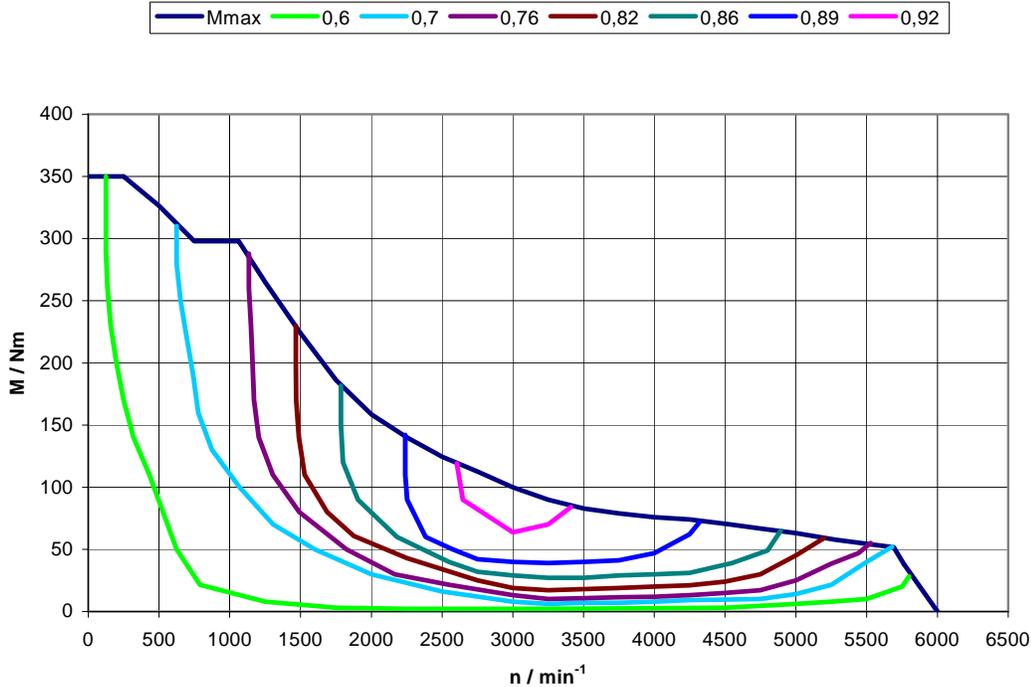


Abbildung 6.16- Angenommenes Wirkungsgradkennfeld des Motorgenerators MG2 (Liefermoment)

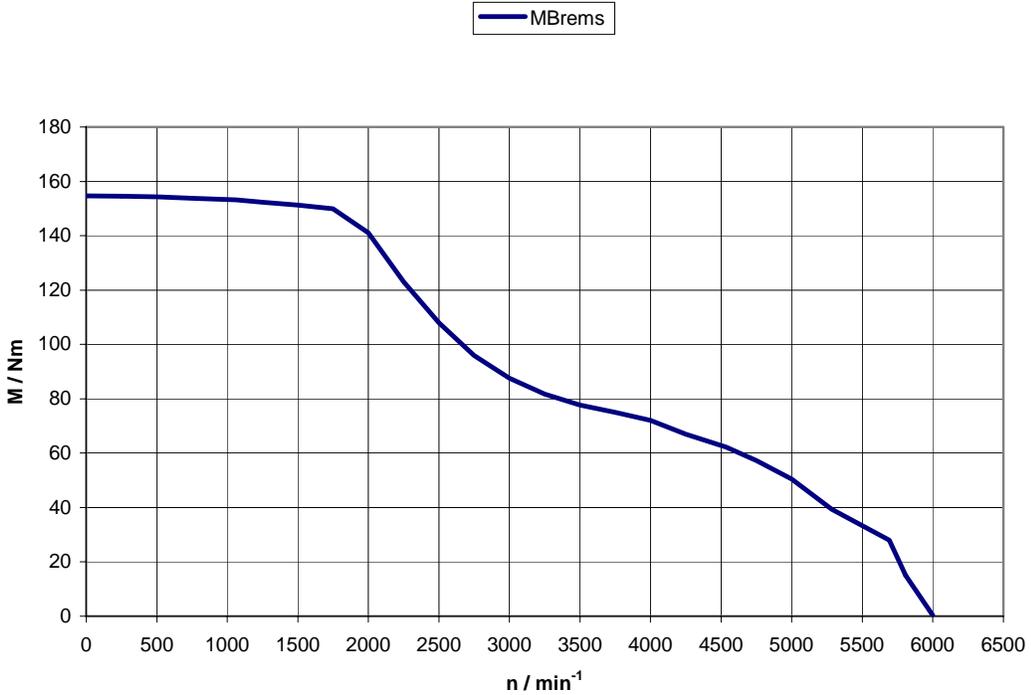


Abbildung 6.17- Angenommenes maximales Bremsmoment in Abhängigkeit der Drehzahl (MG2)

Die Blöcke „MBedarf > MBMG2max“ und „MBmax“ begrenzen analog zum Liefermoment das maximale Bremsmoment, aus dem mit Hilfe der Winkelgeschwindigkeit die zugehörige Bremsleistung berechnet werden kann („MB * omega“). Auch die Rekuperation der kinetischen Energie ist verlustbehaftet, d.h. die verfügbare elektrische Leistung ist geringer als der Betrag der Bremsleistung. Aus diesem Grund sind in „eta MG2B []“ die Daten für ein vom Bremsmoment und der Motordrehzahl abhängiges separates Kennfeld hinterlegt (siehe Abb. 6.18).

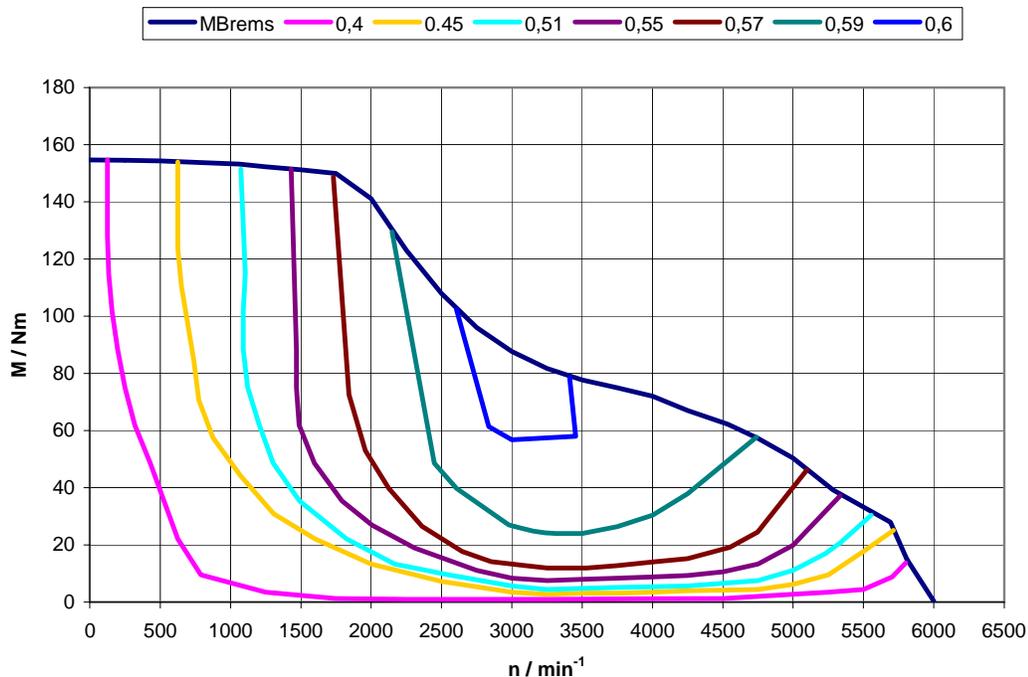


Abbildung 6.18- Angenommenes Wirkungsgradkennfeld des Motorgenerators MG2 (Bremsmoment)

Das Produkt aus Bremsleistung und Wirkungsgrad („P * omega“) soll hier einer verminderten rekuperativen Bremsleistung infolge elektromechanischer Verluste entsprechen. Um die zurückgewonnene Energie zu quantifizieren, ist dem Ausgang des Product-Bausteins der *Discrete Time Integrator* „P Rekuperation“ angefügt. Dieser summiert die ausgegebenen Leistungsdaten eines jeden Integrationsschritts mit einer vorgegebenen Abtastrate (hier 0,1 s). Der aktuelle Wert wird während der Simulation im nachfolgenden Display angezeigt. Die Ausgangswerte von Motordrehzahl, Antriebs- und Bremsleistung werden mittels der Blöcke „nMG2out“, „PMG2“ und „PMG2B“ aus dem Subsystem exportiert.

6.4.2.4 Modellierung der HV-Batterie

Ein weiterer Bestandteil des Simulationsmodells ist das Subsystem „Prius_ECE/Akku“, welches den Signalflussplan zur Simulation der HV-Batterie beinhaltet (vgl. Abb. 6.19).

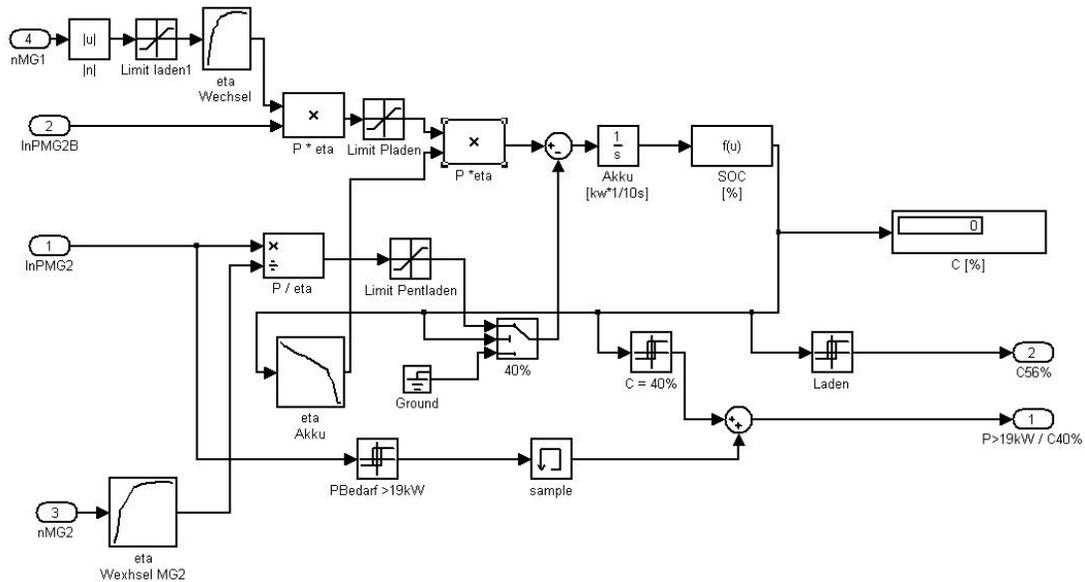


Abbildung 6.19- Subsystem Prius_ECE/Akku

Das Schaltbild verwendet die Eingangsgrößen Motordrehzahl n_{MG1} und n_{MG2} sowie die elektrische Bedarfsleistung und die Rekuperations- bzw. Ladeleistung zum Regenerieren des Energiespeichers (Inport 1-4). Kernstück des Subsystems ist der *Integrator*-Baustein „Akku [kW*1/10s]“, der den eigentlichen Akkumulator darstellen soll. Hierzu wird der Block zu Beginn der Rechnung auf einen vorgegebenen Startwert von 64008 gesetzt, was mit einer voll geladenen Batterie bei einer Gesamtkapazität von 1778 Wh vergleichbar ist (siehe Abb. 6.20). Um eine einfache Rechnung und Konformität zu gewährleisten, kommt die eher unkonventionelle Dimension $\text{kW} \cdot 1/10\text{s}$ zur Anwendung. Der anschließende Funktionsbaustein „SOC [%]“ (Fcn) bestimmt aus dem aktuellen Wert die prozentuale Kapazität. Das dazugehörige Display „C [%]“ visualisiert den Ladezustand. Je nach Betriebssituation wird der HV-Batterie Energie entnommen oder hinzugefügt. Dies geschieht anhand eines Sum-Blocks mit einem positiven und einem negativen Eingang für Lade- und Antriebsleistung. Liegt am Inport „InPMG2B“ eine Leistung größer Null an, so hat diese ihren Ursprung entweder im rekuperativen Bremsen mittels MG2, im aktiven Laden durch MG1 (ottomotorischer Antrieb) oder in einer Kombination der beiden Quellen. Unabhängig von der Herkunft, handelt es sich dabei immer um Wechselstrom, der bevor er zur Batterieladung genutzt werden kann, zunächst gleichgerichtet werden muss. Dieser Prozess hat zwangsläufig gewisse Verluste zur Folge. Aufgrund dessen ist ein Inverterwirkungsgrad weiterer Bestandteil der Simulation.

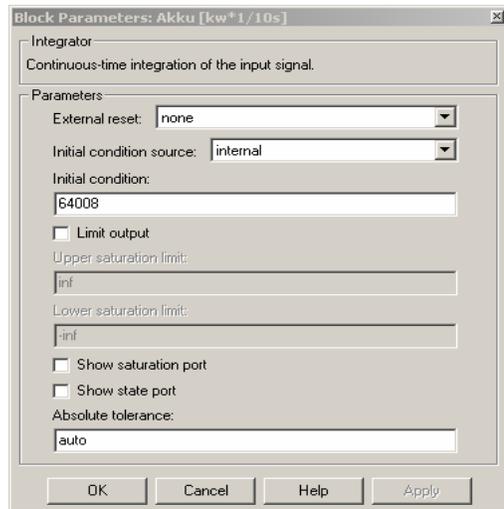


Abbildung 6.20- Parameter des Integrator-Bausteins Akku [kW*1/10s]

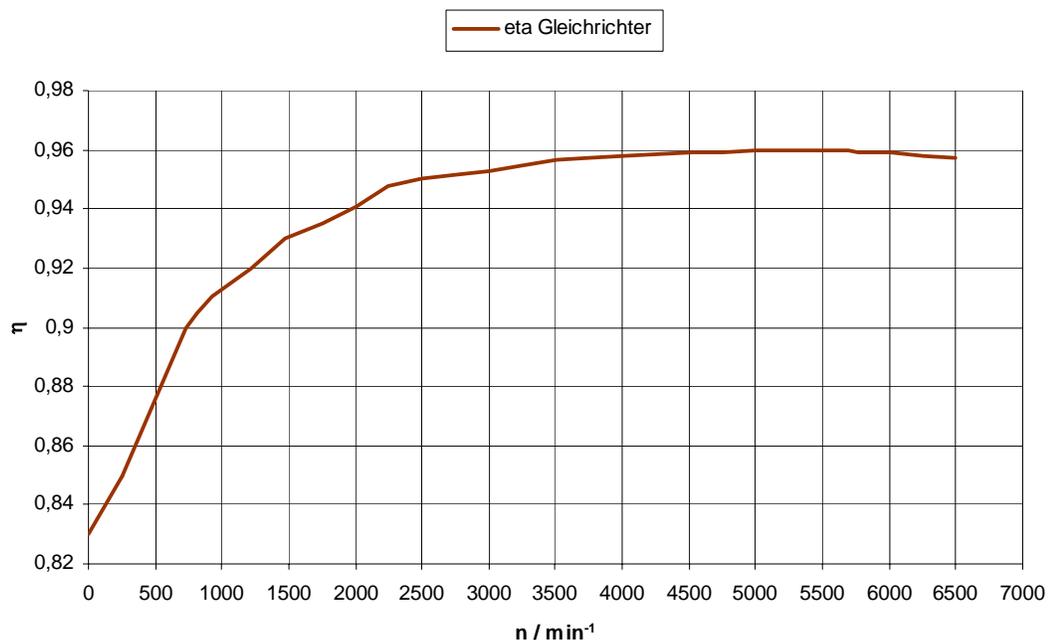


Abbildung 6.21- Inverterkennlinie für die Gleichrichtung

Der Verlustbetrag der Stromumrichtung ist unter anderem auch abhängig von der Frequenz, die wiederum eine Proportionalität zur Generator Drehzahl aufweist. Im Look-Up Table „eta Wechsel“ wird die in Abbildung 6.21 dargestellte drehzahlabhängige Kennlinie für die Gleichrichtung simuliert. Diese Art der Modellierung bietet im Gegensatz zu definierten Funktionen oder Polynomen den Vorteil einer schnellen Kontrolle und Änderung mit Hilfe des *Look-Up Editors*. Der Aufruf dieses Tools erfolgt über den Menüpunkt *Tools/Lookup Table Editor*. Per Maus kann gezielt auf einzelne Inhalte zugegriffen werden.

Als Eingangsgröße dient im vorliegenden Fall die Motordrehzahl von MG1. Es wird zunächst der Betrag der importierten Drehzahl gebildet („|n|“), da die Maschine sowohl in positiver als auch in negativer Drehrichtung rotieren kann (Annahme einer symmetrischen Kennlinie). Während der Drehzahlregelung kann es kurzzeitig zu Spitzenwerten größer 6500 min^{-1} kommen. Um diesem Problem entgegenzuwirken, begrenzt der *Saturation*-Baustein „Limit laden1“ die Drehzahl auf den Maximalbetrag. Der Block „P * eta“ führt eine Multiplikation der eingehenden Leistung mit dem Inverterwirkungsgrad durch. Ein weiterer *Saturation*-Block („Limit Pladen“) sorgt für eine Limitierung der maximalen Ladeleistung auf 6,4 kW.

Die Aufnahmefähigkeit einer Batterie während des Ladevorgangs ist nicht nur durch die Gesamtkapazität begrenzt. Mit steigender Ladung verringert sich das Verhältnis von zur Verfügung stehender Leistung zu aufgenommener Leistung zunehmend. Der Funktionsbaustein „eta Akku“ dient zur Simulation dieses Verhaltens. Einem prozentualen Ladezustand wird dabei jeweils ein angenommener Quotient zugeordnet. Abbildung 6.22 verdeutlicht diesen Zusammenhang. Der anschließende Product-Block multipliziert den Ausgangswert mit der gleichgerichteten Leistung, bevor diese zur aktuellen Batteriekapazität addiert wird.

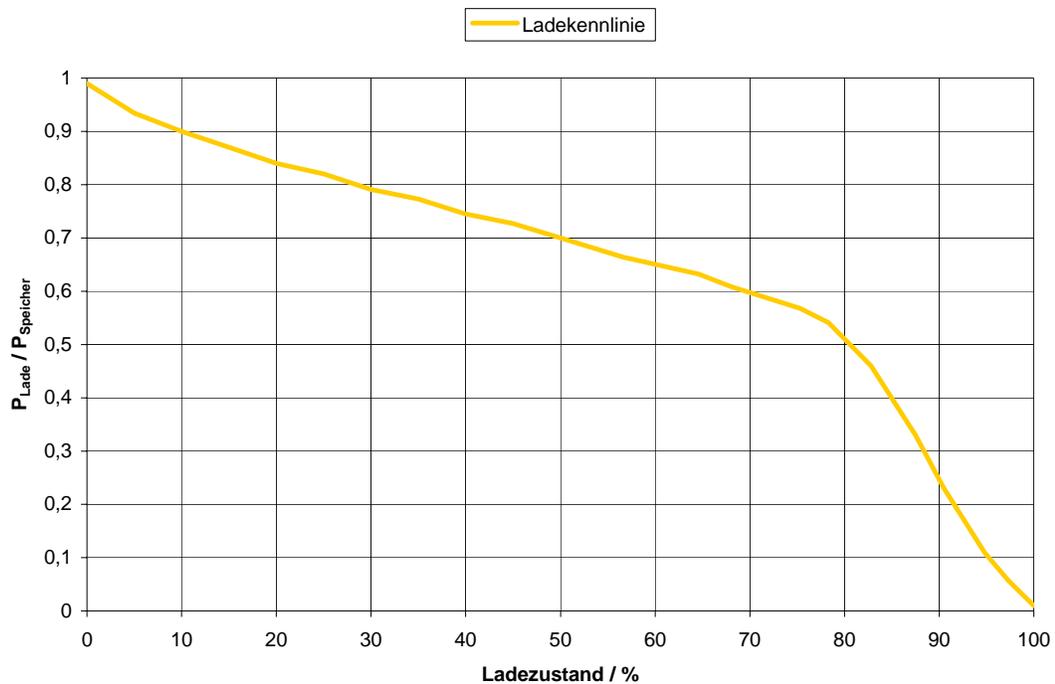


Abbildung 6.22- Ladekennlinie der HV-Batterie

Für den Prozess der Energieentnahme kommen ähnliche Strukturen zum Einsatz. Vor der Nutzung der zum Antrieb der Motorgeneratoren benötigten elektrischen Energie steht eine Wechselrichtung der Batteriespannung durch den Inverter. Da auch dieser Vorgang verlustbehaftet ist, enthält der Signalfussplan Komponenten zur Simulation dieser Eigenschaft. Der Baustein „eta Wechsel MG2“ bildet eine angenommene Inverterkennlinie nach, die abgesehen vom Drehzahlbereich nahezu identisch mit der Kennlinie der Gleichrichtung ist. Bestimmender Faktor ist die Motordrehzahl n_{MG2} , der ein spezifischer Ausgangswert zugeordnet wird. Die angeforderte Leistung (Block „InPMG2“) vergrößert sich bei der Division durch den Inverterwirkungsgrad im Funktionsbaustein „P / eta“. Genau wie der Ladeprozess ist auch die Energieentnahme begrenzt. Der nachfolgende Saturation-Block „Limit Pentladen“ verhindert ein Entladen des Akkumulators mit einer Last von mehr als 19 kW.

Neben der Quantifizierung des Energieinhaltes der HV-Batterie dient der prozentuale Ladezustand auch als Regelgröße. Um einer Tiefentladung und möglichen Schädigung des Akkus vorzubeugen, erfolgt ein Entladen nur bis zu einer Restkapazität von 40%. Ist dieses Minimum erreicht, so schaltet der switch „40%“ den Ausgang auf den „Ground-Baustein“ (unterer Eingang) und verhindert damit jede weitere Belastung der Batterie. Vergrößert sich die Batterieladung wieder, liegt am Ausgang des Blocks der aktuelle Betrag des Leistungsbedarfs an. Darüber hinaus wird bei Passieren der 40%-Grenze der Verbrennungsmotor gestartet, da der Akku in diesem Fall nicht als Energiequelle genutzt werden kann. Der Relay-Block „C = 40“ wechselt hierzu sein Ausgangssignal von Null auf Eins. Zum Start des ICE dient außerdem auch der Baustein „PBedarf > 19kW“ der gleichen Kategorie. Übersteigt die Bedarfsleistung das Maximum von 19kW, muss zusätzliche Energie mittels der Verbrennungskraftmaschine erzeugt werden. Ein Sum-Block addiert die beiden Relay-Ausgangswerte und exportiert das Ergebnis durch den Output „P > 19 kW / C40%“ in das übergeordnete System. Wichtig für die Verteilung der Energie ist auch der Kapazitätswert 56%. Nach Unterschreiten dieser Schwelle löst ein zusätzlicher Relay-Baustein („Laden“) einen Start des Ottomotors aus, wenn dies die Fahrsituation erlaubt, d.h. in Stillstandsphasen und beim Fahren mit niedriger Last (siehe hierzu auch Kap. 5.3.6). Um ein sog. Schwingen der Regelung zu vermeiden, stoppt dieser Zustand erst oberhalb einer Batterieladung von 60%. Der Output „C56%“ stellt das dazugehörige Signal externen Signalflussplänen zur Verfügung.

Der im Regelkreis befindliche *Memory*-Block „sample“ dient hier alleine zum Vermeiden einer algebraischen Schleife (auf dieses Problem wird zu einem späteren Zeitpunkt eingegangen).

Der Signalflussplan besteht neben dem Hauptschaltbild noch aus vier weiteren Subsystemen, denen eine separate Aufgabe zu Teil kommt und die aufgrund dessen gesondert betrachtet werden. Eine wichtige Funktion ist die Steuerung des Verbrennungsmotors, zu deren Zweck zahlreiche Funktionsbausteine zum Einsatz kommen. Anhand von Zustandsgrößen wie Batteriekapazität, Fahrzeuggeschwindigkeit, Drehzahl, Drehmoment- und Leistungsbedarf wird zwischen verschiedenen Antriebsmechanismen unterschieden, bzw. ein möglichst optimaler Betriebspunkt bestimmt (vgl. Kap. 5.3). Der Einsatz des Ottomotors ist immer dann notwendig und sinnvoll, wenn der geforderte Fahrzustand nicht alleine durch MG2 erreicht werden kann oder die HV-Batterie nicht in der Lage ist, die geforderte Energie bereitzustellen.

Im Zentrum des Schaltbildes befindet sich ein Sum-Baustein mit drei positiven Eingängen. Ist das Ausgangssignal größer oder gleich Eins, so kommt es zum Start des ICE. Der oberste Eingangswert resultiert aus einem Vergleich von Bedarfs- und Liefermoment für den Motorgenerator MG2 (Blöcke „MBedarf“ und „Mmax MG2“). Ist das angeforderte Moment größer als das maximale Liefermoment, gibt der Relational-Operator den Wert Eins aus. Ein ähnlicher Zusammenhang ergibt sich für den mittleren Eingang des Summierers, bei dem das Bedarfsmoment mit dem geschwindigkeitsabhängigen Höchstwert des Radmoments für den rein elektrischen Antrieb verglichen wird. Der Baustein „Max. Driving Torque“ bildet dazu die in Abb. 5.23 dargestellte Funktion nach, wobei das Radmoment hier anhand der Gesamtübersetzung auf das Antriebsmoment skaliert ist. Der letzte Eingang erhält sein Signal direkt vom Inport-Block Nr. 4 „ $P > 19 \text{ kW} / C40\%$ “ und löst einen Motor-Start aus, wenn die Batteriekapazität einen Wert von $\leq 40\%$ erreicht hat oder die Bedarfsleistung größer als 19 kW ist.

Neben der minimal zulässigen Kapazität von 40%, spielt auch der Zielwert von 56% eine Rolle innerhalb des Regelkreises. Der Eingang Nr.5 „ $C56\%$ “ importiert bei Unterschreiten dieses Schwellenwertes ein entsprechendes Signal aus dem Subsystem Prius_ECE/Akku. Zum Anlaufen der Verbrennungskraftmaschine kommt es jedoch nur, wenn die durch rekuperatives Bremsen erzeugte Leistung geringer ist als 1,5 kW. Im Fall eines bereits laufenden Ottomotors wird die zum Laden der Batterie notwendige Leistung von maximal 6,5 kW auf die eigentliche Bedarfsleistung addiert. Sinkt der Betrag der geforderten Antriebsleistung so weit ab, dass der Betrieb des ICE nicht mehr erforderlich ist, stoppt die Maschine nicht, sondern läuft in einem Betriebspunkt geringer Drehzahl um ein Regenerieren des Akkumulators zu ermöglichen. Zur Simulation dieses Verhaltens kommen mehrere switch-Bausteine zum Einsatz. Der Output „Start ICE“ exportiert das Zustandssignal des Verbrennungsmotors aus dem Subsystem, das für andere Schaltbilder ein essentieller Parameter ist. Im Discrete Time Integrator „P-Bedarf“ erfolgt eine Addition der Bedarfsleistungen jedes Integrationsschrittes. Das anschließende Display zeigt fortlaufend den dazugehörigen aktuellen Wert an. Die Funktion weiterer hier nicht dokumentierter Bestandteile, die kein eigenes Subsystem bilden, ist analog zu der bereits beschriebener Systeme.

6.4.2.6 Startvorgang des Verbrennungsmotors

Für den simulierten Startvorgang des ICE dient das Subsystem Prius_ECE/Regelung/Start_ICE. Der funktionelle Zusammenhang ist aus Abbildung 6.24 ersichtlich.

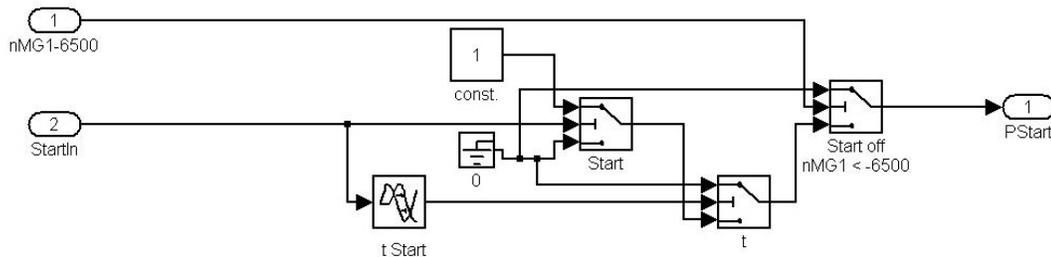


Abbildung 6.24- Subsystem Prius_ECE/Regelung/Start_ICE

Das Schaltbild entspricht einem vereinfachten Startvorgang, dem einige Annahmen zugrunde liegen. Erreicht das vom Inport-Block „StartIn“ eingespeiste Signal einen Wert ≥ 1 , so schaltet der switch „Start“ die Konstante des Betrags Eins auf seinen Ausgang. Dies entspricht einem angenommenen Leistungsbedarf von 1kW für MG1, der in diesem Fall als Startermotor fungiert. Ist das Signal kleiner Eins, wird eine Null durch den Ground-Baustein ausgegeben. Das *TransportDelay* „t Start“ ist so konfiguriert, dass es den Betrag des Startsignals mit einer Verzögerung von 0,4s ausgibt (vgl. Abb. 6.25). Innerhalb dieses Intervalls muss der Motorgenerator den Verbrennungsmotor ausreichend beschleunigt haben, um einen Übergang in den Leerlaufbetrieb zu ermöglichen.

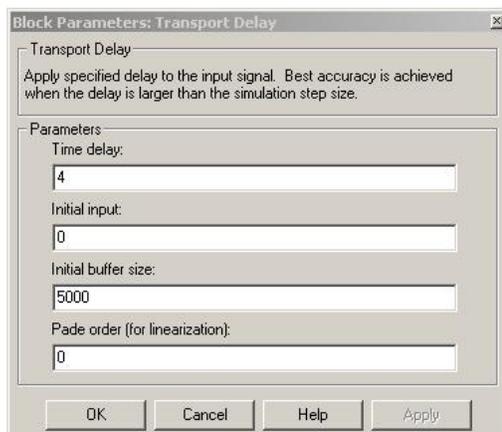


Abbildung 6.25- Parameter des Transport Delays „t Start“

Nach erfolgter Verzögerung schaltet der Baustein „t“ das Ground-Signal durch und beendet damit den Startvorgang. In Betriebssituationen höherer Geschwindigkeit und rein elektrischen Antriebs läuft der ICE mit, ohne Leistung zu erzeugen. (Schleppbetrieb).

Andernfalls würde die Drehzahl des Motorgenerators Nr. 1 den zulässigen Höchstwert von 6500 min^{-1} überschreiten. Ein Start mittels MG1 ist dann nicht erforderlich. Um dieser Besonderheit zu entsprechen ist das Signal des Inports Nr. 1 „nMG1 –6500“ notwendig. Ab einer Motordrehzahl von 2500 min^{-1} des MG2 (Beginn des Schleppbetriebs) gibt der Block den Wert Eins aus und veranlasst damit den switch „Start off nMG1<-6500“ zur Durchschaltung des Ground-Signals. Die für den Startvorgang benötigte Leistung wird mittels Outport „PStart“ an das Subsystem der Batteriesimulation weitergegeben.

6.4.2.7 Simulation des Ottomotors

Der Signalflussplan des Subsystems Prius_ECE/Regelung/ICE beschreibt die Eigenschaften des ICE. Abbildung 6.26 zeigt das vollständige Schaltbild.

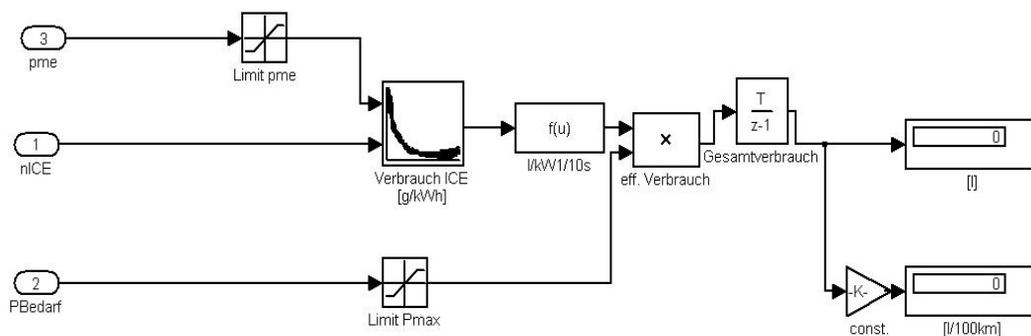


Abbildung 6.26- Subsystem Prius_ECE/Regelung/ICE

Maßgebliche Komponente ist der 2D Look-Up Table-Baustein „Verbrauch ICE [g/kWh]“. Dieser modelliert das Motorkennfeld des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e . Hierbei wird den Eingangsgrößen Drehzahl und effektiver Mitteldruck ein spezifischer Kraftstoffverbrauchswert zugeordnet. Da für das tatsächliche Kennfeld keine Daten vorliegen, kommt ein angenommenes Motorkennfeld zur Anwendung. Die Grundlage dafür bildet das Mitteldruck-Vollast Diagramm eines Opel-Motors mit 2000 cm^3 Hubraum [vgl. Jordan /9/ 2002]. Das Minimum des effektiven Kraftstoffverbrauchs liegt für den Motor NHW11 bei 225 g/kWh [vgl. Shinichi /20/ 2001]. Auf Basis dieses Wertes erfolgt eine Annäherung an die Gegebenheiten des Prius. Abbildung 6.27 stellt die dazugehörigen Linien gleichen Kraftstoffverbrauchs dar. Üblich ist auch die Darstellung in Form eines dreidimensionalen Kennfelds, dem die Inhalte der Abbildung 6.28 entsprechen. Der für die Simulation relevante Bereich der Grafiken begrenzt sich auf Drehzahlen von 1000 bis 4500 min^{-1} und effektive Mitteldrücke von bis zu 10 bar . Erkennbar sind Minima in Gebieten mittlerer Drehzahl und größerer Last, was grundsätzlich für die meisten Verbrennungsmotoren gilt.

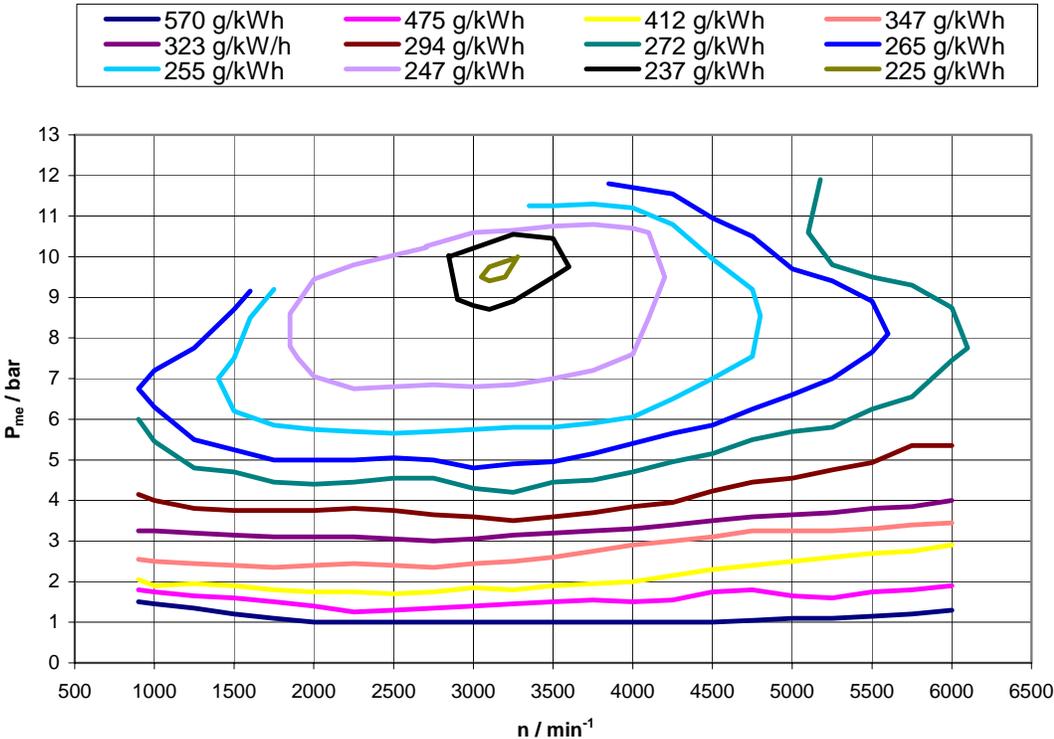


Abbildung 6.27- Motorkennfeld für den eff. spezifischen Kraftstoffverbrauch (ICE)

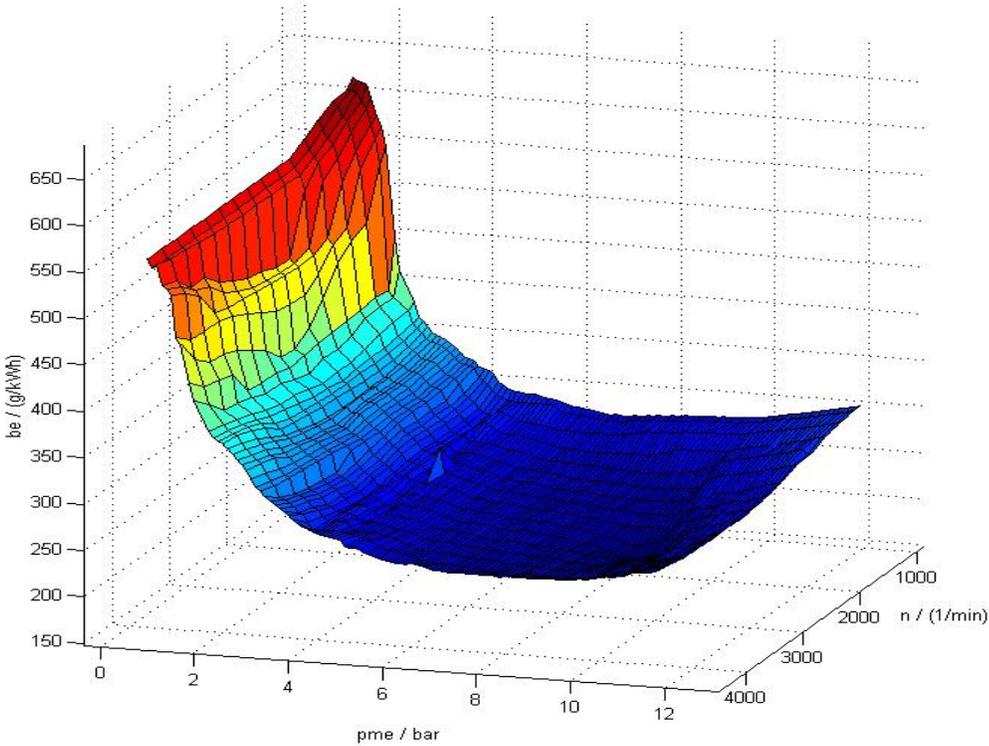


Abbildung 6.28- 3D-Kennfeld des eff. spezifischen Kraftstoffverbrauchs (ICE)

Die durch die Inport-Blöcke „pme“ und „PBedarf“ bereitgestellten Parameter werden durch zwei Saturation-Bausteine auf die Höchstwerte begrenzt. Notwendig ist dies aufgrund von möglichen unzulässigen Regelspitzen, die unter bestimmten Bedingungen auftreten können. Bei Verbrauchsuntersuchungen von Fahrzeugen gilt dem streckenbezogenen Kraftstoffverbrauch B_S meist mehr Interesse als dem spezifischen Verbrauchswert. Der Block „l/kW1/10s“ wandelt den spezifischen Ausgangswert zunächst durch einfache mathematische Operationen in eine leistungs- und zeitbezogene Größe. Die dabei zugrunde gelegte Kraftstoffdichte liegt bei 750 kg/m^3 [vgl. EN 228 /29/ 1998]. Durch Multiplikation mit der aktuellen Bedarfsleistung im nachstehenden Product-Baustein „eff. Verbrauch“ ergibt sich der Kraftstoffverbrauch pro Integrationsschritt. Der anschließende Discrete-Time Integrator addiert die Einzelwerte der Simulation, deren Gesamtbetrag im Display „[I]“ ausgegeben wird. Neben dem Verbrauch pro Zyklus, gilt der Kraftstoffbedarf für eine Strecke von 100 km als maßgeblicher Vergleichsparameter. Zur Bestimmung dieser Größe dient ein Gain-Block, der den Zyklusverbrauch mit einem konstanten Faktor multipliziert. Die Darstellung des ermittelten Ergebnisses erfolgt durch das Display „[I/100km]“.

6.4.2.8 Drehzahlregelung

Innerhalb der Antriebsstrang-Simulation kommt der Regelung der Aggregate-Drehzahlen eine elementare Bedeutung zu. Abbildung 6.29 zeigt die Inhalte des Subsystems „Prius_ECE/Regelung/Drehzahlregler“, dass für diese Funktion relevant ist. Die Hauptaufgabe besteht darin, einen wirkungsgradgünstigen Betrieb des Ottomotors zu ermöglichen. Als Grundlage dienen dabei die Eingangsvariablen Leistungsbedarf, Drehzahl MG2 und das Startsignal für den ICE (Inport Nr. 1-3). Bei alleinigem Antrieb durch die E-Maschine ergibt sich die Drehzahl des Motorgenerators Nr. 1 durch Multiplikation von n_{MG2} mit der Konstanten $-2,6$ (Gain-Baustein „*-2,6“). Erreicht die Bedarfsleistung ein Niveau, das den Start der Verbrennungskraftmaschine erforderlich macht, so öffnet das Eingangssignal „StartICE“ über den switch „ICE on“ den Regelkreis für die Berechnung des ICE-Betriebspunktes. Zu Beginn liegt die Motordrehzahl entsprechend des Leerlaufwertes bei 1000 min^{-1} . Die Drehzahl n_{MG1} wird in diesem Fall aus der Summe $n_{MG2} * -2,6 + n_{ICE}$ gebildet, was durch einen Summierer mit zwei positiven Eingängen geschieht. Das Kernstück der Regelung für die Drehzahl des Verbrennungsmotors bildet der Integrator-Block „Regler nICE“, der mit einem zusätzlichen Eingang zum Rücksetzen des Moduls ausgestattet ist. Zur Festlegung eines Betriebspunktes muss im Signalflussplan eine festgelegte Abfolge mit hierarchischem Aufbau durchlaufen werden. In Abhängigkeit der Zustandsvariablen erfolgt dann eine Anpassung der Motordrehzahl. Aus der erforderlichen Leistung und der Motordrehzahl lässt sich der effektive Mitteldruck nach Gleichung 6.26 ermitteln.

$$p_{me} = \frac{P_e}{V_H \cdot n \cdot i} \tag{Gl. 6.26}$$

mit

P_e = eff. Leistung V_H = Hubvolumen

n = Motordrehzahl i = Kennzahl des motorischen Arbeitsverfahrens

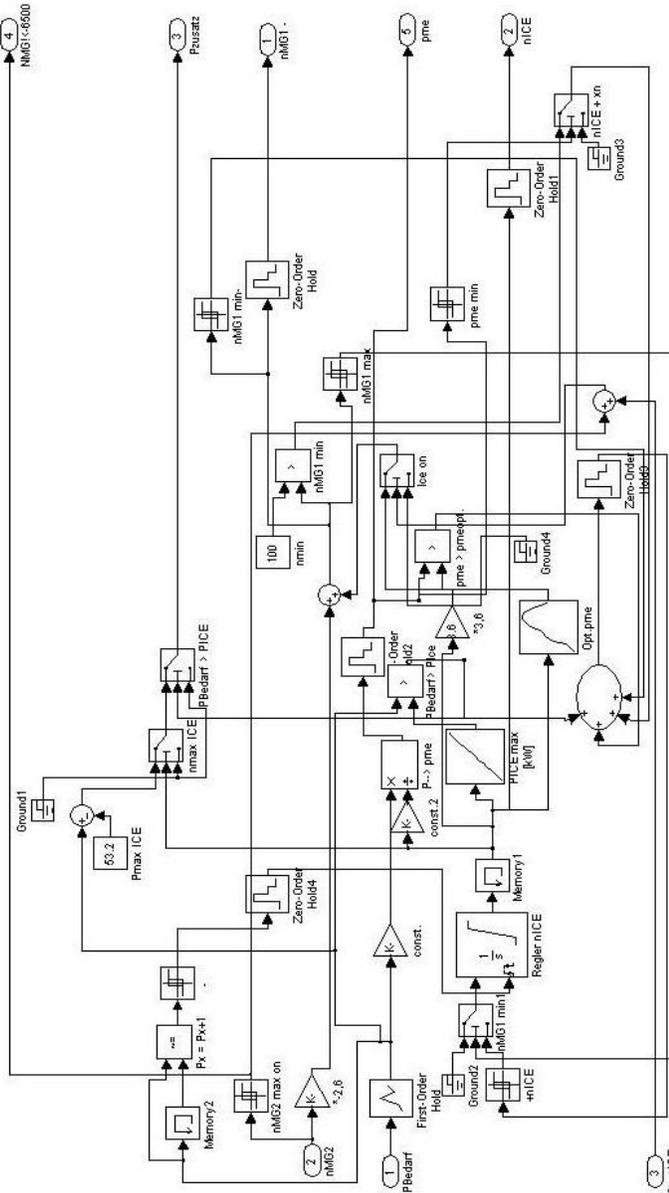


Abbildung 6.29- Subsystem Prius_ECE/Regelung/Drehzahlregler

Im Schaltbild kommen dazu zwei Gain-Bausteine und der Product-Block „ $P \rightarrow p_{me}$ “ zur Anwendung, wobei der Ausgang des Integrators die Drehzahl des ICE liefert. Anhand des angenommenen Motorkennfelds kann ein verbrauchsgünstiger Mitteldruckbereich als Funktion der Motordrehzahl bestimmt werden. Abbildung 6.30 verdeutlicht diesen durch den Look-Up Table „Opt. Pme“ simulierten Zusammenhang.

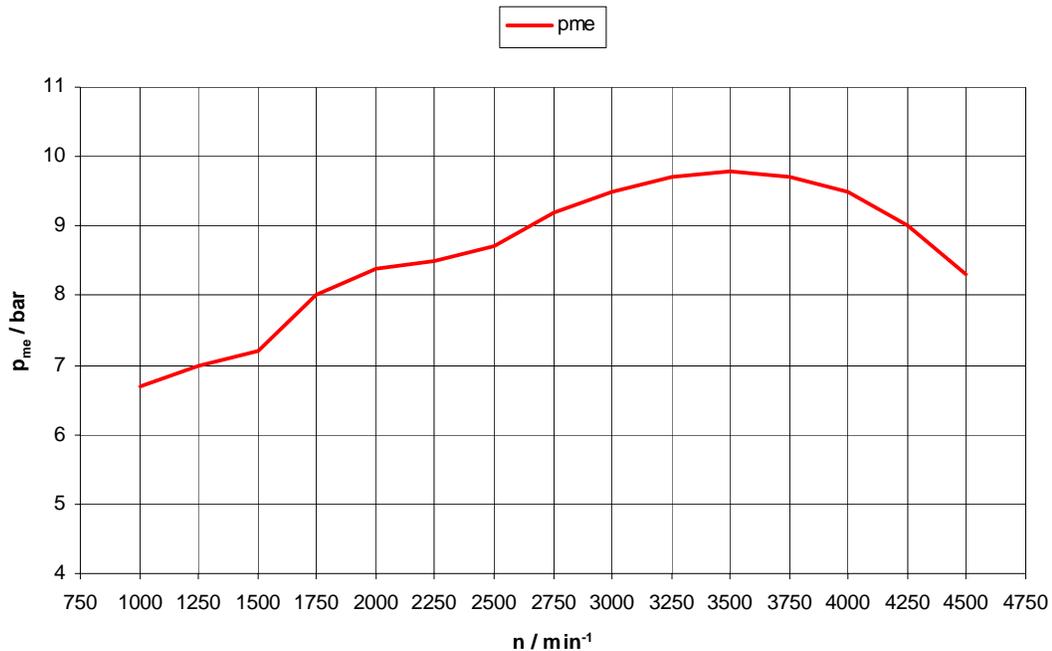


Abbildung 6.30- Optimaler Mitteldruck als Funktion der Drehzahl (ICE)

Der Relational Operator „ $p_{me} > p_{meopt}$.“ vergleicht den aktuellen Mitteldruck mit dem Wert der dargestellten Funktion und gibt als Ergebnis eine Eins an den nachfolgenden Summierer, wenn der Druck oberhalb der Zielgröße liegt. Dadurch wechselt der Ausgangswert des Blocks von Null auf Eins. Der anschließende Relay-Baustein „+nICE“ gibt ein Signal vom Betrag 100 aus, was die im Integrator hinterlegte Drehzahl um eben diese Größenordnung erhöht und damit den Mitteldruck bei gleicher Leistung verringert. Ein ähnlicher Vergleich wird für die Bedarfsleistung mittels des Blocks „PBedarf> PICE“ durchgeführt. Im Look-Up Table „PICE max [kW]“ ist die Kennlinie der maximalen Leistung hinterlegt (vgl. Abb. 5.5). Überschreitet die Leistungsanforderung den in dem Betriebspunkt lieferbaren Betrag, kommt es ebenfalls zu einem Drehzahlanstieg. Neben den ottomotorischen Größen werden auch die Parameter des Motorgenerators Nr. 1 berücksichtigt, da bei Einsatz des ICE die Leistungsanforderung auch vom Wirkungsgrad des Generators abhängig ist. Um schlechte Wirkungsgrade zu vermeiden, findet eine Anhebung der Verbrennungsmotordrehzahl bei n_{MG1} kleiner 100 min^{-1} ($\eta < 0,6$) statt. Allerdings kommt diese Bedingung erst dann zum Tragen, wenn ein Mindestmitteldruck von 7,6 bar erreicht ist. Zur Realisierung dienen vornehmlich die Bausteine „nmin“, „nMG1 min“, „pme min“ und „nICE + xn“.

Eine solche Regelung mag angesichts der in Abb. 6.30 gezeigten Funktion widersprüchlich erscheinen, es kommt zwischen den beiden Kriterien jedoch zu keinerlei Konflikt, da der effektive Mitteldruck stets Priorität besitzt. Im Zusammenhang mit der Drehzahl von MG1 ist zum Vermeiden von Aggregatschäden der Bereich der zulässigen Höchstwerte ein wesentlicher Punkt. Der Relay-Block „nMG1 min-“, erhöht hierzu die Drehzahl des Ottomotors sobald nMG1 einen Betrag $\leq -6500 \text{ min.}^{-1}$ erreicht. Im Falle eines positiven Drehsinns gewährleistet der Baustein „nMG1 max“ ein Einhalten der Grenzdrehzahl, indem ein vor dem Integrator befindlicher switch bei einem Eingangssignal ≥ 1 eine weitere Erhöhung von nICE verhindert.

Sinkt der Leistungsbedarf, so muss genau wie bei einem Leistungsanstieg die Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine an den neuen Zustand angepasst werden. Um dies sicher zu stellen, findet eine Rücksetzung des Integrator-Bausteins statt, sobald ein Unterschied zwischen der Bedarfsleistung zweier Integrations Schritte auftritt. Dazu kommen ein Relational-Operator, ein Memory- und ein Relay-Block zum Einsatz, die ein entsprechendes Signal an den Eingang des Integrators (Reset) geben. Reicht die Leistung des ICE nicht aus, um den geforderten Fahrzustand zu erreichen, besteht die Möglichkeit zusätzliche Energie aus der HV-Batterie zu entnehmen (siehe hierzu Kap. 5.3.3). Im Signalfussplan bildet ein Summierer die Differenz aus Bedarfs- und Lieferleistung ($P_{\text{max ICE}}$). Ist das Ergebnis größer Null, wird die erforderliche Zusatzleistung durch den Output „Pzusatz“ aus dem Subsystem exportiert.

Liegt die Motordrehzahl von MG2 oberhalb eines Wertes von etwa 2500 min.^{-1} , so ist der Übergang in den Schleppbetrieb notwendig (vgl. Kap. 6.4.2.6). Der Baustein „nMG2 max on“ überwacht die Drehzahl und gibt einen Ausgangswert von Eins an den Output Nr. 4. Als weitere Ausgangsparameter liefert das Schaltbild die Drehzahl von MG1 und die des Verbrennungsmotors, sowie den dazugehörigen effektiven Mitteldruck (Output Nr. 1,2 und 5).

Das Teilsystem enthält weitere bislang nicht kommentierte Komponenten wie einige *Zero-Order Hold*-Blöcke, die in der Regel nicht funktionsrelevant sind. Ihre Aufgabe besteht in erster Linie in einer Diskretisierung zeitkontinuierlicher Signale und dem Verhindern von Schleifenbildungen.

6.4.2.9 Simulation der Systemwirkungsgrade

Aufgrund des heterogenen Antriebsstrangaufbaus kommt es während des Betriebs des Hybridfahrzeugs zu mehreren Energieumwandlungsprozessen. Je nach Fahrzustand treten dabei nicht unerhebliche Verluste auf. Die konstruktiven Gegebenheiten der Transachse-Einheit führen zu einer festen Drehmomentverteilung (siehe auch Kap. 5.2.4.2). Bei ottomotorischem Betrieb wird ein Anteil von etwa 28% des Gesamtmomentes zur Erzeugung elektrischer Energie genutzt. Der Motorgenerator Nr. 1 nimmt dabei mehr Leistung auf, als er zum Antrieb für MG2 liefert. Aber auch die an das Hohlrad abgegebene Energie ist geringer als die Aufnahmeleistung.

Der Verlustbetrag ergibt sich hierbei hauptsächlich aus den Wirkungsgraden der beiden Drehstrom-Synchronmotoren bzw. aus der mechanisch-elektrischen Energieumwandlung. Das Subsystem „Prius_ECE/Regelung/eta MG1/MG2“ soll diesem Problem Rechnung tragen. Abbildung 6.31 verdeutlicht den grundsätzlichen Modellaufbau.

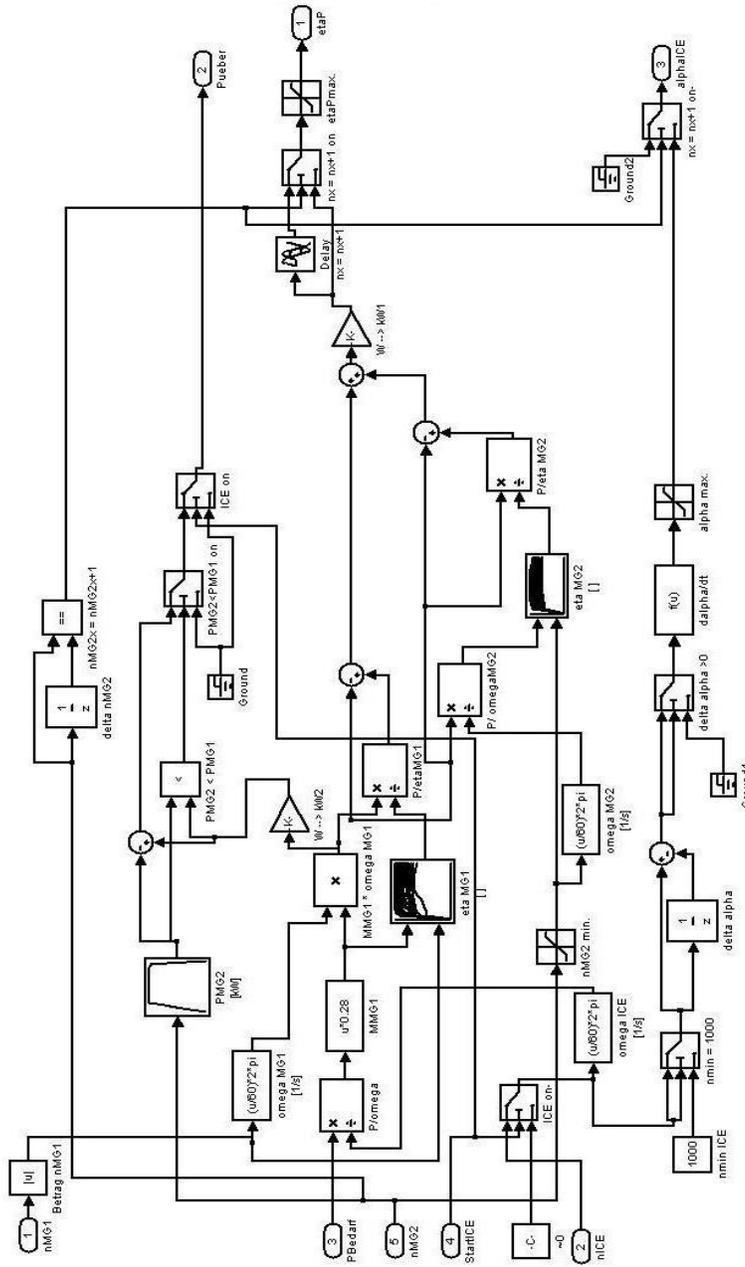


Abbildung 6.31- Subsystem Prius_ECE/Regelung/eta MG1/MG2

Grundlegende Eingangsgrößen sind die Maschinendrehzahlen, die Bedarfsleistung und das Zustandssignal für den ICE (Inport Nr. 1-5). Wird der Leistungsbedarf durch die Drehzahl des Verbrennungsmotors dividiert, resultiert daraus das Bedarfsmoment. Der Fcn-Baustein „MMG1“ berechnet aus diesem Wert das Eingangsmoment für MG1. Ein weiterer Block des gleichen Typs („omega MG1 [1/s]“) bestimmt die Winkelgeschwindigkeit von MG1 anhand des Betrags der Drehzahl (Annahme einer symmetrischen Kennlinie). Aus dem Produkt der beiden Parameter folgt die dazugehörige Leistung. Zur Darstellung des Leistungsverlustes dividiert der Baustein „P/etaMG1“ die Leistung durch den Wirkungsgrad des Aggregates. Im Block „eta MG1 []“ ist dazu das entsprechende auf Annahmen basierende Kennfeld hinterlegt (vgl. Abb. 6.32).

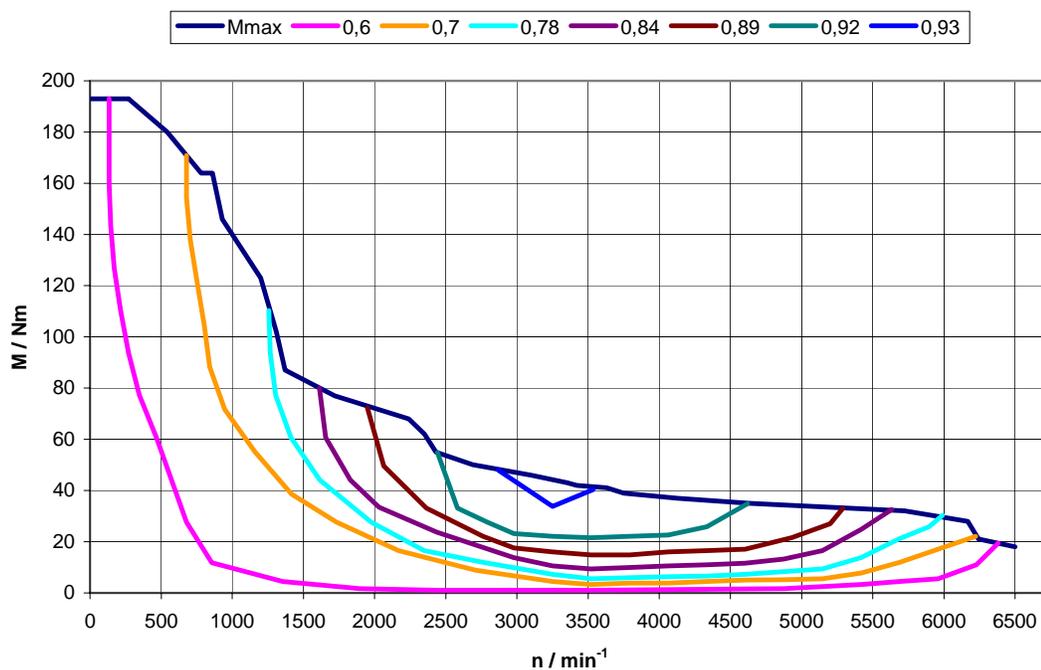


Abbildung 6.32- Angenommenes Wirkungsgradkennfeld des Motorgenerators MG1

Die Differenz aus wirkungsgradbehafteter Leistung und Eingangsleistung entspricht dem Betrag des Verlustes. Auf Basis des Eingangsdrehmomentes kann nach dem gleichen Prinzip die Verlustleistung der zweiten Synchronmaschine ermittelt werden. Dabei kommt der in Abbildung 6.16 aufgeführte Zusammenhang zur Anwendung. Ein Summierer addiert die beiden Ergebnisse zu einem Gesamtverlust. Bevor dieser über den Output „etaP“ exportiert wird, durchläuft das Signal eine Reihe von nichtlinearen Blöcken. Während Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen kann der Regelkreis vorübergehend in Schwingung geraten. Um diesen Effekt zu vermeiden, hält ein Transport-Delay den Wert über mehrere Integrationschritte konstant. Bei gleichbleibender Geschwindigkeit entfällt dieser Schritt.

Mit Hilfe des Unit-Delays „delta nMG2“, einem Relational Operator und einem switch erfolgt die Unterscheidung der Fahrzustände.

In bestimmten Betriebssituationen kann es im Rahmen der hier präsentierten Konfiguration zu einem elektrischen Leistungsüberschuss kommen, d.h. die von MG2 benötigte Leistung ist geringer als die Lieferleistung des Generators. In diesem Fall wird der Leistungsüberschuss zur Regeneration des Akkumulators genutzt. Der Look-Up-Table-Baustein „PMG2 [kW]“ simuliert dabei die Kennlinie der maximalen Leistung in Abhängigkeit der Drehzahl des Motorgenerators Nr. 2. Ein nachfolgender Summierer bildet die Differenz aus Liefer- und Bedarfsleistung. Ist der Wert größer Null, so schaltet der nachstehende switch das Signal durch und ermöglicht damit den Export des Leistungsüberschusses über den Block „Pueber“.

Daneben besitzt das Schaltbild noch einen weiteren Teil, der die bei Drehzahländerungen auftretende Winkelbeschleunigung des Verbrennungsmotors berechnet. Ab 1000 min^{-1} schaltet der switch „nmin = 1000“ die aktuelle Drehzahl auf seinen Ausgang. Das anschließende Transport Delay verzögert den Ausgangswert um einen Integrationsschritt. Anhand dieser Zeitverzögerung kann analog zur Fahrzeugbeschleunigung (vgl. Kap. 6.4.2.1) der Parameter α bestimmt werden. Hierzu dividiert derFcn-Baustein „dalpha/dt“ die Drehzahldifferenz durch die Abtastrate und gibt das Signal bei einer Fahrzeugbeschleunigung oder –verzögerung an den Outport Nr. 3. Dadurch ist es nun möglich, innerhalb des Subsystem „Prius_ECE/MBedarf“ den vollständigen Beschleunigungswiderstand F_B zu ermitteln.

Vor den Systemausgängen „etaP“ und „alphaCE“ stehen Saturation-Blöcke, die den Ausgangswert auf ein angenommenes Maximum begrenzen. Dies verhindert das Entstehen von hohen Regelspitzen, die das Ergebnis verfälschen könnten. Weitere hier nicht dargestellte Komponenten des Signalflussplans besitzen überwiegend eine mit der Funktion bereits beschriebener Systeme vergleichbare Aufgabe.

6.5 Simulationsablauf

Bevor die eigentliche Simulation beginnen kann, müssen nach Start von MATLAB einige Vorkehrungen getroffen werden. Um diesen Vorgang möglichst einfach zu gestalten, ist ein entsprechendes M-File mit der Bezeichnung „Prius“ vorhanden.

6.5.1 Öffnen der Startdatei

Durch Eingabe von `Prius` in das Command Window öffnet sich das als Startdatei fungierende M-File. Es erfolgt dann der automatische Aufruf aller notwendigen Dateien, die Vektoren und Matrizen zur Darstellung entsprechender Funktionen und Kennfelder enthalten. Erkennbar ist dies an dazugehörigen Einträgen im Workspace Browser (siehe auch Abb. 6.2). Außerdem startet die Datei die Simulink Toolbox und das Modell `Prius_ECE`.

6.5.2 Ablaufsteuerung

Im aktivierten Fenster des Simulink-Modells kann die Simulation anhand des Start-Buttons in der Symbolleiste aktiviert werden (vgl. Abb. 6.7). Während der Rechnung hält ein Klick auf den Pause-Button die Simulation an. Zum vorzeitigen Abbruch dient der Stop-Button. Am unteren Rand des Modellfensters befinden sich einzelne Elemente zur Information über den Simulationsstatus (vgl. Abb. 6.33). Ein in Segmente unterteilter Balken zeigt den Fortschritt der Simulation bezogen auf 100 %. Rechts davon wird die aktuelle Simulationszeit dargestellt, sowie der zur Anwendung kommende Integrationsalgorithmus.

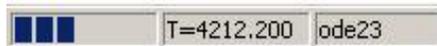


Abbildung 6.33- Ausschnitt aus einem Simulationsfenster

7 Ergebnisse

Im Folgenden soll das Verhalten des im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Modells betrachtet werden. Dies bietet die Möglichkeit, die Eigenschaften einzelner Komponenten und des Gesamtsystems im Hinblick auf ihre Gültigkeit zu überprüfen. Außerdem kann eine Gegenüberstellung der Resultate der Verbrauchsbestimmung und der Werte des realen Fahrzeugs erfolgen.

7.1 Aufbereitung und Darstellung von Ergebnissen

Um einzelne Daten und Zwischenwerte zur Ergebnisdarstellung zu erhalten, stellt MATLAB eine Reihe von Funktionen zur Verfügung. Innerhalb der Simulink-Toolbox können die Bausteine der Untergruppe *Sinks* zur Visualisierung und Speicherung von Signalparametern und Ergebnissen genutzt werden.

7.1.1 Bildung von Ergebnisvariablen

In den hier beschriebenen Signalflussplänen kommen bislang nur Display-Blöcke zur Wiedergabe von Daten zum Einsatz. Diese sind vergleichbar mit Online-Messgeräten, die den aktuellen Signalwert während der laufenden Messung darstellen und ansonsten keine weiteren Funktionen im Hinblick auf Ergebnisanalyse oder Datenspeicherung beinhalten. Sollen die anfallenden Daten langfristig verfügbar sein, so ist es sinnvoll das Display durch einen *Scope*-Baustein zu ersetzen. Dieser entspricht einem Speicher-Oszilloskop, das in der Lage ist, den vollständigen Signalverlauf abzubilden und aufzuzeichnen. Die Ergebnisse können dabei während der Simulation grafisch wiedergegeben werden. Für ein umfassendes Post-Processing ist jedoch das Anlegen eines Ergebnisvektors bzw. einer Ergebnismatrix sinnvoll.

Im Menü *properties* des Scope-Blocks können die dafür erforderlichen Einstellungen erfolgen. Abbildung 7.1 zeigt die Registerkarte *Data history* zum Erzeugen einer Ergebnisdatei.

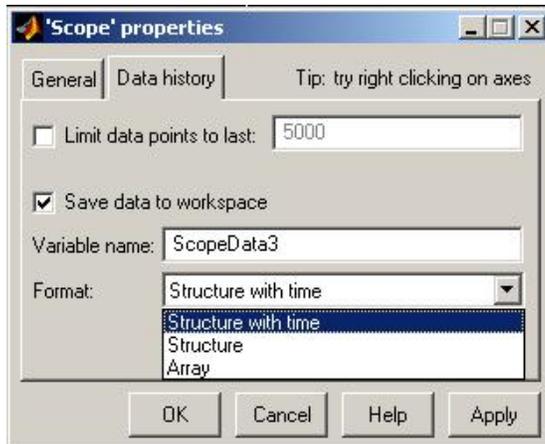


Abbildung 7.1- Menü Properties / Data history des Scope-Blocks

Durch Aktivieren der Check-Box *Limit data points to last* wird die Anzahl der Datenpunkte unabhängig vom Umfang der Simulation auf den eingetragenen Wert begrenzt. Die Option *Save data to workspace* legt eine Ergebnisvariable mit der im Eingabefeld *Variable name* definierten Bezeichnung an. Das Pull-Down Menü *Format* ermöglicht drei unterschiedliche Variablen-Formate. Bei einem *Array* liegen die Daten in Form einer Matrix mit $n + 1$ Spalten vor ($n =$ Anzahl der Eingänge bzw. Signalbreite). Die erste Spalte beinhaltet stets die Simulationszeit, die anderen Spalten repräsentieren jeweils ein Eingangssignal. Dieses Format kann ohne Modifikationen im workspace eingelesen werden. Eine sog. *Structure with time* enthält die drei Felder *time*, *signals* und *blockName*. Das Feld *signals* entspricht hierbei einem Ergebnis-Array mit n Spalten. Zum Ansprechen des Zeit-Feldes im workspace ist eine Verknüpfung des Strukturnamens mit dem Zusatz *time* über den aus objektorientierten Programmiersprachen bekannten Punktoperator erforderlich. Für das Ergebnis-Array gilt `Strukturname.signals.values`. Wird das Format *Structure* verwendet, so entfällt lediglich das Feld der Zeitdaten [vgl. Angermann et al. /21/ 2005]. Abbildung 7.2 beschreibt die workspace-spezifischen Eigenschaften einer *Structure with time* anhand der Beispielsvariable „Vkm“.

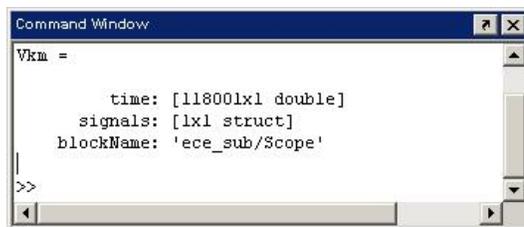


Abbildung 7.2- Eigenschaften der Variable „Vkm“

7.1.2 Grafische Darstellungen

Aufgrund der großen Datenmenge ist eine numerische Ausgabe der Ergebnisse wenig anschaulich. Das Erstellen von Grafiken stellt hier eine weitaus übersichtlichere Form der Ergebnisvisualisierung dar. Die Grundlage für alle grafischen Ausgaben bildet die sogenannte *MATLAB-Figure*, die mit `figure` erzeugt und mit einer Nummer versehen wird. Eine bestehende Figure kann über `figure(Nummer)` angesprochen werden. Falls keine Nummer vorhanden ist, vergibt MATLAB diese automatisch. Die in Abbildung 7.3 aufgeführte Grafik kann mit folgendem Befehl erzeugt werden:

```
Figure(1)
```

```
Plot (sin (0:100))
```

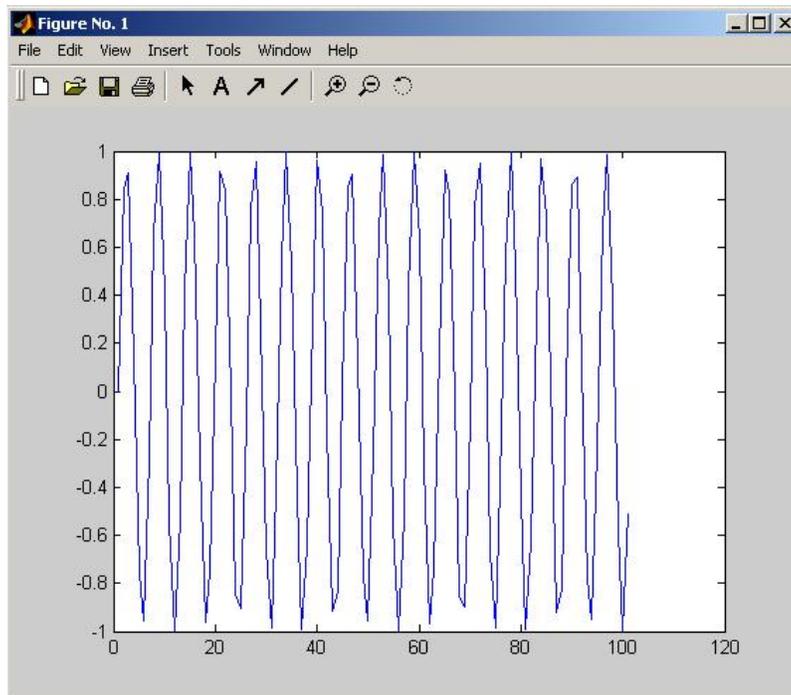


Abbildung 7.3- Plot der Sinusfunktion

Durch die in der Menü- und Symbolleiste hinterlegten Funktionen können diverse Parameter der Figure wie die Achsenskalierung oder die Farbe des Graphen definiert und manipuliert werden. Es besteht auch die Möglichkeit, weitere Objekte über den Befehl `subplot` in die Figure einzufügen. Um aus den Ergebnisfeldern der Simulation eine Grafik zu erstellen, dient der Befehl `plot (x-Werte, y-Werte)`. Die einschlägige Literatur enthält hierzu weitergehende Informationen [vgl. Angermann et al. /21/ 2005].

7.2 Simulationsergebnisse

Zum Verifizieren des Modells werden im Weiteren die aus der Simulation resultierenden Daten analysiert und mit den realen Verhältnissen verglichen, bzw. auf Plausibilität überprüft. Die verwendeten Parameter und Einstellungen sind dabei mit den in Kapitel sechs aufgeführten Werten identisch.

7.2.1 ECE/EG-Testzyklus

Um eine realistische Simulation zu gewährleisten, ist eine exakte Modellierung des Testzyklus unumgänglich. Die zu durchzufahrenden Punkte sollten daher dem in Abb. 4.3 dargestellten Verlauf möglichst genau entsprechen. Abbildung 7.4 zeigt einen Plot des modellierten Zyklus.

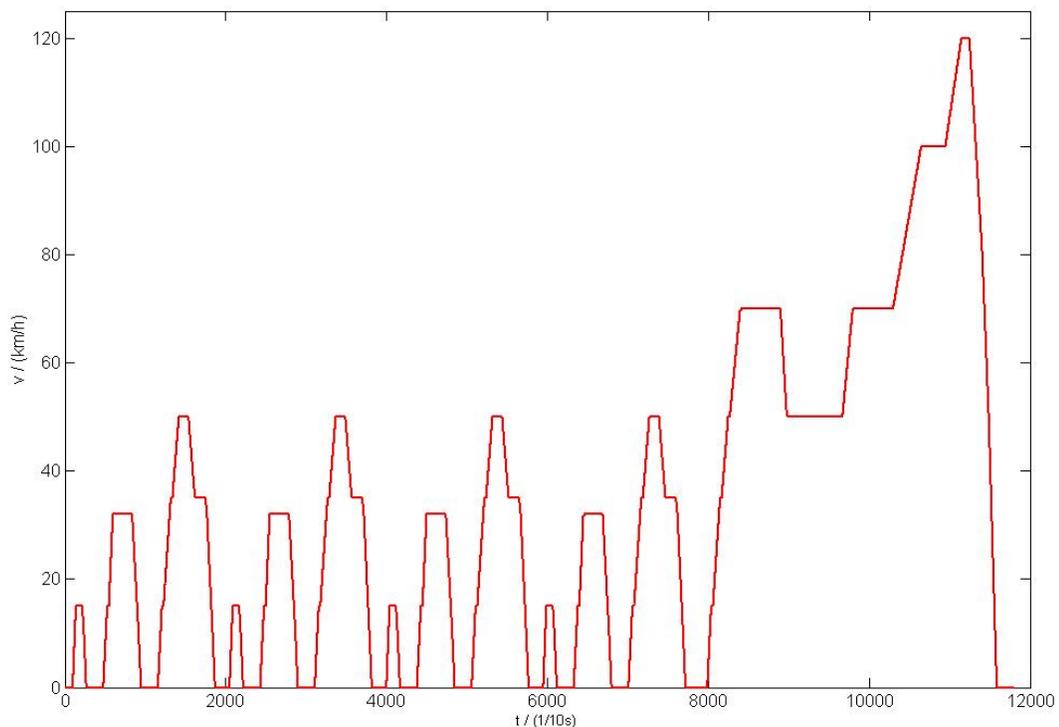


Abbildung 7.4- Modellierter Testzyklus

Der oben aufgeführte Graph beschreibt alle wesentlichen Punkte des realen Testzyklus, wobei auch die Intervalle von Geschwindigkeit und Zeit durchaus plausibel erscheinen. Es ist jedoch eine gewisse Rasterung erkennbar, die vermutlich aus der Diskretisierung resultiert. Neben der Fahrzeuggeschwindigkeit ist die Beschleunigung eine maßgebliche Größe zur Darstellung des Zyklus. Abbildung 7.5 verdeutlicht den funktionellen Zusammenhang.

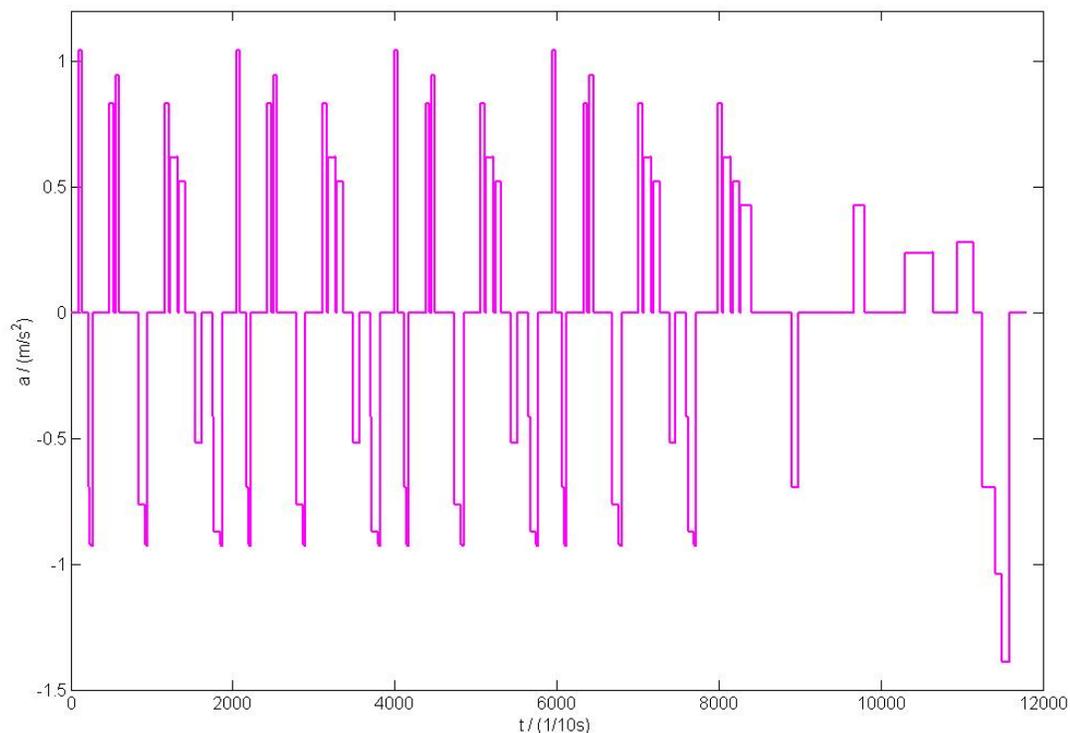


Abbildung 7.5- Fahrzeugbeschleunigung in Abhängigkeit der Zeit

Auch die Beschleunigungswerte scheinen im Vergleich zu den realen Gegebenheiten keine nennenswerten Abweichungen zu besitzen. Die Phasen mit einer Beschleunigung gleich Null decken sich mit den Bereichen konstanter Geschwindigkeit bzw. des Stillstands. Außerdem ist im Zeitintervall von 0 bis 7800 1/10s eine sich wiederholende Abfolge feststellbar, die auf dem viermaligen Durchfahren des Stadtzyklus beruht (siehe hierzu auch Kap. 4.2.2).

7.2.2 Momentenverhältnisse

Der Momentenbedarf ist entscheidend für den Betriebsmodus des Antriebsstrangs und hat damit einen bedeutenden Einfluss auf die Energiebilanz. Beim Toyota Prius kommt dem Bremsmoment aufgrund der Rekuperation ebenfalls eine erhebliche Bedeutung zu. Die Verhältnisse beider Parameter sind in Abbildung 7.6 grafisch dargestellt. Es ist ein deutlicher Wechsel von Perioden der Beschleunigung und der Verzögerung erkennbar, was in guter Übereinstimmung zu den bisherigen Resultaten steht. Auffällig ist dabei der überwiegend höhere Betrag des Antriebsmomentes. Dies ist in erster Linie auf die unterschiedlichen Vorzeichen der Glieder des Fahrwiderstandes bei Beschleunigung und Verzögerung zurückzuführen. Weiterhin finden sich bei beiden Momenten Bereiche eines progressiven Zuwachses nahe der lokalen Maxima. Da die Beschleunigungen stets konstant sind, kommt als Ursache hierfür nur der geschwindigkeitsabhängige Luftwiderstand in Betracht.

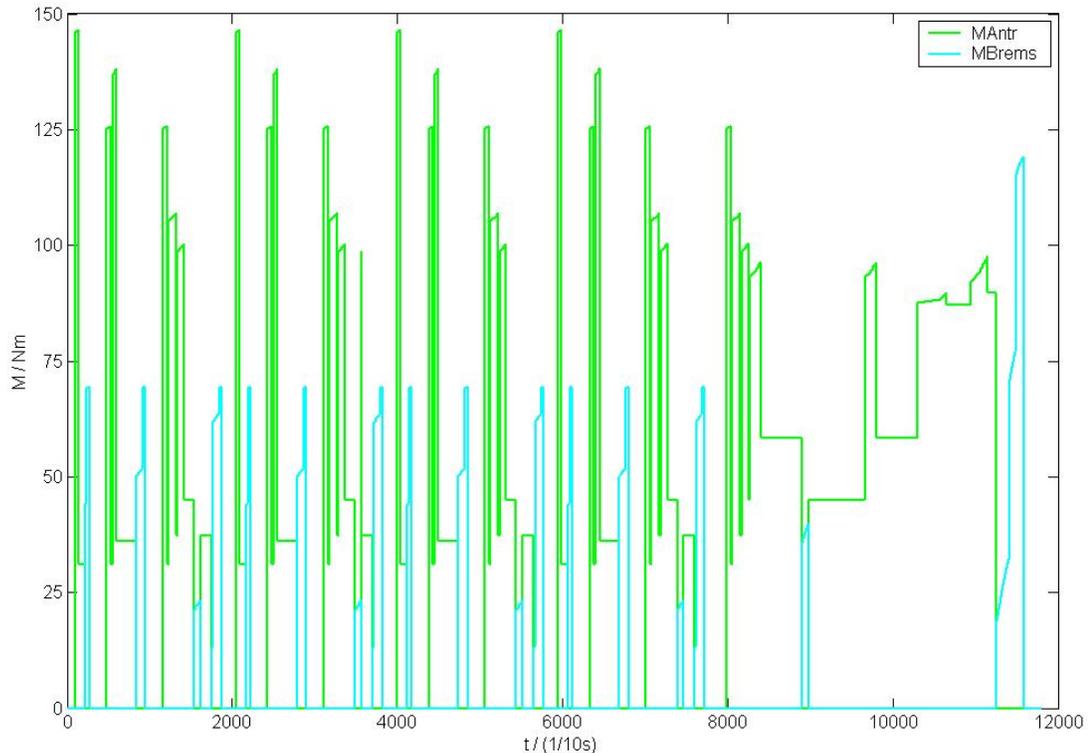


Abbildung 7.6- Bedarfs- und Bremsmoment als Funktion der Zeit

7.2.3 Energiebilanz der HV-Batterie

Als elektrischer Energiespeicher spielt der Akkumulator des Hybridfahrzeugs für das Betriebsverhalten eine wichtige Rolle. Genau wie das Bedarfsmoment ist der Ladezustand der Batterie ein maßgeblicher Faktor. Der Verlauf der Batterieladung ist Abbildung 7.7 zu entnehmen. Erkennbar ist eine zunächst nahezu kontinuierliche Entladung des Akkumulators, die durch vorübergehende Phasen konstanter Kapazität als Folge von ottomotorischem Betrieb, Stillstand oder Verzögerung unterbrochen wird. Darüber hinaus lassen sich kleine Anstiege des Graphen verzeichnen, die aus zeitweilig zur Verfügung stehender Rekuperationsleistung entstehen. Bei einer Simulationszeit von ca. 8100 1/10s befindet sich das absolute Minimum bei einem Wert von weniger als 56 %. Das Unterschreiten dieses Schwellenwertes löst die Regeneration des Akkus mittels Verbrennungsmotor aus. Nach einem kurzen Anstieg stagniert die Batterieladung, was anscheinend aus einem verbrennungsmotorischem Fahrzeugantrieb resultiert. Daran schließt eine deutlich sichtbare Ladeperiode an, die in einer Batteriekapazität von rund 60 % gipfelt. Dieser Betrag stellt gleichzeitig den oberen Grenzwert des Ladevorgangs dar (siehe hierzu auch Kap. 6.4.2.4). Auf Grundlage der bisherigen Gegebenheiten kann daher von einem funktionierenden HV-Batterie-Regelkreis ausgegangen werden. Ein weiterer interessanter Zusammenhang ergibt sich aus der Gegenüberstellung der Leistungen von Entladung und Regeneration, der anhand von Abbildung 7.8 deutlich wird.

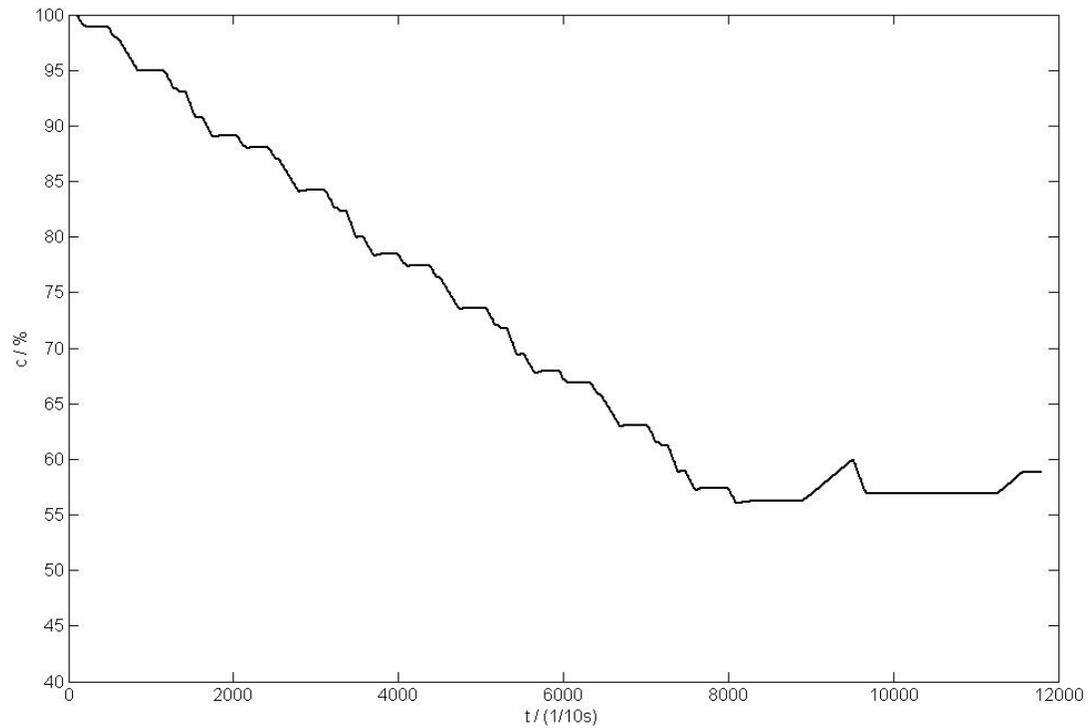


Abbildung 7.7- Ladezustand der HV-Batterie in Abhängigkeit der Simulationszeit

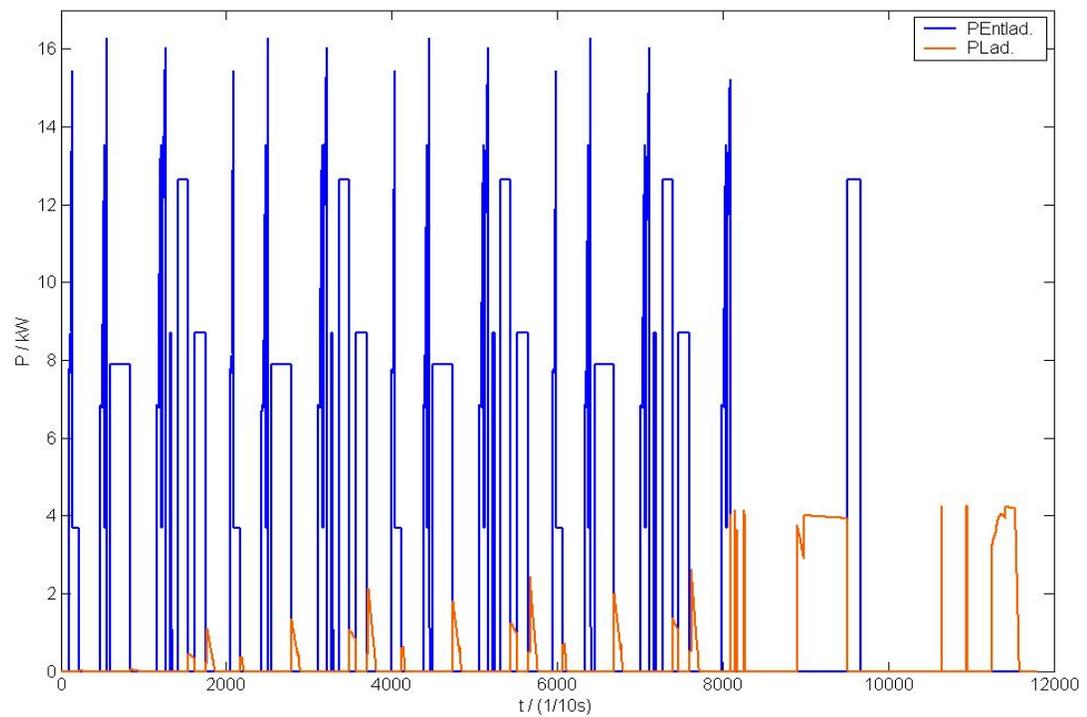


Abbildung 7.8- Lade- und Entladeleistung als Funktion der Zeit

Die Entladeleistung lässt genau wie das Drehmoment die viermalige Wiederholung des Stadtzyklus erkennen, wobei sich auch einzelne Bereiche der Konstantfahrt abzeichnen. Der Betrag der zur Batterieladung genutzten Leistung ist um ein vielfaches geringer als der Leistungsbedarf, wodurch das rasche Absinken der Kapazität erklärt werden kann. Auch die Ladeleistung weist einen zumindest qualitativ wiederkehrenden Funktionsverlauf auf. Das stetige Ansteigen des Betrags der Ladesequenzen ist das Ergebnis der vom Ladezustand abhängigen Kennlinie der Batterie. Mit Beginn des Extra Urban Driving Cycle bildet sich der Ladevorgang durch den ICE ab, sowie die durch das Verzögern aus hoher Geschwindigkeit entstehende Rekuperationsenergie. Um eine eindeutige Unterscheidung der Ladung mittels Rekuperation und Ottomotor zu ermöglichen, erfolgt abschließend eine Betrachtung des Signals der Ladezustandsüberwachung (vgl. Abb. 7.9).

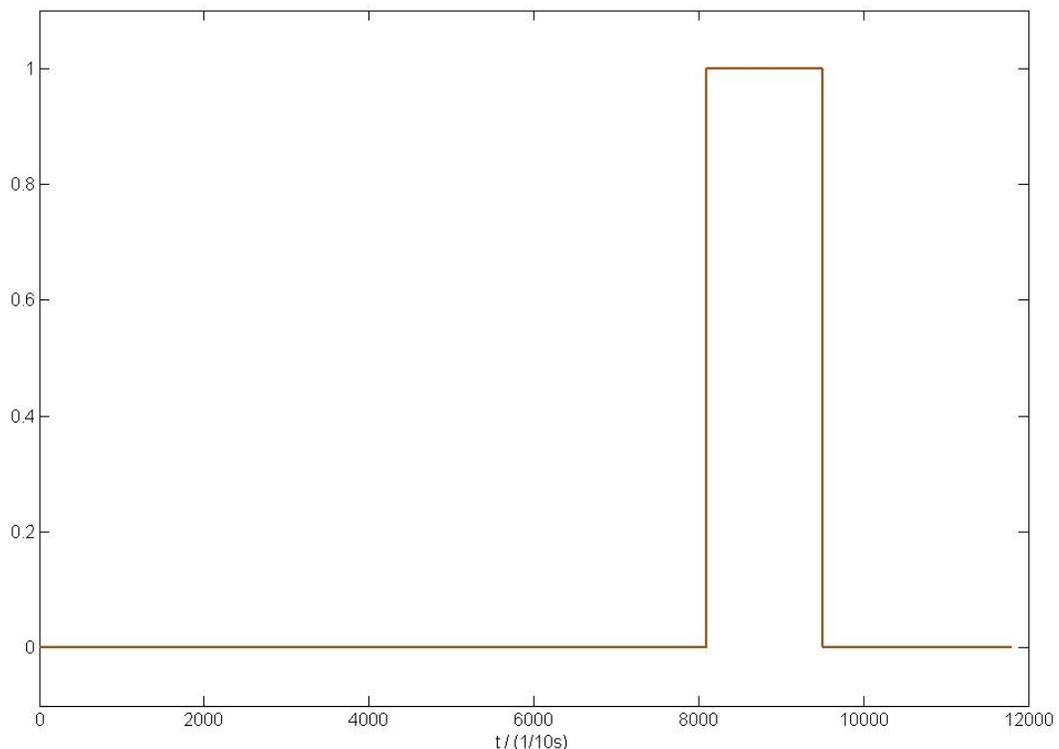


Abbildung 7.9- Signalverlauf der Ladezustandsüberwachung (56 %)

Anhand des dargestellten Signals wird deutlich, dass die Regeneration mittels Verbrennungskraftmaschine nur einen vergleichsweise kurzen Zeitabschnitt in Anspruch nimmt. Der überwiegende Anteil der Ladungsenergie hat seinen Ursprung demnach im rekuperativen Bremsen. Die Rückgewinnung der kinetischen Energie des Fahrzeugs scheint zumindest langfristig nicht ausreichend für ein Aufrechterhalten einer hinreichenden Batterieladung zu sein, so dass der Ladezustand zu Beginn des Testzyklus einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Dies verleiht den in Kap. 4.2.3 aufgeführten kritischen Punkten ein gewisses Gewicht. Insgesamt beträgt die Leistungsentnahme 0,866 kWh bei einer Rekuperation von 0,135 kWh.

7.2.4 Aggregatdrehzahlen

Die Regelung der Drehzahlen der einzelnen Maschinen besitzt innerhalb des Simulationsmodells eine große Bedeutung. Wegen der zahlreichen drehzahlabhängigen Größen in den verschiedenen Signalflussplänen sind die Drehzahlverhältnisse maßgeblich für die Energiebilanz. Abbildung 7.10 zeigt die Drehzahlen von MG2 und dem ICE in Abhängigkeit der Simulationszeit.

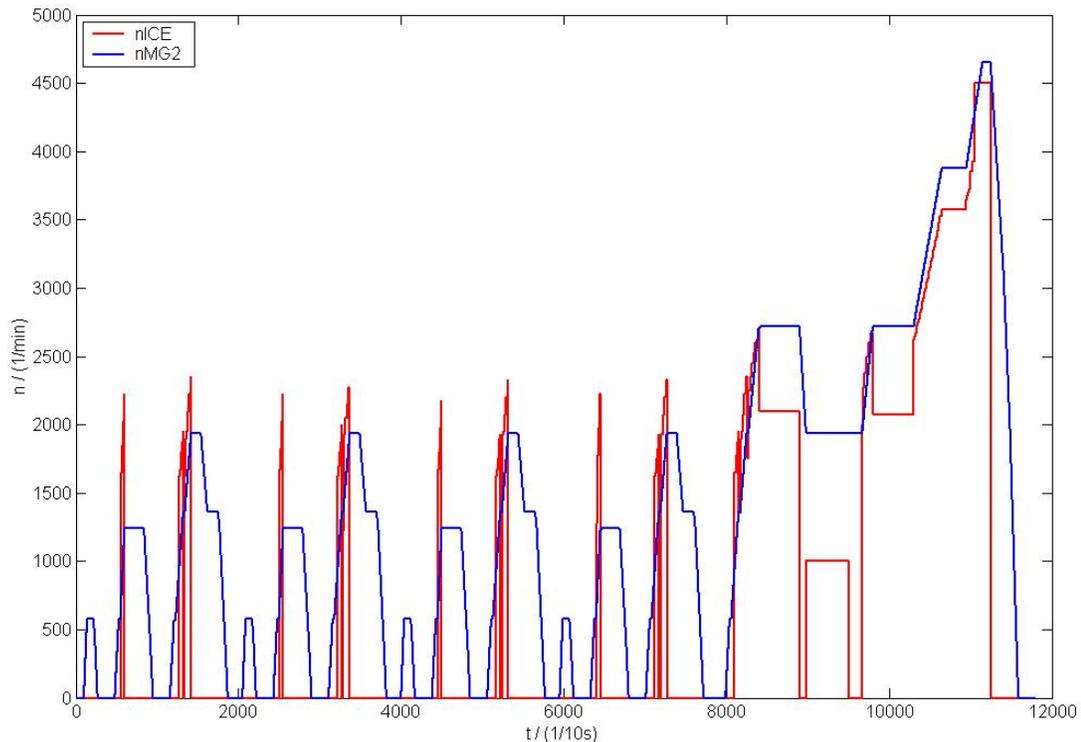


Abbildung 7.10- Maschinendrehzahlen im Simulationsverlauf (ICE und MG2)

Der Graph von n_{MG2} ist qualitativ mit dem Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit vergleichbar, da der Motorgenerator Nr. 2 permanent über die Getriebeeinheit mit den Rädern verbunden ist. Die Geschwindigkeit ist somit der einzige bestimmende Faktor für die Drehzahl der Synchronmaschine. Beim Verbrennungsmotor liegen die Verhältnisse deutlich anders. In Phasen geringer Geschwindigkeit und moderater Beschleunigung wie etwa zu Beginn eines Stadtzyklus ist der ICE in Ruhe und die benötigte Leistung wird der HV-Batterie entnommen. Auch im Stillstand ist der Betrieb des Ottomotors nicht notwendig. Erst eine höhere Geschwindigkeit im Zusammenhang mit einem Beschleunigungsvorgang führt zum Start der Maschine. Erkennbar ist diese Beziehung vor allem in Bereichen der Konstantfahrt während der Stadtzyklen. Mit Beendigung der Fahrzeugbeschleunigung sinkt die Bedarfsleistung unterhalb des Maximalwertes für den elektrischen Antrieb und der Verbrennungsmotor stoppt. Zur genaueren Untersuchung der Regelung ist in Abbildung 7.11 ein vergrößerter Ausschnitt der obigen Grafik dargestellt.

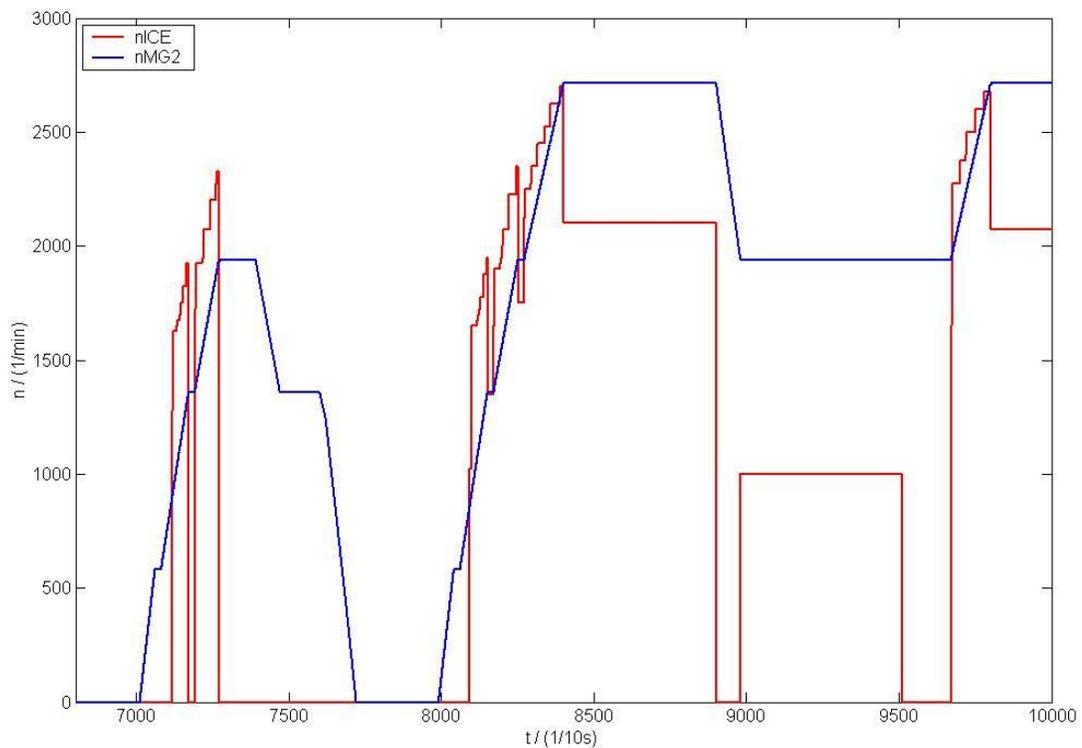


Abbildung 7.11- Detailausschnitt der Drehzahlregelung (ICE und MG2)

In der Vergrößerung ist die Funktionsweise des Regelkreises deutlich zu erkennen. Bei steigender Last erhöht sich die Drehzahl schrittweise, um eine Anpassung an den neuen Betriebspunkt zu erreichen. Oberhalb einer Geschwindigkeit von maximal 65 km/h schaltet der ICE innerhalb der Konstantfahrt nicht ab, sondern verringert seine Drehzahl. Diese bleibt solange der Lastzustand beibehalten wird auf gleichem Niveau, was sich zu Beginn des EUDC zeigt. Während der Verzögerungen kann auf den Einsatz der Verbrennungskraftmaschine verzichtet werden, so dass die Drehzahl auf Null abfällt. Für den Ladebetrieb ist eine Motordrehzahl von 1000 min^{-1} ausreichend.

Abbildung 7.12 beschreibt die Entwicklung der Drehzahl der zweiten Drehstrommaschine über der Zykluszeit. In Situationen, in denen der Ottomotor still steht, ist die Drehzahl alleine abhängig von n_{MG2} und das Aggregat rotiert in negativer Drehrichtung. Der Graph besitzt dann einen Verlauf, der dem eines an der Abzisse gespiegelten Testzyklus ähnelt. Startet der ICE, so wechselt der Motorgenerator den Drehsinn und n_{MG1} resultiert aus den Drehzahlen von MG2 und dem Verbrennungsmotor. Bei einem Beschleunigungsvorgang scheint die Drehzahl zu pulsieren. Tatsächlich ist dies aber die Folge der sich schnell ändernden Lastsituation des Fahrzeugs. Im Ganzen entsprechen die dargestellten Ergebnisse den zu erwartenden realen Zusammenhängen. Allerdings erfolgen die Änderungen der verschiedenen Drehzahlen oftmals zu sprunghaft, als dass dieses Verhalten ohne Weiteres auf das bestehende Fahrzeug übertragbar wäre. Hinsichtlich der Energiebilanz dürfte dieser Umstand aber nicht zu gravierenden Abweichungen führen.

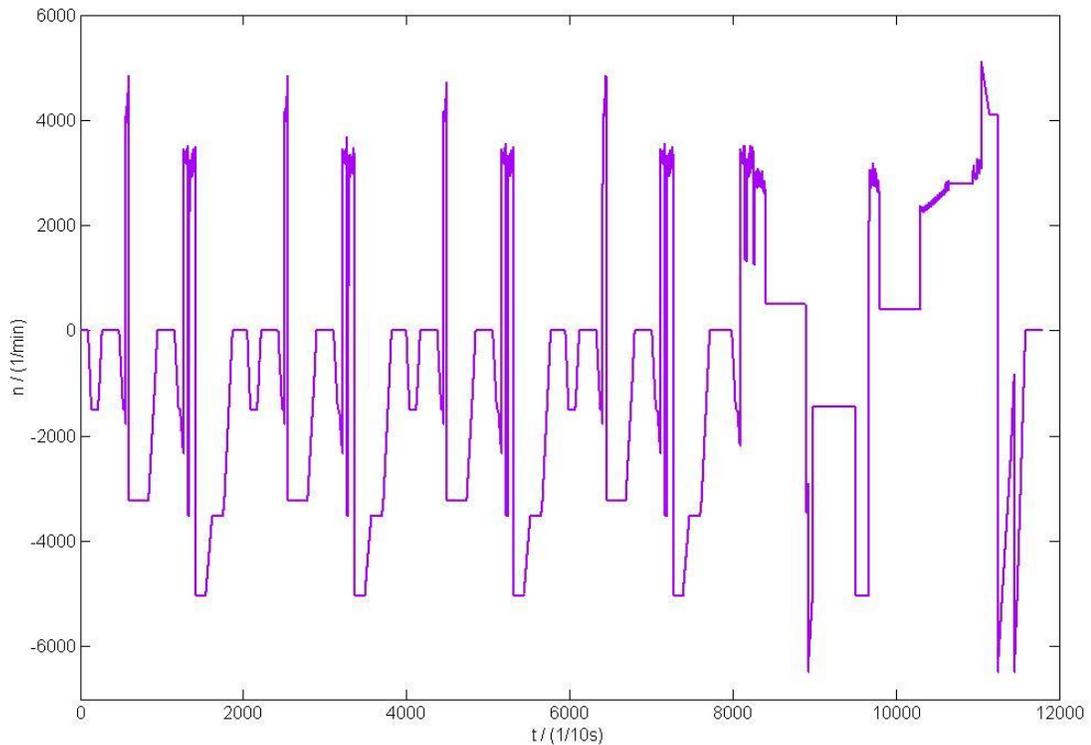


Abbildung 7.12- Drehzahl des Motorgenerator Nr.2 in Abhängigkeit der Zeit

7.2.5 Effektiver Mitteldruck

Im Rahmen der Simulation ist der effektive Mitteldruck des Verbrennungsmotors neben der Drehzahl ein für den Kraftstoffverbrauch maßgeblicher Parameter. Anhand der in Abb. 6.30 aufgeführten Kennlinie des optimalen Mitteldrucks erfolgt die Festlegung eines Zielwertes für die Motorregelung. Abbildung 7.13 veranschaulicht die dazugehörigen Ergebnisse als Funktion der Simulationszeit. Für den überwiegenden Teil des Testzyklus finden sich Optimalwerte im Bereich von ungefähr 7,5 bis 8,5 bar. Erst mit steigender Last erreicht der Graph Größenordnungen, die außerhalb des beschriebenen Intervalls liegen. Dies steht im Einklang mit den auftretenden Drehzahlen des Ottomotors, die sich in etwa während der ersten zwei Drittel des Testzyklus von 2000 bis 2500 min^{-1} erstrecken und im Anschluss daran proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit anwachsen. Im Punkt der Höchstgeschwindigkeit zu Ende des Fahrzyklus ist ein Trend hin zu geringeren Mitteldrücken erkennbar, was auch den Gegebenheiten des Motorkennfeldes entspricht. Zur Überprüfung der Wirksamkeit des Regelkreises ist ein Vergleich mit den tatsächlich erzielten Drücken sinnvoll. Abbildung 7.14 enthält die dafür relevanten Daten.

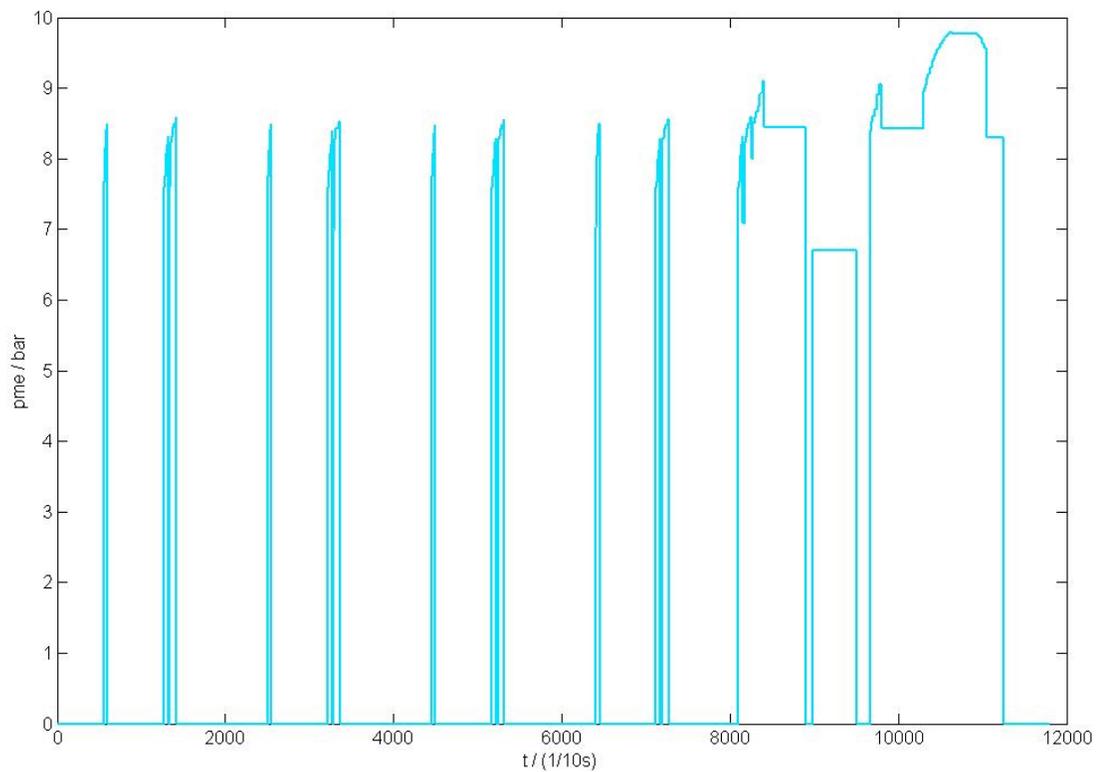


Abbildung 7.13- Optimaler effektiver Mitteldruck als Funktion der Simulationszeit

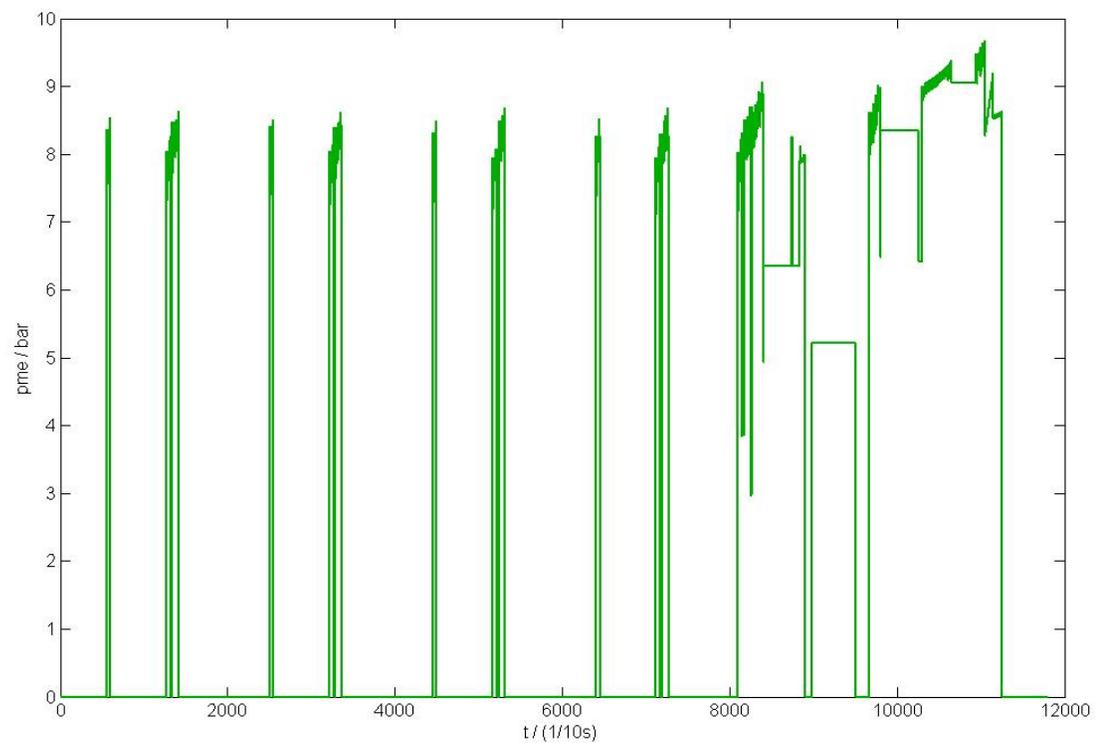


Abbildung 7.14- Tatsächlich auftretende effektive Mitteldrücke

Die Gegenüberstellung beider Grafiken zeigt über weite Teile der Simulation hinweg eine gute Übereinstimmung. Lediglich beim EUDC treten sichtbare Differenzen auf, deren Betrag jedoch in der Regel von geringer Bedeutung ist. Auffallend ist dabei ein sprunghafter Wechsel der Peakwerte um einen Mittelwert, dessen Ursache vermutlich in einer Kombination aus Drehzahlanpassung und Lastanstieg zu suchen ist. Des Weiteren lassen sich vereinzelt Ausreißer feststellen, die unter Umständen auf eine unzureichende Synchronisation der Regelung in Punkten größerer Last und Drehzahl zurückzuführen sind.

7.2.6 Energiebedarf

Aufgrund der Festlegung der Energieeffizienz als vorherrschendes Entwicklungsziel für Hybridfahrzeuge nimmt der Energiebedarf eine besondere Stellung hinsichtlich der Vergleichskriterien ein. Dies gilt insbesondere für das reale Fahrzeug, aber auch für die hier dargestellte Simulation in Form einer Auslegung hin zu einem effektiven Antriebsstrang. Durch den Einsatz der verschiedenen Aggregate in Bereichen eines hohen Wirkungsgrades reduziert sich letztlich auch der Kraftstoffverbrauch. Beim verbrennungsmotorischen Betrieb gelangt die Antriebsenergie über verschiedene Pfade zu den Rädern, was durch die damit verbundene Wirkungsgradverkettung zwangsläufig zu einem gewissen Verlustbetrag führt. Abbildung 7.15 zeigt den Wirkungsgradverlauf des Motorgenerators Nr.2.

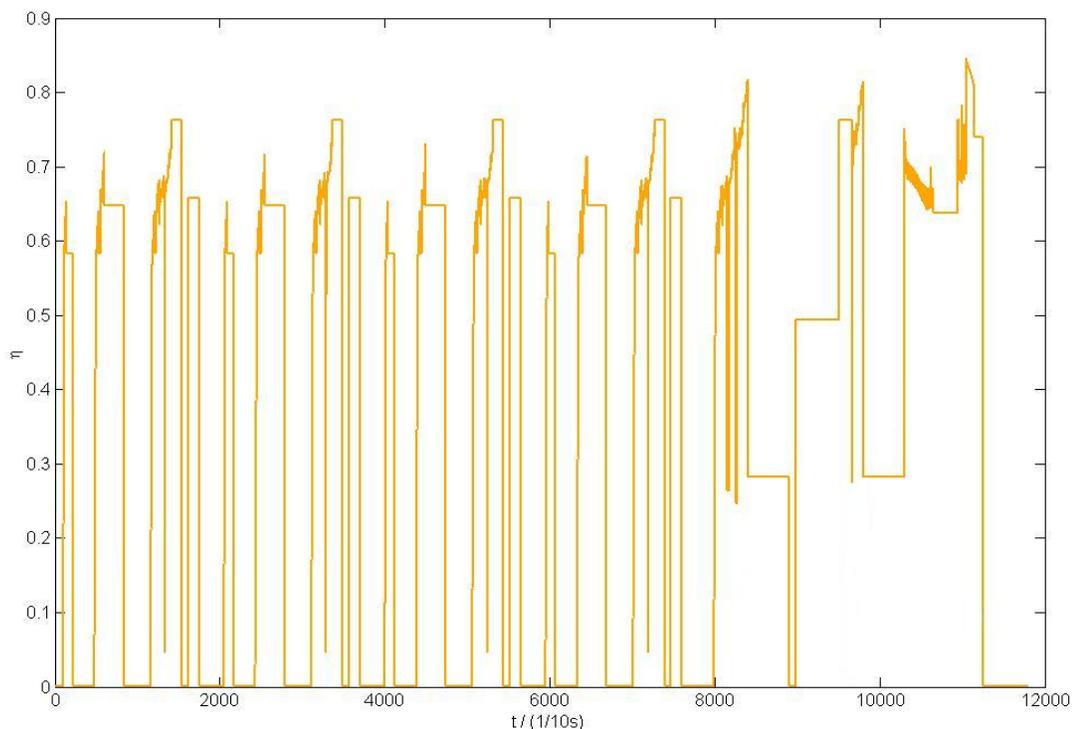


Abbildung 7.15- Wirkungsgrad von MG2 im Simulationsverlauf

Entsprechend dem Kennfeld der Maschine (vgl. Abb. 6.16) treten Maxima bei mittleren Drehzahlen und hoher Last auf. Innerhalb des Stadtzyklus erreicht das Aggregat Bestwerte in den Beschleunigungsphasen. Der Übergang in die Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit führt zu einem Rückgang des Wirkungsgrades. Das Gleiche gilt für das Zuschalten des ICE. Im EUDC liegen die erzielten Werte aufgrund der höheren Drehzahlen über denen des ersten Teils des Testzyklus. Es ergeben sich jedoch deutliche Einbußen beim Rückgang der Last und der Beschleunigung bei hohen Geschwindigkeiten.

Als weiterer energierelevanter Bestandteil ist der zweite Elektromotor MG1 nicht weniger wichtig. Abbildung 7.16 verdeutlicht den Systemwirkungsgrad der Synchronmaschine.

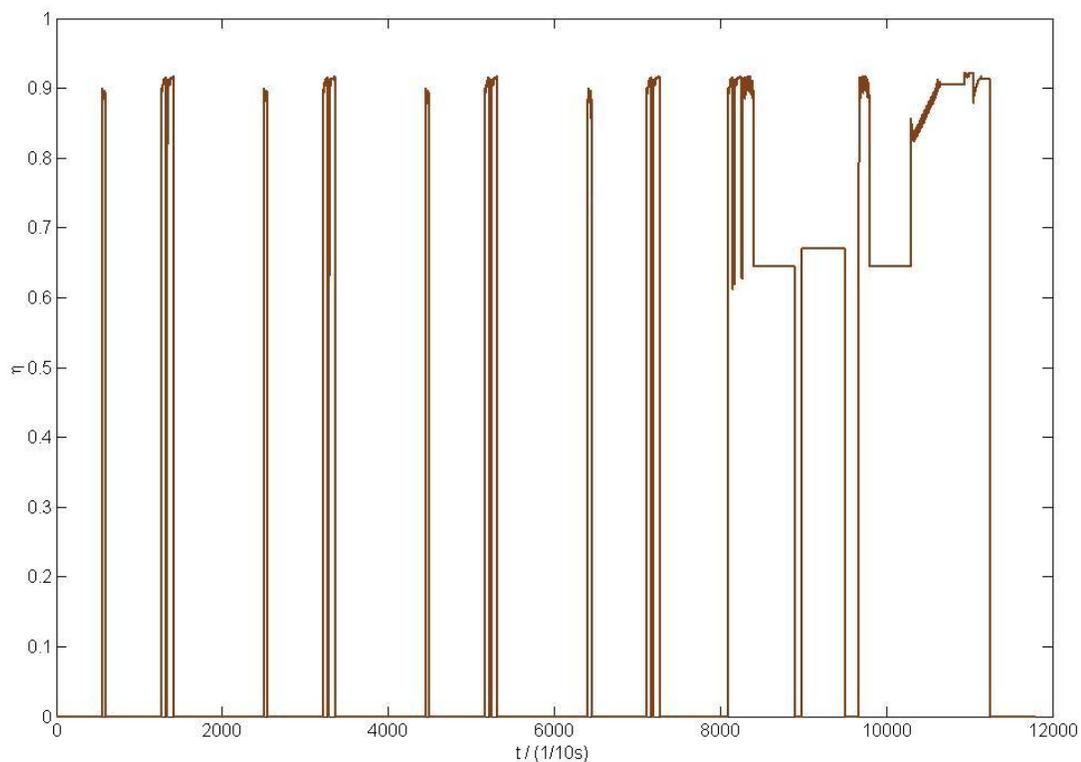


Abbildung 7.16- Wirkungsgrad des Motorgenerators Nr.1 als Funktion der Zykluszeit

Im direkten Vergleich mit MG2 fällt auf, dass der Wirkungsgrad des Generators insgesamt auf einem höherem Niveau liegt. Dies resultiert vornehmlich aus der Entkoppelung der Drehzahl von der Fahrzeuggeschwindigkeit. Die kinematischen Verhältnisse des PSD ermöglichen bei ottomotorischem Betrieb eine ausreichend große Drehzahl für MG1. Außerdem ist die Belastung der Maschine dabei verhältnismäßig hoch, da das Aggregat wesentlich schwächer dimensioniert ist als der Motorgenerator Nr.2. Infolge dessen kann die Maximalleistung für den elektrischen Antriebspfad nicht alleine anhand von MG1 geliefert werden. Im Teillastbereich des Antriebsmotors führt dies aber bereits zu einer guten Auslastung des Generators.

Bei Geschwindigkeiten größer 50km/h und einer geringen Drehzahl des Verbrennungsmotors entstehen allerdings Wirkungsgradverluste, die auf eine beschränkte Generator Drehzahl zurückzuführen sind. Ähnliche Zusammenhänge finden sich bei einer Batterieladung während der Konstantfahrt. Weiterhin zu beachten ist, dass für eine energetische Betrachtung nur die Teilbereiche relevant sind, in denen tatsächlich Strom erzeugt wird. Das Diagramm weist daher lange Phasen des vermeintlichen Stillstands auf, in denen die Drehzahl jedoch ungleich Null ist.

Die auftretenden Wirkungsgradverluste können auch in Form einer Verlustleistung dargestellt werden, die den eigentlichen Leistungsbedarf weiter erhöht. In Abbildung 7.17 ist diese Größe über der Simulationszeit aufgetragen.

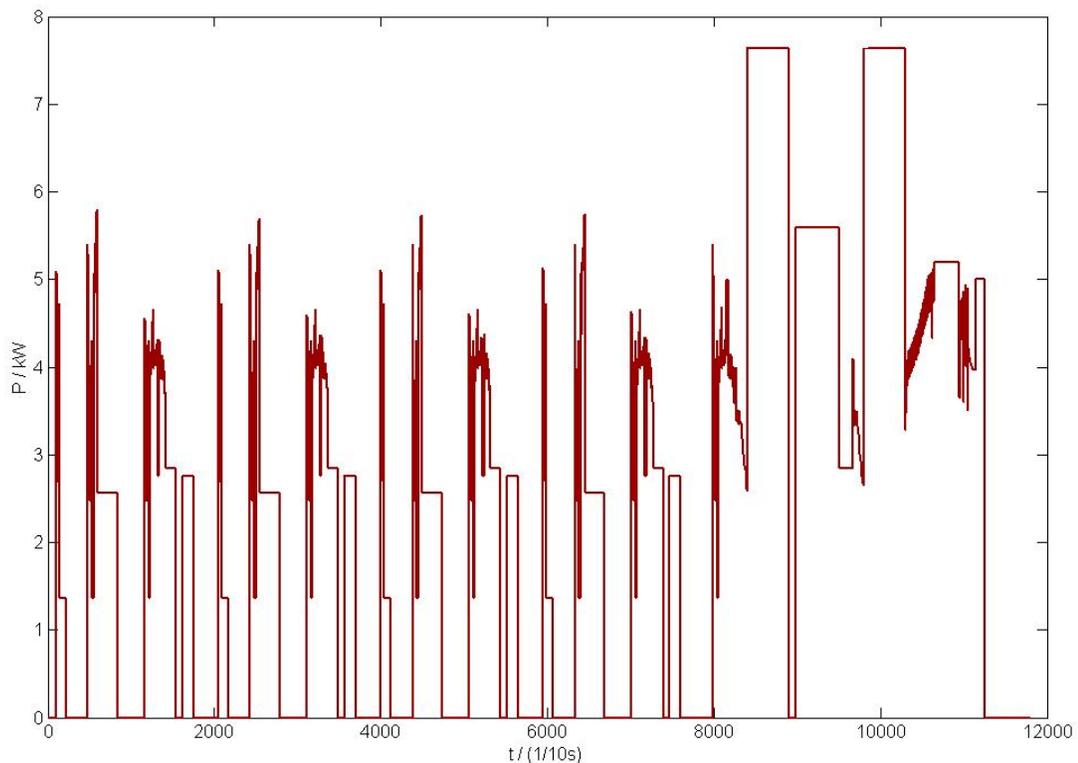


Abbildung 7.17- Verlustleistung in Abhängigkeit der Zeit

Die Grafik veranschaulicht die Bedeutung der Verluste, die im ungünstigsten Fall eine Größenordnung von fast acht Kilowatt erreichen. Im ersten Teil des Zyklus ist der Unterschied zwischen rein elektrischem Antrieb und verbrennungsmotorischer Energieerzeugung gut zu erkennen. Mit Beginn der Konstantfahrt stoppt der ICE und der Verlust durch den Generatorwirkungsgrad entfällt. Die ausgeprägten Maxima im EUDC sind das Ergebnis der Wechselwirkung der beiden Wirkungsgrade im Bereich einer schlechten Maschinenauslastung.

Zur Beurteilung des Energiebedarfs von Fahrzeugen ist der Kraftstoffverbrauch einer der maßgeblichen Faktoren. Auch bei einem netzunabhängigen Hybridfahrzeug wird die erforderliche Energie mittels Verbrennungskraftmaschine erzeugt. Die Effektivität des ICE schlägt sich letztlich im spezifischen Kraftstoffverbrauch nieder, der mit einem Wirkungsgrad vergleichbar ist. Abbildung 7.19 beschreibt die Entwicklung von b_e im Verlauf der Simulation.

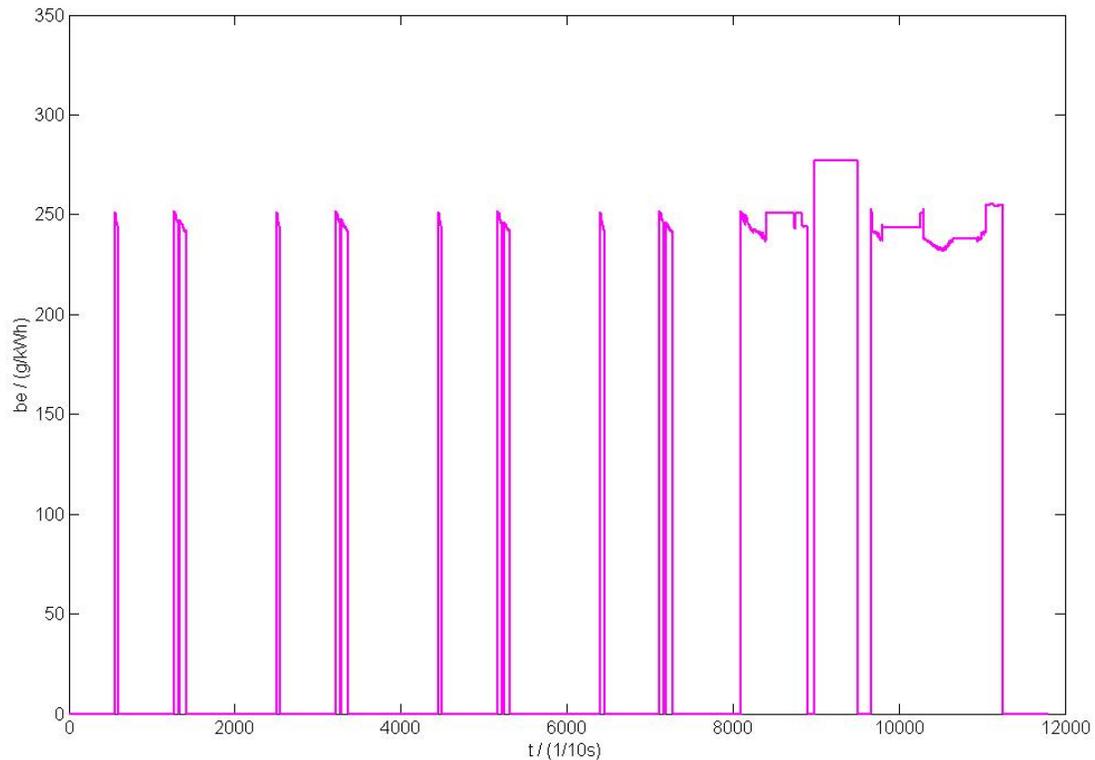


Abbildung 7.18- Effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch des Ottomotors

In den vorwiegenden Teilen des Zyklus begrenzt sich der Verbrauch auf einen Wert in der Umgebung von 250 g/kWh. Lediglich der Ladebetrieb führt aufgrund von geringer Leistung und Drehzahl zu höheren Verbräuchen. Das Motorkennfeld reicht von 225 bis 570 g/kWh. Angesichts dieser Bandbreite scheinen die erzielten Ergebnisse mit der Forderung nach Energieeffizienz im Einklang zu stehen. Die Regelung ist offensichtlich in der Lage, den ICE innerhalb eines guten Wirkungsgradbereichs zu betreiben.

Eine weitere Variante der Darstellung des Kraftstoffbedarfs ist der Gesamtverbrauch, der üblicherweise in der Dimension Liter angegeben wird. Abbildung 7.19 enthält die erforderlichen Daten aus der Simulation. Es ist erkennbar, dass der zweite Teil des Fahrzyklus den größten Anteil am Gesamtverbrauch hat. Dies überrascht nicht, da der Antrieb hier fast ausschließlich ottomotorisch erfolgt und demzufolge eine hohe Last vorhanden ist. Der Einfluss der wachsenden Fahrzeuggeschwindigkeit zeigt sich eindrucksvoll in einer Steigungszunahme des Graphen im letzten Abschnitt des Zyklus.

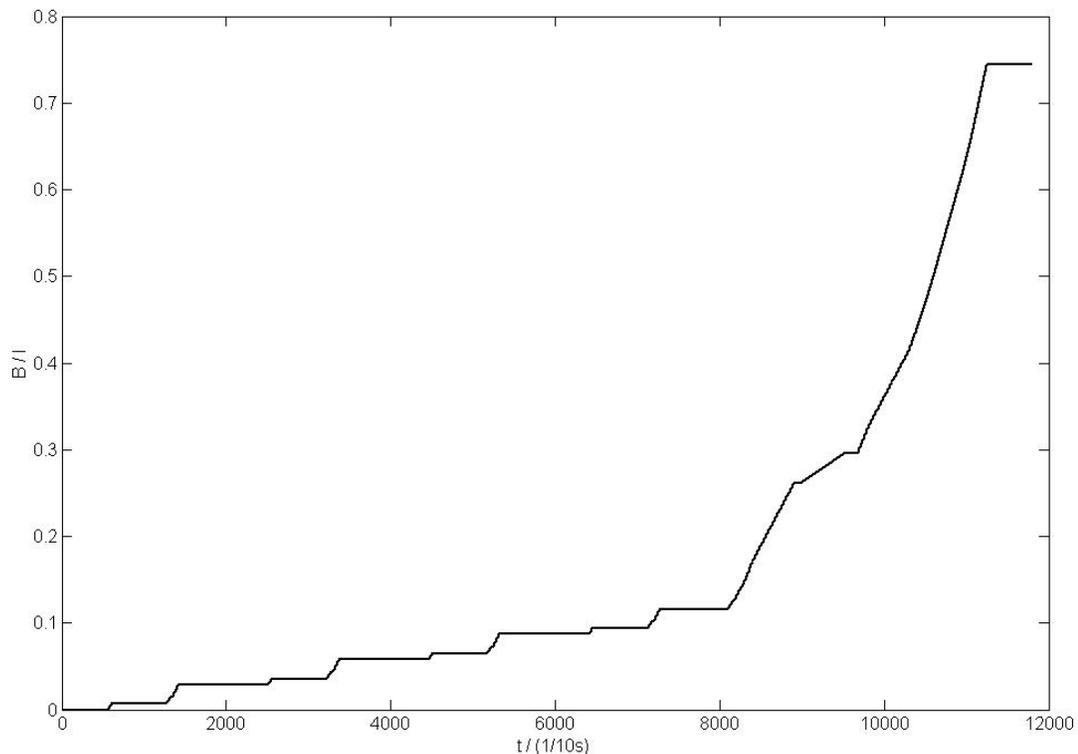


Abbildung 7.19- Gesamtverbrauch des Fahrzeugs im Testzyklus

Insgesamt beträgt der Verbrauch 0.745 l. Dieser absolute Wert eignet sich jedoch nur bedingt für den Vergleich mit anderen Fahrzeugen. Gängiger ist der streckenbezogene Verbrauch B_s der Einheit l/100km. Mit Hilfe der Länge des Fahrzyklus von 11.007 km lässt sich hierfür ein Kraftstoffverbrauch von 6,59 l bestimmen.

7.3 Fehleranalyse

Da bei der Modellierung eines realen Systems innerhalb einer Computersimulation nicht alle tatsächlich auftretenden Faktoren berücksichtigt werden können, sind gewisse Abweichungen und Fehler unvermeidbar. In dem nachfolgenden Abschnitt sind einige wesentliche Fehlerquellen aufgeführt. Dies soll die Möglichkeit bieten, den Einfluss eventueller Fehler auf die gewonnenen Ergebnisse abzuschätzen.

7.3.1 Fehlerbehaftung der Simulation

Die Simulation mit MATLAB / Simulink beruht letztlich auf einer numerischen Rechnung. Diese stellt im Gegensatz zu einer rein analytischen Lösung unabhängig von dem zur Anwendung kommenden Algorithmus stets nur eine Näherung dar. Die iterative Rechnung wird dabei so lange fortgeführt, bis eine ausreichende Konvergenz vorhanden ist. Die erzielte Lösung entspricht deshalb nicht zwingend einem möglichen Optimum.

Durch die Diskretisierung des Systems ergibt sich zwangsläufig ein Unterschied zur exakten Berechnung des Problems, der jedoch mit steigender Auflösung abnimmt. Darüber hinaus sei an dieser Stelle noch auf den sogenannten Rundungsfehler hingewiesen, der sich aufgrund der Genauigkeit der Darstellung einer reellen Zahl im Rechner ergibt.

Die bei dieser Simulation gewählte Schrittweite von 0,1 s sollte zur Behandlung des vorliegenden fahrzeugtechnischen Problems angesichts der auftretenden Geschwindigkeiten und der Systemdynamik ausreichend groß sein. Gleiches gilt für die übrigen Simulationsparameter, bei denen die Defaultwerte verwendet werden. Es kann jedoch nicht ausgeschlossen werden, dass bei der parallelen Anwendung von zeitdiskreten und zeitkontinuierlichen Funktionsblöcken im Signalflussplan Abweichungen entstehen.

Die einzelnen Modelle und Subsysteme enthalten zum Teil Regelkreise, deren Eingangswert zum gleichen Zeitpunkt vom Ausgangswert abhängt. Dabei können je nach Betriebszustand sog. algebraische Schleifen entstehen. Diese führen entweder zu einem sofortigen Simulationsabbruch mit entsprechender Fehlermeldung oder zu einer starken Vergrößerung des Rechenzeitbedarfs (Konvergenzproblem). Ein Beispiel dafür ist die Drehzahlregelung des Verbrennungsmotors, bei der die Drehzahl zu Ende des Integrationsschritts für die Bestimmung des Folgewertes maßgeblich ist (vgl. Kap 6.4.2.8). Zur Vermeidung der Schleifenbildung kommen Halteglieder 0. und 1. Ordnung zum Einsatz, die den Ausgangswert über einen Integrationsschritt hinweg konstant halten oder verzögern. Im Wesentlichen sind dies der Memory-Block sowie die Bausteine Zero- und First-Order-Hold, die auch zur Diskretisierung von zeitkonstanten Signalen Verwendung finden. Daraus resultiert eine geringe zeitliche Verschiebung von Einzelsignalen, die aber auch in Wechselwirkung mit anderen Komponenten einen Betrag von wenigen Zehntelsekunden nicht überschreiten dürfte. Bezüglich der Ergebnisse stellt dieser Effekt sicherlich eine Fehlerquelle dar, die Untersuchung von verschiedenen Modellkonfigurationen hat jedoch gezeigt, dass es dadurch zu keinen merklichen Abweichungen kommt.

Des Weiteren sind zur Vermeidung von großen Regelspitzen einige Elemente zur Begrenzung von Maximal- bzw. Minimalwerten in Form der Saturation-Bausteine vorhanden. Aufgrund dessen kann es unter Umständen auch vereinzelt zu einer Verfälschung von gültigen Signalwerten kommen.

Das Simulationsmodell basiert auf einer eindimensionalen Rechnung, zu deren wesentlichen Bestandteilen die Grundgleichung des Fahrzeugantriebs gehört (Gl. 6.1). Hierin werden zwar essentielle Faktoren der Fahrwiderstände berücksichtigt, aber die realen Zusammenhänge des Systems Fahrzeug-Straße sind im allgemeinen ungleich komplizierter. Da der tatsächliche Fahrversuch auf einem Rollenprüfstand durchgeführt wird, reduzieren sich die nicht erfassten Parameter jedoch deutlich.

Ungeachtet dessen treten am tatsächlichen Fahrzeug einige für eine Simulation schwer quantifizierbare Größen wie etwa Reibung, Erwärmung und Walkarbeit auf, die ein dynamisches Verhalten besitzen. Ferner besteht das Modell zu einem nicht unbedeutenden Teil aus Vereinfachungen und Annahmen, deren Gebrauch infolge fehlender Vergleichsdaten erforderlich ist und aus denen sich eine weitere potentielle Fehlerquelle ergibt.

7.4 Vergleich mit dem realen Fahrzeug

Bei einer Simulation stellt sich notwendiger Weise immer die Frage nach der Übereinstimmung des virtuellen Modells mit den tatsächlichen Gegebenheiten. Handelt es sich wie im vorliegenden Fall dabei um die Simulation eines bereits existierenden Systems, so bietet sich die Möglichkeit eines direkten Vergleichs. Eine Gegenüberstellung kann einerseits anhand der gewonnenen Daten, andererseits aber auch durch die Betrachtung des Systemverhaltens erfolgen.

7.4.1 Systemverhalten

Ein bedeutendes Kennzeichen des Toyota Hybrid Systems ist die komplexe last- und wirkungsgradabhängige Steuerung des Antriebsstrangs, die auch innerhalb des Simulationsmodells den größten Stellenwert besitzt. Für einen Vergleich eignen sich in erster Linie solche Merkmale, die auf gesicherten Erkenntnissen beruhen und leicht nachzuvollziehen sind. Die folgende Diskussion beschränkt sich daher auf einige der in Kapitel fünf dieser Arbeit aufgeführten Attribute.

Im Hinblick auf die charakteristischen Eigenschaften des Antriebsstrangs zeigen die Simulationsergebnisse insgesamt eine gute Übereinstimmung. Es finden sich alle Hauptmechanismen des realen Fahrzeugs darin wieder, die innerhalb des Testzyklus zu erwarten sind. Erkennbar ist der rein elektrische Antrieb beim Fahren mit geringer Last und Geschwindigkeit, sowie der Mischantrieb mit Einsatz der Motorgeneratoren und des ICE bei höheren Geschwindigkeiten oder Lastzuständen. Der Energiebedarf des Synchronmotors wird bei ruhender Verbrennungskraftmaschine alleine durch die HV-Batterie gedeckt, was zu einer schwindenden Kapazität führt. Aber auch der Ladevorgang zeichnet sich in den Ergebnissen ab. Mit Unterschreiten des Zielwertes der Restladung kommt es in einer vermeintlichen Ruhephase des ICE zum Laden des Akkumulators bis zu einem Wert von 60%. Die zulässigen Höchstgrenzen für die Belastung und Regeneration der Batterie werden zu keinem Zeitpunkt überschritten. Darüber hinaus finden auch rekuperative Bremsungen statt, die sich positiv auf die Energiebilanz auswirken. Während der gesamten Simulation bleiben die Drehzahlen aller Aggregate in den erlaubten Grenzen. Zur Beurteilung der Simulation ist das Verhalten des Verbrennungsmotors ein weiteres wichtiges Kriterium. Dieser sollte stets in einem wirkungsgradgünstigen Bereich betrieben werden. Der effektive Kraftstoffverbrauch des modellierten ICE liegt meist innerhalb eines Bereichs nahe des Optimums bezogen auf die aktuelle Belastung.

Ungünstige Betriebspunkte finden sich abgesehen von der Batterieladung nicht. Trotz einer guten Deckung von Realfahrzeug und Modell bilden die gewonnenen Ergebnisse aufgrund zahlreicher Annahmen und Schätzwerte letztendlich nur eine mögliche Variante des Systemverhaltens. Entscheidend ist jedoch, dass die Resultate grundsätzlich mit den realen Verhältnissen vereinbar sind.

7.4.2 Quantitativer Vergleich

Die Simulation liefert eine Reihe von Daten, die sich grundsätzlich für eine Ergebnisüberprüfung eignen. Im Gegensatz dazu ist die Informationsvielfalt für den Prius NHW11 auf diesem Gebiet stark eingeschränkt. Die meisten Angaben gehen nicht über grundlegende technische Spezifikationen hinaus, so dass hier keine detaillierte Gegenüberstellung erfolgen kann.

Zur Gewährleistung belastbarer Ergebnisse ist die strikte Einhaltung des definierten Geschwindigkeitsverlaufs und der Zeitvorgaben eine unabdingbare Voraussetzung. Dies gilt für den Realversuch wie für die Simulation. Die Tabellen 10.1 und 10.2 im Anhang dieser Arbeit enthalten alle relevanten Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte des ECE/EG-Zyklus. Die dazugehörigen Simulationsdaten ergeben sich aus den Abbildungen 7.4 und 7.5. Bereits der Graph der Fahrzeuggeschwindigkeit zeigt einen qualitativen Verlauf, der sich gut mit dem Profil des tatsächlichen Testzyklus deckt. Zu beachten ist dabei allerdings die zeitliche Auflösung von 0,1 s der Simulation. Die Überprüfung der einzelnen Geschwindigkeiten für die verschiedenen Zyklusintervalle liefert eine exakte Übereinstimmung. Ein ähnliches Bild folgt für die Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge, bei denen der Vergleich keine erkennbaren Abweichungen hervorbringt.

Die Analyse des Energiebedarfs muss sich aus den genannten Gründen auf den Kraftstoffverbrauch begrenzen. Laut Hersteller liegt der Verbrauch des Prius bei 5,1 l/100km. Der Simulation ist dafür ein Wert von 6,59 l/100km zu entnehmen. Daraus ergibt sich eine Abweichung von 22,59 %. Eine mögliche Ursache könnte ein zu schlechter Wirkungsgrad der E-Maschinen sein, der eine hohe Verlustleistung zur Folge hat. Unter Umständen sind vielleicht auch die Annahmen bzgl. einzelner Massenträgheitsmomente im Antriebsstrang ungeeignet, so dass daraus ein erhöhter Momentenbedarf resultiert. Grundsätzlich kommen hierfür jedoch viele Faktoren in Betracht. Die Differenz mag zunächst recht groß erscheinen, ist aber in Anbetracht der Zielsetzung dieser Ausarbeitung hinsichtlich einer Simulation des dynamischen Verhaltens durchaus annehmbar.

Abschließend sollen auch einige Simulationsergebnisse Beachtung finden, zu denen es keine Referenz gibt. Ein wesentlicher Parameter für alle Aggregate des Antriebsstrangs ist die Drehzahl. Wie bereits erwähnt, überschreiten alle Maschinendrehzahlen die zulässigen Grenzen nicht. Bei genauer Untersuchung lassen sich aber zum Teil schnelle Wechsel dieser Größe finden.

Besonders stark zeigt sich dies anhand von MG1, der hierbei sogar seinen Drehsinn wechselt. Ein weiteres Beispiel ist der vergleichsweise schnelle Startvorgang des ICE. Aber auch der teilweise pulsierende Verlauf der Motordrehzahlen ist beachtlich und wirkt sich schließlich auch auf andere Faktoren aus. Energetisch betrachtet dürfte dies nur geringe Auswirkungen haben. Beim realen Fahrzeug wären die daraus entstehenden Kräfte allerdings zu groß. Es muss hier von deutlich mäßigeren Drehzahländerungen ausgegangen werden, die eine gewisse Diskrepanz zur Simulation darstellen.

8 Zusammenfassende Betrachtung

In der vorliegenden Arbeit ist es gelungen, mit Hilfe einer Simulation die charakteristischen Merkmale des Hybridantriebs zu beschreiben. Das eindimensionale Simulationsmodell beinhaltet die maßgeblichen technischen Eigenschaften des realen Fahrzeugs. Alle antriebsrelevanten Maschinen und Bauteile werden anhand verschiedener Funktionsblöcke in der Simulink Umgebung dargestellt. Dabei kommt es zu einer parallelen Anwendung von als gesichert geltenden Daten und auf Annahmen basierenden Kennwerten. In einigen Fällen beruhen die verwendeten Parameter auch auf Vergleichsdaten oder überschlägigen Rechnungen, was insbesondere für das Fahrzeuggetriebe gilt. Die typischen Hauptmechanismen des Toyota Prius, die für einen effizienten Einsatz der beiden Energiequellen Ottokraftstoff und Elektrizität erforderlich sind, lassen sich eindeutig wiedererkennen. Den Gegebenheiten und Erfordernissen des Testzyklus nach RL 80/1268/EWG wird entsprochen.

Es ist außerdem möglich, alle wichtigen Faktoren des simulierten Fahrzeugs grafisch und numerisch wiederzugeben. Die innerhalb der Simulation auftretenden Signale und Betriebsgrößen können nahezu an beliebiger Stelle und zu jedem Zeitpunkt visualisiert werden. Für eine ausführliche Analyse, bzw. Ergebnisaufbereitung besteht die Möglichkeit, alle anfallenden Daten aufzuzeichnen. Durch die grafische Bedienoberfläche des verwendeten Programms kann gezielt auf einzelne Faktoren zugegriffen werden. Im Zusammenhang mit dem modularen Aufbau sind so auch Parameterstudien schnell und einfach durchzuführen. Eine Modifikation des Modells bedarf nur geringfügiger Änderungen. Dies gewährleistet einen universellen Einsatz für unterschiedliche Fahrzeugvarianten und Randbedingungen. Auch Fahrzyklen, die anderen als den für die EU verbindlichen Richtlinien entsprechen, sind leicht zu realisieren.

Die gewonnenen Ergebnisse sind absolut gesehen recht gut mit den realen Gegebenheiten in Einklang zu bringen. Bezüglich des Systemverhaltens zeigen sich in vielerlei Hinsicht gute Übereinstimmungen. So liegen beispielsweise die aus der Simulation resultierenden Maxima der Maschinenparameter wie etwa Motordrehzahl, effektiver Mitteldruck und elektrische Leistung innerhalb der angegebenen Grenzen. Die modellierten Regelkreise und Teilsysteme weisen qualitativ die Funktionsmuster des realen THS auf. In einzelnen Bereichen lassen sich jedoch vereinzelt auch einige Abweichungen feststellen, was insbesondere für den Kraftstoffverbrauch gilt (Differenz ca. 23 %). Daneben kommt es teilweise zu sprunghaften Änderungen von bestimmten Variablen, die allerdings keinen größeren Einfluss auf die energetischen Verhältnisse haben. Insgesamt erscheinen die Ergebnisse durchaus schlüssig und nachvollziehbar.

8.1 Ausblick

Abgeschlossen werden soll diese Arbeit mit einer kurzen kritischen Betrachtung des Toyota Prius auf der Grundlage der vorgelegten Ergebnisse und einem kleinen Ausblick.

Das lastabhängige Antriebsmanagement bietet in Zusammenhang mit der Regeneration der kinetischen Energie eine Reihe von Vorteilen im Hinblick auf den Energiebedarf. Daneben zeigen sich aber auch einige negative Aspekte bzw. Grenzen dieser Technologie. Deutlich wird dies beim Vergleich des Prius NHW11 mit dem Nachfolgemodell NHW20. Der elektrische Antrieb ist durch die Leistung des Drehstrommotors begrenzt. Oberhalb von 65 km/h muss der Verbrennungsmotor hinzugenommen werden. Auch für eine starke Beschleunigung bei geringer Fahrzeuggeschwindigkeit ist die E-Maschine nicht ausreichend. Der Drehstrommotor des Prius II zeichnet sich durch eine stark erhöhte Leistung und einen ausgedehnteren Drehzahlbereich aus, was sowohl die Fahrdynamik als auch den Kraftstoffverbrauch positiv beeinflusst (vgl. Tab. 3.3). Mit Hilfe des elektrischen Betriebsmodus können für den ICE ungünstige Lastpunkte vermieden werden, dieser kann allerdings nur so lange aufrecht erhalten werden, wie der Akkumulator in der Lage ist elektrische Energie zu liefern.

Im Rahmen der Simulation ist diese Grenze bereits nach einigen Kilometern Fahrt im modellierten Stadtverkehr erreicht. Der Einsatz des Ottomotors ist dann auch in Betriebssituationen mit ungünstigem Wirkungsgrad notwendig. Ein grundsätzliches Problem ergibt sich auch aus der Wirkungsgradverkettung bei einer elektromechanischen Aufteilung der Antriebsleistung. Die dabei entstehende Verlustleistung beträgt selbst in günstigen Lastsituationen einige Kilowatt. Auch die Batterieladung mittels Verbrennungskraftmaschine ist zum Teil durch große Verluste gekennzeichnet, die aus der mehrfachen Energiewandlung resultieren. Die HV-Batterie kann nur bis zu einem festgelegten Limit belastet werden, da die bei hoher Leistung auftretenden starken elektrischen Ströme zwangsläufig auch eine Erwärmung hervorrufen. Dies schränkt sowohl die mögliche Maximallast als auch den Ladebetrieb deutlich ein.

Bei einer starken Verzögerung wird darüber hinaus nur ein geringer Teil der kinetischen Energie zur rekuperativen Ladung genutzt. Vermutlich aus diesen Gründen besitzen neuere Hybridfahrzeuge wie der Prius NHW20 eine höhere Systemspannung, die bei gleicher Last zu geringeren Strömen führt. Auch verwenden einige Hersteller sog. Hochleistungskondensatoren, die aufgrund ihrer hohen Energiedichte in der Lage sind Lastspitzen kurzzeitig auszugleichen. Ein weiterer Kritikpunkt ist die geringe Höchstgeschwindigkeit von 160 km/h des Prius I. Ein solcher Wert ist für ein Fahrzeug dieses Segmentes nicht mehr zeitgemäß. Entscheidend ist jedoch, dass beim Fahren mit hoher Geschwindigkeit bei allen Aggregaten im Antriebsstrang hohe Drehzahlen auftreten.

Insbesondere der ICE bringt nahe der Vollast keinen nennenswerten Wirkungsgradvorteil. Für das Nachfolgemodell ist dieser Faktor wegen einer um 10km/h vergrößerten Maximalgeschwindigkeit von geringerer Bedeutung.

Den Hauptvorteil liefert der Prius wohl bei der Fahrt im Stadtverkehr mit mäßigen Distanzen. Angesichts der international stetig zunehmenden Verkehrsdichte erscheint dies durchaus sinnvoll. Die Hybridtechnik hat im Gegensatz zu vielen anderen alternativen Antriebskonzepten bewiesen, dass mit ihr alltagstaugliche Kraftfahrzeuge realisierbar sind, die sich problemlos in die bestehenden Infrastrukturen integrieren lassen. Die ständige technische Weiterentwicklung besonders auf dem Gebiet der elektrischen Energiespeicher lässt auch in naher Zukunft neue verbesserte Fahrzeuge erwarten, die die Vorteile der Hybridtechnologie weiter ausschöpfen.

9 Literatur- und Abbildungsverzeichnis

- /1/ **Schäfer / van Basshuysen 2005** *Schäfer, Fred ; van Basshuysen, Richard*: Handbuch Verbrennungsmotor Grundlagen, Komponenten Systeme, Perspektiven. 3. Auflage Wiesbaden 2005.
- /2/ **Braess / Seiffert 2000** *Braess, Hans-Hermann ; Seiffert, Ulrich*: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 1. Auflage Braunschweig/Wiesbaden 2000.
- /3/ **Bielefeld / Bieler 2005** *Bielefeld, Michael ; Bieler, Norbert*: Modulare Hybrid-Antriebssysteme. ATZ 09/2005 Jahrgang 107 .
- /4/ **Dudenhöfer 2005** *Dudenhöfer, Ferdinand*: Die Marktentwicklung von Hybrid-Fahrzeug-Konzepten. ATZ 4/2005 Jahrgang 107 .
- /5/ **Kittler 20005** *Kittler, Eberhard*: Hybrid aus Amerika. mot 17+18/2005.
- /6/ **KBA 2005** *Kraftfahrt-Bundesamt(KBA)*: Kraftstoffverbrauchs- und Emissions-Typprüfwerte von Kraftfahrzeugen 2005. pdf-Dokument, online in Internet 2005, URL: <http://www.kba.de> (Stand 27.09.2005).
- /7/ **Knorra 2005** *Knorra, Ulrich*: Der Lexus RX 400h. ATZ 09/2005 Jahrgang 107.
- /8/ **Toyota 2000** *Toyota Motor Corporation*: Prius Merkmale neuer Fahrzeuge. 2000
- /9/ **Jordan 2002** *Jordan, Wolfgang*: Vorlesungsumdruck *Kolbenmaschinen*, 2.Auflage, Köln 2002.
- /10/ **Bachmann 1991** *Bachmann, Jürgen*: Erstellung eines Programms zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs von Kraftfahrzeugen. Diplomarbeit FH-Köln 1991.
- /11/ **Keveney 2000** *Keveney Matt*: Atkinson Engine. html-Dokument, online in Internet 2000, URL: <http://www.keveney.com/Atkinson.html> (Stand 29.09.2005).
- /12/ **Vogel 1998** *Vogel, Johannes*: Elektrische Antriebstechnik. 6. Auflage Heidelberg 1998
- /13/ **Fischer 2004** *Fischer, Rolf*: Elektrische Maschinen. 12. Auflage München 2004.
- /14/ **Mitschke / Wallentowitz 2003** *Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning*: Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4.Auflage Berlin 2003.
- /15/ **ika 2005** *Institut für Kraftfahrwesen Aachen (ika)*: Prüfeinrichtungen für die Entwicklung moderner Kraftfahrzeuge. pdf-Dokument, online in Internet 2005, URL: <http://www.ika.rwth-aachen.de/> (Stand 28.09.2005).

- /16/ **MPZ 2005** *Meß- und Prüfzentrum Kraftfahrzeugtechnik Alsdorf GmbH (MPZ):* Prüfstände. jpg-Datei, online in Internet 2005, URL: http://www.mpz-alsdorf.de/Bilder/Audi_Akustik.jpg (Stand 28.09.2005).
- /17/ **Bohner et al. 1994** *Bohner, Max et al.:* Tabellenbuch Kraftfahrzeugtechnik. 10. Auflage Haan 1994.
- /18/ **Davies 2001** *Davies, Graham:* Understanding your Prius. html-Dokument, online in Internet 2001, URL: <http://home.earthlink.net/~graham1> (Stand 14.09.2005).
- /19/ **Kelly / Mihalic / Zolot 2001** *Kelly, K.J. ; Mihalic, M. ; Zolot M.:* Battery Usage and Thermal Performance of the Toyota Prius and Honda Insight for Various Chassis Dynamometer Test Procedures. pdf-Dokument, online in Internet 2001, URL: <http://www.ctts.nrel.gov/analysis/pdfs/31306.pdf> (Stand 18.09.2005).
- /20/ **Shinichi 2001** *Shinichi, Abe:* Toyota Prius: Best Engineerd Car of 2001. Automotive Engineering 03/2001.
- /21/ **Angermann et al. 2005** *Angermann, Anne et al.:* Matlab-Simulink-Stateflow Grundlagen, Toolboxes, Beispiele. 4. Auflage München 2005.
- /22/ **Hoffmann 1998** *Hoffmann, Josef:* MATLAB und SIMULINK Beispielorientierte Einführung in die Simulation dynamischer Systeme. 1. Auflage Bonn 1998.
- /23/ **Mitschke 1995** *Mitschke, Manfred:* Dynamik der Kraftfahrzeuge Band A: Antrieb und Bremsung. 3. Auflage Berlin 1995.
- /24/ **Schwarting 1996** *Schwarting, Karl-Heinz:* Vorlesungsumdruck Fahrmechanik I. Köln 1996.
- /25/ **Reimpel / Hoseus 1992** *Reimpell, Jörn ; Hoseus, Karlheinz:* Fahrwerktechnik: Fahrzeugmechanik. 2. Auflage Würzburg 1992.
- /26/ **Lechner / Naunheimer 1994** *Lechner, Gisbert ; Naunheimer, Harald:* Fahrzeuggetriebe Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. 1. Auflage Berlin 1994.
- /27/ **Faurndau 2005** *Faurndau Antriebstechnik:* Produktkatalog. html-Dokument, online in Internet 2005, URL: http://faurndau.com/produkte_dreh_typ_pmg.html (Stand 27.09.2005).
- /28/ **Förster 1987** *Förster, Hans Joachim:* Die Kraftübertragung im Fahrzeug vom Motor bis zu den Rädern. 1. Auflage Köln 1987.
- /29/ **EN 228 1998** *Europäische Norm:* Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge Unverbleite Ottokraftstoffe. Brüssel 1998 (Stand Juni 2004).

10 Anhang

Betriebszustand	Beschleunigung [m/s ²]	Geschwindigkeit [km/h]	Zustandszeit [s]	Gesamtzeit [s]
Leerlauf			11	11
Beschleunigung	1,04	0 - 15	4	15
konstante Geschw.		15	8	23
Verzögerung	-0,69	15 - 10	2	25
Verzög. Motor ausgk.	-0,92	10 - 0	3	28
Leerlauf			21	49
Beschleunigung	0,83	0 - 15	5	54
Gangwechsel			2	56
Beschleunigung	0,94	15 - 32	5	61
konstante Geschw.		32	24	85
Verzögerung	-0,75	32 - 10	8	93
Verzög. Motor ausgk.	-0,92	10 - 0	3	96
Leerlauf			21	117
Beschleunigung	0,83	0 - 15	5	122
Gangwechsel			2	124
Beschleunigung	0,62	15 - 35	9	133
Gangwechsel			2	135
Beschleunigung	0,52	35 - 50	8	143
konstante Geschw.		50	12	155
Verzögerung	-0,52	50 - 35	8	163
konstante Geschw.		35	13	176
Gangwechsel			2	178
Verzögerung	-0,86	32 - 10	7	185
Verzög. Motor ausgk.	-0,92	10 - 0	3	188
Leerlauf			7	195

Tabelle 10.1- Details des ECE/EG-Zyklus Teil1 [vgl. Bachmann /10/ 1991]

Betriebszustand	Beschleunigung [m/s ²]	Geschwindigkeit [km/h]	Zustandszeit [s]	Gesamtzeit [s]
Leerlauf			20	20
Beschleunigung	0,83	0 - 15	5	25
Gangwechsel			2	27
Beschleunigung	0,62	15 - 35	9	36
Gangwechsel			2	38
Beschleunigung	0,52	35 - 50	8	46
Gangwechsel			2	48
Beschleunigung	0,43	50 - 70	13	61
konstante Geschw.		70	50	111
Verzögerung	-0,69	70 - 50	8	119
konstante Geschw.		50	69	188
Beschleunigung	0,43	50 - 70	13	201
konstante Geschw.		70	50	251
Beschleunigung	0,24	70 - 100	35	286
konstante Geschw.		100	30	316
Beschleunigung	0,28	100 - 120	20	336
konstante Geschw.		120	10	346
Verzögerung	-0,69	120 - 80	16	362
Verzögerung	-1,04	80 - 50	8	370
Verzög. Motor ausgk	-1,39	50 - 0	10	380
Leerlauf			20	400

Tabelle 10.2- Details des ECE/EG-Zyklus Teil 2 [vgl. Bachmann /10/ 1991]

Erforderliche M-Files zur Durchführung einer vollständigen Simulation

ecez

mg2z

bz

reglerz

verbrauchskennfeld

mg1z

Wechselz

Inhalt des M-Files *bz* (Definition der Batteriekennlinie)

```
% Matrix der Batterie-Kennlinie des Toyota Prius
```

```
% in: Ladezustand [%]
```

```
% out: Wirkungsgrad [ ]
```

```
% Tim Nowakowski 8/2005
```

```
CB = [0 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 56.6 64.6 68 75.3 78.3 82.8 87.5 90.5 93.2 94.7 99.5 100];
```

```
etaLB = [0.99 0.93 0.9 0.87 0.84 0.82 0.791 0.773 0.745 0.727 0.7 0.664 0.632 0.609 0.568 0.541 0.46 0.33 0.23 0.109 0.014 0.002  
0];
```


Inhalt des M-Files *verbrauchskennfeld* (Definition des ICE)

% Matrix der Mitteldruck-Vollastkurve ICE Toyota Prius

% Row: effektiver Mitteldruck [bar]

% Column: Drehzahl [1/min]

% Table: Verbrauch [g/kWh]

% Tim Nowakowski 7/2005

```
vbr = [610 600 600 590 580 570 570 570 570 570 570 570 570 570 570
607 600 595 580 570 560 560 560 560 560 560 560 560 560 560
605 599 583 570 561 553 553 553 553 553 554 556 559 560 565
603 590 579 565 556 537 474 475 481 484 493 502 518 518 536 542
590 583 567 550 536 475 469 470 472 475 482 491 509 515 530 538
570 565 547 525 475 467 466 468 469 471 474 475 481 509 523 532
559 550 528 475 469 447 436 436 439 449 459 467 472 472 474 487
537 523 470 462 448 421 400 388 390 409 419 430 437 439 453 480
440 388 391 388 387 385 385 383 380 385 385 388 415 421 424 439
405 380 381 379 371 368 368 362 367 374 373 381 385 388 405 420
372 367 366 364 358 355 356 353 358 362 363 368 375 379 385 388
356 354 351 349 349 347 346 349 349 354 358 362 369 374 379 382
352 349 346 344 343 344 344 343 345 347 349 355 365 372 376 379
347 344 340 337 336 336 337 339 340 343 345 349 360 369 374 377
341 338 336 332 329 328 328 329 329 332 337 342 351 360 366 372
338 335 333 331 329 330 331 330 328 331 334 339 347 354 360 366
336 334 329 327 325 325 326 324 322 326 329 334 340 349 354 360
333 332 328 326 324 324 325 324 320 325 328 332 335 344 349 355
329 328 327 325 323 323 324 323 319 321 325 328 330 342 346 349
326 325 323 321 319 319 320 317 315 317 321 323 326 329 336 340
321 320 319 317 315 315 316 314 312 314 317 319 321 323 327 332
317 316 314 312 310 310 311 309 309 312 315 317 319 321 323 328
315 314 312 310 308 308 308 306 306 307 294 297 299 304 310 323
313 312 310 307 306 306 305 301 298 294 290 294 297 303 308 318
307 310 305 297 297 296 298 296 292 290 288 290 294 301 305 315
305 300 294 292 292 292 294 292 288 286 284 288 290 297 301 311
304 297 290 288 288 288 290 288 284 282 279 282 283 291 296 307
301 294 286 284 284 283 286 284 281 279 275 279 281 287 295 304
292 288 279 277 277 276 278 276 274 271 269 273 276 281 286 299
290 284 276 274 274 274 277 276 273 272 272 273 275 277 278 296
287 281 273 270 271 273 274 273 271 272 271 274 276 276 277 293
285 278 273 273 273 272 274 274 273 269 268 274 275 277 278 290
284 278 277 277 267 265 266 268 268 264 263 269 272 278 279 288
283 277 277 275 267 265 265 268 268 263 262 268 269 278 279 286
282 277 275 272 266 266 266 267 267 266 262 262 267 272 279 285
282 277 272 269 266 266 266 294 266 265 262 266 267 269 278 284
282 277 269 267 266 266 266 267 267 266 265 266 267 268 277 283
281 277 269 266 265 265 265 266 265 262 264 265 267 268 277 282
279 277 268 266 264 264 264 265 265 262 263 264 266 268 275 280
278 277 267 266 262 262 262 263 263 262 263 263 264 268 273 274
```

278 277 267 264 260 261 260 260 261 261 262 262 263 267 273 274
277 276 267 264 260 260 260 260 261 261 262 262 262 265 272 274
274 273 265 263 260 259 260 259 259 260 261 261 262 265 270 273
274 271 264 262 260 258 259 257 257 258 259 259 260 263 265 270
272 269 263 261 259 256 255 257 255 256 257 258 259 263 264 268
272 268 262 260 258 254 253 253 253 254 255 255 258 261 262 266
271 267 262 258 254 254 253 253 253 253 254 254 255 258 262 264
270 268 262 257 254 253 253 252 253 253 253 253 254 257 261 263
269 267 262 256 253 253 252 252 252 252 252 252 253 254 260 263
268 266 262 255 252 252 251 251 251 251 251 252 252 253 259 262
267 265 261 255 252 251 251 251 251 251 251 251 252 253 258 261
267 265 261 255 252 251 251 251 251 251 251 251 252 252 257 261
266 264 261 255 252 251 251 251 251 251 251 251 252 252 256 260
267 265 262 254 251 250 249 250 250 250 250 250 251 251 254 262
266 264 262 253 251 249 248 249 250 249 250 250 250 251 253 261
266 264 261 253 250 249 247 247 248 247 248 249 250 251 252 260
266 264 261 253 250 248 246 246 247 246 247 248 250 251 252 259
267 265 261 253 250 247 246 246 246 246 246 247 249 251 252 257
267 266 262 253 250 247 246 246 246 246 246 246 248 250 252 256
267 267 262 253 250 247 245 246 246 246 246 246 247 249 251 256
268 267 263 253 249 246 245 246 246 246 246 246 247 249 251 256
268 267 264 254 249 246 245 245 246 245 246 246 246 248 250 255
269 268 265 254 249 246 245 245 246 245 246 246 246 248 250 255
269 268 266 254 249 246 245 245 245 245 246 246 247 250 255
269 268 267 254 249 246 245 245 245 245 245 246 247 250 255
270 269 267 255 248 246 244 245 245 245 245 245 245 247 249 255
270 269 267 254 247 245 243 243 244 243 244 244 244 246 248 255
270 269 268 254 247 245 243 243 243 243 243 243 244 245 248 255
271 269 268 255 247 245 242 242 242 242 242 243 244 245 248 255
271 270 268 256 247 244 242 242 241 242 242 242 243 245 248 255
271 270 269 257 247 244 242 241 241 241 242 242 243 244 248 255
272 271 269 258 247 244 242 241 241 241 241 241 243 244 248 255
272 271 270 260 247 243 241 240 240 240 240 241 243 244 247 254
272 271 270 262 247 243 241 240 239 238 238 241 243 244 247 255
272 271 270 263 248 243 241 240 238 237 237 240 242 244 247 255
272 271 270 263 249 243 241 240 237 236 237 240 242 244 247 255
273 272 271 263 250 243 241 239 237 236 236 239 241 244 247 255
273 272 271 263 250 243 240 238 236 234 235 237 240 243 246 255
273 272 271 263 251 243 241 238 236 233 233 237 240 243 246 255
273 272 271 263 252 244 241 238 236 232 232 237 240 243 246 255
273 272 271 263 252 245 241 238 236 230 231 236 239 243 246 255
274 273 271 263 254 245 242 238 236 228 229 236 239 243 246 256
274 273 271 263 255 245 242 238 236 226 226 235 238 242 245 256
275 274 272 264 257 246 243 239 236 227 226 234 238 243 246 256
275 274 272 264 260 248 244 240 236 228 225 233 238 243 246 256
276 275 273 266 263 252 245 241 236 230 225 233 238 243 246 256
277 276 274 268 265 257 247 243 236 231 225 233 238 243 247 257
278 277 275 268 266 259 249 244 236 232 226 233 238 243 247 257
279 278 276 269 267 260 250 245 240 233 227 234 239 243 247 258
280 279 277 271 269 262 246 247 243 236 230 235 240 244 248 258
281 280 278 272 270 263 253 248 245 237 231 235 240 244 249 258
281 280 278 272 270 263 254 249 246 238 232 236 240 244 250 259

Inhalt des M-Files *wechselz* (Definition des Wechselrichterwirkungsgrad)

% Wechselrichter

```
nMG2 = [0 250 733 809 931 1221 1473 1750 2000 2250 2500 2750 3000 3250 3500 3750 4000 4250 4534 4750 5000 5283 5692 5763 6000];
```

```
WechselMG2 = [0.83 0.85 0.9 0.905 0.9105 0.92 0.93 0.941 0.948 0.9505 0.9518 0.953 0.955 0.9564 0.9573 0.958 0.9585 0.959 0.9593 0.9599 0.96 0.96 0.959 0.958 0.957];
```

```
nMG1w = [0 250 733 809 931 1221 1473 1750 2000 2250 2500 2750 3000 3250 3500 3750 4000 4250 4534 4750 5000 5283 5692 5763 6000 6250 6500];
```

```
WechselMG1 =[0.83 0.85 0.9 0.905 0.9105 0.92 0.93 0.941 0.948 0.9505 0.9518 0.953 0.955
```

Inhalt des M-Files *PRIUS* (Start des Simulationsmodells)

% Start der notwendigen Dateien für die Prius Simulation

% 08/05 Tim Nowakowski

clear

ecez

mg2z

bz

reglerz

verbrauchskennfeld

mg1z

Wechselz

simulink

Prius_ECE