



Diplomarbeit

Validierungsbeispiel für ein Hybridantriebssystem

(Vergleich Längsdynamik – Fahrzeugmessung zu Rechnung)

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplomingenieur

vorgelegt dem
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Christian Bacher

3. Dezember 2009

Betreuender Professor:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuender Assistent:

DDipl.-Ing. Bernd Klima

Externer Betreuer (IVD):

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Günter Hohenberg

Danksagung

Ich möchte mich an dieser Stelle bei allen Personen bedanken, die mich bei der Erarbeitung der Diplomarbeit unterstützt haben. Insbesondere sind dies:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Günter Hohenberg, dem Initiator dieser Diplomarbeit, der mich durch seine fachliche sowie persönliche Unterstützung immer einen Schritt weitergebracht hat.

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder, der mir die Freiheit gelassen hat, die Arbeit nach eigenen Vorstellungen zu gestalten.

DDipl.-Ing. Bernd Klima für seine fachliche und organisatorische Unterstützung.

Mein Bürokollege Patrick Knapp, der mir durch die unzähligen fachlichen Diskussionen stets eine große Hilfe war.

Das AVL-CRUISE Support Team, welches meine zahlreichen Anfragen immer schnell beantworten konnte.

Ein herzliches Dankeschön gilt weiters:

Meiner Familie bzw. meinen Eltern, die mir durch ihre bedingungslose Unterstützung das Studium erst ermöglicht haben sowie meinem Bruder, der mir während der gesamten Studienzeit stets mit guten Ratschlägen beiseite gestanden ist.

Peter Salmutter für das kritische Korrekturlesen der Arbeit und seinen konstruktiven Vorschlägen.

Und nicht zuletzt meiner Freundin Susanne, die für die vielen Stunden im Büro Verständnis zeigte und mir durch ihre moralische Unterstützung immer den Rücken gestärkt hat.

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

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

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

.....
date

.....
(signature)

Kurzfassung

Diese Diplomarbeit befasst sich mit der Simulation von Fahrzeugantrieben auf Basis des bekannten CRUISE-Modells von AVL. Dazu wurde die Modellierung eines Hybridfahrzeuges durchgeführt und die beiden zur Verfügung stehenden Berechnungsmethoden untersucht. Dadurch soll die grundsätzliche Eignung des Programmes zur Bewertung von Hybridstrategien nachgewiesen sowie die Basis für eine zukünftige Optimierung einer intelligenten Hybridstrategie geschaffen werden. Als Vergleichsbasis dienen das zurzeit bei IVD/TUD eingesetzte Rückwärtsrechenmodell sowie vorhandene Prüfstandsmessungen.

Die quasi-stationäre Berechnungsmethode zeigt Schwingungsprobleme, welche auf den vorhandenen Lösungsalgorithmus zurückzuführen sind. Ihr Einsatz zur Untersuchung von Hybridstrategien ist daher nur eingeschränkt möglich.

Die Berechnungsmethode Simulation zeigte sowohl beim Vergleich mit den Ergebnissen des IVD/TUD-Modells, als auch mit den Rollenprüfstandsmessungen eine ausreichende Übereinstimmung. Auftretende Abweichungen lagen innerhalb der zu erwartenden Größenordnung. Die Berechnungsmethode Simulation ist somit zur Bewertung von Hybridstrategien geeignet, wobei an einigen Punkten des Programms noch Verbesserungen möglich sind.

Abstract

This thesis deals with the simulation of vehicle drive trains based of the known CRUISE-model of the AVL. Therefore, a hybrid vehicle was modeled and the two available calculation methods were analyzed. In this way the basic suitability of the program to evaluate hybrid strategies should be proven and the basis for future optimization of an intelligent hybrid strategy should be provided. The basis of comparison is the currently at IVD/TUD used backwards calculation model as well as existing test bench measurements.

The quasi-stationary calculation shows oscillation problems, which are due to the existing calculation algorithm. Therefore, the use of the quasi-stationary calculation for the investigation of hybrid strategies is restricted.

The calculation method simulation showed a sufficient match in comparison to the results of the IVD/TUD-model, as well as to the test bench measurements. Occurring deviations were within the expected range. Consequently the calculation method simulation is suitable for evaluation of hybrid strategies, even though at some points of the program improvements are still possible.

Inhaltsverzeichnis

Einleitung	1
1 Grundlagen und Stand der Technik	3
1.1 Aktuelle Klima- und Emissionsproblematik	3
1.1.1 Der Treibhauseffekt	3
1.1.2 Der Kohlenstoffkreislauf	4
1.1.3 Das Kyoto-Protokoll	5
1.2 Innovative Fahrzeugantriebe	6
1.2.1 Verfügbarkeit der vorgesehenen Primärenergieträger	6
1.2.2 Ökologische Einflüsse der jeweiligen Energieumsetzung	9
1.2.3 Die technische Umsetzbarkeit	10
1.3 Hybridfahrzeuge	12
1.3.1 Hybridvarianten	12
1.3.2 Die Hybridfunktionen	16
1.4 Das untersuchte Fahrzeug: Ein Honda Civic Hybrid (Baujahr 2006)	19
1.4.1 Der Antriebsstrang	19
1.4.2 Die Leistungselektronik	23
2 Längsdynamik-Simulationsprogramme	25
2.1 Längsdynamik	25
2.1.1 Fahrwiderstände	25
2.1.2 Leistungsbedarf	30
2.2 Das IVD/TUD-Modell	30
2.2.1 Programmaufbau	31
2.2.2 Modellgrenzen	33
2.2.3 Ergebnisse	34
2.3 CRUISE	36
2.3.1 Überblick	36
2.3.2 Programmaufbau	37
2.3.3 Berechnungsaufgaben	40
2.3.4 Berechnungsmethoden	42
3 CRUISE-Programmapplikation	44
3.1 Modellierung des Antriebsstrangs	44

3.2	Bedutung der Fahrzeugkomponenten	45
3.2.1	Vehicle	46
3.2.2	Die Reifen	48
3.2.3	Die Kupplung	49
3.2.4	Das CVT-Getriebe	51
3.2.5	Die E-Maschine	58
3.2.6	Die Verbrennungskraftmaschine	60
3.2.7	Die Batterie	61
3.2.8	Weitere Komponenten	67
3.3	Implementierung benutzerdefinierter Funktionen/Strategien	68
3.3.1	Implementierungsmöglichkeiten	68
3.3.2	Implementierung der Hybridstrategie Vorsteuerung	70
3.4	Fahrermodellierung	73
3.4.1	Grundlagen	73
3.4.2	Driver A	74
3.4.3	Driver B	77
3.4.4	Fahrermodellierung: Vergleich mit IVD/TUD-Modell	78
3.4.5	Fahrermodellierung: Vergleich mit Messfahrt	80
3.5	Applikation der Simulationsumgebung	81
4	Ergebnisse quasi-stationäre Rechnung	82
4.1	Vergleich mit IVD/TUD-Modell	83
4.1.1	Schwingungen während Anfahrvorgängen	84
4.1.2	Schwingungen bei Übersetzungsänderungen	86
4.1.3	Ergebnisse	91
4.2	Vergleich mit Messfahrt	96
4.2.1	Anfahrmodellierung	96
4.2.2	Schwingungen bei Übersetzungsänderungen	96
4.2.3	Implementierung der Hybridstrategie	96
4.2.4	Ergebnisse	97
4.3	Fazit quasi-stationäre Rechnung	97
5	Ergebnisse Simulation	99
5.1	Vergleich mit IVD/TUD-Modell	99
5.1.1	Ergebnisse	99
5.2	Vergleich mit Messfahrt	103
5.2.1	Beschreibung der vorhandenen Messdaten	103
5.2.2	Glättung des gemessenen Geschwindigkeitsverlaufes	104
5.2.3	Analyse des Fahrereinflusses	106
5.2.4	Ergebnisse	107
5.3	Fazit Simulation	112
6	Erfahrungen mit Software allgemein	114
6.1	Bewertung der Fahrermodellierung	114
6.2	Kommunikationsprobleme bei Matlabschnittstellen	115
6.3	Zugriff auf eingetragene Daten und Kennfelder	116
6.4	Dokumentation	117
6.5	Zeitaufwand	117

7 Zusammenfassung und Ausblick	119
Abkürzungsverzeichnis	122
Abbildungsverzeichnis	123
Literaturverzeichnis	125
Anhang	129

Einleitung

Angesichts der aktuellen bzw. zukünftig zu erwartenden Abgasgesetzgebung sowie der immer deutlicher werdenden Begrenztheit fossiler Energieträger, wird der Ruf nach innovativen Fahrzeugantrieben immer lauter. An dieser Stelle zeigt der Hybridantrieb als innovatives Antriebskonzept großes Potential hinsichtlich Verbrauch und Emissionen gegenüber konventionellen Antrieben und erfreut sich auch bei Fahrzeugkunden ständig steigender Beliebtheit. Da das Potential des Hybridantriebsystems stark mit dem gewählten Energiemanagement zusammenhängt, nehmen hier Simulationswerkzeuge zur optimalen Auslegung einen großen Stellenwert ein.

Motivation

Die Strategie der Zu- und Abschaltung des Elektromotors ist bei Hybridfahrzeugen von besonderer Bedeutung. Gesichtspunkte dabei sind, neben der erforderlichen Antriebsleistung, der Wirkungsgrad des Verbrennungs- und des Elektromotors, als auch der Ladezustand der Batterie. Hinzu kommt die zu erwartende Fahrsituation im Verkehr und damit die Anforderung an das Fahrzeug über eine bestimmte Fahrstrecke. Es bietet sich hier an, über geeignete Simulationswerkzeuge – also einem virtuellen Fahrzeug –, verschiedene Hybridstrategien auf ihre Eignung zu testen. Ein geeignetes Simulationstool zur Bewertung von Hybridstrategien ist das bekannte CRUISE-Modell von AVL.

Ziel der Diplomarbeit

In der vorliegenden Diplomarbeit werden vorhandene Messdaten eines realen Hybridfahrzeuges mit den Ergebnissen des CRUISE-Modells verglichen und die auftretenden Abweichungen analysiert. Damit soll die grundsätzliche Eignung nachgewiesen sowie die Basis für eine zukünftige Optimierung einer intelligenten "Hybridstrategie" geschaffen werden.

Aufbau der Arbeit

Der erste Teil der Arbeit befasst sich mit den beiden Fragestellungen „Warum ist es wichtig die Emissionen von Kohlendioxid (CO₂) zu verringern?“ und „Über welche Wege kann man dieses Ziel erreichen?“. Dazu wird die aktuelle Klimaproblematik behandelt und innovative Fahrzeugantriebe vorgestellt. Abgeschlossen wird das Kapitel mit einer Beschreibung von

Hybridfahrzeugen und mit der Vorstellung des untersuchten Fahrzeugs, einem Honda Civic Hybrid.

Im zweiten Teil wird das Thema Längsdynamik behandelt und die beiden Simulationsprogramme, das IVD/TUD-Modell und das CRUISE-Modell, beschrieben.

Der dritte Teil befasst sich mit der in CRUISE durchgeführten Fahrzeugmodellierung. Desweiteren werden die Möglichkeiten zur Implementierung benutzerdefinierter Funktionen/Strategien vorgestellt sowie die Parametrisierung der benötigten Fahrermodelle beschrieben.

In Kapitel vier und fünf erfolgt die Auswertung der Ergebnisse, wobei in Kapitel vier die quasi-stationäre Berechnungsmethode und in Kapitel fünf die Simulationsrechnung analysiert wird.

Kapitel sechs geht abschließend auf allgemeine Erfahrungen mit der Software ein und stellt den für die Untersuchungen benötigten Zeitaufwand dar.

Kapitel 1

Grundlagen und Stand der Technik

„Warum ist es wichtig die Emissionen von Kohlendioxid (CO₂) zu verringern?“ und „Über welche Wege kann man dieses Ziel erreichen?“ Das sind die zentralen Fragestellungen, welche in diesem Kapitel besprochen und beantwortet werden sollen. Abschließend wird das im Rahmen der Diplomarbeit untersuchte Fahrzeug, ein Honda Civic Hybrid, vorgestellt.

1.1 Aktuelle Klima- und Emissionsproblematik

Laut dem 2007 erschienenen UNO-Klimabericht „Climate Change 2007: The Physical Science Basis“ droht der Erde bis Ende des Jahrhunderts eine Klimaerwärmung um bis zu 6,4°C. Nach Aussagen des IPCC (Intergovernmental Panel of Climate Change) ist ein Abschmelzen der Pole nur mehr schwer zu verhindern [SQM⁺07]. Ein Zusammenhang der Klimaerwärmung mit einem vermehrten Ausstoß an Treibhausgasen (THG) konnte durch Eiskernbohrungen nachgewiesen werden [Pet]. Begründet wird dieser Zusammenhang über den sogenannten Treibhauseffekt, welcher im Folgenden näher betrachtet wird.

1.1.1 Der Treibhauseffekt

Der Treibhauseffekt beschreibt die Speicherung von Wärme in der Atmosphäre aufgrund Absorption langwelliger Strahlung (Wärmestrahlung) [Bau93]. Kurzwellige Sonnenstrahlen können weitgehend ungehindert die Erdatmosphäre durchdringen. Wenn diese auf der Erde auftreffen, werden sie zu einem großen Anteil absorbiert und der Rest als langwellige Strahlung zurück in den Weltraum reflektiert (Abbildung 1.1). Sogenannte Treibhausgase (Wasserdampf, Kohlendioxid, Methan, Distickstoffoxid (Lachgas), . . .) nehmen diese Strahlung auf und verhindern somit deren vollständige Abstrahlung in das Weltall. Wäre dies nicht der Fall, würde sich, anstatt einer durchschnittlichen Temperatur der Erdoberfläche von 15°C, eine durchschnittliche Temperatur von -18°C einstellen. Dies lässt erkennen, dass der Treibhauseffekt ein wichtiger Bestandteil unseres ökologischen Systems ist.

Es muss allerdings zwischen dem natürlichen und dem anthropogenen Treibhauseffekt unterschieden werden. Macht der natürliche Treibhauseffekt das Leben auf der Erde erst

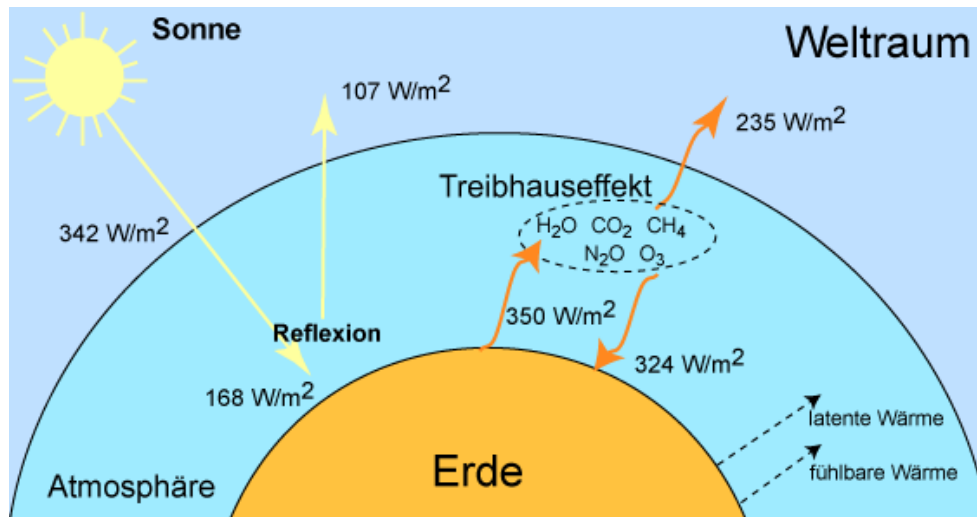


Abbildung 1.1: Der Treibhauseffekt[Kas]

möglich, so ist der anthropogene hingegen als äußerst problematisch anzusehen, da dieser das durchschnittliche Temperaturniveau der Erdoberfläche über das natürliche Level anhebt.

1.1.2 Der Kohlenstoffkreislauf

Wie in Abbildung 1.2 ersichtlich, machte 2007 in Österreich der Anteil der Kohlenstoffdioxid-Emissionen an die 85% der emittierten Treibhausgase aus.

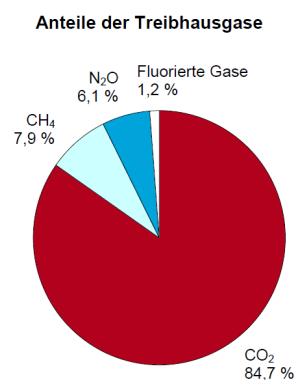


Abbildung 1.2: Anteile der Treibhausgase in Österreich [ABB+09]

Betrachtet man jedoch den in Abbildung 1.3 dargestellten globalen Kohlenstoffkreislauf, kann man erkennen, dass der hauptsächlich aus Verbrennung fossiler Energieträger stammende Kohlenstoff nur einen geringen Anteil am gesamt stattfindenden Kreislauf ausmacht.

Dies führte in der Vergangenheit zu vielen Skeptikern, die der Meinung waren, dass diese geringe Menge nicht für die Erderwärmung verantwortlich sein kann. Betrachtet man

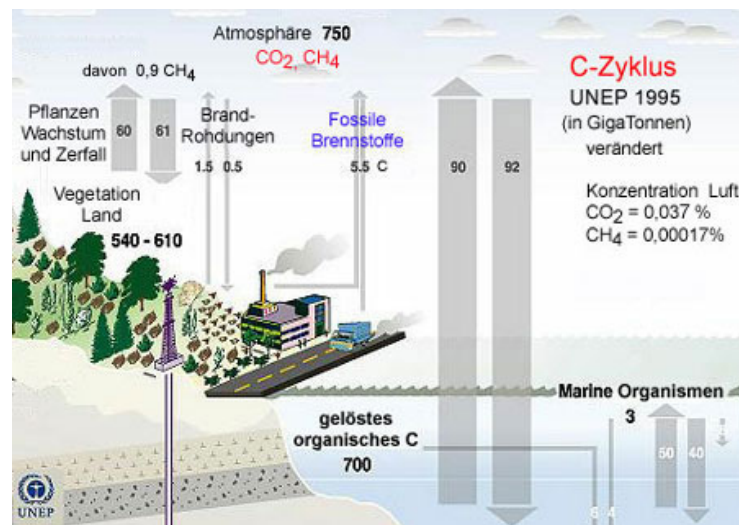


Abbildung 1.3: Kohlenstoffkreislauf [Pet]

den natürlichen Kreislauf der Kohlenstoffeinbindung und -freisetzung jedoch vereinfacht (ohne Berücksichtigung dynamischer Effekte [Rin]) wie eine sich im Gleichgewicht befindliche Waage, führt dies zur Erkenntnis, dass dieser kleine zusätzliche Anteil das gesamte natürliche System aus dem Gleichgewicht bringt und somit zu einer Erhöhung des in der Atmosphäre befindlichen Kohlenstoffs führt. Dies wiederum führt, aufgrund des vorhin erklärten Treibhauseffekts, zu einer problematischen Erhöhung der durchschnittlichen Temperatur der Erdoberfläche.

Die negativen Auswirkungen der Klimaerwärmung sind vielfältig. Mit direkten negativen Einflüssen auf unsere Gesundheit, Problemen in der Wasserversorgung, steigende Meeresspiegel, seien an dieser Stelle nur wenige genannt. Neben zahlreichen Internetquellen kann eine ausführliche Beschreibung der Thematik in [Pet] nachgelesen werden.

1.1.3 Das Kyotoprotokoll

Das 1997 in Kyoto (Japan) vereinbarte und im Februar 2005 in Kraft getretene Kyotoprotokoll sieht eine Reduzierung des Treibhausgasausstoßes in Industriestaaten vor. Dabei wurde Österreich zu einer Verminderung der Emissionen, innerhalb der sogenannten ersten Verpflichtungsperiode (2008–2012), um 13% gegenüber den Stand von 1990 verpflichtet [Meh]. Leider zeigt der Ausstoß von THG in Österreich mit einem Plus von 11,3% gegenüber 1990 eine gegenläufige Tendenz, wobei laut Klimaschutzbericht 2009 des Umweltbundesamtes, der Verkehrssektor (Gesamtanteil 28%) den größten Anstieg seit 1990 verzeichnet [ABB⁺09](siehe auch Abbildung 1.4).

Die weltweite Nachfrage nach Mobilität wird in den nächsten Jahrzehnten weiter steigen und somit auch den weltweiten CO₂-Ausstoß noch weiter erhöhen [Sta08]. Aus diesem

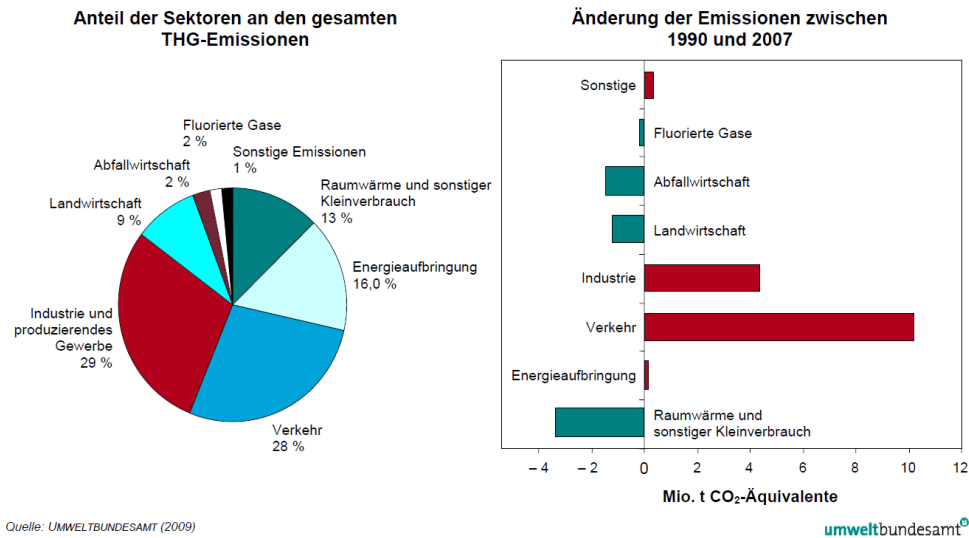


Abbildung 1.4: THG-Anteil des Verkehrs an Gesamtemissionen [ABB⁺09]

Grund werden im nächsten Kapitel innovative Fahrzeugantriebe und deren Potenzial zur Reduktion von CO₂-Emissionen untersucht.

1.2 Innovative Fahrzeugantriebe

Innovative Fahrzeugantriebe müssen, ungeachtet unterschiedlicher Entwicklungstendenzen, auf verschiedene Eigenschaften hin untersucht werden [Sta08]:

- Verfügbarkeit der vorgesehenen Primärenergieträger
- Ökologische Einflüsse der jeweiligen Energieumsetzung
- Die technische Umsetzbarkeit (Abmessungen, Masse, Kosten, Sicherheit, erforderliche Infrastruktur)

Abbildung 1.5 zeigt einen Überblick über unterschiedliche Antriebskonzepte von Kraftfahrzeugen (KFZ) und deren jeweiligen Primärenergieträger, welche im Folgenden auf die angegebenen Eigenschaften hin untersucht werden.

1.2.1 Verfügbarkeit der vorgesehenen Primärenergieträger

Grundsätzlich wird zwischen Primärenergieträger und Sekundärenergieträger unterschieden. Primärenergieträger sind jene Energieträger (Ressourcen), welche auf der Erde in natürlicher Form zur Verfügung stehen. Da diese nicht unmittelbar als Energieträger in

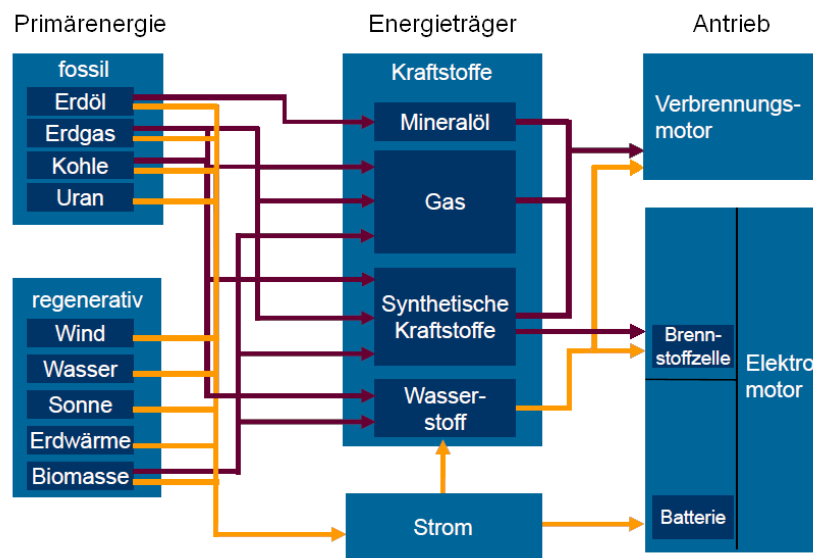


Abbildung 1.5: Energieträger und Antriebe [Leo08] (Erweitert um die Möglichkeiten H_2 aus Erdgas bzw. aus Elektrolyse zu erhalten, H_2 in einer VKM einzusetzen sowie Methanol als Kraftstoff für die Brennstoffzelle)

Fahrzeugen eingesetzt werden können, müssen sie in sekundäre Energieträger umgewandelt werden.

Primärenergieträger können wie folgt unterteilt werden:

- Nicht erneuerbare Energieträger
 - fossile Energieträger
 - * Erdöl, Erdgas, Kohle
 - nukleare Energieträger
 - * Uranium, Plutonium
- Erneuerbare Energieträger
 - Sonnenstrahlung, Wasserkraft, Erdwärme, Biomasse, ...

Nicht erneuerbare Energieträger

Fossile Energieträger wie Erdöl, Erdgas und Kohle sind immer mit der Problematik der begrenzten Verfügbarkeit konfrontiert. Nach Schätzungen großer Erdölkonzerne sind **Erdölreserven** bei gleichbleibendem Verbrauch noch für etwa 80 Jahre vorhanden. Allerdings

sinkt diese Zahl bei Bemessung auf momentan sicherer Vorkommen auf etwa 31 bis 36 Jahre [Sta08].

Erdgasreserven werden auf etwa 60 Jahre geschätzt. Somit kann die Einführung von Erdgasfahrzeugen nur als sinnvolle Erweiterung der Reserven gesehen werden [Sta08].

Kohlereserven können auf etwa 500 Jahre prognostiziert werden. Kohle ist für den direkten Einsatz für Verbrennungsmotoren ungeeignet und muss daher verflüssigt werden. Unterschiedliche Verfahren zur Erzeugung von synthetischem Erdöl sind heute Stand der Technik. Allerdings stehen der langen Verfügbarkeit Nachteile wie höhere Kosten, Kohlenstoffemissionen und infrastrukturelle, geopolitische und soziale Probleme bei einer stark zunehmenden Kohleförderung gegenüber [Sta08].

Nukleare Energieträger werden zur großtechnischen Erzeugung von elektrischer Energie eingesetzt. Studien zufolge belaufen sich die Uranreserven auf etwa 160 Jahre (vgl. [Bre05]). Dem Vorteil der Umweltfreundlichkeit (bei störungsfreiem Betrieb), stehen auch einige Nachteile gegenüber. Beispielsweise kann bei einer Betrachtung des gesamten Brennstoffkreislaufes aufgrund der Endlagerungsproblematik der Eindruck entstehen, dass Kernenergie unbezahlbar ist. Ihr Einsatz ist außerdem in einigen Ländern der Europäischen Union (EU) zu umstritten, um die Erweiterung auf den Mobilitätssektor in Diskussion zu bringen.

Erneuerbare Energieträger

Um die Problematik der begrenzten Verfügbarkeit zu umgehen, muss auf erneuerbare Energieträger zurückgegriffen werden. Aus der Physik ist bekannt, dass Energie weder erzeugt noch vernichtet, jedoch einem System zugeführt und wieder entnommen werden kann. Aus diesem Grund ist es möglich, aus den in der Natur laufend stattfindenden Prozessen Energie abzuzweigen, um sie später der technischen Verwendung wieder zuzuführen.

Die Leistung der **Sonnenstrahlung** auf der Erde entspricht in etwa 175.000 Milliarden [kW]. Im Verhältnis zur gesamten Erdöl- und Erdgasförderung entspricht dies etwa einem Faktor von 24.000! Würden etwa 12% der Wüstenflächen mit Solaranlagen abgedeckt werden, könnte bei einem Wirkungsgrad von 3% der gesamte Energiebedarf der Erde gedeckt werden (vgl. [Sta08]). Leider ist dieses Szenario aus politischen und technischen Gründen mittelfristig nicht umsetzbar. Eine verstärkte regionale Nutzung der Sonnenstrahlung wird sich in Zukunft allerdings etablieren.

Wasserkraft bezieht ihre Energie aus dem natürlichen Kreislauf des Wassers, welcher durch Verdunstung, Regen und Abfließen entsteht. Wasserkraftwerke sind effektive Stromerzeuger und aufgrund ihrer einfachen Konstruktion, des geringen Wartungsaufwandes und der langen Lebensdauer für den Einsatz im kleinen Maßstab besonders gut geeignet (vgl. [Kel]).

Windenergie entspricht der kinetischen Energie von bewegten Luftmassen. Energiegewinnung aus Wind braucht wenig Platz, ist billig und reichlich vorhanden. Leider ist Wind-

energie keine zuverlässige Energiequelle, weshalb für eine ständige Energieversorgung sogenannte Backup-Kraftwerke¹ vorhanden sein müssen. Ein weiterer Nachteil ist die geringere Energieausbeute gegenüber Kraftwerken (vgl. [Kel]).

Die Konzentration der **Erdwärme** ist zu gering um sie als Energieträger im Mobilitätssektor einzusetzen. Eine weltweite, vollständige Nutzung ergäbe etwa 11,4 [MWh/Jahr]. Dies ist im Vergleich mit dem Energiepotenzial des Erdöls von über 38 [MWh/Jahr] zu vernachlässigen [Sta08].

Pflanzen bzw. **Biomasse** sind aufgrund der Photosynthese in der Lage energiereiche Stoffe aus Lichtenergie zu erzeugen. Der Umstand, dass Biomasse praktisch unbegrenzt vorhanden ist, und die Nutzung in Otto- und Dieselmotoren ohne nennenswerte technische Umrüstungen erfolgen kann, macht Biomasse als Energieträger für zukünftige Fahrzeugantriebe äußerst attraktiv. Weiters ist das weltweite jährliche Biomassepotenzial als Energieäquivalent 22mal höher als die gegenwärtige jährliche Ölförderung [Sta08]. Den Vorteilen stehen jedoch Problematiken wie Lebensmittelknappheit, Monokulturen und Wasserbedarf gegenüber.

Bei einer abschließenden Betrachtung der unterschiedlichen Primärenergieträger kann gesagt werden, dass auf lange Sicht nur erneuerbare Energieträger als Primärenergiequelle die Anforderung der nachhaltigen Verfügbarkeit erfüllen. Diese müssen die derzeit eingesetzten Energieträger mittelfristig supplementieren und auf lange Sicht vollständig ersetzen können. Das vorhandene Potenzial aus Biomasse und die erwartete Zunahme von Solaranlagen zur Herstellung von Strom bzw. Wasserstoff bilden dafür eine gute Basis (vgl. [Sta08]).

1.2.2 Ökologische Einflüsse der jeweiligen Energieumsetzung

Wie bereits in Kapitel 1.1 ersichtlich, spielt die ökologische Verträglichkeit des zukünftigen Primärenergieträgers eine entscheidende Rolle. Um zukünftige Antriebsstrangkonzeppte hinsichtlich der ökologischen Verträglichkeit analysieren zu können, muss eine sogenannte „Well-to-Wheel“ Analyse² durchgeführt werden. Abbildung 1.6 zeigt einen Vergleich der CO₂-Emissionen bei Berücksichtigung des Wirkungsgrades der gesamten Umwandlungskette auf Basis des Erdöls bei Verbrennung im Ottomotor. Dabei ist der entscheidende Einfluss der energetischen Wirkungsgradkette von der Förderung bis zur Umwandlung in Antriebsenergie zu erkennen. Durch den besseren thermischen Wirkungsgrad sind die CO₂-Emissionen des Diesel- und Gasmotors niedriger. Weiters ist zu erkennen, dass der oft hoch bewertete Vorteil der lokalen Nullemissionen von Elektrofahrzeugen stark relativiert wird, wenn die Energie aus Kohlekraftwerken stammt (vgl. [Sta08]). Eine von MAGNA durchgeführte Well-to-Wheel Analyse zeigt die CO₂-Emissionen von Elektrofahrzeugen, wenn die elektrische Energie aus dem jeweiligen, länderspezifischen Strommix zur Verfügung gestellt wird (Abbildung 1.7). Der österreichische Strommix setzt sich aus 33% fossilen Energiequellen, und 67% erneuerbaren Energiequellen zusammen. Auf Basis eines Fahr-

¹Kraftwerke, welche die Energieversorgung bei Windstille aufrechterhalten.

²Systematische Erfassung aller Emissionen von der Förderung bis zur Bewegung der Räder

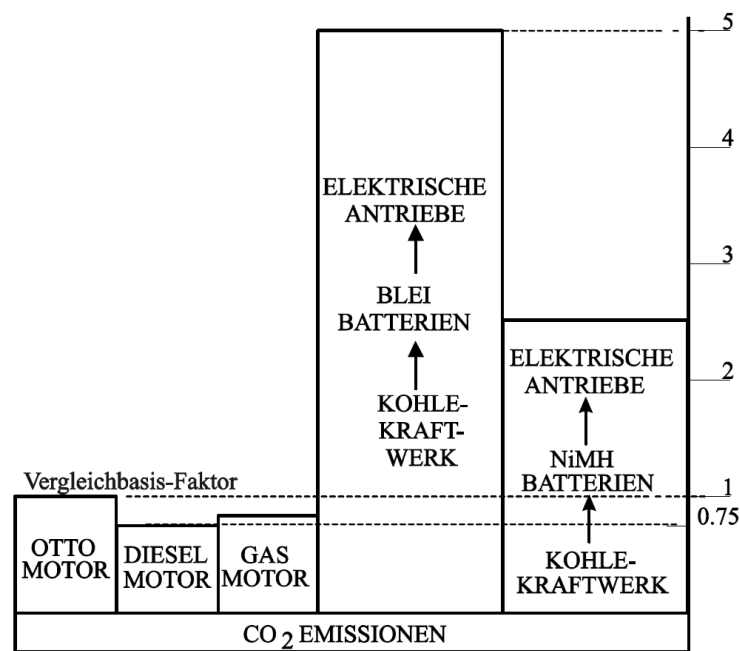


Abbildung 1.6: CO₂-Emissionen unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der gesamten Umwandlungskette [Sta08]

zeugverbrauchs von 13,2 kWh/100km führt dies zu 58 g CO₂/km. Erhöht sich jedoch der Anteil der fossilen Energieträger bei der Stromerzeugung, kann dies wie beispielsweise in China dazu führen, dass Elektrofahrzeuge mehr CO₂-Emissionen emittieren als vergleichbare diesel- und benzinbetriebene Fahrzeuge (vgl. [Dem09]).

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass der ökologische Einfluss unterschiedlicher Antriebskonzepte nur durch eine Betrachtung der gesamten Umsetzungskette korrekt bewertet werden kann. Diese Bewertung ist natürlich sehr stark von den jeweiligen Annahmen geprägt, die den einzelnen Gegenüberstellungen zu Grunde liegen. Deutlich sichtbar ist dies wenn man die Bilder 1.6 und 1.7 vergleicht. Insgesamt ist aber zu erkennen, dass unabhängig der Antriebsart (Verbrennungsmotor oder E-Motor) eine ökologische Verträglichkeit jedoch nur durch Einsatz erneuerbarer Energien erreicht werden kann.

1.2.3 Die technische Umsetzbarkeit

Innovative Antriebskonzepte müssen auch hinsichtlich ihrer technischen Umsetzbarkeit (Abmessungen, Masse, Kosten, Sicherheit, erforderliche Infrastruktur) hin untersucht werden. Werden die ersten beiden Hauptkriterien (Verfügbarkeit des Primärenergieträgers und der ökologische Aspekt) vom Antriebskonzept erfüllt, ist dieses nicht einsetzbar wenn die technische Umsetzbarkeit nicht gegeben ist. Das ist auch der Grund, weshalb der elektrische Antrieb seinen Durchbruch noch nicht erreicht hat. Die begrenzte Speichermöglichkeit von elektrischer Energie an Bord eines Fahrzeuges führt zu großen Problemen in allen Aspekten der technischen Umsetzbarkeit. Lithium-Ionen Batterien bilden zur Zeit den Stand

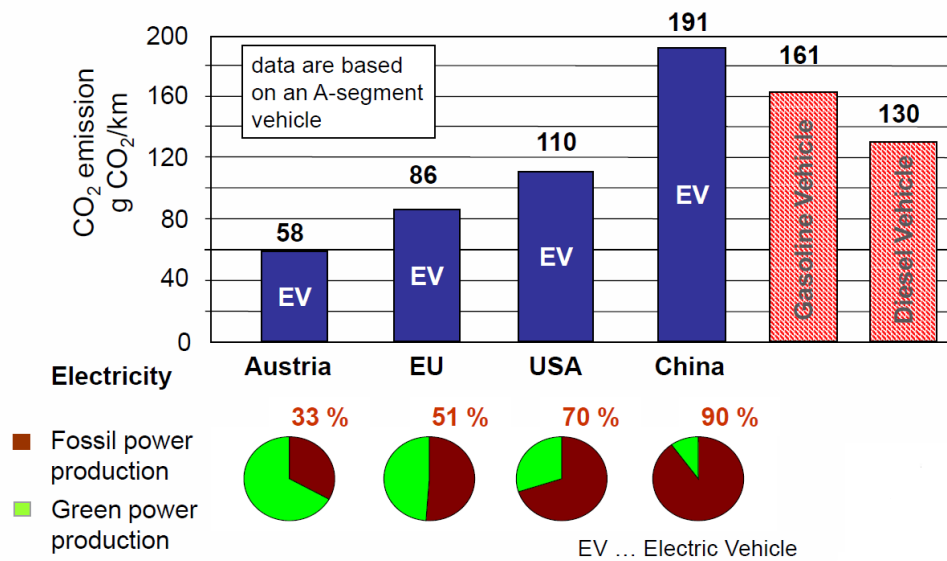


Abbildung 1.7: Well-to-Wheel Analyse von Elektrofahrzeugen [Dem09]

der Technik und versprechen höchste Energiedichte. Diese erreichen jedoch, ohne Betrachtung der notwendigen Zusatzkomponenten (Zellspannungsüberwachungselektronik, Kühler, Batteriemanagementsystem, . . .), eine Energiedichte von zirka 0,14 kWh/kg. Benzin besitzt hingegen eine Energiedichte von etwa 12 kWh/kg was einen Faktor von 86 bedeutet. In Abbildung 1.8 sind unterschiedliche Energieträger hinsichtlich Masse und Volumen auf Basis von 55 Liter Benzin bewertet. Wie ersichtlich, speichert Diesel bei geringstem Raum am meisten Energie. X-to-Liquid, Biodiesel und Ethanol besitzen als alternative Kraftstoffar-

	Raumbedarf* (l)	Masse* (kg)	
Benzin	67	46	Konventionelle Kraftstoffe
Diesel	60	46	
X-to-Liquid	60	46	Alternative Kraftstoffe
Biodiesel RME	67	54	
Ethanol E85	95	70	
Erdgas CNG (200 bar)	245	225	
Wasserstoff (700 bar)	356	190	

Basis: Speicherung von 55 l Benzinäquivalent
* unter Berücksichtigung des Kraftstoffspeichers

Abbildung 1.8: Kraftstoffspeicherung, Raumbedarf und Masse [Ste09]

ten die größte Energiedichte. Erdgas wird heutzutage unter hohem Druck oder verflüssigt (LPG - Liquefied Petroleum Gas) gespeichert. Die Adsorption des Erdgases in einer Aktivkohlematrix (ANG - Adsorbed Natural Gas) befindet sich noch im Entwicklungsstadium (vgl. [Sta08]). Wasserstoff (H₂) hat eine Energiedichte von 33,3 kWh/kg. Dies entspricht

mehr als der doppelten Energiemenge als bei Benzin. Allerdings führt das geringe Volumen zu sehr aufwendigen Speicherverfahren und somit zu einer schlechten Gesamtbilanz hinsichtlich Energie pro Masse bzw. Volumen.

1.3 Hybridfahrzeuge

Eine Bewertung unterschiedlicher Antriebskonzepte nach den in Kapitel 1.2 behandelten Kriterien lässt erkennen, dass es das optimale Konzept nicht gibt. Allerdings sprechen spezifische Vorteile einzelner Konzepte für eine Kombination unterschiedlicher Varianten. Hybridfahrzeuge verfolgen diese Strategie und werden deshalb als ideales Übergangskonzept hin zu reinen Elektrofahrzeugen gesehen.

Das Wort „Hybrid“ hat seinen Ursprung aus dem Griechischen -bedeutet soviel wie „gemischt, von zweierlei Herkunft“- und bezieht sich in der hier behandelten Thematik auf die Art des Antriebs bzw. Energiebereitstellung. Eine UNO-Definition besagt: „Ein Hybridfahrzeug ist ein Fahrzeug, in dem mindestens zwei Energieumwandler und zwei im Fahrzeug eingebaute Energiespeichersysteme vorhanden sind, um das Fahrzeug anzutreiben“ (vgl. [Ble]). Dabei ist nicht festgelegt, welche Antriebe kombiniert werden müssen. So ist beispielsweise ein Elektrorad auch als Hybridfahrzeug zu klassifizieren, da es mit den beiden Antriebsarten Muskelkraft und Elektromotor ausgestattet ist. In Bezug auf Automobile handelt es sich jedoch meist um eine Kombination aus Verbrennungskraftmaschine (Diesel oder Otto) und Elektromotor mit einem elektrischen Speicher (Batterie, Brennstoffzelle oder SuperCaps). Weitere Hybridfahrzeuge sind mit mechanischen oder hydraulischen Speichern ausgestattet. Diese werden zur Zeit in verschiedenen Forschungsvorhaben getestet [Hoh09].

1.3.1 Hybridvarianten

Hybridfahrzeuge können nach ihrer Antriebsstrangstruktur und nach dem Hybridisierungsgrad eingeteilt werden (Abbildung 1.9).

Einteilung nach Antriebsstrangstruktur

Bei einem **seriellen Hybrid** erfolgt der Antrieb stets durch einen Elektromotor. Die Verbrennungskraftmaschine erzeugt dazu über einen Generator die benötigte elektrische Energie für den Elektromotor, bzw. die Energie zum Laden der Batterie (Abbildung 1.10 unten links). Der Hauptvorteil dieser Antriebsstrangkonfiguration liegt darin begründet, dass die Verbrennungskraftmaschine stationär in ihrem Bestpunkt betrieben werden kann. Der Wirkungsgradvorteil wird allerdings durch die Wirkungsgradkette von der Verbrennungskraftmaschine zur Batterie bzw. zum Elektromotor wiederum relativiert. Diese muss daher insbesondere bei hohen Leistungen berücksichtigt werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass

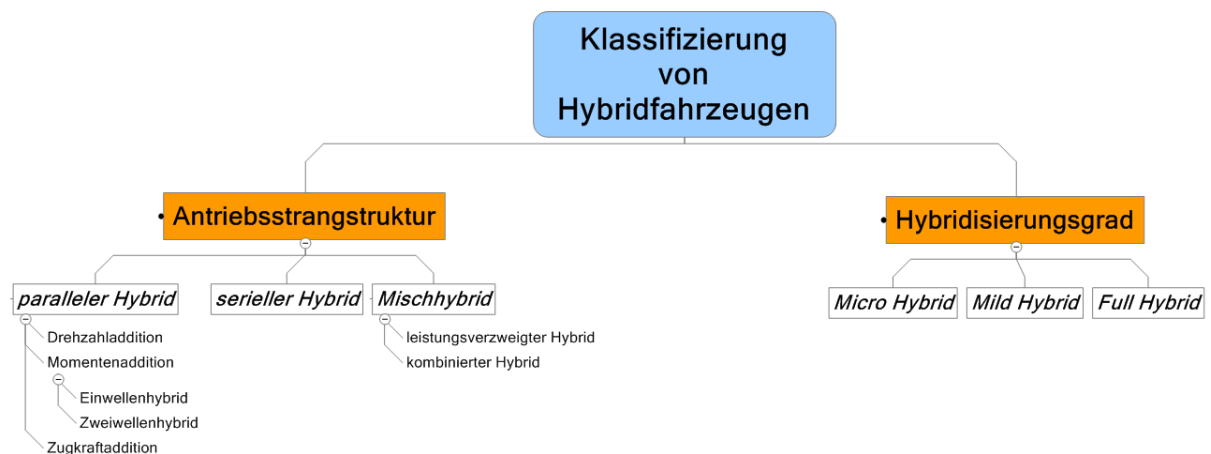


Abbildung 1.9: Klassifizierung von Hybridfahrzeugen

der Elektromotor vom Stillstand aus ein hohes Drehmoment zur Verfügung stellen und somit auf ein Getriebe verzichtet werden kann. Den Vorteilen stehen jedoch auch Nachteile gegenüber. So muss für eine geforderte Höchstgeschwindigkeit bzw. Steigfähigkeit ein leistungsstarker Elektromotor installiert werden. Soll die hohe Leistung weiters über weite Fahrstrecken erhalten bleiben, so muss auch die Verbrennungskraftmaschine und der Generator auf die entsprechende Leistung ausgelegt sein. Dies führt zu insgesamt drei leistungsstarken Komponenten, die mit entsprechend hohen Kosten und hohem Gewicht verbunden sind.

Beim **parallelen Hybrid** sind, wie der Name schon vermuten lässt, Verbrennungsmotor und Elektromotor parallel zueinander angeordnet (Abbildung 1.10 oben rechts). Diese Anordnung lässt, im Gegensatz zum seriellen Hybrid, einen Elektromotor mit geringerer Leistung zu, wobei alle wesentlichen Hybridfunktionen (Idle Stop, Rekuperation, Lastpunktverschiebung, Boost, elektrisches Fahren) abgebildet werden können. Die parallele Antriebsstrangkonfiguration weist demnach das beste Kosten–Nutzen–Verhältnis auf (vgl. [FBW⁺09]). Ein weiterer Vorteil ist die Verwendung von nur einer E–Maschine, welche entweder als Motor, oder als Generator betrieben werden kann. Zusätzlich entfällt die ungünstige Wirkungsgradkette bei rein verbrennungsmotorischem Betrieb. Der Parallelhybrid kann in unterschiedlichsten Varianten ausgeführt werden. Bei einer Einwellenanordnung sitzen Verbrennungsmotor und E–Maschine auf einer Welle. Bei einer Zweiwellenanordnung werden die beiden Motoren über eine Kette oder Stirnradgetriebe miteinander verbunden. Durch eine Drehzahladdition können mit Hilfe eines Planetengetriebes die Drehzahlen der beiden Antriebsmaschinen beliebig gewählt werden. Bei einer Momentenaddition können die Drehmomente der beiden Antriebsmaschinen frei eingestellt werden.

Bei einem **leistungsverzweigten Hybrid** (Abbildung 1.10 rechts unten) wird der Leistungsfluss auf einen elektrischen und einen mechanischen Zweig aufgeteilt (Abbildung 1.11). Die Verbrennungskraftmaschine treibt über eine Dämpfungseinheit die Planetenräder eines Planetengetriebes an. Wird vom Motorgenerator 1 ein Gegenmoment (sogenanntes Stützmoment) aufgebracht, kann ein mechanisches Moment übertragen werden. Auch bei diesem System können alle wesentlichen Hybridfunktionen abgebildet werden.

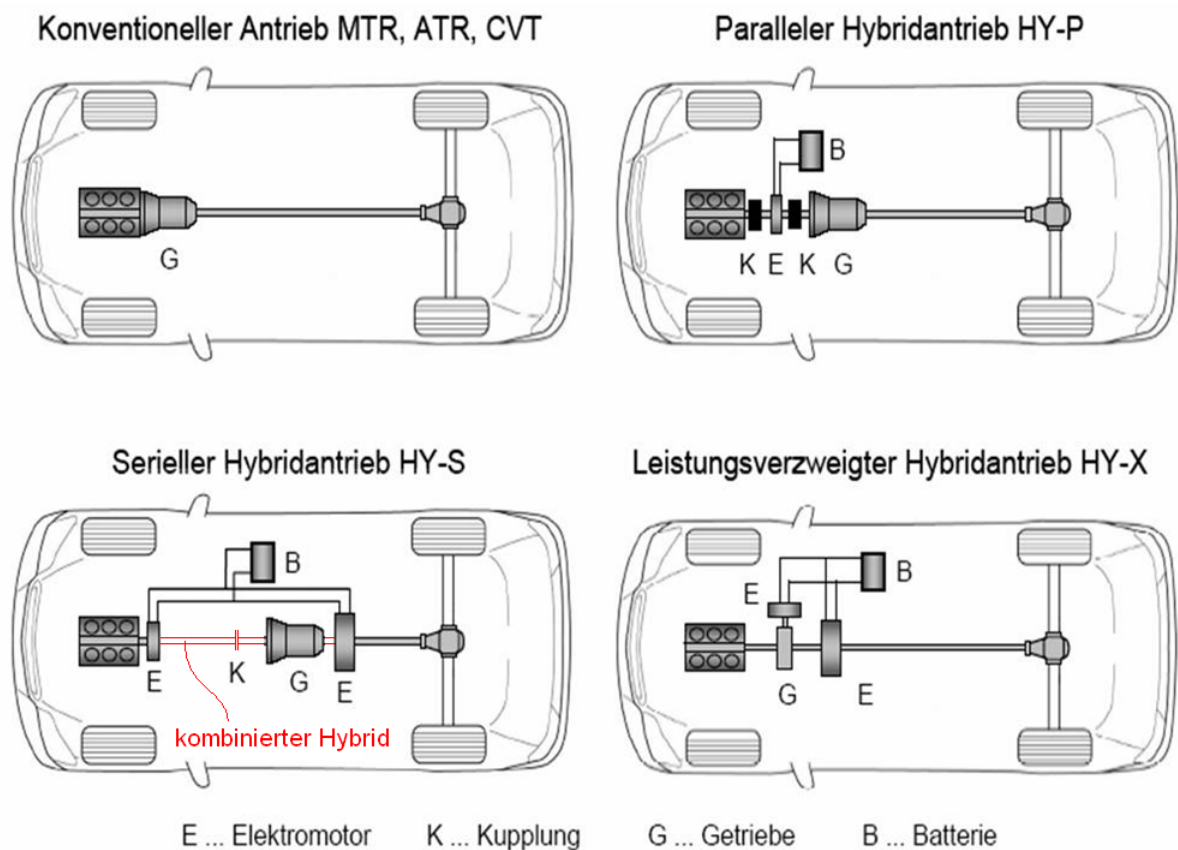


Abbildung 1.10: Klassifizierung nach Antriebsstrangstruktur [Hoh09]

Der **kombinierte Hybrid** (Abbildung 1.10 unten links [Rot]) stellt eine Mischform aus parallelem und seriellen Hybrid dar. Über eine zwischen Generator und Elektromotor befindliche Kupplung, kann die Leistung der Verbrennungskraftmaschine direkt auf die Räder übertragen werden. Dies führt insbesondere bei hohen Leistungen zu einem Wirkungsgradvorteil gegenüber dem seriellen Hybrid.

Einteilung nach dem Hybridisierungsgrad

Neben der Einteilung nach den unterschiedlichen Antriebsstrangstrukturen werden Hybridfahrzeuge auch anhand des Hybridisierungsgrades oder hinsichtlich der installierten elektromotorischen Leistung eingeteilt. Der Hybridisierungsgrad (H) ist als prozentualer Anteil der installierten elektrischen Leistung zur Gesamtleistung definiert (Gleichung 1.1).

$$H = \frac{\text{Elektrische Leistung}}{\text{Elektrische Leistung} + \text{Leistung des Verbrennungsmotors}} * 100[\%] \quad (1.1)$$

Da sich aufgrund der einfacheren Zuordnung eine Klassifizierung nach der installierten elek-

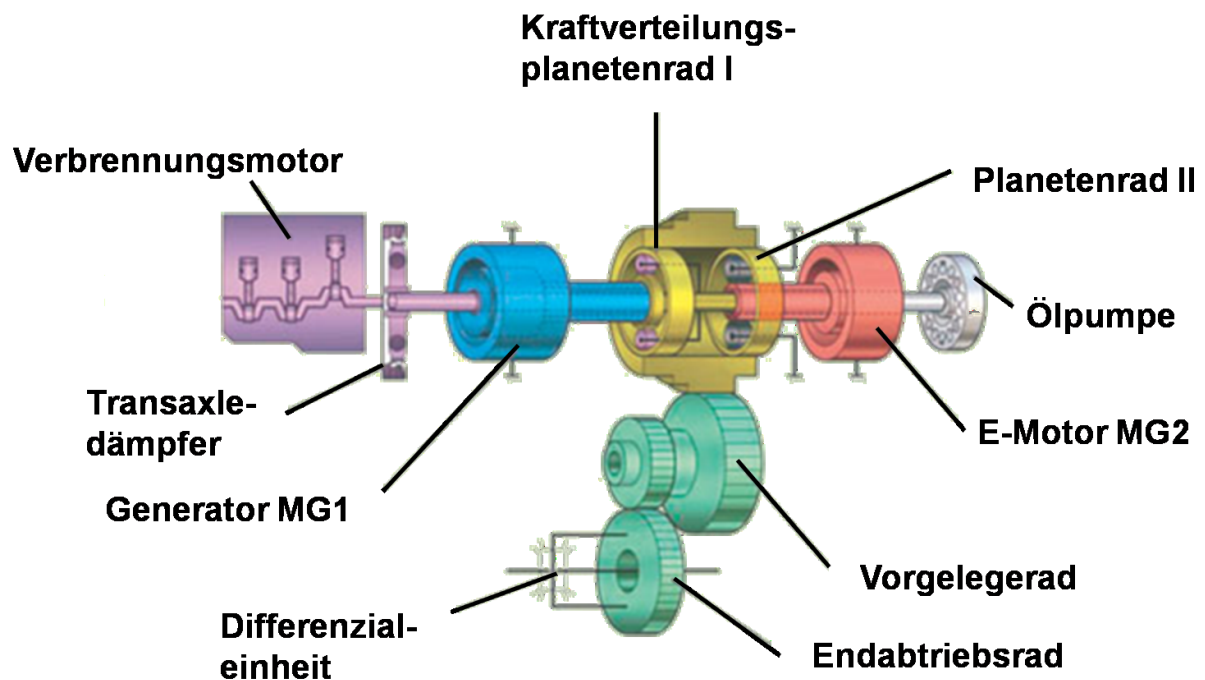


Abbildung 1.11: Prinzipaufbau leistungsverzweigter Hybrid [Hoh09]

trischen Leistung mehr verbreitet hat, wurde auch hier auf diese Variante zurückgegriffen (vgl. [Sta08]). Es wird zwischen 3 unterschiedlichen Hybridklassen unterschieden:

- Micro Hybrid
- Mild Hybrid
- Full Hybrid

Der **Micro Hybrid** besitzt eine maximale elektrische Leistung von 6 [kW] und ermöglicht dadurch die Hybridfunktionen Start/Stop und optimierter Generatorbetrieb. Somit kann eine Verbrauchseinsparung von 5–10% erwartet werden. Aufgrund der geringen Motorleistung kommt hier allerdings nur ein paralleler Hybridantriebsstrang in Betracht (vgl. [Hoh09]).

Als **Mild Hybrid** werden Fahrzeuge mit einer elektrischen Leistung bis maximal 20 [kW] bezeichnet. Aufgrund des leistungsstärkeren Elektromotors kann neben Start/Stop und optimierter Generatorbetrieb auch eine Boostfunktion und Rekuperation realisiert werden. So kann eine Verbrauchseinsparung zwischen 15 und 20% erreicht werden. Auch hier kommt aufgrund der noch zu geringen Motorleistung nur eine parallele Hybridanordnung in Betracht (vgl. [Hoh09]).

Ist die installierte Leistung größer als 20 [kW], handelt es sich um einen **Full Hybrid**. Er besitzt neben den Funktionen des Mild Hybrids auch noch die Möglichkeit des rein elek-

trischen Fahrens. Dadurch kann eine Verbrauchseinsparung von über 20% erreicht werden. Weiters kann er in den unterschiedlichsten Hybridanordnungen (seriell, parallel, gemischt, leistungsverzweigt, two-mode) ausgeführt sein (vgl. [Hoh09]).

Betrachtet man die aktuellen Entwicklungstendenzen, so kann eine Prognose über die prozentuale Verteilung zukünftiger Antriebskonzepte abgegeben werden (Abbildung 1.12). Es lässt sich erkennen, dass der Parallelhybrid aufgrund seines Kosten–Nutzen–Verhältnis die meiste Verbreitung finden wird. Auch der Range Extender³ (RE) wird in Zukunft einen Einsatz im Straßenverkehr finden. Im Gegensatz dazu wird man auf das reine Elektrofahrzeug noch etwas warten müssen.

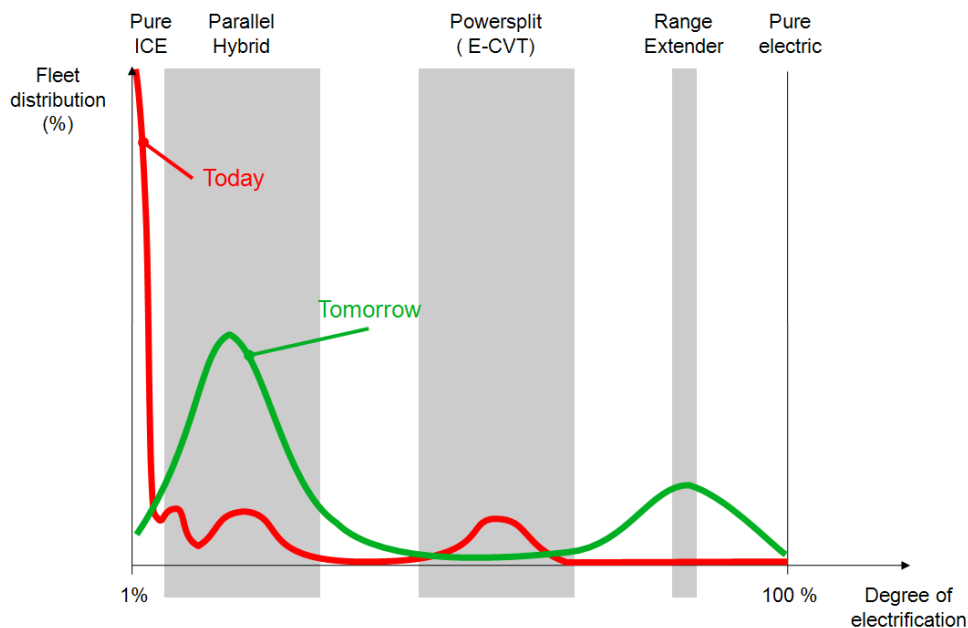


Abbildung 1.12: Fahrzeuganteile abhängig von der Elektrifizierung [Hoh09]

1.3.2 Die Hybridfunktionen

Hybridfahrzeuge können auf Basis ihrer Antriebsstrangkonfiguration über bestimmte Funktionen Verbrauch und Emissionen verringern. Diese sogenannten Hybridfunktionen werden im Folgenden näher beschrieben und deren jeweiliger Nutzen zur Verbrauchs- bzw. CO₂-Reduzierung abgeschätzt.

Idle Stop

Idle Stop beschreibt die Möglichkeit, den Verbrennungsmotor während Verzögerungs- und Stillstandsphasen abzuschalten. Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Verbren-

³Meist eine Verbrennungskraftmaschine, welche die Batterie bei längeren Fahrten auf- bzw. nachlädt.

nungskraftmaschine ohne Komforteinbußen wieder gestartet werden kann. Aus Untersuchungen ging hervor, dass dazu Startzeiten von unter 0,4 Sekunden einzuhalten sind. Das größte Einsparpotenzial erreicht man bei typischen Stadtfahrten im Berufsverkehr. Auf Überlandstrecken und Autobahnfahrten ist aufgrund des geringen Schubbetriebs jedoch kaum Einsparpotenzial vorhanden (siehe Abbildung 1.13).

Rekuperation

Unter Rekuperation wird allgemein die Rückgewinnung von Energie verstanden. Bei konventionellen Antriebssträngen wird die freiwerdende Energie während Verzögerungsvorgänge mit Hilfe der Bremsen in nicht nutzbare Wärme umgewandelt und somit vernichtet. Hybridfahrzeuge können diese Energie über einen Generator in elektrische Energie umwandeln und diese in die Batterie rückspeisen. Aufgrund der langen Wirkungsgradkette liegt das Potenzial aus Rekuperationsvorgängen im einstelligen Bereich. Bei Autobahnfahrten ist das Potenzial vernachlässigbar, da es kaum zu Bremsvorgängen kommt (siehe Abbildung 1.13).

Lastpunktverschiebung

Durch die Betriebspunktverschiebung des Verbrennungsmotors in Bereiche mit höherem Wirkungsgrad, ist das größte Verbrauchspotenzial zu erwarten. Je nach Fahrzustand lässt sich der Motorbetriebspunkt so wählen, dass ein möglichst guter Gesamtwirkungsgrad erreicht wird. Dabei kann die Lastpunktverschiebung auf zwei Arten realisiert werden (vgl. [FBW⁺09]):

- Verlagerung des Betriebspunktes bei konstanter Leistung durch Eingriff in die Getriebesteuerung
- Verringerung der verbrennungsmotorischen Leistung durch Drehmomentunterstützung mittels Elektromotor

Grundsätzlich wäre auch eine Lastpunktverschiebung durch gleichzeitiges Laden der Batterie möglich. Dies ist aber wegen der schlechten elektrischen Wirkungsgradkette selten sinnvoll.

Elektrischer Boost

Die Boostfunktion beschreibt die Drehmomentenunterstützung der Verbrennungskraftmaschine durch den Elektromotor. Je nach momentanem Fahrzustand wird, entweder zur Erreichung eines besseren Betriebspunktes das Drehmoment der Verbrennungskraftmaschine reduziert, oder das insgesamt zur Verfügung stehende Drehmoment zur Erhöhung des Fahrspaßes um das Moment des Elektromotors erhöht. Bei Ottomotoren kann insbesondere

dann ein Effekt auf den Kraftstoffverbrauch erreicht werden, wenn durch die Boostfunktion eine Zylinderabschaltung oder ein Downsizing⁴ realisiert wird. Bei Dieselmotoren kann die Drehmomentunterstützung während Beschleunigungsvorgängen zur Vermeidung von NO_x-Emissionen eingesetzt werden (vgl. [FBW⁺09]).

Elektrisches Fahren

Die rein elektrische Fahrweise stellt einen Sonderfall in den Hybridfunktionen dar. Je nach installierter Motorleistung und Batteriekapazität ist eine rein elektrische Fahrweise bis an bestimmte Grenzen in Reichweite und Geschwindigkeit möglich. Diese Funktion ist besonders günstig, wenn dadurch ein Betrieb der Verbrennungskraftmaschine in Bereichen mit schlechtem Wirkungsgrad vermieden werden kann.

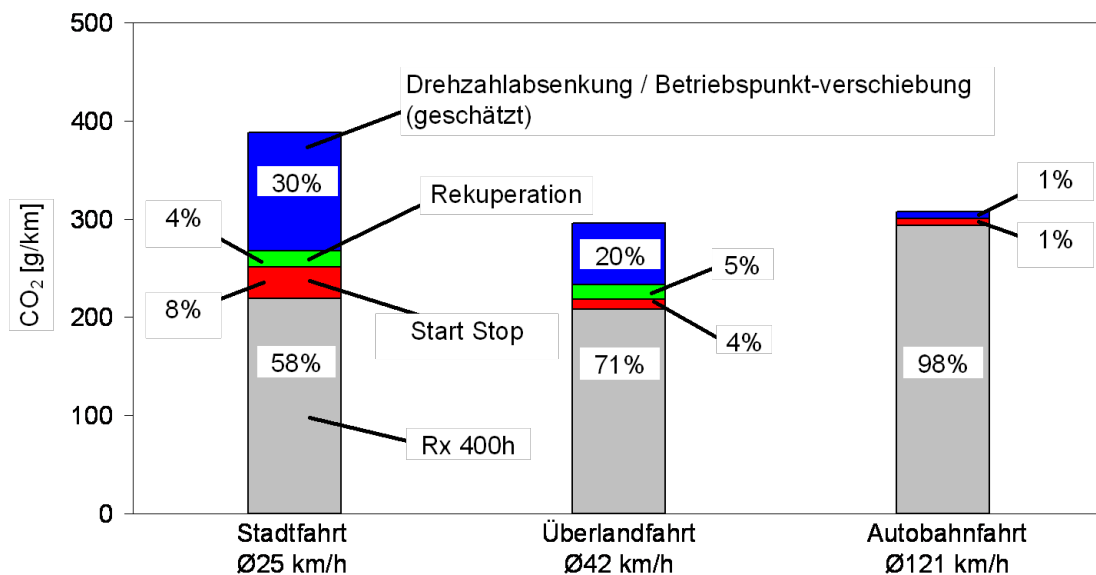


Abbildung 1.13: Einsparpotenziale eines Full Hybrid [Hoh09]

⁴Verringerung des Hubvolumens der Verbrennungskraftmaschine

1.4 Das untersuchte Fahrzeug: Ein Honda Civic Hybrid (Baujahr 2006)

Der Honda Civic Hybrid (Bj. 2006), welcher im Rahmen der Diplomarbeit untersucht wurde, entspricht der 2. Generation der von Honda entwickelten Civic Hybrid-Reihe (Abbildung 1.14). Er weist zwar, aufgrund der Möglichkeit des rein elektrischen Betriebs, ein



Abbildung 1.14: Honda Civic Hybrid[Hona]

gewisses Vollhybridmerkmal auf, ist aber entsprechend seiner elektromotorischen Leistung von 15 kW, gemäß der in der Literatur zu findenden Klassifizierung, als Mild Hybrid einzuordnen (siehe auch Kapitel 1.3).

1.4.1 Der Antriebsstrang

Der Honda Civic Hybrid ist mit dem sogenannten IMA-System (Integrated Motor Assist) ausgestattet (Abbildung 1.15). Ein 1,3 l Ottomotor (70 kW bei 6000 U/min) und eine auf der Kurbelwelle sitzende Permanent-erregte Synchronmaschine (PSM) (15 kW bei 2000 U/min) sorgen für den Vortrieb. Die von den beiden Motoren erzeugte Leistung wird über ein CVT-Getriebe und einer Anfahrkupplung an ein Sekundärgetriebe (Final Drive) übertragen. Schließlich wird die Leistung über ein Differential an die Hinterräder weitergeleitet. Im Boost-Betrieb kann eine Leistung von ca. 85 kW erreicht werden, was eine Steigerung von etwa 20% gegenüber dem Vorgängermodell entspricht (Abbildung 1.16).

Der Verbrennungsmotor

Der 1.3 i-DSI i-VTEC[®] ist ein 1,3 Liter, Vierzylinder-Reihen-Ottomotor mit einer Leistung von 70 kW bei 6000 U/min und verfügt über 8 Ventile, welche mittels einer oben-

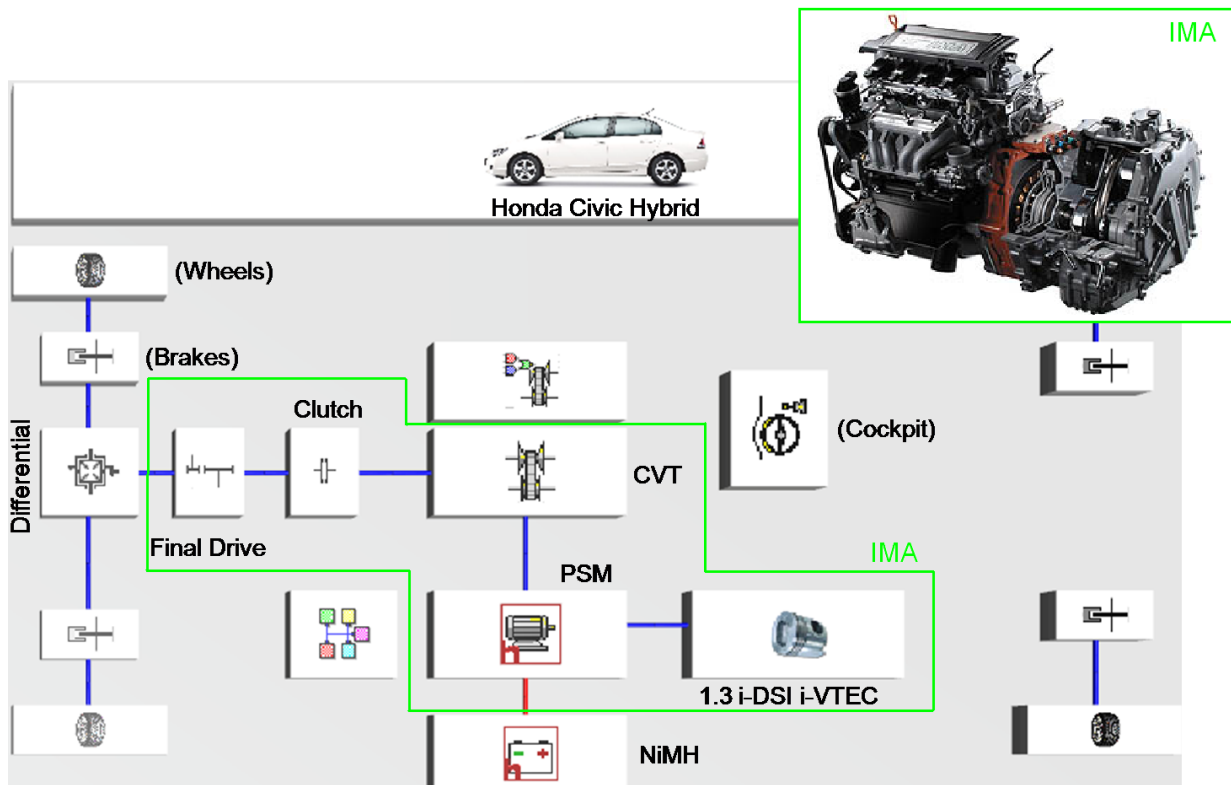


Abbildung 1.15: Antriebsstrang Honda Civic Hybrid

liegenden Nockenwelle angesteuert werden. Weiters verfügt er über i-DSI[®] und i-VTEC[®], welche im Folgenden erklärt werden.

i-DSI[®] (Dual and Sequential Ignition) deutet im vorliegenden Fall auf zwei diagonal angeordnete Zündkerzen hin, welche hinsichtlich Zündzeitpunkt unterschiedlich angesteuert werden können. Dies führt zu einer sauberen Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches [HE06].

i-VTEC[®] (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control) bezeichnet die Technik einer variablen Ventilsteuerung, welche im hier betrachteten Motor dreistufig ausgeführt ist. Durch eine hydraulische Ansteuerung kann, je nach Fahrzustand, zwischen verschiedenen Kipphebeln, welche jeweils durch unterschiedliche Nockengeometrien an der Kurbelwelle angesteuert werden, umgeschaltet werden. Des Weiteren ist es möglich, die Ventile vollständig abzuschalten und dicht zu schließen. Dies bringt Vorteile während Rekuperationsphasen, da hier der Verbrennungsmotor mitgeschleppt werden muss [HE06].

Die E-Maschine

Wie bereits erwähnt ist die E-Maschine (MF3) als permanenterregte Synchronmaschine ausgeführt. Durch eine asymmetrische Wicklung wurden 15 kW (bei 2000 U/min) und

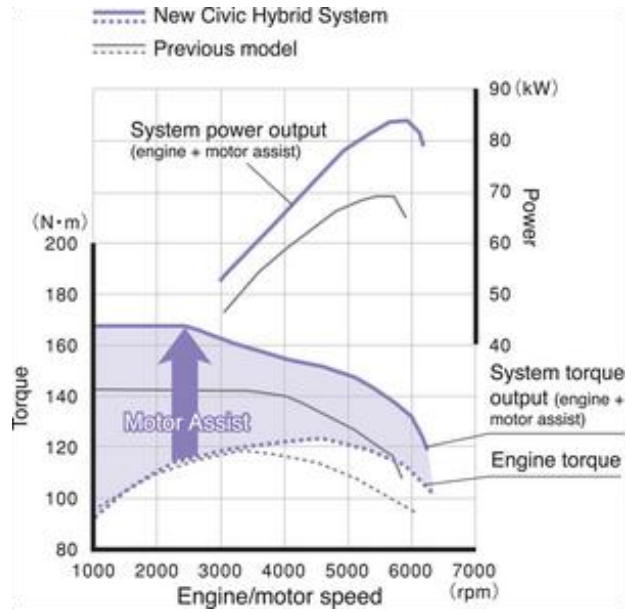


Abbildung 1.16: Leistungs- und Drehmomentencharakteristik

103 Nm (von 0 bis 1160 U/min) bei einer Bautiefe von 65 mm und einem Gewicht von 30 kg erreicht (Abbildung 1.17).

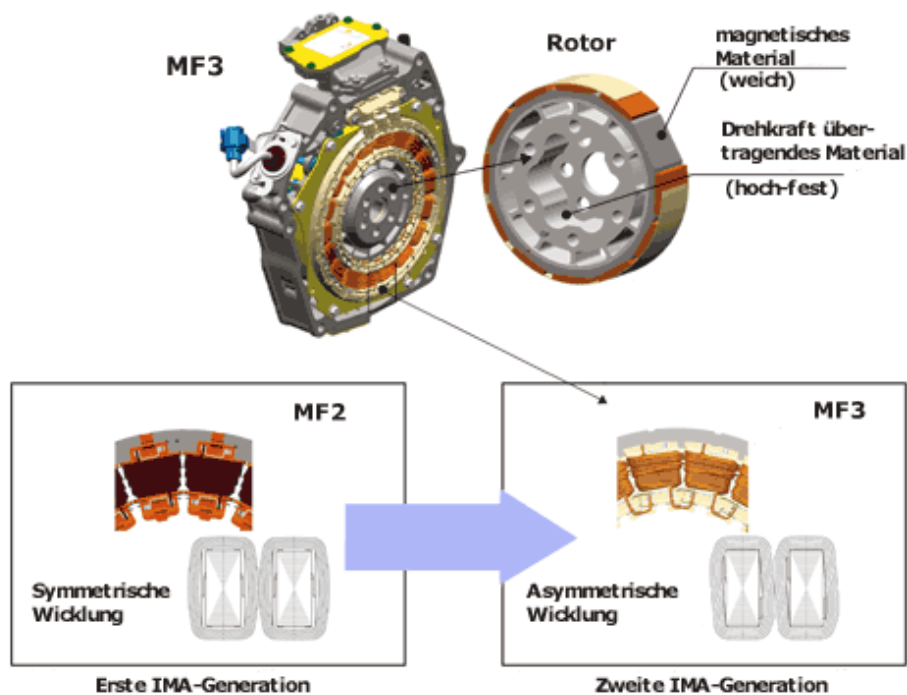


Abbildung 1.17: E-Maschine Honda Civic Hybrid [Kor]

Das Stufenlosgetriebe (CVT)

Im Honda Civic Hybrid ist das Stufenlosgetriebe als Kegelscheibengetriebe mit Schubgliederband ausgeführt (Abbildung 1.18). Das Schubgliederband besteht aus zwei geschlossenen mehrlagigen Stahlbändern. Beide Bänder sind mit einzelnen Segmenten bestückt, welche so angefasst sind, dass ein Verkappen gegeneinander unmöglich ist [Mül09]. Mittels des aus zwei verstellbaren Kegelscheibenpaaren bestehenden Variators kann, durch axiales Verschieben der Kegelscheiben, das jeweils gewünschte Übersetzungsverhältnis stufenlos und ohne Zugkraftunterbrechung eingestellt werden.



Abbildung 1.18: CVT-Getriebe [Mül09]

1.4.2 Die Leistungselektronik

In einem Hybridfahrzeug befindet sich neben dem konventionellen 12V-Bordnetz ein weiteres Stromnetz mit höherer Spannung. Im Fall des untersuchten Honda Civic Hybrid 158 V [Honb]. Diese höhere Spannung ist zum Austausch der sehr großen Energieströme zwischen E-Maschine und Batterie notwendig.

Die Aufgabe der Leistungselektronik ist es, durch Umwandlung der auftretenden Ströme einen geeigneten Energieaustausch zwischen Motorgenerator und Hochvoltbatterie zu ermöglichen. Weiters muss das 12V Bordnetz wegen der meist aus Kostengründen entfernten herkömmlichen Lichtmaschine über die Leistungselektronik zur Verfügung gestellt werden. In Abbildung 1.19 (links) ist die verbaute Leistungselektroniktopologie angeführt. Ausgehend vom Motorgenerator fließt der Strom über einen sogenannten Pulswechselrichter (AC/DC-Wandler) zur Hochvoltbatterie. Weiters ist der für das 12V Bordnetz nötige DC/DC-Wandler erkennbar. Abbildung 1.19 (rechts) zeigt, wie die Leistungselektronik im Honda Civic Hybrid verbaut ist.

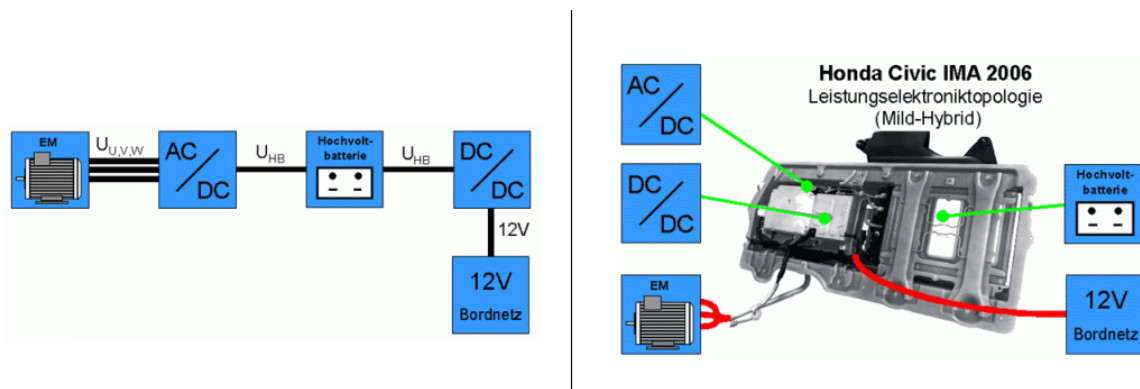


Abbildung 1.19: Die Leistungselektronik im Honda Civic Hybrid [Ble]

Der AC/DC-Wandler (Pulswechselrichter)

Der Pulswechselrichter setzt die von der Hochvoltbatterie kommende Gleichspannung zur Regelung der Elektromaschine in eine dreiphasige Ausgangsspannung mit veränderlicher Amplitude, Phase und Frequenz um. Da der Pulswechselrichter bi-direktional⁵ ausgeführt ist, kann die Elektromaschine auch als Generator betrieben werden.

⁵Es kann in beide Richtungen Leistung übertragen werden

Der DC/DC–Wandler (Gleichstromsteller)

Der Gleichstromsteller wandelt eine konstante Eingangsspannung durch periodisches Schalten so um, dass am Ausgang der gewünschte Spannungswert – in unserem Fall 12V – entsteht. Dieser muss ebenso bi–direktional ausgeführt sein, damit bei einer leeren Hochvoltbatterie Starthilfe gegeben werden kann [Ble].

Die Hochvoltbatterie

Bei der im Honda Civic Hybrid verbauten Hochvoltbatterie handelt es sich um einen NiMh–Akkumulator mit einer Kapazität von 5,5 Ah (bzw. 869 Wh) bei einer Spannung von 158,4 V. Zusammen mit einem Zellgewicht von 0,166 kg und insgesamt 132 Zellen ergibt sich eine Energiedichte von etwa 40 Wh/kg bei einem Gesamtgewicht von etwa 22 kg. Dies entspricht den für NiMh–Akkumulatoren typischen Wertebereich (siehe auch 3.18). Um nochmals auf den entscheidenden Unterschied hinzuweisen sei erwähnt, dass Benzin eine Energiedichte von etwa 12 kWh/kg hat, was den Energieinhalt des NiMH–Akkumulators um das 300fache übertrifft.

Kapitel 2

Längsdynamik–Simulationsprogramme

Mit Hilfe der Simulation kann in der Fahrzeugentwicklung bereits in einem frühen Stadium des Entwicklungsprozesses das Potenzial verschiedener Antriebsstrangkonzeppte hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen bewertet werden. Dabei spielt die Abbildung der Fahrzeuglängsdynamik die entscheidende Rolle.

In den folgenden Abschnitten wird daher auf das Thema Längsdynamik näher eingegangen und die beiden Simulationsprogramme, das Matlabbasierende IVD/TUD–Modell, und das von AVL entwickelte CRUISE vorgestellt.

2.1 Längsdynamik

Die Längsdynamik beschäftigt sich mit dem Fahrzeugverhalten und -reaktionen in Längsrichtung unter allen einwirkenden Längskräften. Sie setzt immer ein Gleichgewicht aller auftretenden Kräfte voraus, woraus sich die für den jeweiligen Fahrzustand benötigte Antriebs- bzw. Bremskraft ($F_{a,b}$) aus der Summe der Fahrwiderstandskräften (F_{Fahr}) ergibt (Gleichung 2.1).

$$F_{a,b} = \sum F_{Fahr} \quad (2.1)$$

Dies verdeutlicht, dass die genaue Kenntnis der während des Fahrbetriebs auftretenden Fahrwiderstände von großer Bedeutung ist.

2.1.1 Fahrwiderstände

Grundsätzlich wird zwischen zwei verschiedenen Arten von Fahrwiderständen unterschieden.

1. Fahrwiderstand bei stationärer Fahrt
2. Fahrwiderstand bei instationärer Fahrt

Im stationären Fall treten Luft- (F_L), Rad- (F_{RR}) und Steigungswiderstand (F_{St}) auf. Im instationären Fall kommt zusätzlich der Beschleunigungswiderstand (F_a) hinzu, der auf die Trägheiten der zu beschleunigenden Massen zurückzuführen ist (vgl. [Hei07]). Der Gesamtfahrwiderstand ergibt sich somit zu:

$$F_{Fahr} = F_L + 4 \times F_{RR} + F_{St} + F_a \quad (2.2)$$

Luftwiderstand

Wenn sich ein Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit bewegt, müssen zur Aufrechterhaltung des Bewegungszustandes Strömungswiderstände überwunden werden. Diese unterscheiden sich wie folgt:

- Druckwiderstand
- Reibungswiderstand
- Innerer Luftwiderstand
- Induzierter Luftwiderstand

Der Druckwiderstand entspricht dem Widerstand, welcher durch Staudruck sowie durch den Heckabriss an den Abrissflächen des Fahrzeugs entsteht. Der Reibungswiderstand entsteht durch die an der Oberfläche auftretende Reibung. Diese spielt besonders bei langen Fahrzeugen wie Bussen oder Lastkraftwagen (LKWs) eine entscheidende Rolle [Hei07]. Der innere Widerstand entsteht, weil das Fahrzeug keine geschlossene Fläche darstellt und es somit zu einer Durchströmung (z.B. Motorkühlung) kommt. Die durch die Bewegung entstehenden Luftverwirbelungen sind letztendlich für den induzierten Widerstand verantwortlich.

Durch Einführen des dimensionslosen Strömungswiderstandskoeffizienten (auch c_w -Wert genannt), können diese Widerstände zusammengefasst werden. Somit kann bei einem bekannten Strömungswiderstandskoeffizient, welcher üblicherweise im Windkanal ermittelt wird, durch Kenntnis der Luftdichte (ρ_U), der Gesamtgeschwindigkeit (v_∞) und der Fahrzeugfrontfläche (A_L) der Luftwiderstand (F_L) berechnet werden:

$$F_L = \frac{1}{2} * \rho_U * v_\infty^2 * c_w * A_L \quad (2.3)$$

Dabei entspricht die Gesamtgeschwindigkeit der Summe aus Fahrgeschwindigkeit (v_X) und Windgeschwindigkeit (v_L) (Gleichung 2.4).

$$v_\infty = v_X + v_L \quad (2.4)$$

Radwiderstand (Rollwiderstand)

Der Radwiderstand fasst die am rollenden Rad auftretenden Kräfte zusammen. Die Kraft setzt sich dabei aus

- Anteil des Reifens (Rollwiderstand) ($F_{R,T}$)
- Anteil der Fahrbahn (F_{R,T_r})
- Anteil durch Schräglauf ($F_{R,\alpha}$)
- Anteil durch Lagerreibung und Restbremsmomente (F_{R,f_r})

zusammen (Siehe auch Gleichung 2.5).

$$F_{RR} = F_{R,T} + F_{R,T_r} + F_{R,\alpha} + F_{R,f_r} \quad (2.5)$$

Da der Rollwiderstand den dominierenden Faktor darstellt, kann der gesamte Radwiderstand F_{RR} dem Rollwiderstand $F_{R,T}$ gleichgesetzt werden [Hei07]:

$$F_{RR} \approx F_{R,T} \quad (2.6)$$

Dieser hat desweiteren einen nahezu linearen Verlauf über der Radlast (F_Z) und kann somit über eine dimensionslose Kennzahl f_R (Rollwiderstandsbeiwert) definiert werden, welche auf speziellen Prüfständen experimentell ermittelt wird [Hei07].

$$f_R = \frac{F_{RR}}{F_Z} \quad (2.7)$$

Betrachtet man den Rollwiderstandskoeffizienten über die Geschwindigkeit (Abbildung 2.1) kann man erkennen, dass dieser bei niedrigen Geschwindigkeiten in etwa konstant ist, und ab etwa 120 km/h aufgrund Deformationswellenbildung progressiv zunimmt (vgl. [Hei07]).

Durch Umformung der Gleichung 2.7 ergibt sich der Radwiderstand (F_{RR}) zu:

$$F_{RR} = F_Z * f_R \quad (2.8)$$

bzw. der Rollwiderstand des gesamten Fahrzeuges (F_R) zu:

$$F_R = 4 * F_Z * f_R \quad (2.9)$$

Wobei $4 * F_Z$ gleich der Gewichtskraft des Fahrzeuges entspricht und sich aus dem Produkt aus Fahrzeugmasse (m_F) und Erdbeschleunigung (g) ergibt:

$$F_R = m_F * g * f_R \quad (2.10)$$

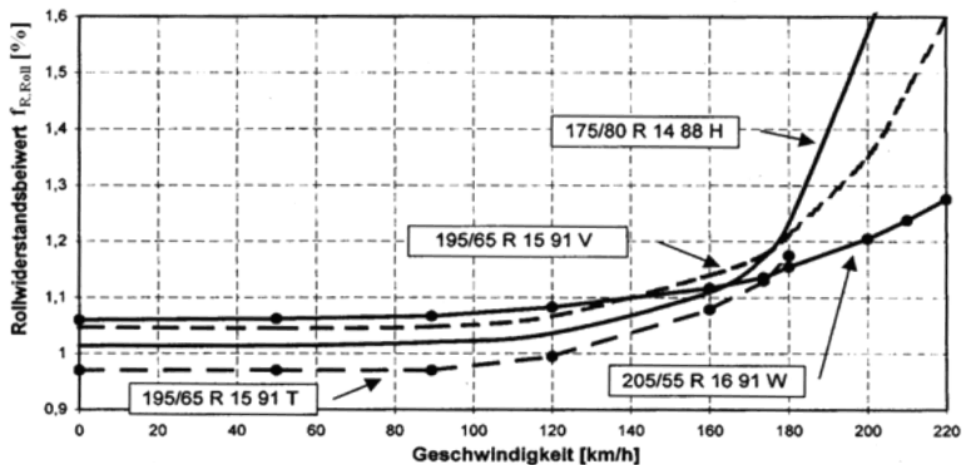


Abbildung 2.1: Rollwiderstand über Geschwindigkeit

Steigungswiderstand

Die Steigungswiderstandskraft (F_{St}) kann sowohl negative Werte bei Bergabfahrten, als auch positive Werte bei Bergauffahrten annehmen. Ist die Fahrzeugmasse (m_F) und der Steigungswinkel (α) (= Winkel geneigte Fahrbahn zu ebener Fahrbahn; siehe Abbildung 2.2) der Fahrbahn bekannt, ergibt sich mit Hilfe der Erdanziehungskraft (g) die Formel für den Steigungswiderstand zu:

$$F_{St} = m_F * g * \sin \alpha \quad (2.11)$$

Ist der Steigungswinkel über die Straßensteigung (p) in % angegeben, ergibt sich die Formel zu:

$$F_{St} = m_F * g * \sin(\arctan(p)) \quad (2.12)$$

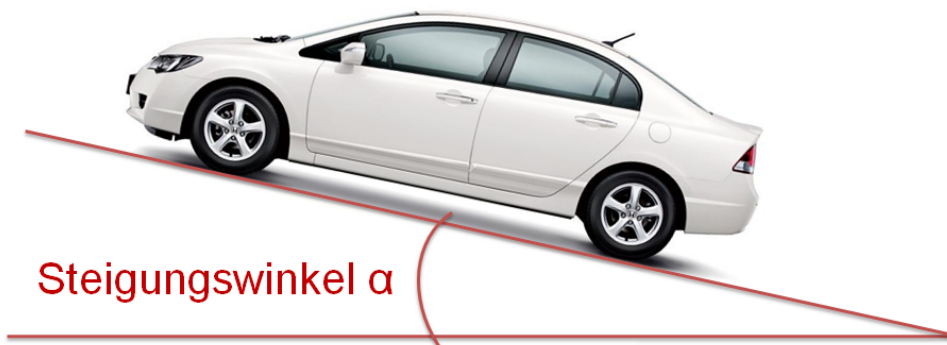


Abbildung 2.2: Der Steigungswinkel

Beschleunigungswiderstand

Um den Bewegungszustand eines Fahrzeuges zu ändern (beschleunigen/verzögern), muss der Trägheitswiderstand überwunden werden. Dieser setzt sich aus einem translatorischen ($F_{a,t}$) und einem rotatorischen Anteil ($F_{a,r}$) zusammen.

$$F_a = F_{a,t} + F_{a,r} \quad (2.13)$$

Der translatorische Anteil entsteht durch die Änderung des Bewegungszustandes des Fahrzeuges in Fahrtrichtung und ergibt sich somit aus dem Produkt aus Fahrzeugmasse (m_F) und Beschleunigung (a_x)

$$F_{a,t} = m_F * a_x \quad (2.14)$$

Der rotatorische Anteil entsteht durch die sich ändernden Rotationsgeschwindigkeiten des Antriebsstrangs (Räder, Getriebe, VKM, E-Motor). Ist das Rotationsträgheitsmoment (θ) und die Rotationsbeschleunigung (a_r) der einzelnen Komponenten bekannt, kann der jeweilige rotatorische Beschleunigungswiderstand errechnet werden:

$$F_{a,r} = \theta * a_r \quad (2.15)$$

Zur Vereinfachung können die einzelnen rotatorischen Widerstandskräfte des gesamten Antriebsstrangs über das reduzierte Trägheitsmoment ($\theta_{red,i}$) zusammengefasst und auf das Rad reduziert werden [Hei07].

$$F_{a,r} = \frac{\theta_{red,i} * a_R}{r_{dyn}} \quad (2.16)$$

Die dafür benötigte Drehbeschleunigung am Rad (a_R) kann mit Hilfe des dynamischen Reifenrollradius (r_{dyn}) und der Fahrzeuglängsbeschleunigung (a_x) errechnet werden:

$$a_R = \frac{a_x}{r_{dyn}} \quad (2.17)$$

Der dynamische Reifenrollradius entspricht dem realen Abrollradius des Rades. Dieser kann nur indirekt aus dem zurückgelegten Weg und der Anzahl der Radumdrehungen für den jeweiligen Reifen ermittelt werden [BS03]. Das auf das Rad reduzierte Trägheitsmoment ($\theta_{red,i}$) ergibt sich aus der Summe der Trägheitsmomente (θ_l) multipliziert mit der jeweiligen Übersetzung (i_l) zum Quadrat:

$$\theta_{red,i} = \sum_{n=1}^l \theta_l * i_l^2 \quad (2.18)$$

Der gesamte Beschleunigungswiderstand (F_a) ergibt sich somit unter Berücksichtigung der Gleichungen 2.13 bis 2.18 zu:

$$F_a = (m_F + \frac{\theta_{red,i}}{r_{dyn}^2}) * a_x \quad (2.19)$$

Die Gleichung 2.18 kann vereinfacht werden, indem man das reduzierte Massenträgheitsmoment ($\theta_{red,i}$) im Gang i durch einen Massenträgheitsfaktor (e_i) im Gang i der Fahrzeugleermasse (m_L) zuschlägt [Hei07]. Dazu muss die Fahrzeugmasse in Leermasse (m_L) und Zuladung (m_{Zu}) aufgeteilt werden:

$$m_F = m_L + m_{Zu} \quad (2.20)$$

Der Massefaktor (e_i) im Gang i ist definiert als (vgl. [Hei07]):

$$e_i = \frac{\theta_{red,i}}{m_L * r_{dyn}^2} + 1 \quad (2.21)$$

$$F_a = (e_i * m_L + m_{Zu}) * a_x \quad (2.22)$$

Beziehungsweise als Funktion der Zeit zu:

$$F_a(t) = (e_i(t) * m_L + m_{Zu}) * a_x(t) \quad (2.23)$$

Da in Gleichung 2.21 die Getriebeübersetzung über das reduzierte Massenträgheitsmoment quadratisch enthalten ist (Gleichung 2.18), kann der Massenträgheitsfaktor in einem breiten Bereich streuen. Bei Gelände- oder Nutzfahrzeugen mit extrem hoch übersetztem Kriechgang kann beispielsweise ein höherer Kraftbedarf für die Beschleunigung der rotierenden Massen als für die rein translatorische Beschleunigung auftreten (vgl. [Hei07]).

Der Gesamtfahrwiderstand setzt sich letztlich aus der Summe der einzelnen Anteile zusammen:

$$F = F_L + F_R + F_{St} + F_a \quad (2.24)$$

2.1.2 Leistungsbedarf

Multipliziert man nun den Luftwiderstand, Rollwiderstand und den Beschleunigungswiderstand mit der momentanen Fahrgeschwindigkeit ($u(t)$), so erhält man die momentane Leistung, die an den Antriebsrädern des Fahrzeugs zur Verfügung stehen muss, um den Fahrzustand aufrechtzuerhalten (Nachfrage). Wird bei der Fahrt ein Höhenunterschied bewältigt, so muss auch der Steigungswiderstand mit der momentanen Geschwindigkeit der Höhenänderung ($v(t)$) multipliziert und der momentanen Leistung hinzugerechnet werden. Der gesamte Leistungsbedarf ergibt sich somit zu:

$$P_{ges}(t) = (F_L(t) + F_R(t) + F_a(t)) * u(t) + F_{St}(t) * v(t) \quad (2.25)$$

Wie Eingangs erwähnt, kann durch die Simulation der Fahrzeuglängsdynamik in der Fahrzeugentwicklung bereits in einem frühen Stadium des Entwicklungsprozesses das Potenzial verschiedener Antriebsstrangkonzeppte bewertet werden. Zwei Programme, welche dies ermöglichen, werden in den folgenden Kapitel vorgestellt.

2.2 Das IVD/TUD–Modell

Beim IVD/TUD–Modell handelt es sich um eine auf Matlab/Simulink basierende Berechnungsumgebung, welche im Vorfeld der Diplomarbeit in Kooperation der beiden Institutionen IVD Prof. Hohenberg GmbH und dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Darmstadt erstellt wurde.

2.2.1 Programmaufbau

Der Aufbau des Programmes wurde modular durchgeführt und die jeweiligen Systemgrenzen fix definiert. Die Berechnung erfolgt in drei verschiedenen Abschnitten:

1. Berechnung der mechanischen Größen (Leistung, Drehzahl und Drehmoment,..) an der Hinterachse über Fahrwiderstände
2. Berechnung der mechanischen Größen an der Kurbelwelle unter Berücksichtigung von Trägheit, Wirkungsgrad und Übersetzungsverhältnis des Antriebsstranges
3. Berechnung der VKM–Betriebspunkte zur Ermittlung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens

Berechnung von Leistung, Drehzahl und Drehmoment an der Hinterachse

Im Fahrwiderstandsmodell (Abbildung 2.3) werden ausgehend von einem gegebenen Geschwindigkeitsverlauf alle benötigten mechanischen Größen an der Hinterachse berechnet, an die Matlab–Workspace übergeben und gespeichert. Dabei können auch Windgeschwin-

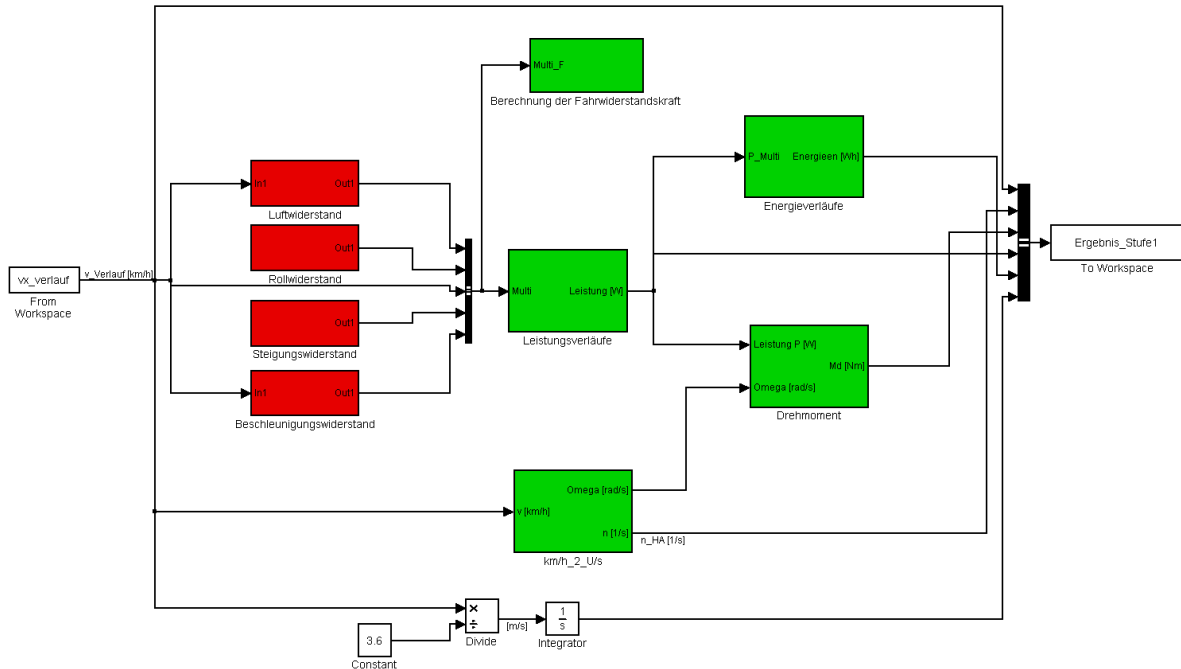


Abbildung 2.3: Fahrwiderstandsmodell

digkeiten und/oder Höhenprofile berücksichtigt werden. Das Fahrwiderstandsmodell kann unter Einhaltung der Systemgrenzen individuell eingesetzt werden. Die benötigten Parameter des Fahrwiderstandsmodells werden in der Systemmaske definiert (Abbildung 2.4).

Ist der Geschwindigkeitsverlauf und, wenn vorhanden, das Höhenprofil und die Windgeschwindigkeit in der Matlab–Workspace definiert, kann das Modell sofort zur Berechnung der mechanischen Größen eingesetzt werden.

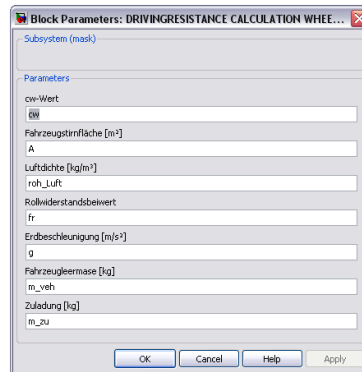


Abbildung 2.4: Systemmaske Fahrwiderstandsmodell

Berechnung von Leistung, Drehzahl und Drehmoment an der Kurbelwelle

Im nächsten Schritt werden über das Getriebemodell, unter Berücksichtigung der anfallenden Wirkungsgrade und Rotationsträgheiten, die mechanischen Größen an der Kurbelwelle berechnet. Durch eine geeignete, an die Ausgabematrix des Fahrwiderstandsmodells angepasste Getriebemodellierung, können so alle gängigen Antriebsstränge berechnet werden. Ausgehend von diesem Ergebnis wird im nächsten Schritt über eine vereinfachte CVT–Betriebskennlinie, welche aus Fahrversuchen ermittelt wurde (siehe auch Kapitel 3.2.4), der Leistung eine entsprechende Drehzahl und das dazugehörige Drehmoment zugewiesen (Abbildung 2.5). Die Ergebnisse aus der Getriebeberechnung werden wiederum als Matrix

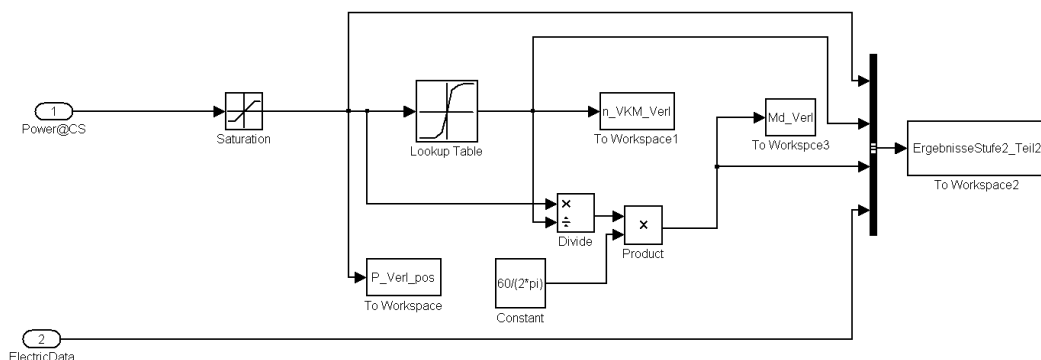


Abbildung 2.5: Übersetzungsberechnung

an die Matlab–Workspace übergeben und gespeichert.

Aufteilung und Berechnung der Betriebspunkte der Antriebsmaschinen

Im dritten Schritt wird, ausgehend von Drehmomentbedarf und Drehzahl an der Kurbelwelle, unter Berücksichtigung des VKM–Trägheitsmoments, das innere Motormoment berechnet.

Die sich daraus ergebenden Betriebspunkte werden im nächsten Schritt als Eingangsgrößen von Lookup Tables¹ herangezogen, worin, unter Verwendung einer zweidimensionalen linearen Interpolation zwischen den Stützstellen, die jeweiligen Verbrauchs- bzw. Emissionswerte ermittelt werden. Abbildung 2.6 zeigt beispielhaft den Abgriff der Verbrauchswerte aus dem Verbrauchskennfeld. Durch einen einfachen Schalter wird eine Start/Stop–Automatik bzw. Schubabschaltung berücksichtigt. Handelt es sich bei dem simulierten Fahrzeug um einen

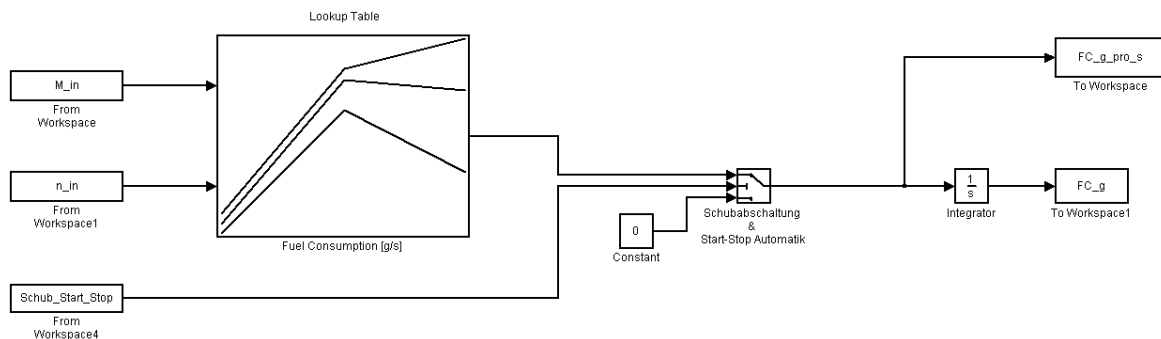


Abbildung 2.6: Motormodell

Hybrid, wird vor der Verbrauchs- und Emissionsberechnung der Drehmomentbedarf an der Kurbelwelle, abhängig von der jeweiligen Betriebsstrategie, an die Antriebsmaschinen aufgeteilt.

Die einzelnen Berechnungsschritte werden über ein entsprechendes Matlabskript hintereinander aufgerufen, und somit eine automatische Berechnung ermöglicht. Mit Hilfe des Skripts kann auch zwischen unterschiedlichen Fahrzeugparametern, Antriebssträngen und Antriebsmaschinen ausgewählt und somit beliebige Gesamtfahrzeugkombinationen untersucht werden.

2.2.2 Modellgrenzen

Aus der Beschreibung geht hervor, dass der gewählte Modellierungsansatz bei der Abbildung dynamischer Effekte seine Grenzen erreicht. Diese Abweichungen betreffen weniger die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs, sondern mehr die Fehler in der Bestimmung der momentanen Drehzahl aus der eingesetzten CVT–Betriebskennlinie, da hier das innere Motormoment als Bezugsgröße dient. Etwas stärker tritt das Instationärverhalten bei den

¹Lookup Tables - Matlabkomponenten, in denen Kennfelder als Matrix hinterlegt werden können.

NO_x -Emissionen auf. Hier kommt es zu Abweichungen zu den stationär gemessenen Emissionen [Sab09] (Abbildung 2.7). Die Absolutwerte sind zwar unterschiedlich, jedoch ist die

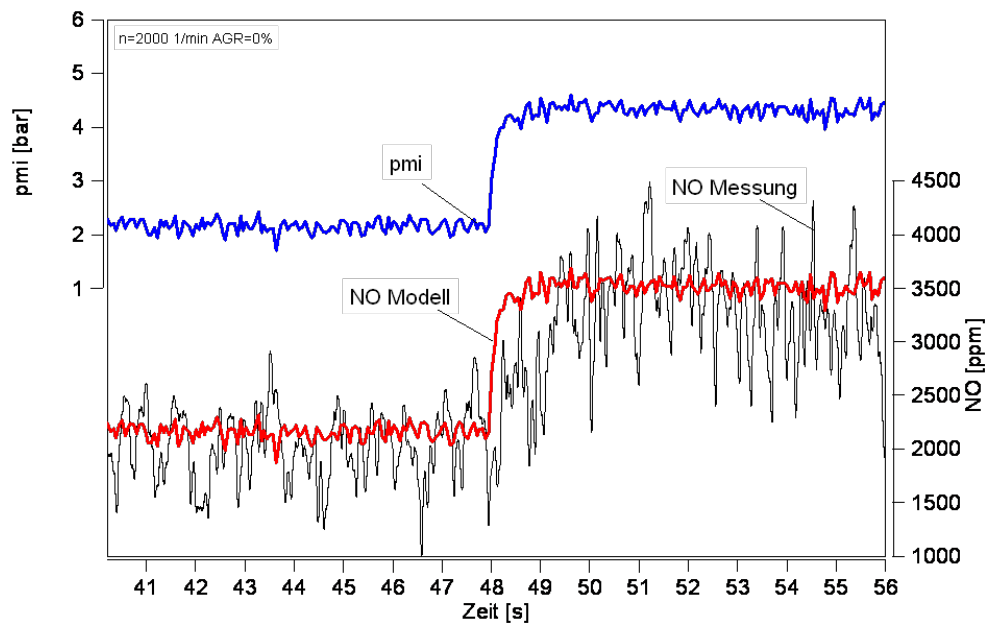


Abbildung 2.7: Instationäres NO_x -Verhalten [Sab09]

Gesamtaussage für vergleichende Untersuchungen verschiedener Systeme zufriedenstellend. Analysen hinsichtlich der Abweichung zwischen stationär und instationär gemessenen NO_x -Emissionen sind in der Literatur vielfältig dokumentiert.

2.2.3 Ergebnisse

Abbildung 2.8 zeigt beispielhaft den Leistungs- und Drehmomentverlauf an der Kurbelwelle bei Simulation eines Stadtsegmentes (UDC) im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ). Dabei können die für eine Rückwärtsrechnung typischen eckigen Verläufe erkannt werden. Dem könnte durch Abrundung der Ecken des Normprofils entgegengewirkt werden. Durch eine genauere Betrachtung des Leistungsverlaufes kann weiters erkannt werden, dass der Anfahrvorgang verlustfrei durchgeführt wird. Dies ist darauf zurückzuführen, dass auf eine Kupplungsmodellierung verzichtet wurde. Der Anfahrvorgang wird durch Annahme eines idealen CVT-Getriebes mit uneingeschränktem Übersetzungsverhältnis bewerkstelligt.

Abbildung 2.9 zeigt einen Vergleich des Kraftstoffverbrauches im außerstädtischen Segment (EUDC) des NEFZ-Zyklus. Trotz der vereinfachten Abbildung konnte dennoch eine gute Übereinstimmung erreicht werden.

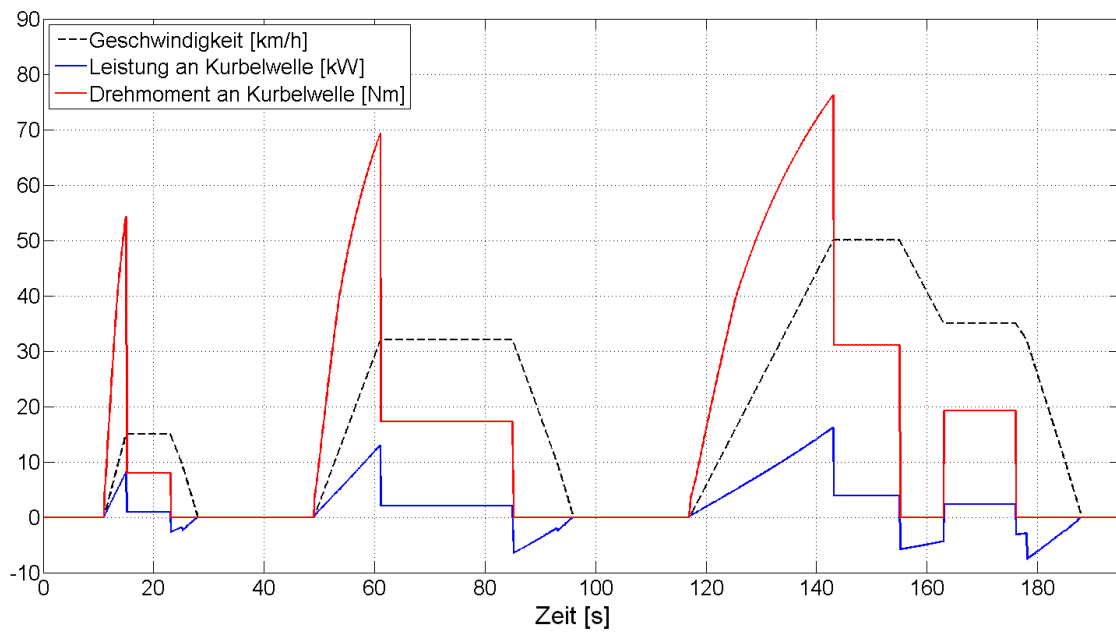


Abbildung 2.8: Ergebnis eines UDC-Segmentes mit IVD/TUD-Modell

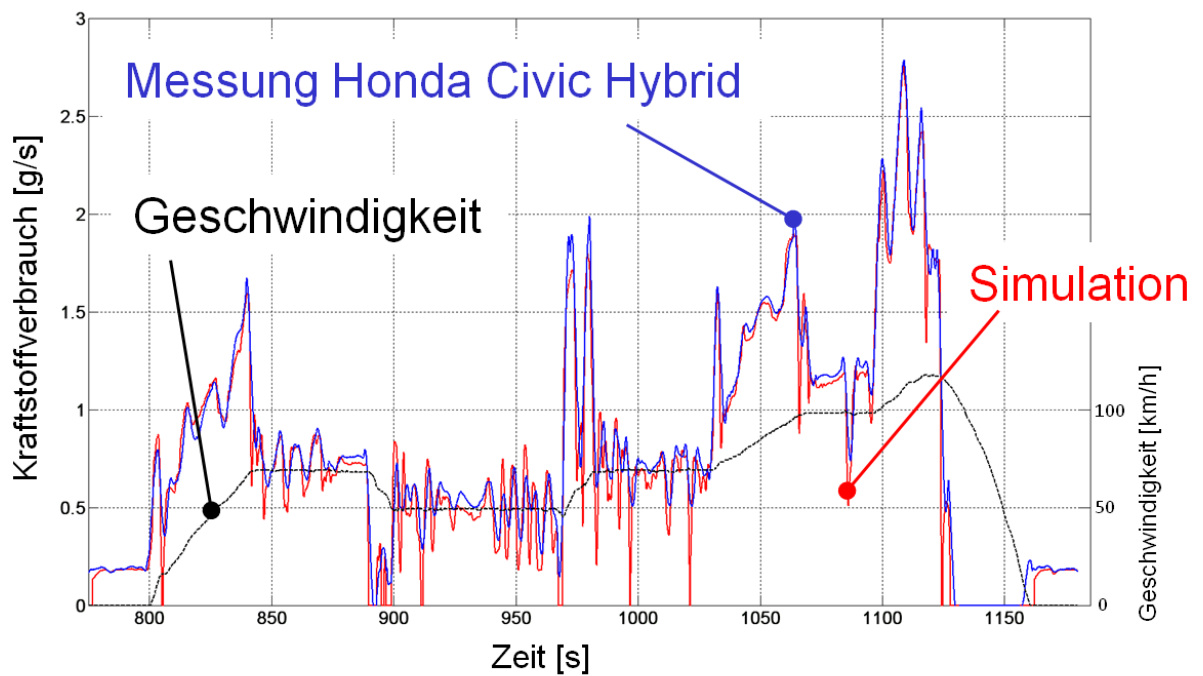


Abbildung 2.9: Vergleich Simulation zu Messung

2.3 CRUISE

Bei dem, im Rahmen der Diplomarbeit untersuchten Simulationsprogramm, handelt es sich um das von AVL entwickelte AVL CRUISE–Modell Version 2009. Mit Hilfe dieses Programmes soll ein aus Messfahrten bekannter Geschwindigkeitsverlauf simuliert, und die erhaltenen Ergebnisse anschließend mit vorhandenen Messdaten verglichen werden. Damit soll die grundsätzliche Eignung des Programms zur Bewertung von Hybridantriebssträngen nachgewiesen werden.

Da eine vollständige Beschreibung des Programms den Rahmen der Diplomarbeit überschreiten würde, wird im Folgenden ein grober Überblick über die wichtigsten Programmeigenschaften gegeben. In Kapitel 3 ist desweiteren die im Rahmen der Diplomarbeit durchgeführte Programmapplikation in ihren wichtigsten Punkten beschrieben.

Für eine umfassende und detailliertere Programmbeschreibung sei an dieser Stelle jedoch an dem im Programmpaket enthaltenen User Guide und auf die seitens der AVL angebotenen Schulungen verwiesen.

2.3.1 Überblick

CRUISE ist eine Software zur Simulation von Fahrverhalten, Kraftstoffverbrauch und Emissionen (Abbildung 2.10). Auf Basis einer umfassenden Ergebnisanalyse können so Antriebsstrang und Antriebsmaschine(n) optimiert werden. Weiters können Gesamtbelastungen (für Beanspruchungsberechnungen) und Antriebsstrangvibrationen ermittelt werden (vgl. [AVL09b]).

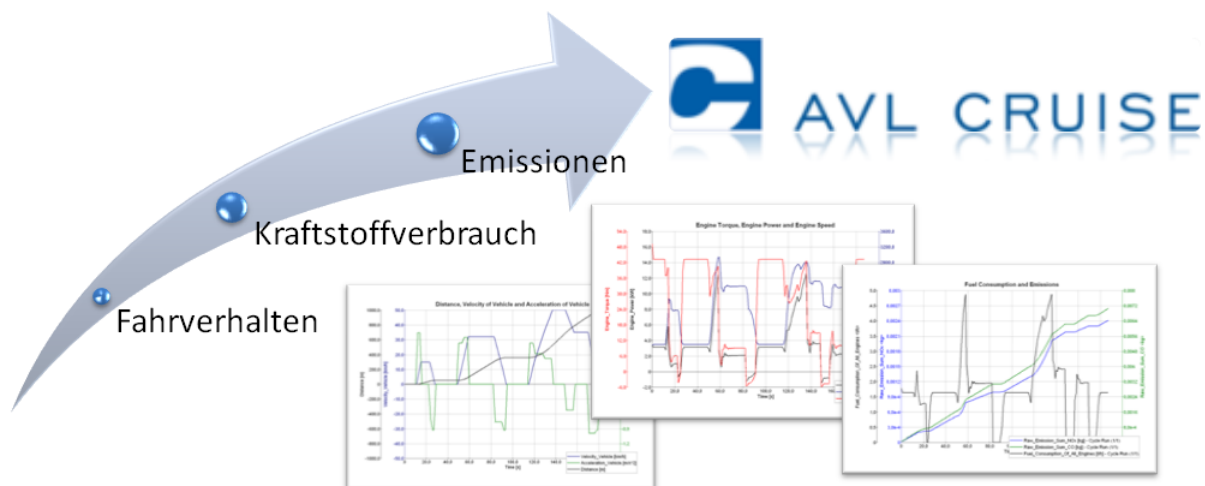


Abbildung 2.10: Überblick AVL CRUISE

2.3.2 Programmaufbau

CRUISE besteht grundsätzlich aus einem Berechnungsteil und einer grafischen Benutzeroberfläche (GUI), wobei der Anwender nur mit der GUI direkt in Berührung kommt (siehe auch Abbildung 2.11).

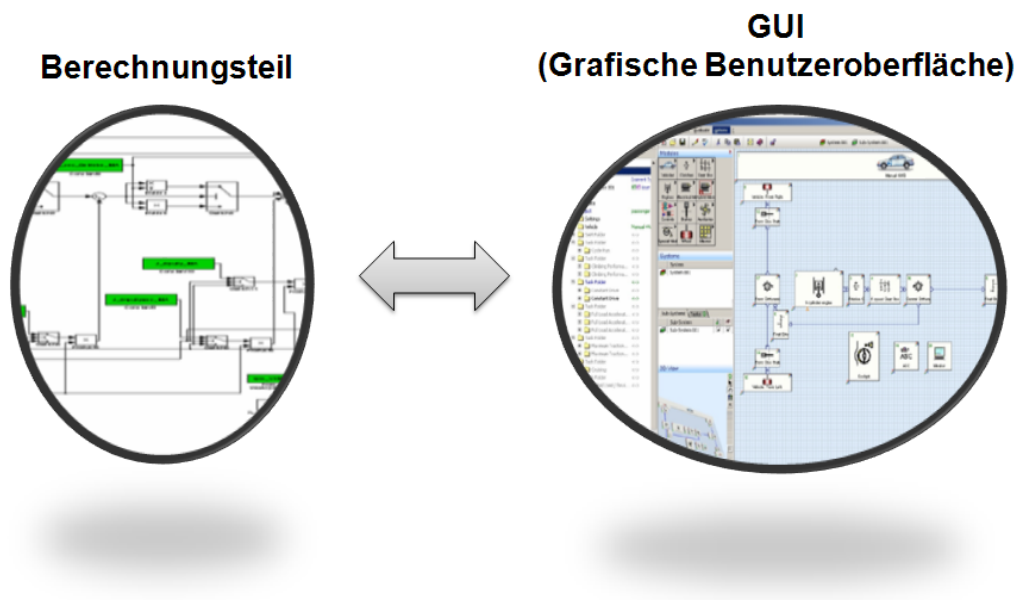


Abbildung 2.11: Aufbau AVL CRUISE

Der **Berechnungsteil** beinhaltet alle mathematischen Module zur Lösung der Aufgaben. Der Teil ist streng modular aufgebaut und besitzt klar definierte Schnittstellen. Eine genauere Beschreibung hinsichtlich Struktur ist in [AVL09b] zu finden.

Die **GUI** soll den Anwender bei der Arbeit mit der Software in allen Bereichen unterstützen. Im sogenannten Pre-Processing werden alle Aktivitäten bis zur Simulation unterstützt. Das Post-Processing unterstützt den Benutzer bei der Darstellung und Auswertung der Ergebnisse.

Die GUI-Struktur

Wie in Abbildung 2.12 ersichtlich, ist die Struktur der GUI in zwei Sektoren unterteilt. Wird in Sektor 1 (= Navigationsfenster) ein Objekt ausgewählt, wird der dazugehörige Dialog in Sektor 2 (= Anwendungsfenster) geöffnet. Dabei unterteilt sich das Navigationsfenster in 3 unterschiedliche Areale (Abbildung 2.12; Bereich A)

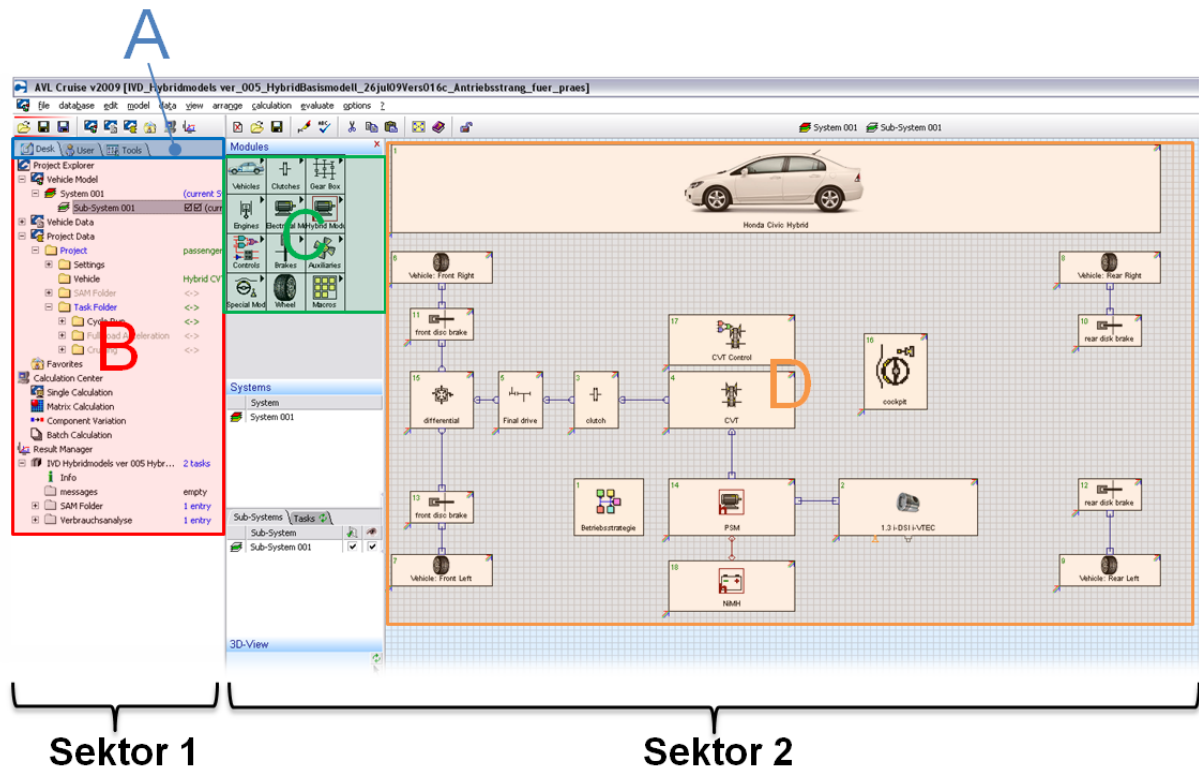


Abbildung 2.12: GUI Struktur

1. Desk Area
2. User Area
3. Tools Area

In der **Desk Area** können alle projektbezogenen Eingaben getätigt werden. Unter anderem kann hier das Fahrzeugmodell erstellt und bedatet, die durchzuführenden Aufgaben und das Fahrprofil festgelegt werden.

Die **User Area** unterstützt den Anwender bei der Verwaltung seiner Projekte. Hier kann auch das gewünschte Projekt geladen und, wenn vorhanden, deren Ergebnisse eingesehen werden.

In der **Tools Area** können zusätzliche Anwendungen, welche seitens AVL zur Verfügung gestellt werden, gestartet werden. Auch die User Manuals sind hier zu finden.

Befindet sich das Navigationsfenster in der *Desk Area*, so sind im Bereich B alle benötigten Einstellungsmöglichkeiten zur Simulationsdurchführung und -auswertung zu finden. Diese sind in 3 Hauptbereiche unterteilt:

1. Project Explorer
2. Calculation Center
3. Result Manager

Im **Project Explorer** können alle Aufgaben zur Fahrzeugmodellierung und Berechnung durchgeführt werden. Dazu gehören:

- die Modellierung des Antriebsstrangs
- die Bedatung der Antriebsstrangkomponenten
- die Verbindung der Komponenten untereinander
- die Applikation der Simulationsumgebung (Berechnungsaufgaben, Berechnungsmethode,...

Die Modellierung des Antriebsstrangs erfolgt durch Auswahl der jeweiligen Komponenten im Bereich C und Positionierung mittels Drag & Drop im Bereich D. Danach werden die einzelnen Komponenten mechanisch und signalflusstechnisch miteinander gekoppelt. Die Bedatung der einzelnen Komponenten erfolgt durch Doppelklick auf das jeweilige Modul. Ist das Fahrzeug fertig modelliert, muss die Simulationsumgebung definiert werden. Dazu gehört insbesondere die Definition der Berechnungsaufgabe und der Berechnungsmethode. Diese werden in Kapitel 2.3.3 und 2.3.4 behandelt.

Im **Calculation Center** kann zwischen unterschiedlichen Berechnungsabläufen gewählt und die jeweilige Berechnung gestartet werden. Bei einer Single Calculation wird nur eine Berechnung der definierten Aufgaben durchgeführt. Durch Auswahl einer anderen Option werden mehrere Berechnungen hintereinander durchgeführt. Details zu den weiteren Möglichkeiten werden im User Guide ausführlich behandelt.

Der **Resultmanager** unterstützt den Anwender bei der grafischen Analyse der Ergebnisse. Weiters sind hier Berichte über die durchgeführten Berechnungen und eventuelle Fehlermeldungen zu finden.

2.3.3 Berechnungsaufgaben

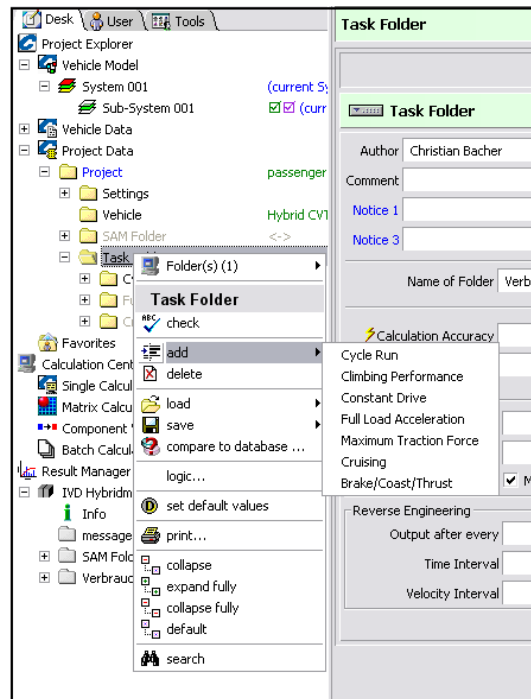


Abbildung 2.13: Auswahl der Berechnungsaufgabe

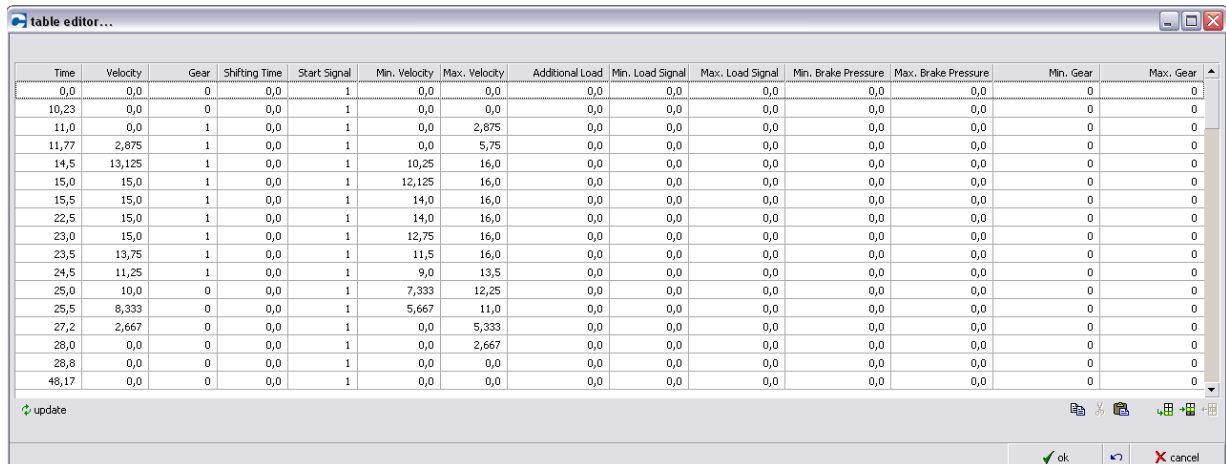
Die Auswahl der gewünschten Berechnungsaufgabe erfolgt, wie in Abbildung 2.13 ersichtlich, im sogenannten *Project Explorer*. Es kann zwischen den folgenden Aufgaben gewählt werden:

- Konstantfahrt
- Berechnung der Steigleistung
- Volllastbeschleunigung
- Berechnung der maximalen Zugkraft
- Bremsen / Auslauf / Schub
- Zyklusfahrt
- Cruising
- Systemanalyse

Da im Rahmen der Diplomarbeit eine genaue Beschreibung der einzelnen Aufgaben nicht möglich ist, werden an dieser Stelle nur die verwendeten Aufgaben *Zyklusfahrt (Cycle Run)* und *Cruising* beschrieben.

Zyklusfahrt (Cycle Run)

Bei der Zyklusfahrt können beliebige Fahrzyklen berechnet werden. Dabei muss es sich nicht um einen Normzyklus handeln. Auf Basis einer vordefinierten Matrix können beliebige Profile abhängig von der Zeit eingegeben werden (Abbildung 2.14).



Time	Velocity	Gear	Shifting Time	Start Signal	Min. Velocity	Max. Velocity	Additional Load	Min. Load Signal	Max. Load Signal	Min. Brake Pressure	Max. Brake Pressure	Min. Gear	Max. Gear
0,0	0,0	0	0,0	1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
10,23	0,0	0	0,0	1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
11,0	0,0	1	0,0	1	0,0	2,875	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
11,77	2,875	1	0,0	1	0,0	5,75	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
14,5	13,125	1	0,0	1	10,25	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
15,0	15,0	1	0,0	1	12,125	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
15,5	15,0	1	0,0	1	14,0	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
22,5	15,0	1	0,0	1	14,0	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
23,0	15,0	1	0,0	1	12,75	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
23,5	13,75	1	0,0	1	11,5	16,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
24,5	11,25	1	0,0	1	9,0	13,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
25,0	10,0	0	0,0	1	7,333	12,25	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
25,5	8,333	0	0,0	1	5,667	11,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
27,2	2,667	0	0,0	1	0,0	5,333	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
28,0	0,0	0	0,0	1	0,0	2,667	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
28,8	0,0	0	0,0	1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0
48,17	0,0	0	0,0	1	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0	0

Abbildung 2.14: Profileingabe in CRUISE unter Zyklusfahrt

Weiters besteht im aufgabenspezifischen Unterordner *Course* die Möglichkeit weitere Streckenparameter wie Höhenprofil, Windgeschwindigkeit usw. zu definieren.

Cruising

Laut [AVL09b] wurde *Cruising* entwickelt, um den Anwender die Möglichkeit zu geben eigene Profile zu definieren, oder, wenn vorhanden, Daten aus Messfahrten zur Profileingabe zu verwenden. Der Unterschied zur Zyklusfahrt liegt darin, dass die Daten nicht abhängig von der Zeit, sondern anhängig vom zurückgelegten Weg definiert werden müssen. Dies bedingt allerdings, dass Stillstandszeiten extra eingegeben werden müssen. Dies führte im Rahmen der Untersuchungen zu Problemen, weshalb ich an dieser Stelle auch die Fahrprofildefinition über die Berechnungsaufgabe Zyklusfahrt (*Cycle Run*) empfehle.

2.3.4 Berechnungsmethoden

CRUISE stellt zur Berechnungsdurchführung unterschiedliche Methoden zur Verfügung, welche entsprechend ihren spezifischen Eigenschaften je nach Aufgabe bevorzugt verwendet werden sollen. Es wird zwischen drei verschiedenen Berechnungsmethoden unterschieden:

1. Stationäre Rechnung
2. Quasi–stationäre Rechnung
3. Simulation

Stationäre Rechnung

Bei der stationären Berechnung werden ausgewählte, charakteristische Kennwerte des Fahrzeuges stufenweise berechnet. Alle Beschleunigungen im Antriebsstrang sind null. Mit dieser Berechnungsmethode kann beispielsweise die Fahrwiderstandslinie berechnet werden [AVL09b].

Quasi–stationäre Rechnung

Äquivalent der stationären Rechnung werden hier ausgewählte, charakteristische Kennwerte des Fahrzeuges stufenweise berechnet (geschwindigkeitsabhängig). Der Unterschied besteht jedoch darin, dass hier Beschleunigungen erlaubt sind. Diese sind jedoch zu einem konstanten Wert fixiert. Mit dieser Berechnungsmethode können zusätzlich transiente Berechnungen wie beispielsweise Zyklusfahrt und Vollastbeschleunigungen durchgeführt werden. Bewegungsgrößen des Fahrzeuges (z.B.: Beschleunigung aus Fahrzyklus) werden exakt aus dem Geschwindigkeitsprofil definiert. Da dadurch kein Regler nötig ist, ist die Berechnung zeiteffizient [AVL09b]. (Berechnungsdauer: NEDC quasi–stationär ca. 20 sec, NEDC Simulation ca. 1 min). Aufgrund der Eigenschaften eignet sich diese Variante für Berechnungsaufgaben, bei denen der Geschwindigkeitsverlauf exakt nachgefahren werden soll. Dies trifft beispielsweise auf die Berechnung von Messfahrten zu. Auch für den Vergleich mit dem IVD/TUD–Modell ist diese Variante zu bevorzugen.

Simulation

Bei der Simulation, welche auf dem sogenannten Ursache–Wirkung–Prinzip beruht, handelt es sich um einen Regelkreis in dem der Fahrer als Geschwindigkeitsregler fungiert. Ist das gesamte Fahrzeugmodell harmonisch abgestimmt, so erlaubt die Simulation eine Modellierung des realen Fahrzeugverhaltens. Der Fahrer ist als Modul im Programm integriert, und kann entsprechend parametrisiert werden. Weiters können die mechanischen Verbindungen der Module starr oder elastisch ausgeführt werden und somit Torsionssteifigkeiten

berücksichtigt werden [AVL09b]. Aufgrund des Fahrereinflusses werden bei Simulationen Geschwindigkeitsverläufe nicht exakt nachgefahren. Dies muss bei einem Vergleich mit Messfahrten berücksichtigt werden.

Kapitel 3

CRUISE–Programmapplikation

Im vorliegenden Kapitel wird beispielhaft die Applikation des Programmes auf Basis eines Honda Civic Hybrid durchgeführt. Da eine detaillierte Abhandlung aller Einstellungsmöglichkeiten im Rahmen der Diplomarbeit nicht denkbar wäre, konzentriert sich die folgende Beschreibung auf die wichtigsten Punkte der Parametrisierung. Nicht verwendete Einstellungen oder Simulationsparameter welche keine Erklärung benötigen (bspw. Fahrzeugabmessungen, . . .) werden nicht behandelt. Alle zur Simulation erforderlichen Parameter sind jedoch im Anhang angefügt.

Die Applikation des Programmes kann in die folgenden Schritte unterteilt werden:

1. Modellierung des Antriebsstrangs
 - a) Modellierung des Antriebsstrangs an sich
 - b) Setzen der mechanischen Verbindungen zwischen den Komponenten
2. Bedatung der Fahrzeugkomponenten
 - a) Definition der Eigenschaften
 - b) Bestimmung der Signalflüsse zwischen den Komponenten
3. Implementierung benutzerdefinierter Funktionen/Strategien
4. Applikation der Simulationsumgebung

3.1 Modellierung des Antriebsstrangs

Nach dem Start eines neuen Projektes muss der zu simulierende Antriebsstrang erstellt werden. Dazu wurden aus der Moduldatenbank (Abbildung 2.12 Bereich C) die benötigten

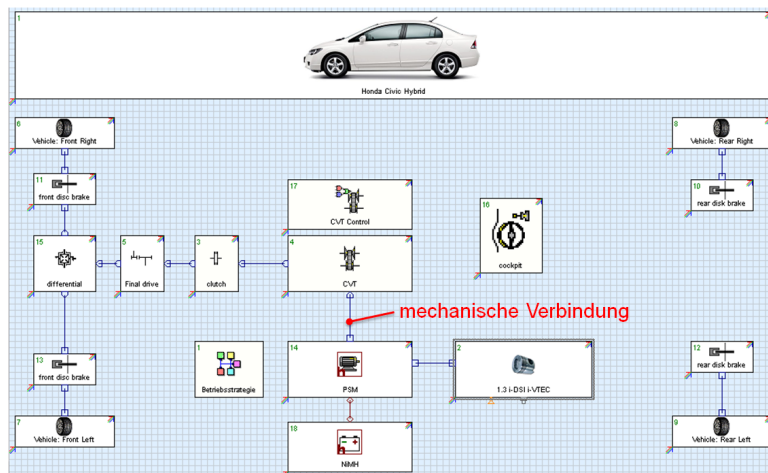


Abbildung 3.1: Modellierung des Antriebsstrangs des Honda Civic Hybrid

Blöcke via Drag & Drop im Modellierungsbereich (Abbildung 2.12 Bereich D) positioniert. Danach erfolgt die mechanische Verbindung der einzelnen Bauteile (Siehe Abbildung 3.1).

3.2 Bedatung der Fahrzeugkomponenten

Die Bedatung der Fahrzeugkomponenten erfolgt durch Doppelklick auf das jeweilige Modul. Über das sich öffnende Menüfenster können auf mehreren Ebenen unterschiedliche Parameter definiert werden. Die Ebenen sind über Registerkarten (*Tabs*) an der rechten Seite erreichbar (Abbildung 3.2, rechts). Über die Auswahl der Eigenschaften (*Properties*) (Abbildung 3.2, unten links) können weitere Einstellungen getätigt und die Komplexität der Abbildung bestimmt werden.



Abbildung 3.2: Übersicht Komponentenbedatung

Im Folgenden wird die Bedatung der einzelnen Komponenten in den wichtigsten Punkten beschrieben. Module, welche aufgrund ihrer etwas aufwendigeren Bedatung eine genauere Beschreibung benötigen, werden in einzelnen Kapiteln behandelt. Weniger aufwendige Module werden im Abschnitt *Weitere Komponenten* (Kapitel 3.2.8) zusammengefasst behandelt.

3.2.1 Vehicle

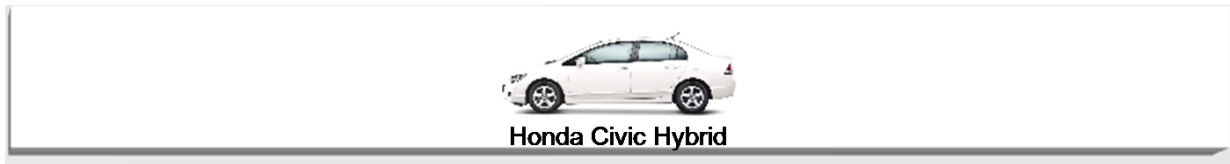


Abbildung 3.3: CRUISE-Modul: Vehicle

Im CRUISE-Modul *Vehicle* werden allgemeine Parameter über das Gesamtfahrzeug definiert. Unter anderen können hier folgende wichtige Einstellungen festgesetzt werden:

- Berechnung des Fahrwiderstandes
- Definition der Fahrzeugmasse

Berechnung des Fahrwiderstandes

Zur Berechnung des Fahrwiderstandes stehen grundsätzlich fünf Varianten zur Auswahl:

- Funktion mit/ohne Referenzfahrzeug
- Charakteristik mit/ohne Referenzfahrzeug
- Physikalisch

Sind die Fahrzeugfrontfläche, Fahrzeugmasse und der Fahrwiderstandsbeiwert bekannt, kann der Fahrwiderstand **physikalisch** berechnet werden.

Wird die Variante **Funktion** gewählt, kann der Fahrwiderstand über eine Fahrwiderstandsfunktion (Polynom 2. Ordnung) definiert werden.

Bei Auswahl der Option **Charakteristik** besteht die Möglichkeit, die Fahrwiderstandskraft über die Geschwindigkeit festzulegen.

Ist für das zu simulierende Fahrzeug weder ein Fahrwiderstandsbeiwert, noch eine Fahrwiderstandsfunktion oder Charakteristik bekannt, so können auch Daten eines **Referenzfahrzeugs** zur Fahrwiderstandsdefinition herangezogen werden.

Dabei können auch mehrere Berechnungsvarianten gleichzeitig ausgewählt werden. Welche jedoch das Programm für die aktuelle Untersuchung verwendet, muss unter dem jeweiligen Aufgabenordner (*Task Folder*) definiert werden (Abbildung 3.4). Dies hat den Vorteil, dass bei unterschiedlichen Aufgaben (*Tasks*), unterschiedliche Fahrwiderstandsberechnungen durchgeführt werden können. Leider kann dies bei anfänglichen Untersuchungen zu Verwirrungen führen, weshalb es an dieser Stelle auch erwähnt wird.

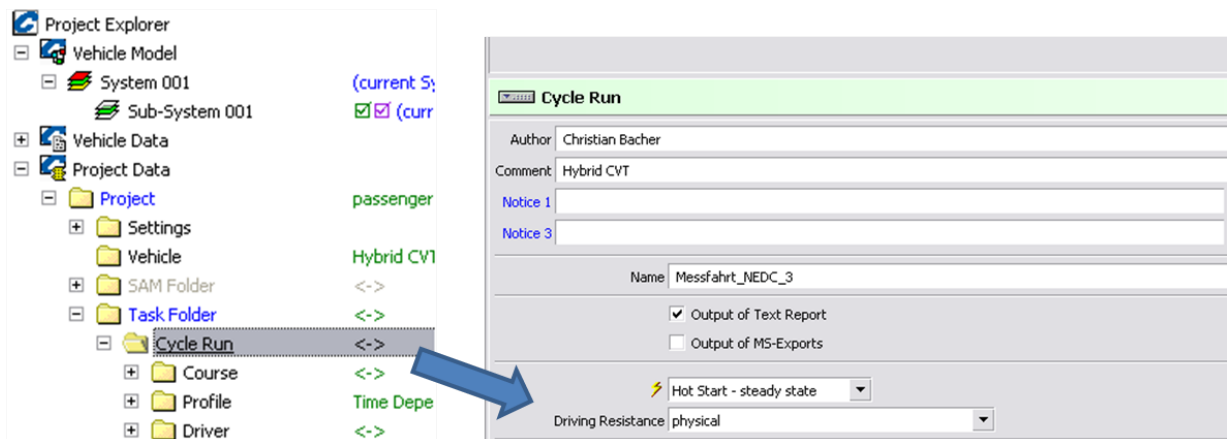


Abbildung 3.4: Definition des zu verwendenden Fahrwiderstands

Da für den Honda Civic Hybrid die Fahrzeugfrontfläche ($2,1 \text{ m}^2$), Fahrzeuggewicht (1368 kg) und der Fahrwiderstandsbeiwert (0,29) bekannt waren, wurde die *physikalische* Berechnung des Fahrwiderstands verwendet, wobei der Fahrwiderstandsbeiwert in den Eigenschaften als konstant definiert wurde. Durch zwei weiteren, von CRUISE gebotenen Möglichkeiten, könnten auch variable Beiwerte definiert und somit öffnende oder schließende Spoiler berücksichtigt werden. Dies wurde in der vorliegenden Modellierung jedoch nicht benötigt.

Definition der Fahrzeugmasse

Die Definition der Fahrzeugleermasse und des Höchstgewichtes kann im *Vehicle*-Menü unter der Registerkarte *Vehicle* durchgeführt werden. Auch hier ist allerdings wieder Vorsicht geboten! Das zur Berechnung verwendete Fahrzeuggewicht muss wiederum explizit im jeweiligen Aufgabenordner ausgewählt werden. Wird beispielsweise ein *Cycle Run* durchgeführt, muss wie in Abbildung 3.5 ersichtlich, das Fahrzeuggewicht über den Beladungszustand definiert werden.

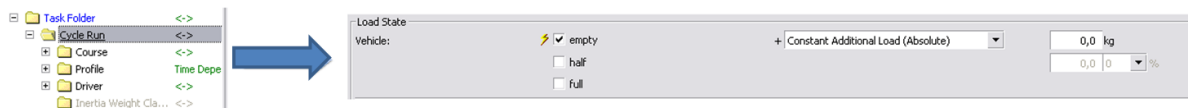


Abbildung 3.5: Definition des zu verwendenden Fahrzeuggewichts

3.2.2 Die Reifen

Die Reifen verbinden das Fahrzeug mit der Straße und sind für den Rollwiderstand verantwortlich. Unter anderem können hier folgende Punkte definiert werden:

- Schlupf (Slip)
- Reibungskoeffizient (Friction Coefficient)
- Statischer & dynamischer Reifenrollradius (Rolling Radius)
- Rollwiderstandsbeiwert (Rolling Resistance Factors)

Der **Schlupf** entspricht dem Verhältnis der Drehzahl eines angetriebenen Rades zur Drehzahl eines (hypothetisch) formschlüssig mitlaufenden Rades [DJ03]. Dieser spielt für die durchgeführten Untersuchungen, aufgrund der geringen Beschleunigungen im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ), eine untergeordnete Rolle und wurde daher deaktiviert.

Da der **Reibungskoeffizient** zwischen Reifen und Fahrbahn im IVD/TUD-Modell nicht berücksichtigt wurde, wurde dieser vereinfacht als eins angenommen.

Der **statische** und **dynamische Reifenrollradius** ergibt sich aus der verwendeten Reifendimension. Dieser muss für jeden Reifentyp extra ermittelt werden. Zur Bestimmung kann die von seiten der AVL zur Verfügung stehenden Datenbank zugegriffen werden. Dies erfolgt durch Klick auf das Taschenrechnersymbol in der rechten oberen Ecke im Reifen-Menü unter der Registerkarte *Rolling Radius*. Die am Honda Civic Hybrid verbauten Reifen haben die Dimension 195/65 R15 91 und besitzen daher einen statischen Reifenrollradius von 289 mm und einen dynamischen Reifenrollradius von 308 mm.

Wie schon in Kapitel 2.1.1 beschrieben ist der **Rollwiderstandsbeiwert** über die Geschwindigkeit weitgehend konstant. Erst ab etwa 120 km/h nimmt dieser aufgrund Deformationswellenbildung des Reifens progressiv zu. Da jedoch die hier angestellten Untersuchungen auf Basis des (NEFZ) durchgeführt werden, bei dem eine maximale Geschwindigkeit von 120 km/h erreicht wird, wurde hier ein konstanter Wert von 1,1 % angenommen.

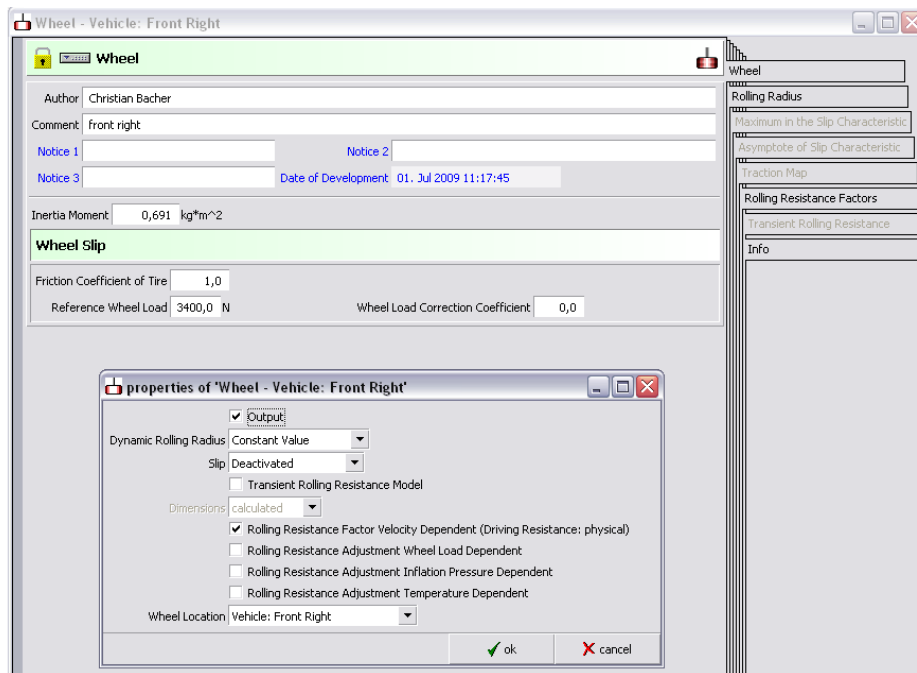


Abbildung 3.6: Reifeneinstellungen

3.2.3 Die Kupplung

Die Modellierung der Kupplung kann grundsätzlich in zwei Punkte unterteilt werden:

- Modellierung der Kupplungseigenschaften an sich
- Modellierung der Kupplungsbetätigung

Modellierung der Kupplungseigenschaften an sich

Seitens CRUISE wird zur Modellierung der Kupplung ein einfaches (*Simple Model*) und detailliertes (*Detailed Model*) Modell geboten. Bei Verwendung des detaillierten Modells können Angaben über die Größe und Anzahl der Kupplungsscheiben und der Reibkoeffizient angegeben werden. Da diese Informationen für das untersuchte Fahrzeug nicht vorhanden waren, wurde hier die Modellierung über das einfache Modell gewählt. Bei dieser Variante wird das übertragbare Drehmoment über die aktuelle Kupplungsposition und dem maximal übertragbaren Drehmoment ermittelt.

Weiters muss unter der Registerkarte *Pressure Force* die Druckkraft der Kupplung definiert werden. Diese entspricht jener Axialkraft, welche abhängig von der Kupplungsposition zwischen den Kupplungsscheiben auftritt. Hier wurde eine lineare Abhängigkeit definiert (Parameter im Anhang ersichtlich).

Modellierung der Kupplungsbetätigung

Über die Eigenschaften der Kupplung kann zwischen zwei Kontrollvariablen gewählt werden. Die erste Variante ist die Steuerung über das Übertragbare Drehmoment (*Desired Torque*) in [Nm], bei der zweiten wird die Kupplungsbetätigung (*Desired Clutch Release*) in [%] vorgegeben. Die in den Untersuchungen verwendeten Modellierungen beruhen auf der Vorgabe der Kupplungsbetätigung in [%]. Diese Vorgabe wurde je nach Berechnungsmethode auf zwei Varianten durchgeführt:

1. Kupplungsbetätigung über *Desired Clutch Release* aus CVT-Control
2. Kupplungsbetätigung über *Desired Clutch Release* aus Fahrermodell (Cockpit)

Beide Varianten entsprechen einer vereinfachten Modellierung. Eine detaillierte Abbildung des Anfahrverhaltens hätte über eine benutzerdefinierte Strategie durchgeführt werden müssen. Dies wäre in Anbetracht der begrenzten Zeit nicht möglich gewesen.

Die **Kupplungsbetätigung über *Desired Clutch Release* aus CVT-Control** wird im Rahmen der quasi-stationären Berechnung herangezogen, da hier eine Regelung über den Fahrer nicht möglich ist. Dazu musste unter den Kupplungseigenschaften die Kupplungsbetätigung (*Desired Clutch Release*) als Kontrollvariable definiert werden. Weiters musste als Signalquelle das CVT-Control Modul angegeben werden.

Das in Abbildung 3.7 dargestellte und im CVT-Control Modul unter der Registerkarte (*Desired Clutch Release*) implementierte Kupplungskennfeld wurde dabei unter folgenden Randbedingungen erstellt:

- Ist die Fahrzeuggeschwindigkeit größer/gleich der Minimalgeschwindigkeit¹, soll die Kupplung unabhängig der Gaspedalstellung vollständig geschlossen bleiben.
- Ist die Geschwindigkeit kleiner der Minimalgeschwindigkeit, soll die Kupplung proportional der Gaspedalstellung geöffnet bzw. geschlossen werden. Wobei bei Volllast die Kupplung vollständig geschlossen und bei Nulllast vollständig geöffnet wird.

Bei der **Kupplungsbetätigung über *Desired Clutch Release* aus Fahrermodell (Cockpit)** wird die Kupplung über das Fahrermodell geregelt. Diese Variante ist eigentlich für manuelle Schaltgetriebe gedacht, bei denen der Fahrer selbst die Kupplung über das Kupplungspedal steuert. Für die hier durchgeführten Untersuchungen ist diese Variante jedoch ausreichend.

Die Modellierung des Anfahrvorganges erfolgt hauptsächlich auf der Parametrisierung des Fahrers (siehe Kapitel 3.4), wobei die Anfahrerdrehzahl unter dem jeweiligen aufgabenspezifischen Ordner im Unterordner *Driver* (Abbildung 3.8, rote Markierung) ausgewählt werden können.

¹Die Minimalgeschwindigkeit entspricht jener Geschwindigkeit, welche sich bei geschlossener Kupplung und maximaler Übersetzung mit der geringsten Motordrehzahl ergibt.

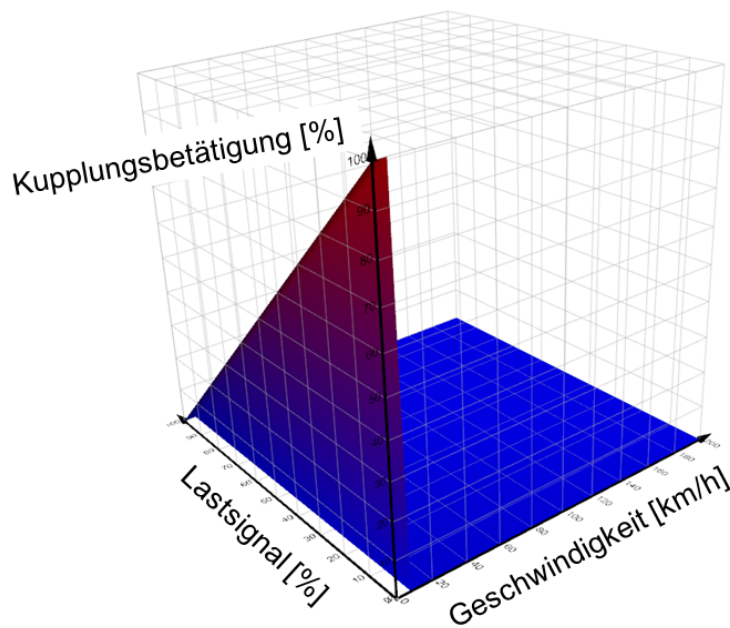


Abbildung 3.7: Vereinfachtes Kupplungskennfeld

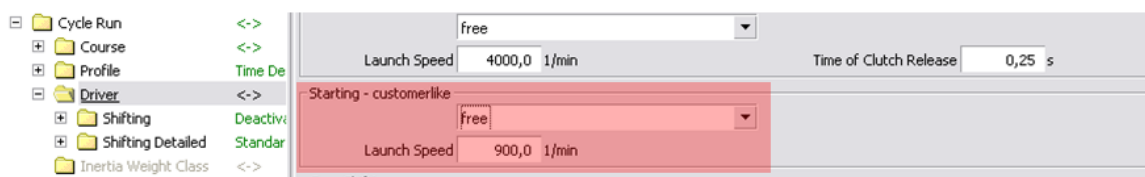


Abbildung 3.8: Anfahrmodellierung über Fahrer

3.2.4 Das CVT-Getriebe

Da das CVT (Continuously Variable Transmission) unter den aktuell verbauten Getriebearten eher die Ausnahme darstellt, soll vorab ein kurzer Überblick über die Eigenschaften gegeben werden.

Exkurs: Das CVT-Getriebe

Schaltgetriebe können durch ihre endliche Anzahl von Schaltstufen das Leistungsangebot der Verbrennungskraftmaschine nicht optimal nutzen. Mit einem CVT-Getriebe kann der Motor im Rahmen der verfügbaren Getriebespreizung in verbrauchs- oder fahrleistungs-optimierten Betriebspunkten betrieben werden [HN07]. Abbildung 3.9 zeigt einen Vergleich der VKM-Betriebslinien eines Schaltgetriebes und eines CVT-Getriebes bei Auslegung

im Bereich mit minimalem Kraftstoffverbrauch. Betrachtet man dieselbe Leistungsabgabe, befindet sich der Betriebspunkt der Verbrennungskraftmaschine durch Einsatz eines CVT-Getriebes hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches in einem deutlich günstigeren Betriebspunkt als bei Verwendung eines Schaltgetriebes.

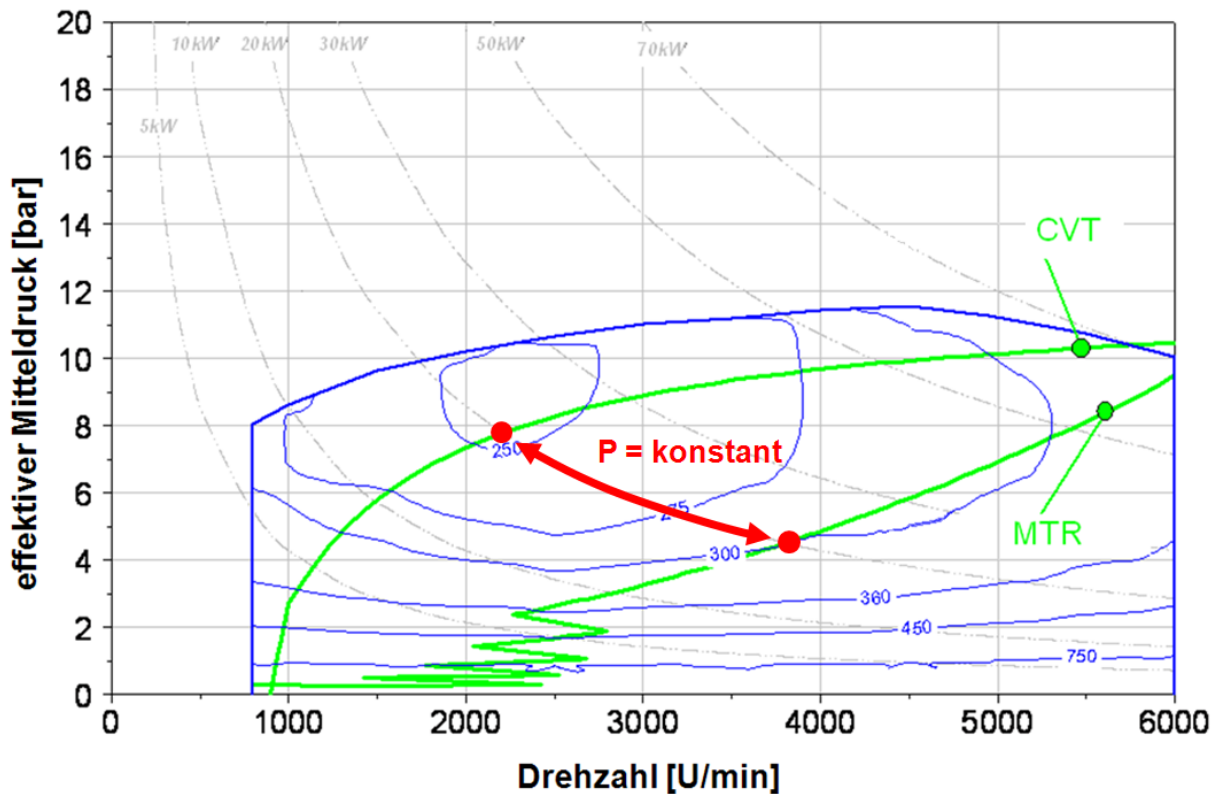


Abbildung 3.9: Vergleich der VKM-Betriebslinien

Die Vorteile des CVT-Getriebes können nach [Jür94] wie folgt gegliedert werden:

- Hoher Fahrkomfort durch ruckfreie Änderung der Übersetzung
- Vorteile im Kraftstoffverbrauch aufgrund großer Spreizung
- sehr gute Fahrdynamik

Als Nachteil ist der geringere Wirkungsgrad gegenüber dem Schaltgetriebe zu nennen. Die Verluste des CVT-Getriebes setzen sich aus mechanischen (hauptsächlich aus Relativbewegung zwischen Band und Kegelscheiben) und hydraulischen Verlusten (hauptsächlich durch die erforderliche Leistung der Ölpumpe) zusammen [WR08]. Daraus ergibt sich, wie in Abbildung 3.10 ersichtlich, ein Wirkungsgrad zwischen 85% und 90%. Schaltgetriebe erreichen hingegen Wirkungsgrade zwischen 93% und 98%.

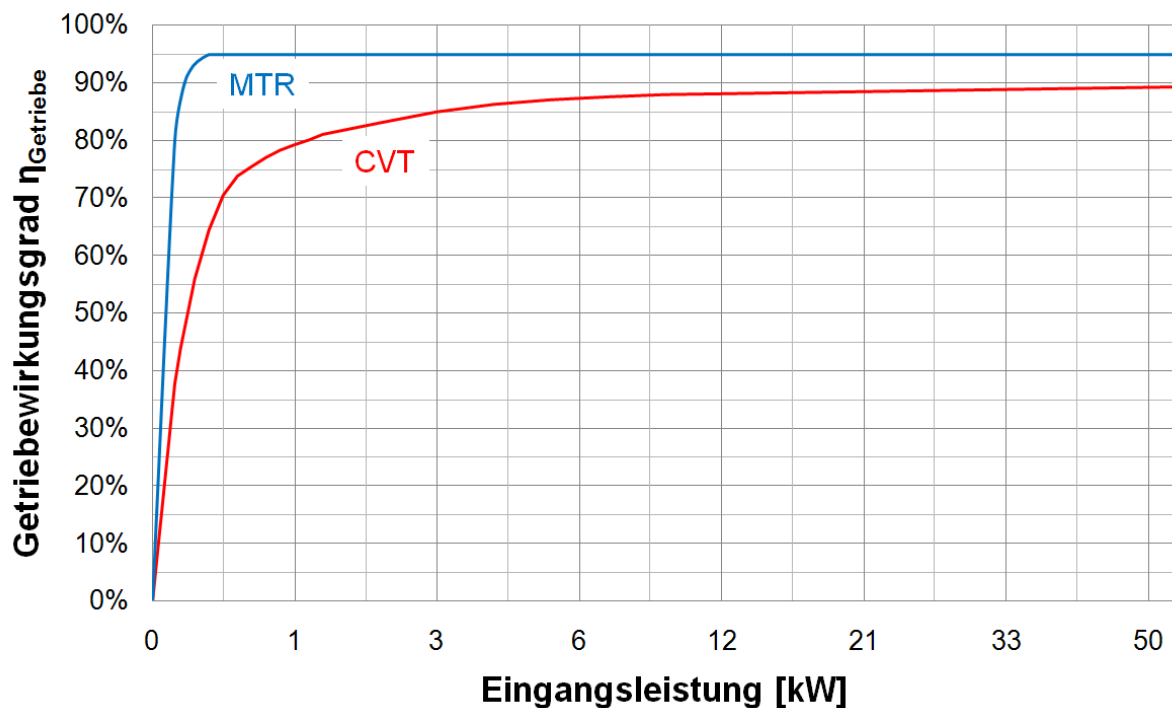


Abbildung 3.10: Typischer Wirkungsgradverlauf für ein Schalt- und CVT-Getriebe

Modellierung CVT-Getriebe

In der vorliegenden Antriebsstrangmodellierung wird das CVT-Getriebe mittels einer von CRUISE zur Verfügung gestellten CVT-Control gesteuert. Daher werden die beiden Module im folgenden gemeinsam behandelt. Alternativ könnte das CVT-Getriebe auch über eine selbst entwickelte Strategie angesteuert werden. Die Möglichkeiten zur Implementierung einer solchen Ansteuerung werden in Kapitel 3.3 im Rahmen einer Hybridstrategieimplementierung diskutiert.

Um in CRUISE eine grundlegende Funktion des CVT-Getriebes zu gewährleisten, müssen folgende Informationen über das Getriebe vorhanden sein:

- Betriebsstrategie
- Wirkungsgrad
- maximales und minimales Übersetzungsverhältnis

Weitere Parameter wie Schaltschwelle, Verstellgeschwindigkeit und Trägheitsmoment von An- und Abtriebsseite sind zwar für eine korrekte Abbildung wichtig, spielen jedoch zur Erreichung einer grundlegenden Funktion eine untergeordnete Rolle.

Die im Hauptmenü zu findenden Parameter *Load Signal Time Constant* und *Velocity Time Constant* sind Zeitkonstanten in PT1-Verzögerungsgliedern. Durch diese wird innerhalb des CVT-Control Moduls eine verzögernde Änderung des Last Signals bzw. der Ge-

schwindigkeit erreicht. Diese „gedämpften“ Signale werden im Weiteren als Eingangsgrößen zur Übersetzungsberechnung herangezogen. Dadurch können bei schlagartigen Änderungen Schwingungen vermieden werden. Da diese Parameter stark von der verwendeten Betriebsstrategie abhängen, kann keine Empfehlung hinsichtlich der Einstellgröße gegeben werden. Im Folgenden wird die Erstellung der beiden Kennfelder für die Betriebsstrategie und den Wirkungsgrad beschrieben.

Betriebsstrategie

Die Betriebsstrategie wurde durch eine Analyse von gemessenen VKM-Betriebspunkten aus vorangegangenen Prüfstandsmessungen ermittelt. Dabei wurde die Leistung der Verbrennungskraftmaschine der Drehzahl an der Kurbelwelle gegenübergestellt. Durch eine farbliche Unterscheidung der Fahrzustände (Beschleunigung, Konstantfahrt, Verzögerung) konnte eine Abhängigkeit der momentanen Übersetzung vom jeweiligen Fahrzustand erkannt werden (Siehe Abbildung 3.11).

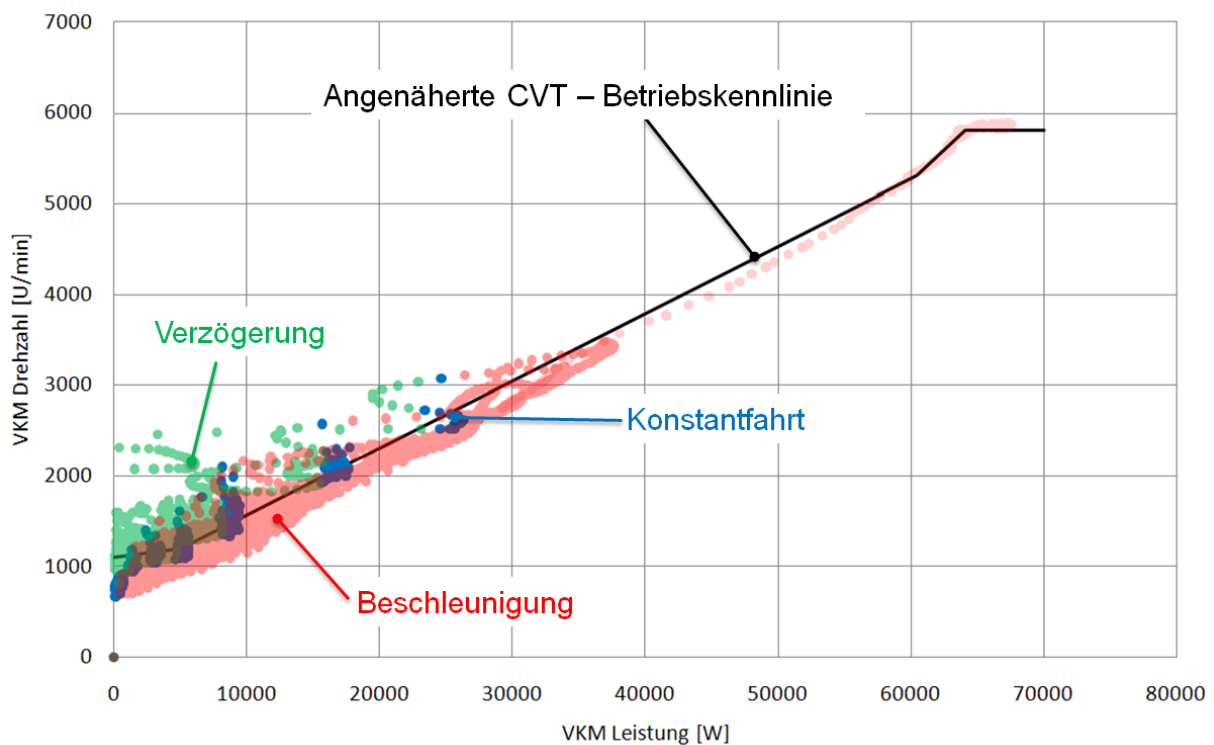


Abbildung 3.11: CVT-Betriebspunktanalyse

Die Annäherung der CVT-Betriebskennlinie erfolgte bei niedrigen Lasten (< 40 kW) so, dass die Betriebspunkte bei Konstantfahrt gut getroffen werden. Bei höheren Lasten (> 40 kW) wurde sie an die vorhandenen Beschleunigungspunkte angenähert.

Um die ermittelte Kennlinie in CRUISE implementieren zu können, muss diese in ein dreidimensionales Kennfeld überführt werden.

CRUISE bietet dafür folgende Möglichkeiten an:

- Übersetzungsverhältnis über Last Signal bzw. Drehmoment und Geschwindigkeit
- Solldrehzahl über Last Signal bzw. Drehmoment und Geschwindigkeit

Hier wurde bewusst auf eine örtliche Definition des Drehmomentes und der Solldrehzahl verzichtet, da theoretisch alle am Antriebsstrang auftretenden Drehmomente als Eingangssignale herangezogen werden können, bzw. auch hinsichtlich der Solldrehzahl verschiedene Orte ausgewählt werden könnten. In Kapitel 4.1.2 wurde eine Variation des Eingangsdrehmoments zur Schwingungsanalyse durchgeführt.

Durch die folgenden Überlegungen und Berechnungsschritte wurde die ermittelte Kennlinie in ein dreidimensionales Kennfeld mit den Parametern VKM-Drehmoment (Md_{VKM}) bzw. Last Signal und Geschwindigkeit überführt:

Jede Geschwindigkeit kann, abhängig vom jeweiligen Fahrzustand, mit unterschiedlichen Leistungen durchfahren werden. Jeder Leistung der Verbrennungskraftmaschine (P_{VKM}) ist durch die CVT-Betriebskennlinie eine bestimmte Drehzahl (n_{VKM}) zugeordnet. Demnach kann mit Hilfe der Gleichungen 3.1 und 3.2 das der Leistung zugehörige VKM-Drehmoment (Md_{VKM}) berechnet werden.

$$Md_{VKM} = \frac{P_{VKM}}{\omega_{VKM}} \quad (3.1)$$

$$\omega = 2 * \pi * n \quad (3.2)$$

Als nächstes kann durch Interpolation zwischen Maximalmoment Md_{max} und Schleppmoment Md_{sl} der Verbrennungskraftmaschine zur jeweiligen Drehzahl dem vorhin berechneten Drehmoment Md_{mom} ein Last Signal zugeordnet werden (Gleichung 3.3).

$$LoadSignal = \frac{Md_{mom} - Md_{sl}}{Md_{max} - Md_{sl}} \quad (3.3)$$

Alternativ kann an hier statt dem Drehmoment auch der Mitteldruck zur Berechnung herangezogen werden.

An dieser Stelle ist zur jeweiligen Geschwindigkeit die VKM-Drehzahl und das Drehmoment bzw. Lastsignal bekannt. Fehlt noch das Übersetzungsverhältnis (i_{CVT}), welches nun abhängig von der momentanen Fahrzeuggeschwindigkeit (v_{Veh}), dynamischen Reifenrollradius (r_{dyn}), Achsübersetzung (i_{Achs}) und VKM-Drehzahl (n_{VKM}) definiert werden kann (Gleichung 3.4).

$$i_{CVT} = \frac{7.2 * \pi * n_{VKM} * r_{dyn}}{60 * v_{Veh} * n_{rad} * i_{Achs}} \quad (3.4)$$

In Abbildung 3.12 ist die Berechnung nochmals zusammengefasst dargestellt und das Betriebskennfeld ersichtlich. Dieses kann nun im CVT-Control Modul unter der Registerkarte *Desired Transmission Ratio* eingegeben werden.

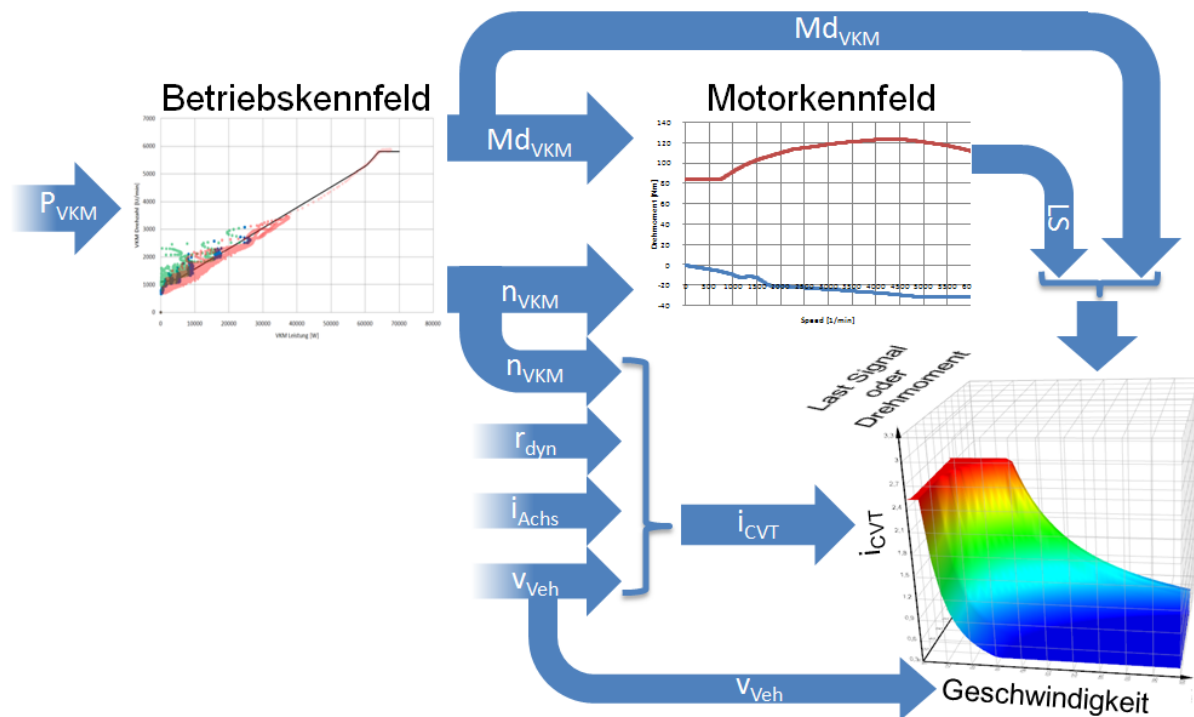


Abbildung 3.12: Betriebskennfelderstellung CRUISE

CVT-Wirkungsgrad

Zur Berücksichtigung des CVT-Wirkungsgrades wird die in Abbildung 3.10 dargestellte vereinfachte Wirkungsgradkennlinie herangezogen. Die Umwandlung in ein in CRUISE implementierbares Kennfeld erfolgt ähnlich der Umwandlung der Betriebsstrategie. Unter den Eigenschaften des CVT-Blocks kann zwischen den folgenden Implementierungsmöglichkeiten ausgewählt werden:

1. Wirkungsgrad über Übersetzungsverhältnis
2. Wirkungsgrad über Übersetzungsverhältnis inkl. Verlustkorrektur über Drehzahl und Übersetzungsverhältnis (temperaturabhängig)
3. Verlustkennfeld: Drehmomentverlust (Wirkungsgrad) über Übersetzungsverhältnis, Drehzahl und Drehmoment
4. Verlustkennfeld: Drehmomentverlust (Wirkungsgrad) über Übersetzungsverhältnis, Drehzahl und Drehmoment inkl. temperaturabhängige Verlustmomentkorrektur

Wie ersichtlich bietet CRUISE hier verschiedenste Varianten an, die sich hinsichtlich ihrer Abbildungstiefe unterscheiden. Da in der vorliegenden Modellierung von einem vereinfachten Wirkungsgradkennfeld ausgegangen wird, wurde die Variante drei gewählt, wobei der

Wirkungsgrad über das Übersetzungsverhältnis als konstant angenommen wurde. Durch folgende Überlegung wurde das allgemeine Wirkungsgradkennfeld in ein CRUISE implementierbares Kennfeld überführt:

Wie in Abbildung 3.10 ersichtlich, ist der Wirkungsgrad über die CVT-Eingangsleistung definiert. Liegt beispielsweise am CVT-Eingang eine Leistung von 1kW an, kommen in etwa 80% am Ausgang an. Die restlichen 20% gehen aufgrund hydraulischer und mechanischer Verluste verloren. Die Leistung von 1kW könnte theoretisch über dem gesamten Drehzahlbereich aufgebraucht werden (Gleichung 3.5).

$$P_{CVTin} = Md_{CVTin} * \omega_{CVTin} \quad (3.5)$$

Diesen Betriebspunkten kann nun ein Wirkungsgrad von 20% zugeteilt werden. Führt man diese Drehzahlvariation für den gesamten Leistungsbereich durch, so erhält man das in Abbildung 3.13 dargestellte Wirkungsgradkennfeld. Wird in den CVT-Modul Eigenschaften die Option *Efficiency Map for Torque Loss Map* aktiviert, so kann das Kennfeld unter der Registerkarte *Torque Loss Map* eingetragen werden. Da, wie bereits erwähnt, der Wirkungsgrad über das Übersetzungsverhältnis als konstant angenommen wird, muss das Kennfeld einmal für das minimale und einmal für das maximale Übersetzungsverhältnis eingegeben werden.

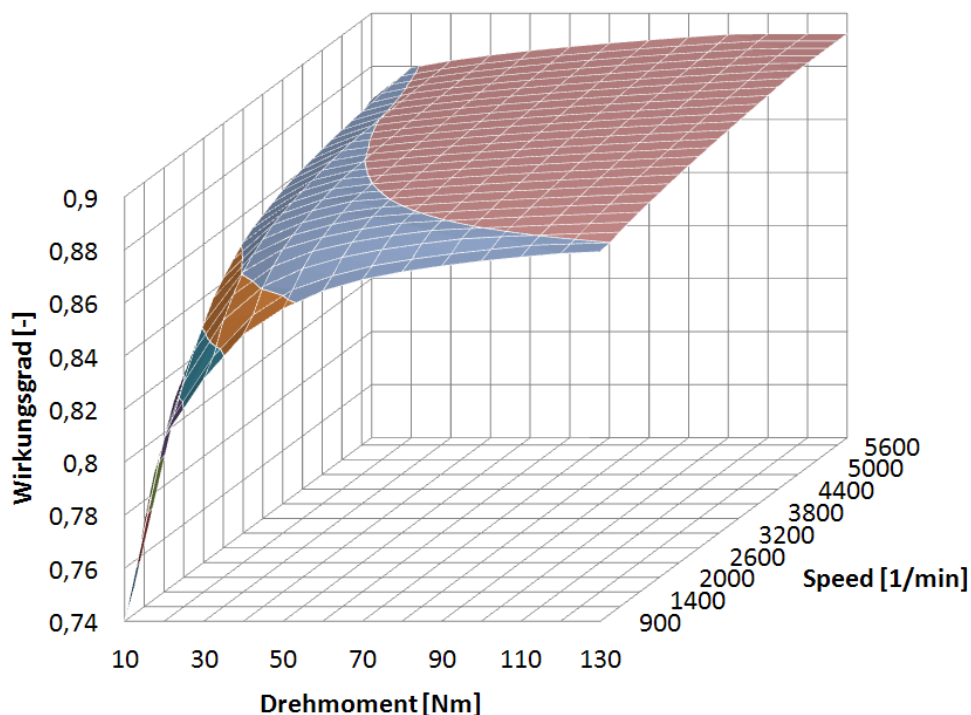


Abbildung 3.13: Wirkungsgradkennfeld CRUISE

3.2.5 Die E-Maschine

Bei der im Honda Civic Hybrid verbauten E-Maschine handelt es sich um eine permanent-erregte Synchronmaschine (PSM) (siehe auch Kapitel 1.4.1). Nach [Nau07] können die Vorteile solcher PSM wie folgt zusammengefasst werden:

1. hohe Leistungsdichte aufgrund kompakter Bauweise
2. Zuverlässigkeit aufgrund Verzicht auf Bürsten (Verschleißteil) [Kor]
3. Überlastbarkeit und thermische Überlastfähigkeit
4. hoher Wirkungsgrad
5. niedriger Geräuschpegel

Als Nachteil sind jedoch die höheren Kosten im Vergleich zu anderen elektrischen Maschinen zu nennen. Diese werden durch die kostenintensive Regelung, sowie durch Verwendung von kostenintensiven Dauermagneten verursacht [BB98]. Desweiteren wirkt sich das im Leerlauf der E-Maschine auftretende Schleppmoment negativ aus [Sch09].

Die Modellierung

Die Modellierung beginnt bei der Definition der Eigenschaften der E-Maschine (Abbildung 3.14).

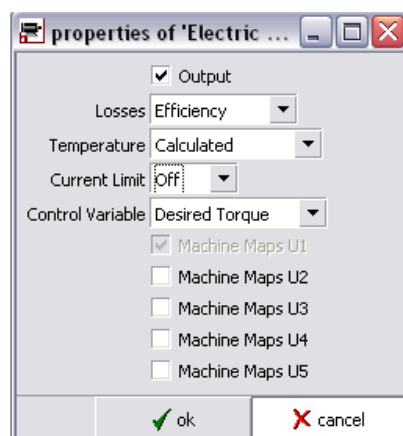


Abbildung 3.14: Eigenschaften E-Maschine

Da über die Verluste der verbauten E-Maschine keine Daten vorhanden waren, wurde zur Modellierung das Wirkungsgradkennfeld einer E-Maschine aus einer Veröffentlichung der Robert Bosch GmbH aus dem Jahre 2008 herangezogen. Bei dieser Maschine handelt es

sich um eine PSM mit 36 kW an Leistung, deren Wirkungsgradkennfeld durch Annahme eines linearen Wachstumsgesetzes² auf 15 kW reduziert wurde. Die Angaben über das maximale Drehmoment im motorischem sowie im generatorischem Betrieb stützen sich auf diversen Veröffentlichungen von Honda. In Abbildung 3.15 ist das unter der Registerkarte *Characteristic Maps of Maschine* implementierte Kennfeld im Zwei-Quadrantenbetrieb dargestellt. Das Kennfeld impliziert auch die Verluste des Pulswechselrichters, was auch den Umstand erklärt, das dieser im Modell nicht extra definiert werden muss.

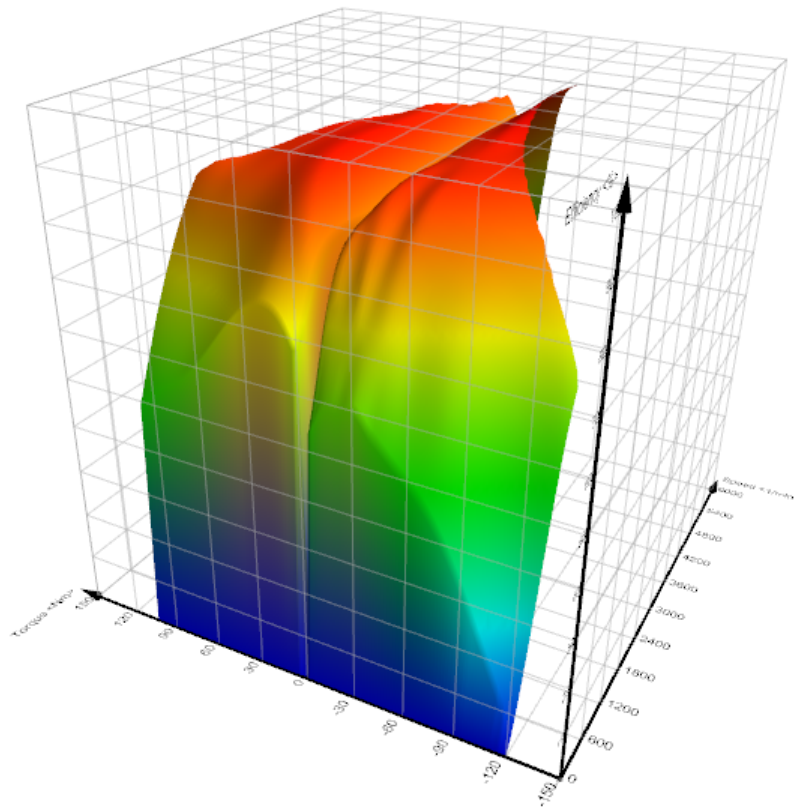


Abbildung 3.15: Wirkungsgradkennfeld E-Maschine

Im nächsten Schritt kann das Temperaturverhalten, die Berücksichtigung der Maximalströme und die Regelgröße der Maschine definiert werden. Dabei wurde die Bedatung des thermischen Modells im Hauptmenü aufgrund Mangel an Informationen aus einem CRUISE-Beispielmodell übernommen und angepasst.

Abschließend musste neben den Eingaben zu den Nominalwerten der E-Maschine die Drehmomentcharakteristik bestimmt werden. Dazu ist der Verlauf des Maximaldrehmomentes

²Das lineare Wachstumsgesetz beruht auf der Annahme, dass Motoren unterschiedlicher Größe im selben Maße optimiert werden können.

über die Drehzahl zu bestimmen und unter der Registerkarte *Characteristic Maps of Maschine* zu implementieren. Unter Berücksichtigung der Maximalleistung ergibt sich somit das in Abbildung 3.16 dargestellte Kennfeld.

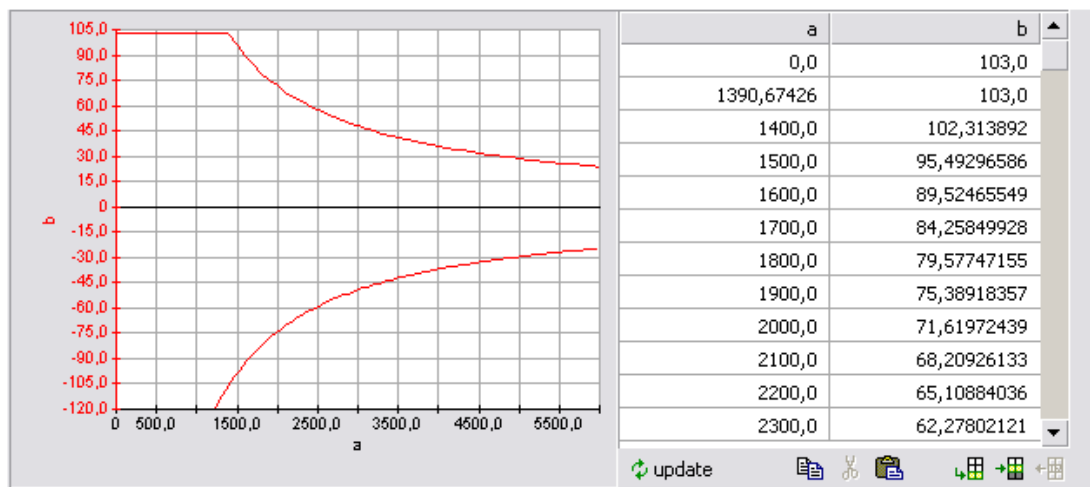


Abbildung 3.16: Maximaldrehmoment E-Maschine

3.2.6 Die Verbrennungskraftmaschine

Wie bereits in Kapitel 1.4.1 beschrieben besitzt der Honda Civic Hybrid einen 1,3 Liter, Vierzylinder-Reihen-Ottomotor mit einer Leistung von 70 kW.

Die Modellierung beginnt in den Eigenschaften des Moduls, wo die benötigten Parameter ausgewählt werden können (Abbildung 3.17). Da die Verbrennungskraftmaschine hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Verbrauch untersucht werden soll, muss unter der Option *Intended for calculation of* die Einstellung *Performance & Consumption* ausgewählt werden. Der Kraftstoffverbrauch soll im Leerlauf vom Verbrauchskennfeld ausgelesen werden. Dazu muss unter *Consumption & Emission at Idle* die Option *From Overall Map* gewählt werden. Weiters soll die Schleppkurve *Motoring Curve* extra eingegeben werden können. Diese Einstellungsmöglichkeit ist unter *Motoring Curve Consumption/Emission* zu finden und kann durch Einstellen *From Motoring Curve* aktiviert werden. Die Leerlaufdrehzahl soll als fixer Wert eingegeben werden können. Dies ist unter *Idle Speed* definierbar. Zu guter Letzt wird als Regelungsgröße *Control Variable* der Verbrennungskraftmaschine das Last Signal gewählt.

Im nächsten Schritt müssen im Hauptmenü die einzelnen Parameter der Verbrennungskraftmaschine definiert werden. Unter der Registerkarte *Engine* werden allgemeine Daten über die Verbrennungskraftmaschine und die Art des Kraftstoffes definiert. Desweiteren wird die Schubabschaltung (*Fuel Shut-Off*) parametrisiert. Als Schaltschwellen wurden fixe Drehzahlgrenzen (910U/min & 1100U/min), bzw. in der Simulation beim Vergleich Messung zu Rechnung ein externes Signal definiert. Die untere Drehzahlgrenze beschreibt

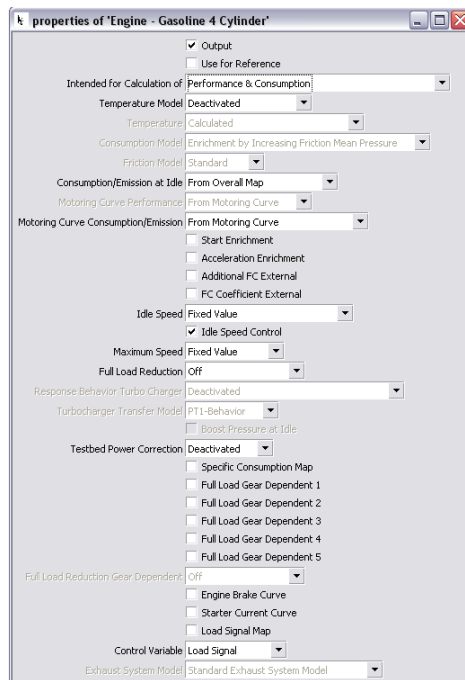


Abbildung 3.17: Eigenschaften Verbrennungsmotor

hier die geringste Motordrehzahl, in der die (*Fuel Shut-Off*) aktiviert werden kann. Die obere Grenze ist jene Drehzahl, welche einmal erreicht werden muss um die (*Fuel Shut-Off*) zu aktivieren.

Abschließend müssen Vollastlinie, Schleppkurve und Verbrauchskennfeld in den jeweiligen Registerkarten eingegeben werden. Das Verbrauchskennfeld der im Referenzfahrzeug verbauten Verbrennungskraftmaschine war leider nicht vorhanden. Stattdessen wurde ein bereits vorhandenes Kennfeld verwendet, welches aus stationären Prüfstandsmessungen mehrerer Motoren erstellt wurde und somit einen repräsentativen Querschnitt aktueller Verbrennungsmotoren darstellt.

3.2.7 Die Batterie

Die Batterie als ergänzender Energiespeicher zum Treibstofftank in einem Hybridfahrzeug übernimmt die Aufgabe, den elektrischen Triebstrang mit der nötigen Energie zu versorgen und überschüssige Energie aus Rekuperationsvorgängen zu speichern. Da die Applikation der NiMH-Hochvoltbatterie gewisse Kenntnisse über das Realverhalten des Energiespeichers voraussetzt, wird im Folgenden auf simulationsrelevante Eigenschaften der Batterie näher eingegangen. Weitere wichtige Effekte wie beispielsweise die Selbstentladung oder Alterungseffekte werden nicht betrachtet, da diese das Ergebnis innerhalb einer Zyklusfahrt von 1180 Sekunden im NEFZ nicht relevant beeinflussen.

Exkurs: Die Batterie

Aktuell sind Batterien in Form von NiMH Zellen im Bereich der Antriebstechnik am weitesten verbreitet, wobei der Trend in Richtung Li-Ion Zellen geht. Der Grund ist in der höheren Energiedichte bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte dieser Technologie zu sehen (Abbildung 3.18).

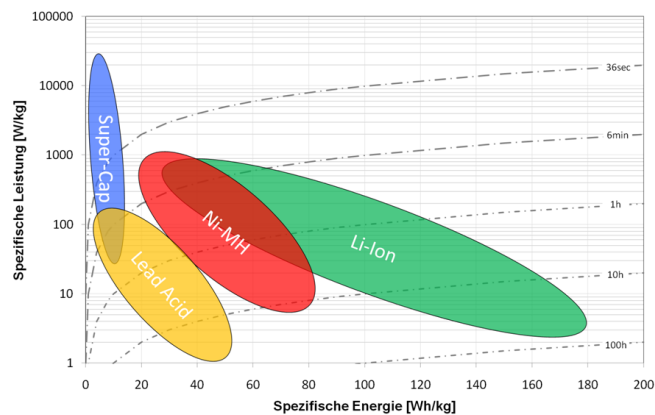


Abbildung 3.18: Ragone Plot [Hoh09]

Batterien beruhen, unabhängig von den chemischen Komponenten, immer auf demselben Schema. Zwei durch einen Separator getrennte Elektroden sind in einen Elektrolyten getaucht, wobei die Elektroden das für die Energiefreisetzung wichtige Aktivmaterial³ enthalten. Durch Oxidation an der negativen Elektrode (Anode) und Reduktion an der positiven Elektrode (Kathode) werden im äußeren Stromkreis Elektronen und im inneren Kreis Ionen verschoben. Diese Elektronenverschiebung ermöglicht es durch einen Verbraucher Energie abzuschöpfen (Entladung). Im Fall der Ladung der Batterie kehrt sich die Richtung der chemischen Prozesse um [JW06].

Die **Ruhespannung** ist bei NiMH-Batterien vom Ladezustand und der Kapazitätsveränderung vor der Messung abhängig. Die Ruhespannung reagiert auf Kapazitätsveränderungen ab einem Ladungsumsatz von etwa 10% bis 20% der Normkapazität, wobei die Spannung nach einem Entladevorgang niedriger ist als nach einem Ladevorgang. Bei gleichbleibender Stromrichtung wird die Zellenspannung etwa um 1mV pro Prozent Ladezustand abgesenkt (Entladen) bzw. angehoben (Laden) (3.19).

³Entspricht jenem Material, welches bei Lade- bzw. Entladevorgänge an den Elektroden reduziert bzw. oxidiert wird.

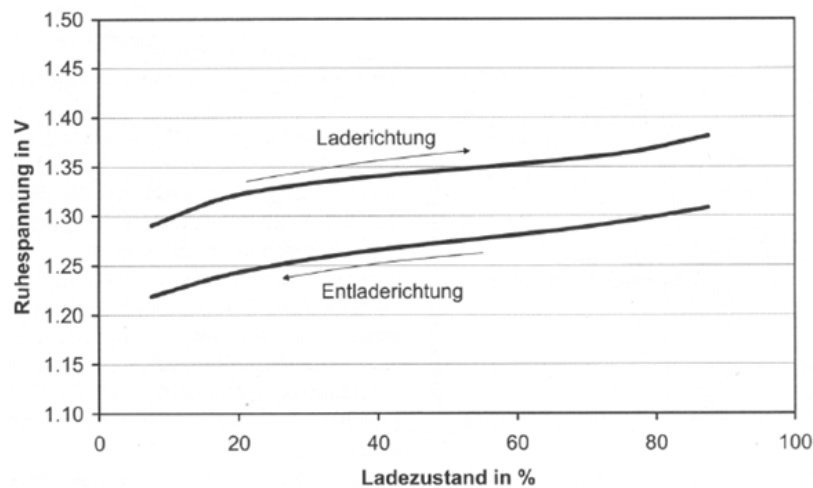


Abbildung 3.19: Ruhespannung über Ladezustand [JW06]

Die **Entladecharakteristik (Kapazität) in Abhängigkeit des Entladestroms** ist eine weitere wichtige Eigenschaft der Batterie. Wie in Abbildung 3.20 ersichtlich, fällt die entnehmbare Kapazität mit steigendem konstantem Entladestrom⁴ ab.

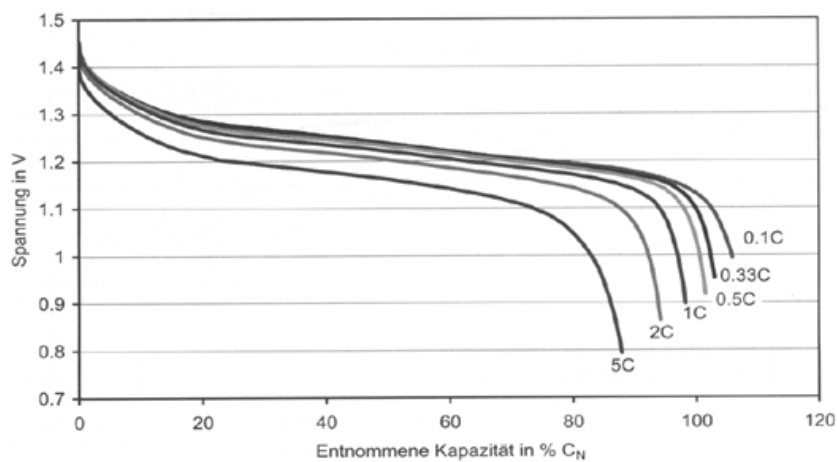


Abbildung 3.20: Entladeströme vs. Batteriekapazität [JW06]

Dieser Effekt wird auch als *Rate Capacity Effect* beschrieben [Rak03]. Der Verlust an Kapazität lässt sich durch die deutlich schneller ablaufenden Reaktionen an den Elektroden und ein damit einhergehendes Ungleichgewicht im aktiven Material erklären. Die nicht nutzbare Kapazität kann durch eine Ruhephase ohne Stromfluss verringert werden. Abbildung 3.21 zeigt dieses Phänomen anhand von vier beispielhaften Batteriezuständen:

⁴Der Entladestrom ist in Abbildung 3.20 als C-Koeffizient angegeben, wobei C der Batteriekapazität entspricht. Ein Entladestrom von 0,1C bedeutet beispielsweise, dass eine Batterie mit einer Kapazität von 1kWh mit 0,1 kW entladen wird.

1. vollständig geladene Batterie
2. teilentladene Batterie
3. teilentladene Batterie nach Ruhephase
4. entladene Batterie mit dem Phänomen des Kapazitätsverlustes

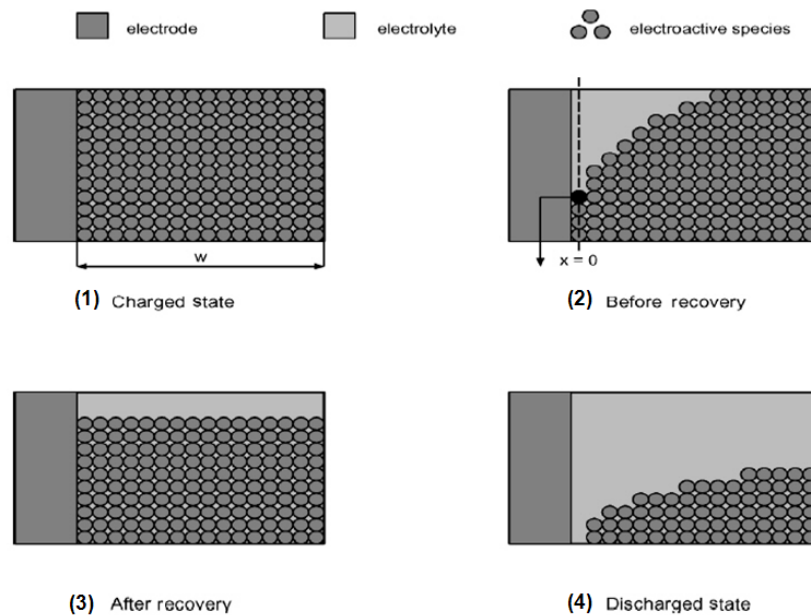


Abbildung 3.21: Rate Capacity Effect [Rak03]

Auch die **Entladecharakteristik (Kapazität) in Abhängigkeit von der Temperatur** spielt bei Batterien eine entscheidende Rolle. Neben dem Entladestrom ist die tatsächlich entnehmbare Kapazität einer Batterie nämlich auch stark von der Temperatur abhängig. Da ein chemischer Energiespeicher auf chemischen Reaktionen beruht, ist er durch die zunehmende Teilchenbewegung bei steigender Temperatur grundsätzlich reaktionsfreudiger. Dies hat zwei Auswirkungen. Zum einen laufen die Reaktionen zur Energiegewinnung schneller ab, was die Kapazität erhöht, zum anderen werden auch die unerwünschten Nebenreaktionen beschleunigt, was die Selbstentladung verstärkt und die Alterung der Batterie vorantreibt. Die Summe dieser Effekte führt wie in Abbildung 3.22 ersichtlich bei NiMH Zellen dazu, dass die Kapazität bis zu einer Temperatur von etwa 40 Grad Celsius zunimmt und bei weiter steigenden Temperaturen wieder abnimmt.

Die **Lade-Charakteristik** beschreibt das Verhalten der Batterie während Ladevorgängen. Beim Laden tritt immer ein Ladungsverlust auf, der das Verhältnis der entnehmbaren zur eingeladenen Kapazität darstellt. Dieser sogenannte *Coulombsche Wirkungsgrad* ist in Abbildung 3.23 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Ladevorgang bis zu einem Ladezustand von etwa 70% nahezu verlustfrei stattfindet. Bei Aufladung zu höheren Ladezuständen nehmen die Verluste erkennbar zu.

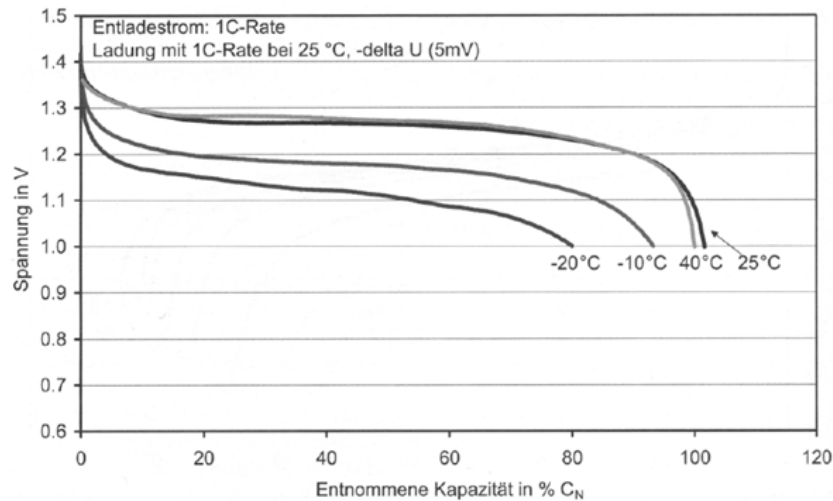


Abbildung 3.22: Einfluss der Temperatur auf die Kapazität [JW06]

Der **Innenwiderstand** einer Batterie setzt sich aus verschiedenen Komponenten zusammen. Zum einen aus reinem Widerstand in der elektrischen Leitfähigkeit, wie der des Elektrolyts, und zum anderen aus Reaktionen an den Elektroden. Da die chemischen Reaktionen bei sinkenden Temperaturen langsamer ablaufen und die Leitfähigkeit ebenfalls abnimmt ist der steigende Innenwiderstand bei fallender Temperatur offensichtlich. Auch ist der Innenwiderstand vom Ladezustand (State of Charge (SOC)) abhängig, was durch die chemische Betrachtung des Aktivmaterials an zu erklären ist. Da das Aktivmaterial durch den Übergang vom geladenen in den ungeladenen Zustand und umgekehrt seine elektrische Leitfähigkeit ändert, wird der Innenwiderstand direkt beeinflusst.

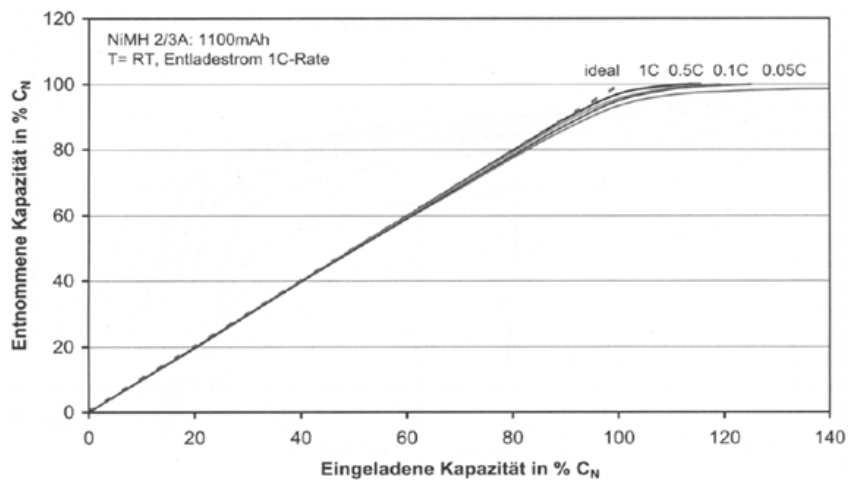


Abbildung 3.23: Coulombsche Verluste [JW06]

Batteriemodellierung

Im Hauptmenü wird die Bedatung der Batterie auf Zellenbasis durchgeführt (Abbildung 3.24, blau). Dabei werden Informationen zur maximalen Kapazität, Nominal-, Maximal- und Minimal-Spannung sowie eine Angabe für den Ladezustand bei Simulationsstart benötigt. Im nächsten Schritt werden die Anzahl der Zellen definiert (Abbildung 3.24, Rot). Das thermische Modell wird über die normale Betriebstemperatur, die Masse der einzelnen Zellen, deren Wärmekapazität sowie den Wärmeleitwert definiert (Abbildung 3.24, Grün) (Eine genaue Beschreibung des Temperaturmodells ist in [AVL09a] angeführt.).

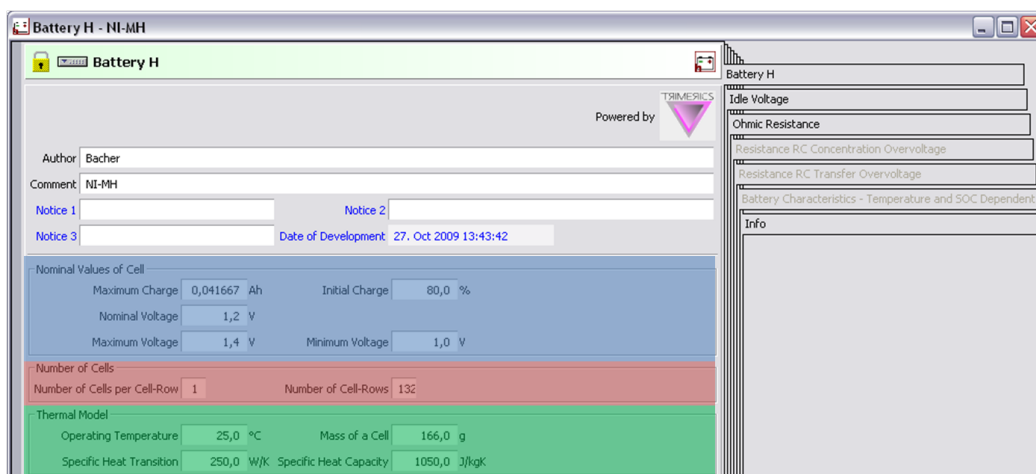


Abbildung 3.24: Die Batteriemodellierung

Da in der vorliegenden Betrachtung keine Überspannungen berücksichtigt werden, müssen weiters nur Ruhespannung und Innenwiderstand definiert werden. Die Ruhespannung wurde als Funktion über den Ladezustand (SOC) definiert. Genaue Angaben der Batterie waren hier nicht zu bekommen. Die Kurven wurden mittels der vorhandenen Daten und in

Anlehnung zu [JW06] erstellt und unter der Registerkarte *Idle Voltage* eingetragen (Abbildung 3.25).



Abbildung 3.25: Ruhespannung

3.2.8 Weitere Komponenten

In diesem Kapitel sind jene Module des Antriebsstrangs zu finden, welchen aufgrund ihrer geringen Komplexität kein eigenes Kapitel gewidmet wurde.

Die Bremsen

Genauere Informationen über die Bremsen des Honda Civic Hybrid waren nicht vorhanden. Die Daten wurden aus einem von AVL zur Verfügung gestellten Beispielmodell übernommen. Da das Bremsverhalten im Rahmen der Diplomarbeit nicht untersucht wird, werden die Ergebnisse durch diese Vereinfachung nicht beeinflusst.

Das Differential

Das Differential ist im Bedatungsaufwand sehr einfach gehalten. Neben den Trägheitsmomenten, dem Wirkungsgrad und der Drehmomentenverteilung könnte noch eine Differentialsperre modelliert werden. Diese wurde jedoch in den Untersuchungen nicht benötigt.

Die Achsübersetzung (Final Drive)

Auch die Achsübersetzung ist vom Bedatungsaufwand sehr einfach gehalten. Neben dem Übersetzungsverhältnis und der Rotationsträgheiten kann noch ein Wirkungsgrad definiert werden.

Das Cockpit

Im Cockpit werden die Eigenschaften des Gas-, Brems- und Kupplungspedales eingestellt. Ein wichtiger Punkt ist die Definition des Schaltverhaltens (manuell oder automatisch) im Hauptmenü. Nur bei Einstellung einer manuellen Schaltung wird der Schaltvorgang vom Fahrer übernommen.

3.3 Implementierung benutzerdefinierter Funktionen/Strategien

Wenn benötigte Funktionen bzw. Strategien, wie bspw. die Abbildung eines bestimmten Anfahrverhaltens, nicht mittels der in CRUISE angebotenen Module abgebildet werden können, besteht die Möglichkeit benutzerdefinierte Strategien bzw. Funktionen zu implementieren.

3.3.1 Implementierungsmöglichkeiten

CRUISE bietet hier unterschiedliche Möglichkeiten an, welche je nach Art und Umfang der zu implementierenden Strategie ihre jeweiligen Vor- und Nachteile besitzen:

1. Function
2. Matlab API
3. Matlab DLL
4. Blackbox

Function

Über den Function-Block können Funktionen mittels der Programmiersprache C++ oder mit Hilfe einer Umgekehrt Polnischen Notation dargestellt werden. Dabei ist die Program-

mierung mittels C++ auf 4000 Zeichen begrenzt. Diese Grenze kann jedoch durch Verwendung von mehreren Funktionsblöcken umgangen werden.

Matlab API

Bei Verwendung einer API (Application Programming Interface) Matlabschnittstelle wird eine Co-Simulation mit Matlab durchgeführt, wobei Matlab/Simulink im Hintergrund ausgeführt wird. Als Vorteil ist hier die Debugging-Möglichkeit (= Möglichkeit der Fehlersuche) zu nennen, da der volle Funktionsumfang von Simulink zur Verfügung steht und die einzelnen Signalverläufe explizit dargestellt werden können. Als Nachteil ist die lange Rechenzeit und der hohe Speicherbedarf zu nennen. Weiters konnten Kommunikationsprobleme zwischen den beiden Programmen erkannt werden (Siehe Kapitel 6.2).

Matlab DLL

Durch Konvertierung der in Matlab erstellten Funktionen mittels der Matlabanwendung *Real-Time-Workshop* in eine DLL-Datei, können diese direkt in CRUISE implementiert werden. Dies hat den Vorteil, dass die Datei direkt in CRUISE ausgeführt werden kann und somit die Rechenzeit stark verkürzt wird. Desweiteren kann so das auftretende Kommunikationsproblem der API-Schnittstelle verhindert werden. Da die Fehlersuche hier jedoch schwieriger ist, erweist sich die Umwandlung einer Matlab API-Schnittstelle in eine DLL-Schnittstelle erst dann als zielführend, wenn die Funktion in ihrem Umfang vollständig und bereits hinsichtlich Fehlerfreiheit untersucht wurde.

Blackbox

Mittels einer Blackbox besteht die Möglichkeit extern erstellte C-Routinen (Berechnungsabläufe) direkt in CRUISE einzubinden. Dazu werden diese mittels eines sogenannten Compilers in eine DLL-Datei umgewandelt und implementiert. Vor- und Nachteile sind hier die selben wie bei Matlab DLL.

Auf Basis der jeweiligen Eigenschaften sind die Varianten für die eine oder andere Aufgabe zu bevorzugen. Beispielsweise eignet sich die Einbindung über eine *Function* für einfachere Strategien bzw. Funktionen. Für aufwendige Anwendungen wie beispielsweise Hybridstrategien sind je nach persönlichen Vorkenntnissen die Optionen Matlab DLL oder Blackbox zu empfehlen.

3.3.2 Implementierung der Hybridstrategie Vorsteuerung

Beim Vergleich Messung zu Rechnung soll mittels der Vorsteuerungsstrategie ein analoges Verhalten der E-Maschine zur Messfahrt erreicht werden. Dazu wird das aus der Messung bekannte Drehmoment der E-Maschine der Simulation direkt vorgegeben. Dies geschieht im aufgabenspezifischen Unterordner *Course*, wo über die Eingabemöglichkeiten *Course Signal* das Drehmoment über die Zeit vorgegeben wird (Abbildung 3.26). Das dazu das *Course Signal 2* gewählt wurde hat keine besondere Bedeutung und liegt daran, dass das *Course Signal 1* schon für eine andere Untersuchung verwendet wurde.

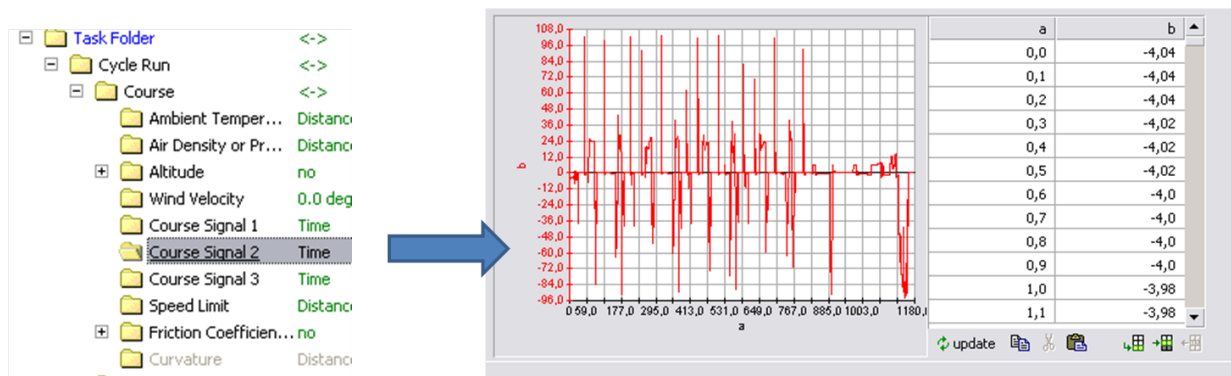


Abbildung 3.26: Vorgabe des E-Maschinen Drehmomentes

Durch das Drehmoment der E-Maschine werden die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine beeinflusst, was nun über eine geeignete Strategie berücksichtigt werden muss. Desweiteren muss die Strategie das vorgegebene Drehmoment der E-Maschine reduzieren, wenn der gesamte Drehmomentbedarf des Fahrzeuges, inklusive dem Schleppmoment der Verbrennungskraftmaschine, überschritten wird. Da sich der Umfang der Strategie in Grenzen hält, wird dies über die in Abbildung 3.27 ersichtlichen *Function*- und *Map*-Blöcke durchgeführt. Diese werden im Folgenden einzeln erklärt.

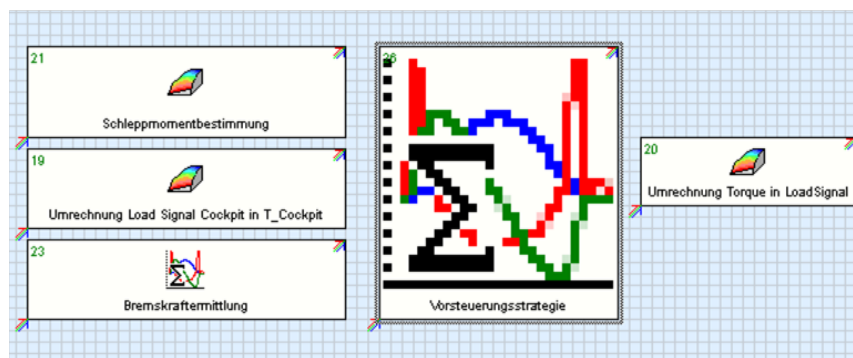


Abbildung 3.27: Die Vorsteuerungsstrategie

Umrechnung Load Signal Cockpit in Torque Cockpit

In diesem Modul wird das Lastsignal aus dem Cockpit in einen Drehmomentbedarf umgerechnet.

Die Berechnung des Lastsignals aus dem momentanen Drehmomentbedarf erfolgt in CRUISE durch lineare Interpolation zwischen dem Schleppmoment der Verbrennungskraftmaschine und der Volllastlinie, welche sich aus der Summe der Maximaldrehmomente der beiden Antriebsmaschinen errechnet. Um aus diesem Lastsignal nun einen Drehmomentbedarf zu erhalten, wird dieser Weg rückwärts beschriftet und somit über das in Abbildung 3.28 dargestellte Kennfeld der momentane Drehmomentbedarf ermittelt.

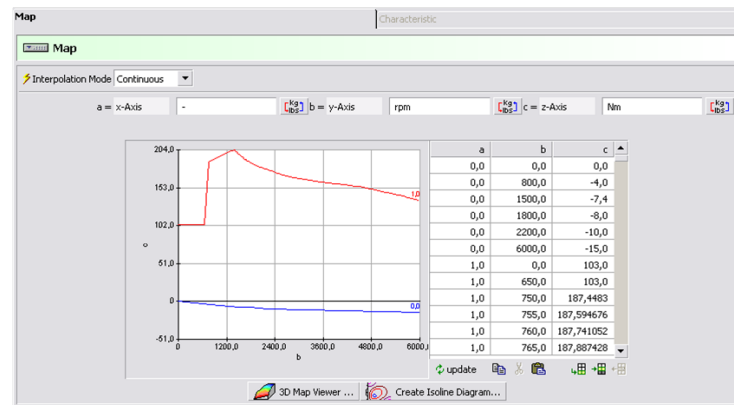


Abbildung 3.28: Ermittlung des Drehmomentbedarfs

Schleppmomentbestimmung

Im Function Block Vorsteuerungsstrategie wird das Schleppmoment der Verbrennungskraftmaschine benötigt, welches im vorliegenden Modul über eine geeignete Kennlinie (wurde aus Messdaten ermittelt) entsprechend der momentanen Drehzahl ausgelesen wird (Abbildung 3.29).

Bremskraftermittlung

Hier wird aus dem momentanen Bremsdruck (p_B), der Brems Scheibenoberfläche (A_B), dem Reibungskoeffizienten zwischen Bremsklotz und Brems Scheibe (η_B), dem effektiven Reibradius (r_B) und dem Bremsfaktor⁵ (c_B) der Bremsmomentenbedarf errechnet (Gleichung 3.6). Dieser wird benötigt, da sich während Verzögerungsphasen das geforderte Verzögerungsmoment der Bremsen um das Bremsmoment der E-Maschine – im generatorischen Betrieb – reduziert.

$$M_B = 2 * p_B * A_B * \eta_B * r_B * c_B \quad (3.6)$$

⁵Entspricht 1 bei Scheibenbremsen und >1 bei Trommelbremsen

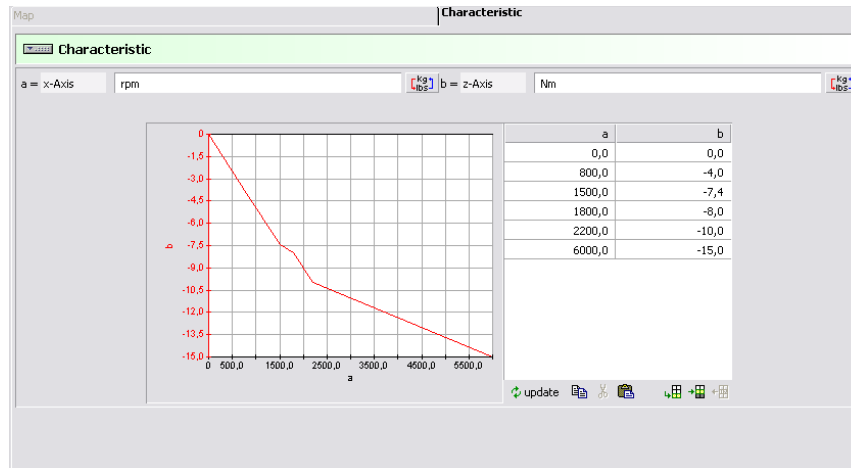


Abbildung 3.29: Ermittlung des Schleppmomentes

Vorsteuerungsstrategie

In diesem Block werden die Betriebspunkte von E-Maschine, Verbrennungskraftmaschine und Bremsen ermittelt und an die jeweiligen Komponenten übergeben. Dazu wurde mit Hilfe eines Functionblocks unter Verwendung der Programmiersprache C++ die Strategie programmiert und somit folgendes Verhalten realisiert:

Besteht ein Drehmomentbedarf an der Kurbelwelle, so soll dieser mittels der Drehmomentvorgabe aus dem *Course Signal* der E-Maschine gedeckt werden. Reicht das Drehmoment nicht aus, wird der Rest über die Verbrennungskraftmaschine aufgebracht. Ist das Vorgabedrehmoment der E-Maschine zu hoch, soll nur der Drehmomentenbedarf gedeckt werden.

Ist ein Drehmomentenüberschuss an der Kurbelwelle vorhanden, soll entsprechend der Drehmomentvorgabe rekuperiert werden. Ist dennoch ein Überschuss vorhanden, soll dieser durch Bremsen abgebaut werden. Ist die Vorgabe des Rekuperationsdrehmomentes zu hoch, wird wiederum nur der vorhandene Überschuss abgebaut, da ansonsten das zusätzliche Drehmoment von der Verbrennungskraftmaschine aufgebracht werden müsste.

Desweiteren wird die Schubabschaltung der Verbrennungskraftmaschine berücksichtigt. Die Zeitpunkte der Aktivierung sind aus den Messdaten bekannt und werden analog der Drehmomentvorgabe der E-Maschine über ein *Course Signal* vorgegeben. Für die Strategie bedeutet das, dass das Schleppmoment der Verbrennungskraftmaschine in den vorangegangenen Überlegungen berücksichtigt werden muss.

Umrechnung Torque in Load Signal

Da die Verbrennungskraftmaschine über das Lastsignal gesteuert wird, wird in diesem Block das errechnete Drehmoment der VKM aus der Vorsteuerungsstrategie über ein ge-

eignetes Kennfeld in ein Lastsignal zurückgerechnet und der VKM übergeben (Abbildung 3.30).

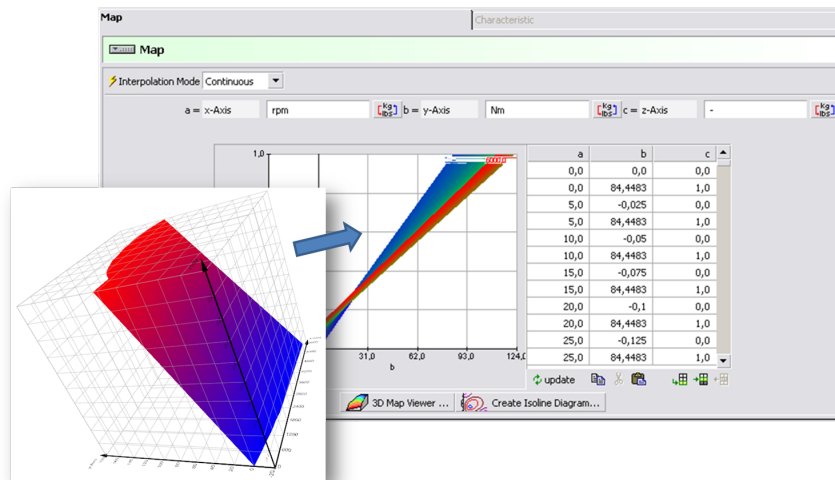


Abbildung 3.30: Ermittlung des Lastsignals der Verbrennungskraftmaschine

3.4 Fahrermodellierung

Die Fahrermodellierung stellt eine der wichtigsten Aufgaben im Rahmen der Programmapplikation bei Durchführung einer Simulation dar. Aus diesem Grund werden im Folgenden die von CRUISE zur Verfügung gestellten Modellierungsvarianten vorgestellt und die beiden Fahrermodelle, welche im Rahmen der Simulation benötigt wurden, vorgestellt.

3.4.1 Grundlagen

CRUISE bietet zur Fahrermodellierung zwei verschiedene Regelalgorithmen an:

1. Driver A: modifizierter PI-Regelalgorithmus
2. Driver B: standard PI-Regelalgorithmus

Dabei wird das Verhalten des Fahrers in drei verschiedenen Abschnitten definiert:

1. Definition des Anfahrverhaltens
2. Definition des Fahrverhaltens
3. Definition des Schaltverhaltens

Da das untersuchte Fahrzeug ein CVT-Getriebe besitzt, wird im Folgenden auf eine Beschreibung des Schaltverhaltens verzichtet.

Alle Fahrereinstellungen werden im aufgabenspezifischen Unterordner *Driver* durchgeführt (Abbildung 3.31). Die Definition der Motordrehzahl während des Anfahrvorganges erfolgt im Abschnitt *Starting-customerlike* unter der Option *Launch Speed* (Abbildung 3.31, Blau). Durch Aktivierung des Fensters *Expert Mode* (Abbildung 3.31, Rot), kann unter *Control Mode* (Abbildung 3.31, Grün) der gewünschte Fahrer gewählt werden. Dessen Bedatung erfolgt danach unter Abschnitt *Driver A* bzw. *Driver B*.

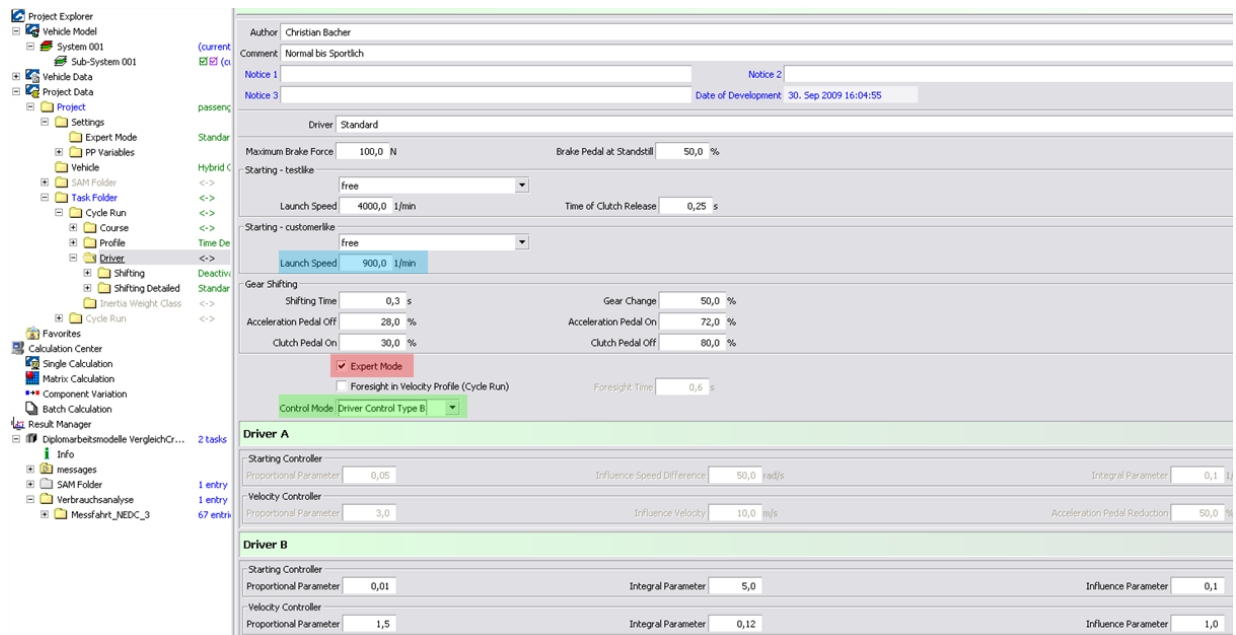


Abbildung 3.31: Fahrermodellierung Übersicht

3.4.2 Driver A

Driver A basiert auf einem nichtlinearen PI-Regler mit einer zusätzlichen Gaspedalreduktion ([AVL09b]).

Definition des Anfahrverhaltens

Ist die gewünschte Anfahrerdrehzahl gewählt, muss zur vollständigen Definition des Anfahrverhaltens der *Starting Controller* des Fahrers bedatet werden. Dies wird mittels folgender Parameter durchgeführt:

1. Proportional Parameter ($k_{c,1}$)
2. Influence Speed Difference ($k_{c,2}$)
3. Integral Parameter ($k_{c,3}$)

Durch die Definition der Parameter wird das Kupplungsverhalten des Fahrers bestimmt. Dabei wird die Änderung der Kupplungspedalposition (\dot{C}) auf Basis der folgenden Gleichung berechnet:

$$\dot{C} = I * d\omega + P * d\alpha \quad (3.7)$$

Die Variable $d\omega$ errechnet sich aus der Differenz der Anfahrtdrehzahl (ω_{tgt}) zur aktuellen Motordrehzahl (ω_{act}) (Gleichung 3.8). $d\alpha$ entspricht der Änderung der aktuellen Motordrehzahl (Gleichung 3.9).

$$d\omega = \omega_{tgt} - \omega_{act} \quad (3.8)$$

$$d\alpha = \dot{\omega}_{act} \quad (3.9)$$

Die Variablen I und P werden nun mittels der drei Parameter des *Starting Controller* definiert, wobei I dem *Integral Parameter* ($k_{c,3}$) entspricht. P wird mit Hilfe der in Abbildung 3.32 dargestellten Funktion ermittelt, welche folgendes Verhalten beschreibt:

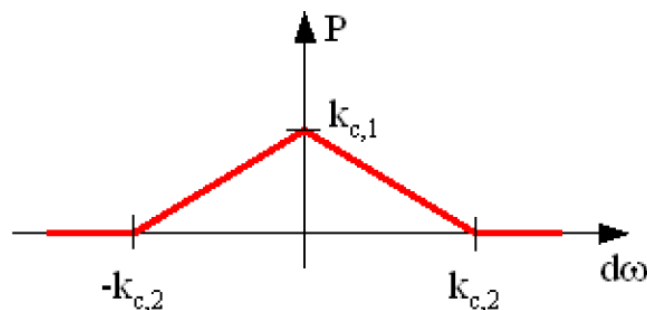


Abbildung 3.32: Definition des Proportionalparameters P [AVL09b]

Umso höher der *Proportional Parameter* ($k_{c,1}$), umso stärker reagiert der Fahrer mit der Kupplung auf Drehzahländerungen. Umso höher der Parameter *Influence Speed Difference* ($k_{c,2}$), umso größer wird der Einflussbereich indem sich P auswirkt.

Definition des Fahrverhaltens

Die Definition des Fahrverhaltens wird über die Bestimmung von Gas- und Bremsverhalten des Fahrers festgelegt. Dies wird wiederum mittels drei Parametern definiert, welche im Velocity Controller zu finden sind:

1. Proportional Parameter ($k_{f,1}$)
2. Influence Parameter ($k_{f,2}$)
3. Acceleration Pedal Reduction ($k_{f,3}$)

Die Änderung von Gas- bzw. Bremspedalstellung ($\dot{\alpha}$) wird mittels der folgenden Gleichung ermittelt:

$$\dot{\alpha} = (I * dv + P * da) * [1 - D * (1 - C)] \quad (3.10)$$

dv entspricht der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Sollgeschwindigkeit (v_{tgt}) und aktueller Geschwindigkeit (v_{act}) (Gleichung 3.11) da entspricht der Differenz zwischen Sollbeschleunigung (a_{tgt}) und aktueller Fahrzeugbeschleunigung (a_{act}) (Gleichung 3.12).

$$dv = v_{tgt} - v_{act} \quad (3.11)$$

$$da = a_{tgt} - a_{act} \quad (3.12)$$

Die Variablen I und P werden nun mittels der drei Parameter des *Velocity Controller* definiert, wobei P dem *Proportional Parameter* ($k_{f,1}$) entspricht. I wird mittels der in Abbildung 3.33 dargestellten Funktion ermittelt, welche grundsätzlich das selbe Verhalten wie die Funktion in Abbildung 3.32 beschreibt:

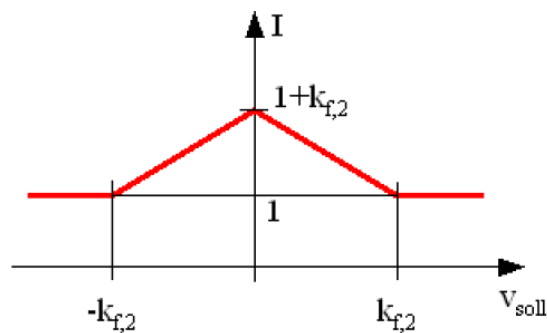
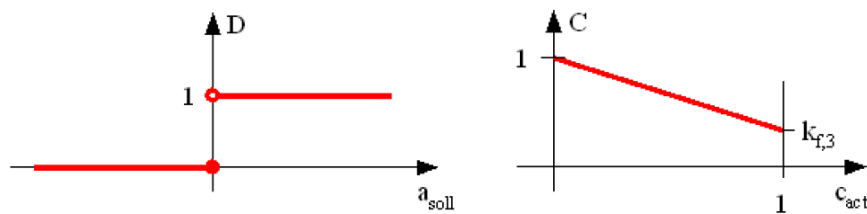


Abbildung 3.33: Definition des Integralparameters I [AVL09b]

Umso höher der *Influence Parameter* ($k_{f,2}$), umso stärker reagiert der Fahrer auf Geschwindigkeitsdifferenzen und umso größer wird der Einflussbereich des Parameters bezogen auf die momentane Sollgeschwindigkeit.

Die Funktion $[1 - D * (1 - C)]$ in Gleichung 3.10 wird verwendet, um den Einfluss des Geschwindigkeitscontrollers während der Anfahrphase abzuschwächen. D und C werden dabei über die in Abbildung 3.34 dargestellten Funktionen definiert, wobei a_{act} die aktuelle Fahrzeugbeschleunigung und c_{act} die aktuelle Kupplungsposition beschreibt ($c_{act} = 0 \dots$ Kupplung geschlossen, $c_{act} = 1 \dots$ Kupplung offen). D dient hier als Schaltschwelle, welche die Funktion nur bei Beschleunigungsvorgängen zuschaltet. Der Verlauf des Parameters C , welcher über $k_{f,3}$ definiert wird, bestimmt die Abschwächung des Velocitycontrollers während des Anfahrvorganges (Umso niedriger $k_{f,3}$, umso stärker die Abschwächung.).

Abbildung 3.34: Definition der Parameter D und C

3.4.3 Driver B

Driver B, welcher einem standard PI-Regelalgorithmus mit einem zusätzlichen *Influence Parameter* entspricht, besitzt laut [AVL09b] Vorteile bei der Simulation von automatischen Antriebssträngen, da er in Bezug auf Schwingungsentstehung eine höhere Stabilität aufweist.

Definition des Anfahrverhaltens

Das Anfahrverhalten wird wiederum nach Definition der Anfahrtdrehzahl über die Parameter des *Starting Controller* bestimmt:

1. Proportional Parameter
2. Integral Parameter
3. Influence Parameter

Proportional und *Integral Parameter* entsprechen dem P- und I-Glied des PI-Reglers. Der *Influence Parameter* des *Starting Controllers* berücksichtigt die Drehzahldifferenz (dw). Er hat somit den selben Effekt als der *Integral Parameter* des Drivers A.

Definition des Fahrverhaltens

Auch die Definition des Fahrverhaltens des Drivers B wird mittels der drei Parameter des Velocity Controllers bestimmt:

1. Proportional Parameter
2. Integral Parameter
3. Influence Parameter

Proportional und *Integral Parameter* entsprechen wiederum P- und I-Glied des PI-Reglers. Der *Influence Parameter* des *Velocity Controllers* hat den selben Effekt als der Parameter *Acceleration Pedal Reduction* des Drivers A und bewirkt somit eine Abschwächung der Gaspedaländerung während einer geöffneten Kupplung.

3.4.4 Fahrermodellierung: Vergleich mit IVD/TUD-Modell

Das Fahrverhalten des Fahrers, welches zum Vergleich CRUISE und IVD/TUD-Modell eingesetzt wird, soll zur Vermeidung von Schwingungen einem gemütlichen Fahrer entsprechen. Ausgehend von den Standardeinstellungen des Drivers A wurden die Parameter variiert bis das gewünschte Verhalten erreicht wurde. Zuerst wurde der *Velocity Controller* angepasst und auf folgende Parameter festgesetzt:

1. Proportional Parameter 10
2. Influence Parameter 10
3. Acceleration Pedal Reduction 90

Eine Verringerung des *Proportional Parameters* führte zu höherem Überschwingen der Fahrzeuggeschwindigkeit bei Übergang von Beschleunigungen in Konstantfahrten. Eine Erhöhung führte zur Überschreitung der Geschwindigkeitsgrenze während des letzten Verzögerungsvorganges im EUDC. Auch eine gleichzeitige Erhöhung des *Integral Parameters* führte zu keiner Verbesserung.

Eine Erhöhung des Parameters *Influence Speed Difference* führte zu trägeren Übergängen bei Fahrzustandsänderungen und somit zu einem schlechteren Drehmomentverhalten. Eine Verminderung führte zu einem stärkeren Überschwingen des Drehmoments bei Übergang von Beschleunigungen in Konstantfahrten.

Auch durch Variation des *Integral Parameters* konnte keine Verbesserung erreicht werden. Allerdings neigte der Fahrer im EUDC-Segment des NEFZ zu Schwingungen, welchen durch Definition einer *Foresight in Velocity Profile*⁶ von 0,75 sec entgegengewirkt werden konnte.

Im nächsten Schritt wurde der *Starting Controller* angepasst und auf folgende Werte festgesetzt:

1. Proportional Parameter 0,05
2. Influence Speed Difference 15
3. Integral Parameter 0,5

⁶Mit diesem Parameter kann eine vorausschauende Fahrweise des Fahrers definiert werden.

Auch diese Werte wurden mittels einer Parametervariation kontrolliert und bestätigt. Es konnte somit der in Abbildung 3.35 (Rot) ersichtliche Geschwindigkeitsverlauf erreicht werden. Deutlich ist der gleichmäßigere Verlauf gegenüber dem Verlauf mit Originaleinstellungen (Blau) zu erkennen. Auch die Motorbetriebspunkte zeigen ein gutes Verhalten (Abbildung 3.36).

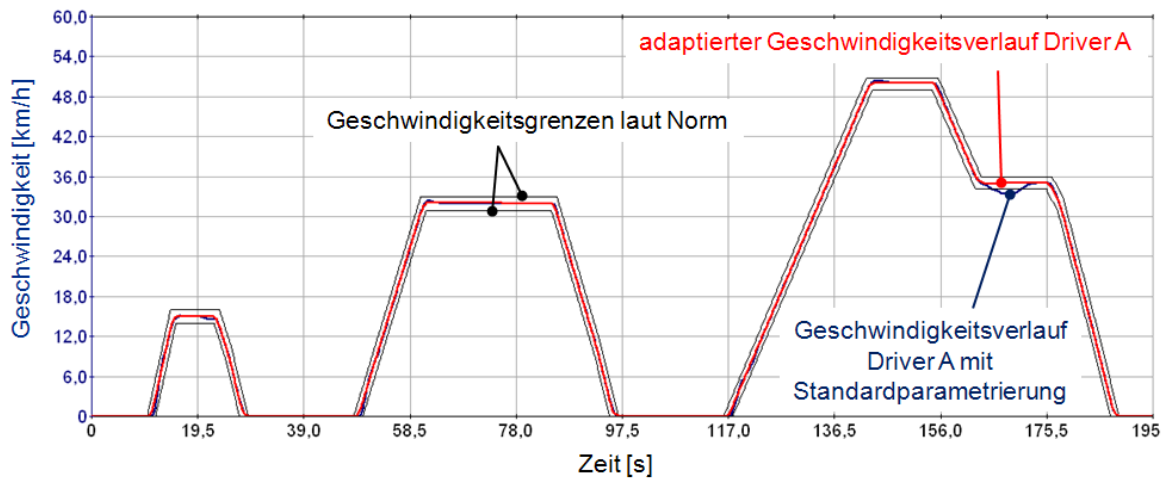


Abbildung 3.35: Vergleich Ausgangsfahrer zu adaptierten Fahrer

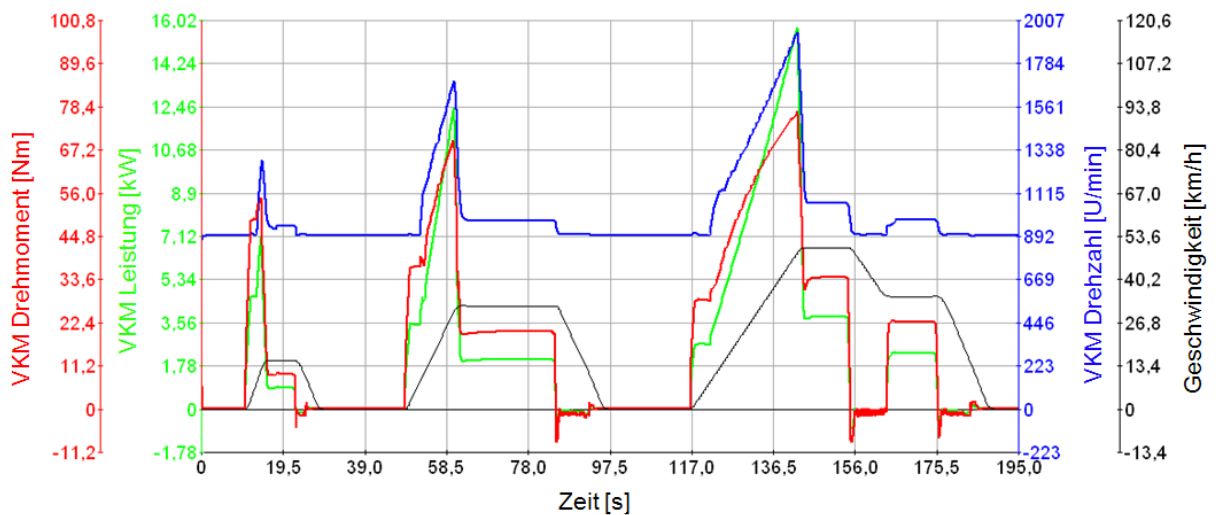


Abbildung 3.36: Motorbetriebspunkte Driver A

Auf Basis der oben beschriebenen Parametervariation wurde abschließend ein Fahrer mittels der Option *Driver B* ermittelt und mit *Driver A* verglichen. Wie der Geschwindigkeitsvergleich zeigt (Abbildungen 3.35 und 3.37), konnte mit *Driver A* ein besseres Ergebnis erreicht werden. Weiters konnten im Betriebspunktverlauf der Verbrennungskraftmaschine des Drivers B Drehmoment- und Drehzahlspitzen beobachtet werden (Abbildung 3.38).

Aus diesem Grund wurde Driver A für den Vergleich CRUISE und IVD/TUD-Modell herangezogen.

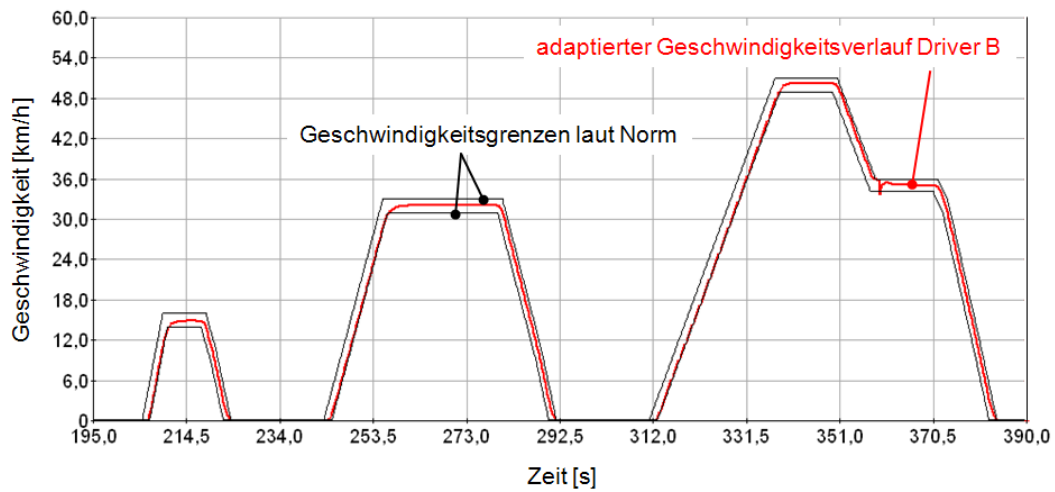


Abbildung 3.37: Geschwindigkeitsverlauf Driver B

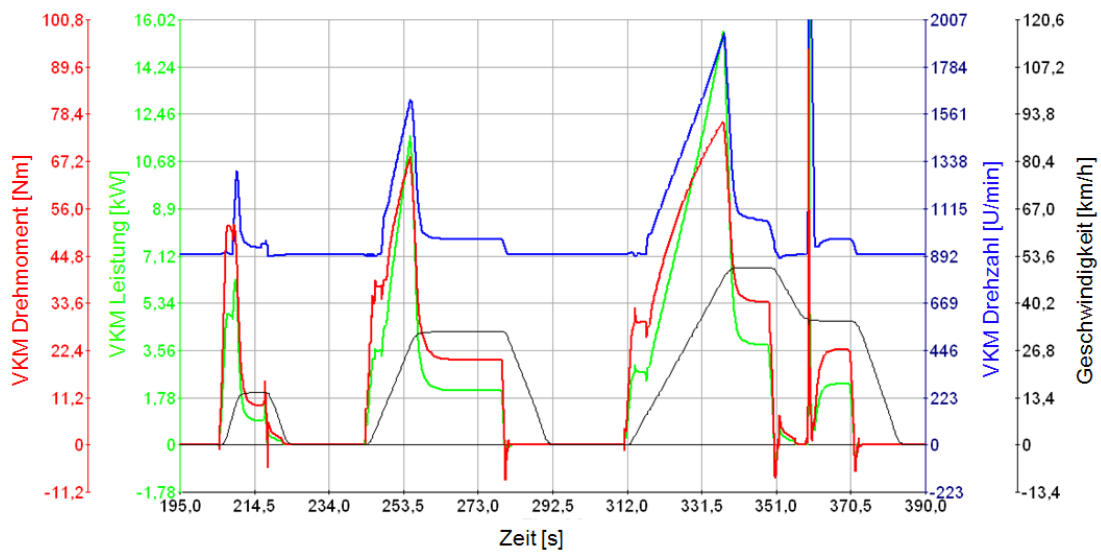


Abbildung 3.38: Motorbetriebspunkte Driver B

3.4.5 Fahrermodellierung: Vergleich mit Messfahrt

Das Fahrverhalten des Fahrers, welcher zum Vergleich mit der Messfahrt eingesetzt wird, muss einem sehr dynamischen Fahrer entsprechen, damit Geschwindigkeitsabweichungen zum Realverlauf möglichst gering gehalten werden können. Aufgrund der hohen Dynamik neigt der Fahrer in bestimmten Situationen jedoch zu Schwingungen, was die Parameterauswahl einschränkt. Da laut *User Guide Driver B* eine bessere Stabilität hinsichtlich

Schwingungsentstehung bei Automatiktriebssträngen besitzt, wurde dieser zur Modellierung herangezogen. Auf Basis der im vorigen Abschnitt beschriebenen Parametervariation wurden folgende Werte ermittelt:

1. Starting Controller
 - a) Proportional Parameter 0,01
 - b) Integral Parameter 15
 - c) Influence Parameter 0,2
2. Velocity Controller
 - a) Proportional Parameter 6
 - b) Integral Parameter 2
 - c) Influence Parameter 1

Dieser Fahrer wurde zum Vergleich Messung zu Rechnung eingesetzt. Eine Analyse der aufgrund des Fahrers entstehenden Geschwindigkeitsabweichungen wird in Kapitel 5.2.3 durchgeführt.

3.5 Applikation der Simulationsumgebung

Die Applikation der Simulationsumgebung musste für die quasi-stationäre Rechnung und für die Simulation separat durchgeführt werden. Die Einstellungen betreffen insbesondere die gewählte Berechnungsmethode und den gewählten Lösungsalgorithmus. Desweiteren werden hier Berechnungsschrittweite, Berechnungsgenauigkeit, Schrittweite der Ergebnisausgabe u. dgl. definiert.

Die hier getätigten Einstellungen sind je nach Aufgabe, Fahrzeug und sonstigen Einstellungen unterschiedlich, weshalb hier keine Empfehlung abgegeben werden kann. Die Applikation der Simulationsumgebung der durchgeführten Untersuchungen sind jedoch im Anhang angefügt.

Kapitel 4

Ergebnisse quasi-stationäre Rechnung

In diesem Kapitel werden die Erfahrungen und Ergebnisse, welche mit CRUISE in der quasi-stationären Rechnung gemacht wurden, diskutiert. Das Ziel ist es, die Probleme der Berechnungsmethode aufzuzeigen und Optimierungsempfehlungen aus Sicht des Anwenders abzugeben.

Zu Beginn des Kapitels wird, um eventuelle Unstimmigkeiten in der Programmapplikation erkennen zu können, ein Vergleich mit dem in Kapitel 2.2 beschriebenen IVD/TUD-Modell durchgeführt. Danach soll die Berechnung einer Messfahrt durchgeführt und die Ergebnisse mit vorhandenen Messdaten verglichen werden.

Die quasi-stationäre Rechnung besitzt aufgrund ihrer Eigenschaften für diese beiden Vergleiche Vor- und Nachteile.

Als Vorteil ist zu nennen, dass der Geschwindigkeitsverlauf analog dem IVD/TUD-Modell exakt nachgefahren wird und somit kein Fahrereinfluss berücksichtigt werden muss. Dies macht einen direkten Vergleich mit bisherigen Ergebnissen des IVD/TUD-Modells, als auch mit vorhandenen Messfahrten, möglich.

Der Nachteil ist, dass Regelglieder keine Funktion besitzen. Dies kann beispielsweise zu Problemen bei der Abbildung von Hybridstrategien führen, da diese nur gesteuert ausgeführt werden können. Ein Beispiel einer gesteuerten Betriebsstrategie wird über die sogenannte Vorsteuerung in Kapitel 3.3.2 gezeigt.

Die Vergleiche wurden auf Basis des Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) für Automatikfahrzeuge in der letzten Richtlinienfassung von 2007 durchgeführt. Der Fahrzyklus selbst und die Vorgehensweise bei der Messung sind in der Richtlinie des Rates 70/220/EWG im Detail beschrieben (siehe Anhang). Aus diesem Grund wird an dieser Stelle darauf verzichtet. Es sei jedoch erwähnt, dass sich der Zyklus in einen städtischen Teil (UDC) und einen außerstädtischen Teil (EUDC) gliedert, wobei der städtische Teil viermal durchfahren und der außerstädtische einmal durchfahren wird (siehe Abbildung 4.1).

Alle Diagramme im vorliegenden Kapitel zeigen Ausschnitte des NEFZ für das in Kapitel 1.4 beschriebene Referenzfahrzeuges.

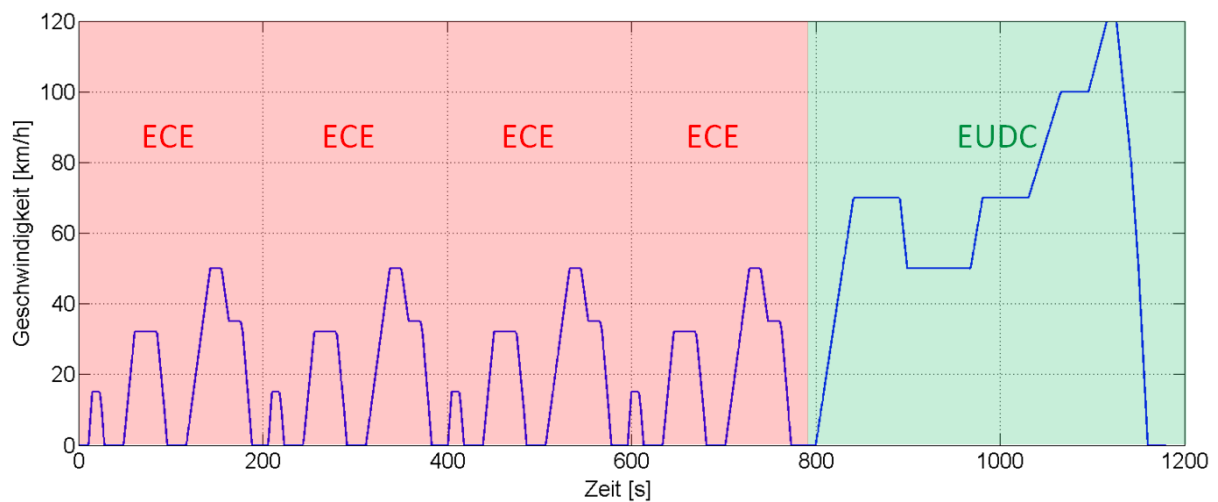


Abbildung 4.1: Der NEFZ Zyklus

4.1 Vergleich mit IVD/TUD-Modell

Aufgrund der Tatsache, dass es sich beim IVD/TUD-Modell um eine Rückwärtsrechnung handelt (Fahrprofil wird exakt nachgefahren) und weiters keine Regelglieder verwendet werden, erwies sich für diesen Vergleich die Wahl der quasi-stationären Berechnungsmethode als zielführend. Das Ziel dieses Vergleiches ist es, die korrekte Parametrisierung des CRUISE-Modells (CVT-Betriebskennlinie, CVT-Wirkungsgrad, ...) zu bestätigen. Da für diese Überprüfung vorerst keine elektrischen Komponenten notwendig sind, ist der Antriebsstrang zwar trotzdem als Hybridantriebsstrang ausgeführt, jedoch vorerst keine Hybridstrategie implementiert und der Motorgenerator deaktiviert.

Im ersten Schritt wurde das Fahrzeug im IVD/TUD-Modell auf Basis des NEFZ berechnet. Die Ergebnisse sind im Kapitel 4.1.3 ersichtlich.

Danach wurde das Fahrzeug mit den unter Kapitel 3 beschriebenen Einstellungen in CRUISE auf Basis der quasi-stationären Rechnung simuliert. Dabei traten jedoch massive Schwingungen auf. Abbildung 4.2 zeigt die erhaltene Motordrehzahl im Zyklus. Dabei können die auftretenden Schwingungen erkannt und nach dem Ort ihrer Entstehung eingeteilt werden:

1. Schwingungen während Anfahrvorgänge (A)
2. Schwingungen bei Übersetzungsänderungen (B)

Da aufgrund dieser Schwierigkeiten ein Vergleich nur bedingt durchgeführt werden konnte, werden diese im Folgenden näher betrachtet.

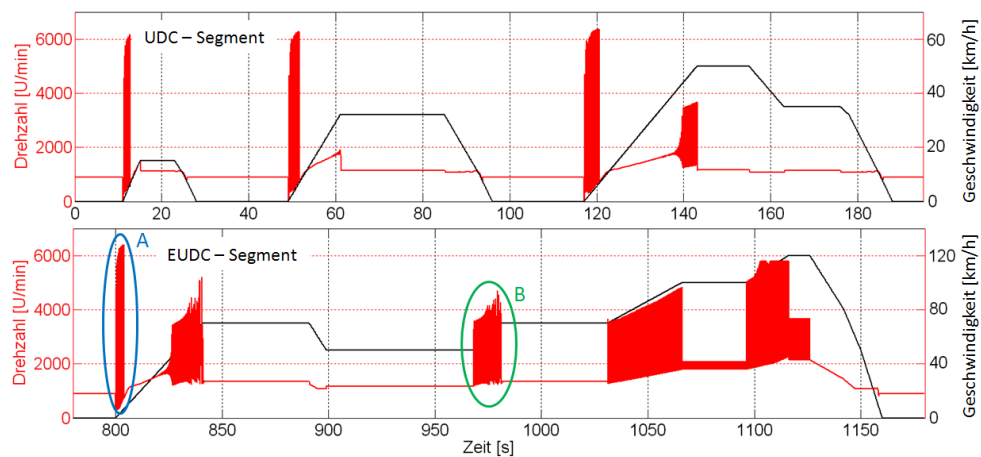


Abbildung 4.2: Schwingungsproblematik CRUISE

4.1.1 Schwingungen während Anfahrvorgängen

Für den Anfahrvorgang ist die zwischen dem CVT-Getriebe und Differenzial platzierte Anfahrkupplung zuständig. Diese wird im vorliegenden Fall, wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, mittels der im *CVT-Control* Modul zur Verfügung gestellten *Clutch Control* gesteuert.

Ergebnisanalyse

In Abbildung 4.3 ist der Anfahrvorgang des EUDC-Segmentes (Abbildung 4.2, Detail A) dargestellt. Die Schwingungen sind dabei deutlich zu erkennen.

Laut Sollgeschwindigkeitsverlauf (Abbildung 4.3 unten, Schwarz), soll eine Beschleunigung ab Sekunde 800 stattfinden. Dies würde in Sekunde 800,1 bereits eine gelöste Kupplung erfordern, damit die zu diesem Zeitschritt geforderte Geschwindigkeit eingehalten werden kann. Ein Blick auf die Kupplungsbetätigung lässt jedoch erkennen, dass die Kupplung einen Zeitschritt zu spät (erst bei Sekunde 800,2) gelöst wird. Dies führt zu einem Volllastsignal in Sekunde 800,1, da der Lösungsalgorithmus versucht, die Sollgeschwindigkeit zu erreichen.

In den folgenden Zeitschritten nimmt diese Problematik ihren Lauf, was zu einer gegenseitigen Beeinflussung führt, deren Auswirkungen für den Anwender nur schwer nachvollziehbar sind. So sinkt beispielsweise die VKM-Drehzahl bei Sekunde 800,1 ab, obwohl die Kupplung geöffnet und ein Volllastsignal vorhanden ist.

Nach Rücksprache mit dem AVL CRUISE-Supportteam wurde die zeitlich versetzte Berechnung der Kupplungsbetätigung bestätigt. Als Ursache konnte die Aufrufreihenfolge der einzelnen Komponenten des Lösungsalgorithmus ermittelt werden. Dies macht auch eine Kupplungsmodellierung über eine geeignete *Function* unmöglich. Lösungsansätze werden AVL-intern erarbeitet und in folgenden Releases veröffentlicht werden.

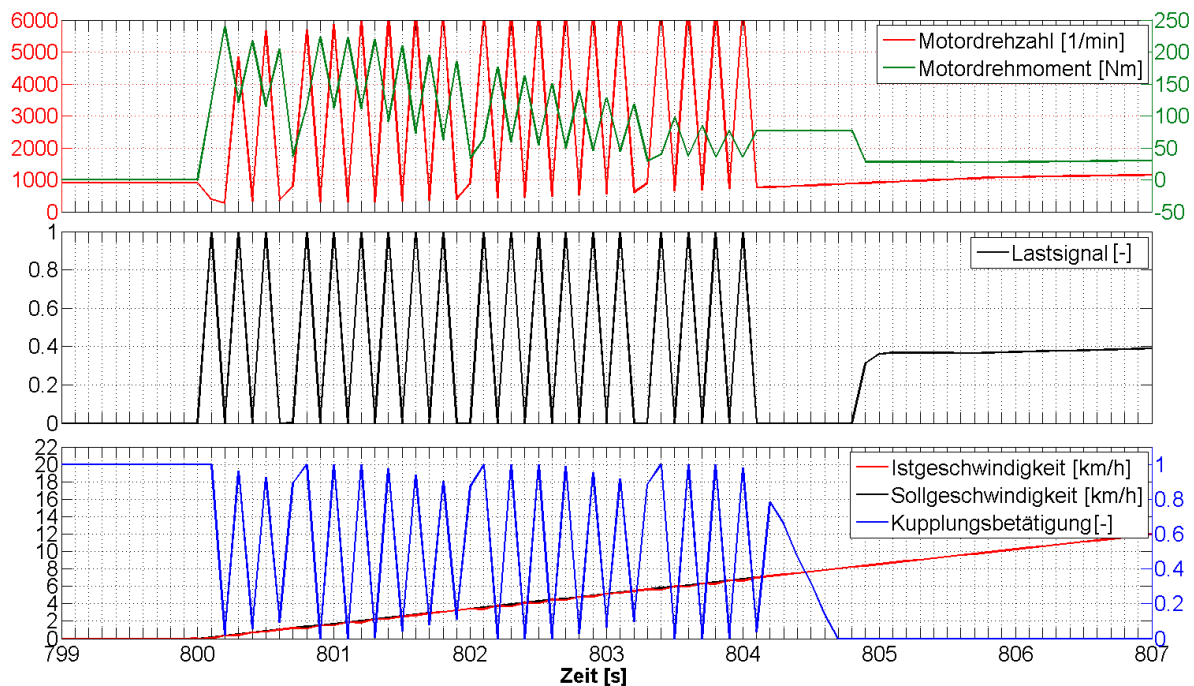


Abbildung 4.3: Schwingungen während Anfahrvorgänge

Eine Alternative stellt die Kupplungsmodellierung über das *Desired Torque* (in den Eigenschaften der Kupplung einstellbar) dar. Leider wird diese Variante jedoch in der quasi-stationären Rechnung nicht unterstützt.

Lösungsansatz und Ergebnis

Da mit keiner der oben beschriebenen Kupplungsmodellierungen eine korrekte Abbildung des Anfahrvorganges erreicht werden konnte, musste hier eine Kompromisslösung erarbeitet werden. Mittels der eingangs beschriebenen Modellierung über die *Clutch Control* und einer Leerlaufdrehzahl von 0,1U/min konnten die Anfahrerschwingungen verhindert werden (Abbildung 4.4). Die Schwingungsvermeidung liegt darin begründet, dass durch die niedrige Leerlaufdrehzahl hohe Drehmomentänderungen, welche als Schwingungsursache erkannt wurden, vermieden werden können. Deutlich ist jedoch wiederum die zeitversetzte Kupplungsbetätigung und das daraus resultierende Volllastsignal in Sekunde 800,1 zu erkennen.

Der angeführte Lösungsansatz erhebt für sich nicht den Anspruch die einzige bzw. die beste Kompromisslösung zu sein. Da jedoch bei jeder weiteren Lösungsvariante wiederum nur ein Kompromiss zu erwarten gewesen wäre, wurden weitere Untersuchungen an dieser Stelle zurückgestellt.

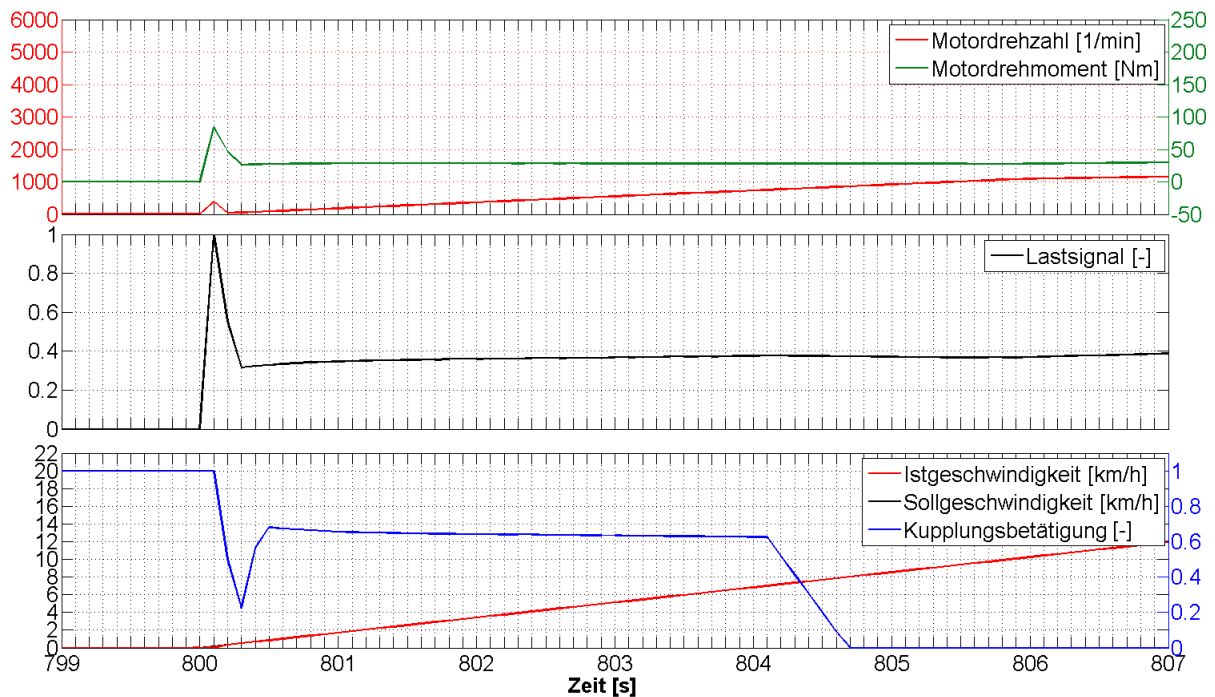


Abbildung 4.4: Kompromisslösung für Schwingungen während Anfahrvorgängen

4.1.2 Schwingungen bei Übersetzungsänderungen

Wie in Abbildung 4.2 erkennbar, treten Schwingungen auch dort auf, wo Übersetzungsänderungen zu größeren Drehmomentänderungen führen.

Ergebnisanalyse

Betrachtet man die Schwingungsentstehung im Detail, kann wiederum eine zeitversetzte Berechnung – diesmal die Übersetzungsberechnung – als Entstehungsgrund erkannt werden. Abbildung 4.5 zeigt den Übergang aus der Konstantfahrt in den Beschleunigungsvorgang im EUDC-Segment bei Sekunde 968 (Abbildung 4.2, Detail B).

Wie in Kapitel 3.2.4 beschrieben, ist das CVT-Übersetzungsverhältnis als Funktion der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit und des aktuellen Motordrehmoments definiert. Diese Definition führt, wie die folgende Detailbetrachtung zeigt, in Kombination mit der zeitversetzten Berechnung, zu Schwingungen.

Der ab Sekunde 968,1, aufgrund einer Beschleunigung plötzlich anfallende höhere Leistungsbedarf (Abbildung 4.5, Mitte), führt durch die zeitversetzte Übersetzungsberechnung (Abbildung 4.5, unten) zu einem starken Anstieg des Drehmomentes bei gleichbleibender Drehzahl (Abbildung 4.5, oben). (Der geringe Abfall des Übersetzungsverhältnisses zum Zeitpunkt 986,1 ist auf das im Lösungsalgorithmus verwendete implizite Berechnungsver-

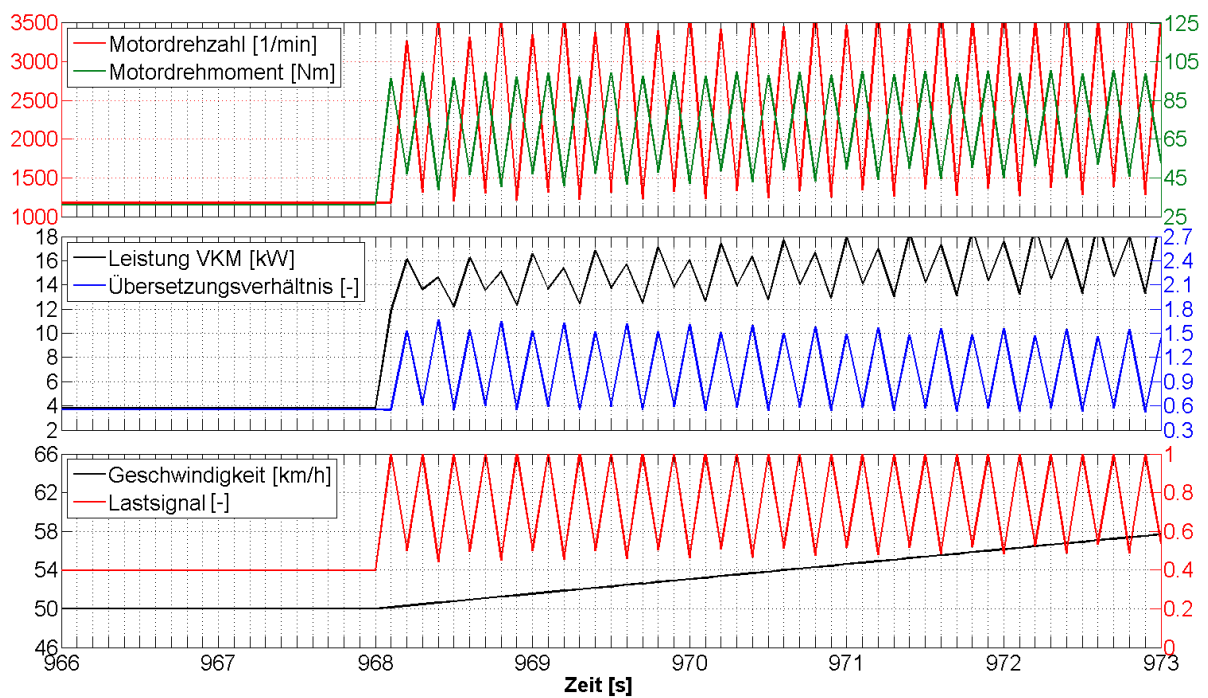


Abbildung 4.5: Schwingungen bei Übersetzungsänderungen

fahren in Bezug auf die Geschwindigkeit zurückzuführen). Die sich daraus ergebenden Betriebspunkte bestimmen wiederum das Übersetzungsverhältnis im nächsten Zeitschritt und führen somit zu einem starken Anstieg des Übersetzungsverhältnisses zum Zeitpunkt 968,1. Daraus ergibt sich ein niedriges Drehmoment, welches wiederum als Berechnungsgrundlage des Übersetzungsverhältnisses zum darauf folgenden Zeitpunkt verwendet wird. Diese Abfolge ist der Auslöser für die hier entstehenden Schwingungen.

Lösungsansätze und Ergebnisse

Mittels zwei Lösungsansätzen konnte die Schwingungsentstehung vermieden werden:

1. Berechnung des Übersetzungsverhältnisses über das CVT-Ausgangsmoment
2. Dämpfung der Schwingungen über Parameter *Load Signal Time Constant* und *Velocity Time Constant*

Zur Berechnung des Übersetzungsverhältnisses über das CVT-Ausgangsmoment musste ein neues CVT-Kennfeld erstellt werden.

Die Umwandlung des Drehmomentbezuges vom Drehmoment der Verbrennungskraftmaschine ($M_{d_{VKM}}$) zum CVT-Ausgangsmoment ($M_{d_{CVT_{out}}}$), erfolgte über das aktuelle Über-

setzungsverhältnis (i_{CVT}) und das aktuelle CVT-Verlustmoment ($Md_{CVTverlust}$):

$$Md_{CVTout} = Md_{VKM} * i_{CVT} * Md_{CVTverlust} \quad (4.1)$$

Da die Höhe des CVT-Ausgangsmomentes nur vom momentanen Fahrzustand abhängig und somit vom Übersetzungsverhältnis unabhängig ist, kann die Schwingungsentstehung vermieden werden. Abbildung 4.6 zeigt das Ergebnis für das EUDC-Segment bei Sekunde 968 analog zu Abbildung 4.5. Deutlich ist jedoch wiederum die zeitversetzte Übersetzungsberechnung zu erkennen.

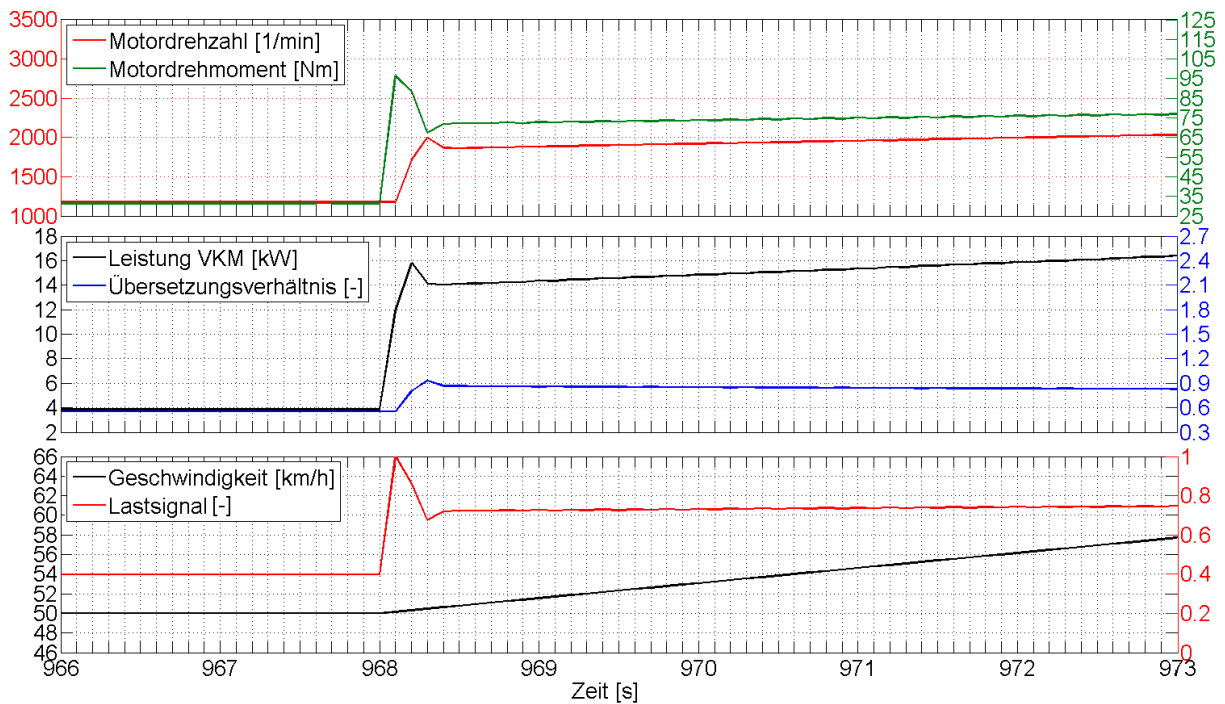


Abbildung 4.6: Schwingungsvermeidung durch Bezug auf CVT-Ausgangsmoment

In Abbildung 4.7 sind die Motorbetriebspunkte für den gesamten NEDC-Zyklus angeführt. Lediglich Drehmoment- und Drehzahlspitzen bei spontanen Leistungsänderungen und während der Anfahrvorgänge weisen auf die zeitversetzte Übersetzungsberechnung hin. Durch Abrunden der Ecken des Normprofils, können Drehmomentspitzen durch die Vermeidung spontaner Leistungsänderungen verhindert werden.

CRUISE bietet hierfür die Möglichkeit über das sogenannte *Profile Improvement* die Ecken des Geschwindigkeitsverlaufes abzurunden. Ab einer Abrundung über 1,5 Sekunden konnten keine erkennbaren Drehmomentüberhöhungen in den Ergebnissen beobachtet werden. Wie in Abbildung 4.8 ersichtlich, konnten durch die beschriebenen Einstellungen annähernd alle auftretenden Probleme vermieden werden. Lediglich Drehmoment- und Drehzahlspitzen während Anfahrvorgängen konnten nicht verhindert werden. Diese sind im Ergebnis eindeutig zu erkennen.

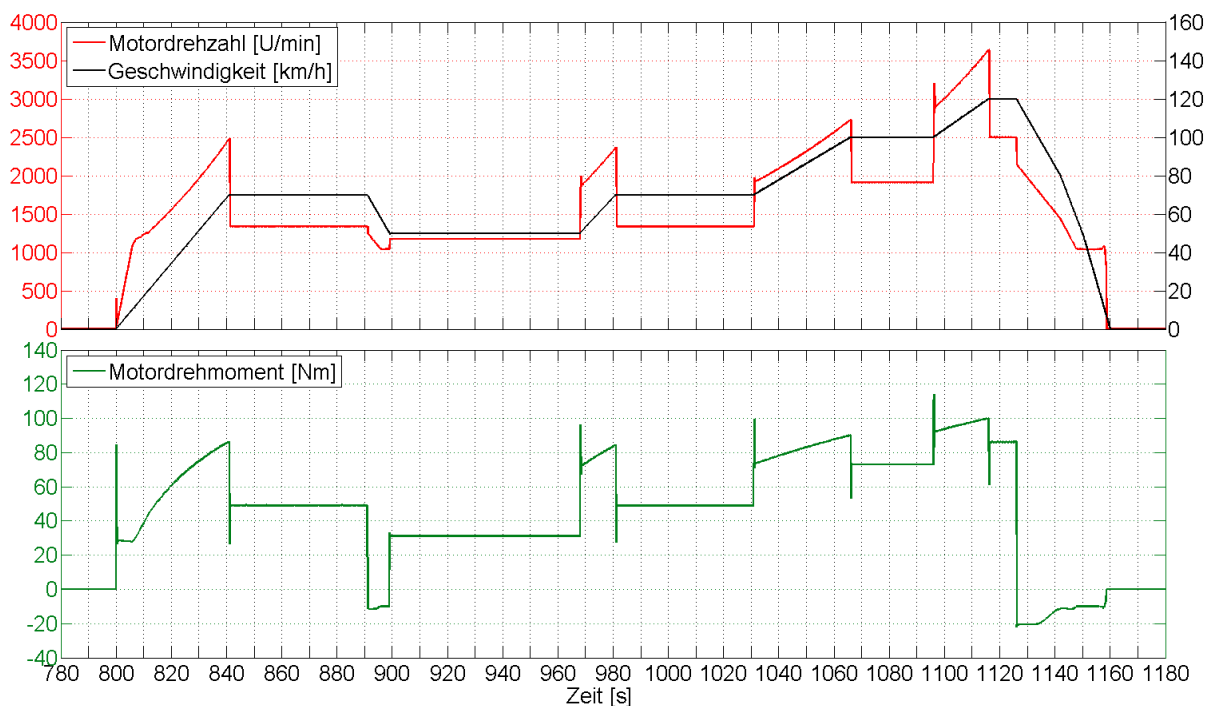


Abbildung 4.7: Ergebnis EUDC bei Bezug auf CVT-Ausgangsmoment

Wie Eingangs erwähnt bietet sich zur Vermeidung von Schwingungen auch die Möglichkeit an, diese durch eine Erhöhung der Zeitkonstanten *Load Signal Time Constant* und *Velocity Time Constant* zu dämpfen. Dabei muss allerdings das CVT-Betriebskennfeld auch über die Parameter *Load Signal* und *Velocity* definiert sein. Wie ein auf den Parametern VKM-Drehmoment und Geschwindigkeit basierendes Betriebskennfeld in ein solches umgewandelt werden kann, wird im Kapitel 3.2.4 beschrieben. Aufgrund der größeren Dynamik der Lastsignal-Änderungen gegenüber der Geschwindigkeitsänderungen, kann ein größerer Einfluss der Zeitkonstante *Load Signal Time Constant* erwartet werden. Auf Basis einer Parametervariation erwiesen sich folgende Einstellungen als zielführend:

- *Load Signal Time Constant* = 1,5
- *Velocity Time Constant* = 1,0

Abbildung 4.9 zeigt das Ergebnis, welches mit den oben angeführten Einstellungen und mittels einem Profile Improvement von 1,5 Sekunden erreicht werden konnte. Aufgrund des nunmehr verzögerten Ansprechens der Übersetzungsänderung durch die verwendeten Zeitkonstanten, treten nun jedoch auch bei moderaten Leistungsänderungen Drehmomentspitzen auf. Durch einen Vergleich der Abbildungen 4.8 und 4.9 kann die Aussage getroffen werden, dass der erste Lösungsansatz zu besseren Ergebnissen führt. Aus diesem Grund wird dieser für den nun folgenden Vergleich mit dem IVD/TUD-Modell herangezogen.

An dieser Stelle möchte ich jedoch nochmals darauf hinweisen, dass sowohl der gewählte Lösungsansatz zur Verhinderung von Anfahrtschwingungen, als auch der verwendete An-

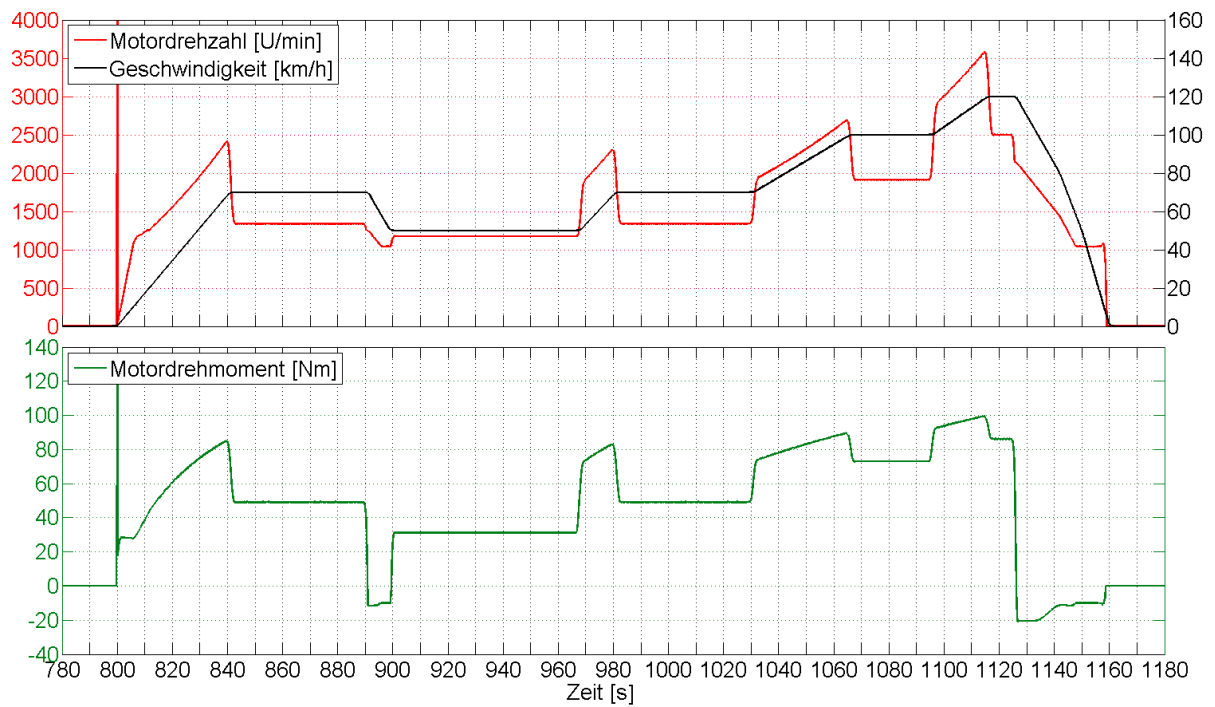


Abbildung 4.8: Ergebnis EUDC bei Bezug auf CVT-Ausgangsmoment inkl. *Profile Improvement*

satz zur Vermeidung der Schwingungen bei Übersetzungsänderungen, Kompromisslösungen darstellen und das eigentliche Problem, die zeitversetzte Berechnung, nicht verhindern. Zielführender wäre hier die generelle Vermeidung des Zeitversatzes durch gezielten Eingriff in den Lösungsalgorithmus. Als Anwender bleibt einem diese Möglichkeit jedoch verwehrt.

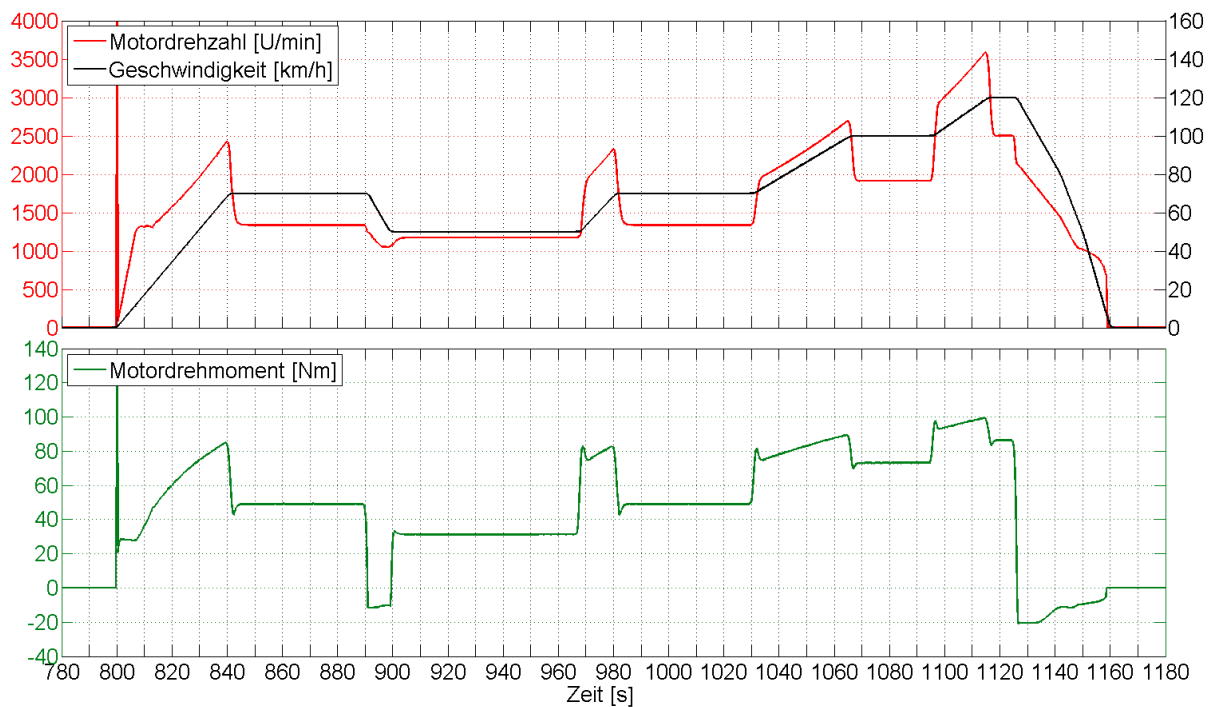


Abbildung 4.9: Ergebnis EUDC durch Dämpfung mittels Zeitkonstanten inkl. *Profile Improvement*

4.1.3 Ergebnisse

Um die erhaltenen Ergebnisse nun mit dem IVD/TUD-Modell vergleichen zu können, muss der „geglättete“ Geschwindigkeitsverlauf, welcher in der CRUISE-Rechnung herangezogen wurde, dem IVD/TUD-Modell als Simulationsgrundlage zur Verfügung gestellt und neu berechnet werden. Im Folgenden werden die beiden Modelle hinsichtlich:

- Leistung an der Kurbelwelle
- Drehzahl an der Kurbelwelle
- Kraftstoffverbrauch

miteinander verglichen und die auftretenden Abweichungen diskutiert.

Betrachtet man den **Leistungsvergleich** (Abbildung 4.10), so lässt sich grundsätzlich eine gute Übereinstimmung erkennen. Die hohen Leistungsspitzen während den Anfahrvorgängen sind auf die vorhin besprochene zeitversetzte Kupplungsbetätigung zurückzuführen. Geringe Abweichungen während Beschleunigungsvorgängen im niedrigen Leistungsbereich finden ihre Ursache in Rundungsfehler bei der Wirkungsgradberechnung des CVT-Getriebes. Die während Verzögerungsphasen auftretenden Leistungsunterschiede sind auf unterschiedliche Betrachtungsweisen zurückzuführen. CRUISE zeigt einen negativen Leistungsverlauf entsprechend der Schleppleistung (im eingekuppelten Zustand) und null im

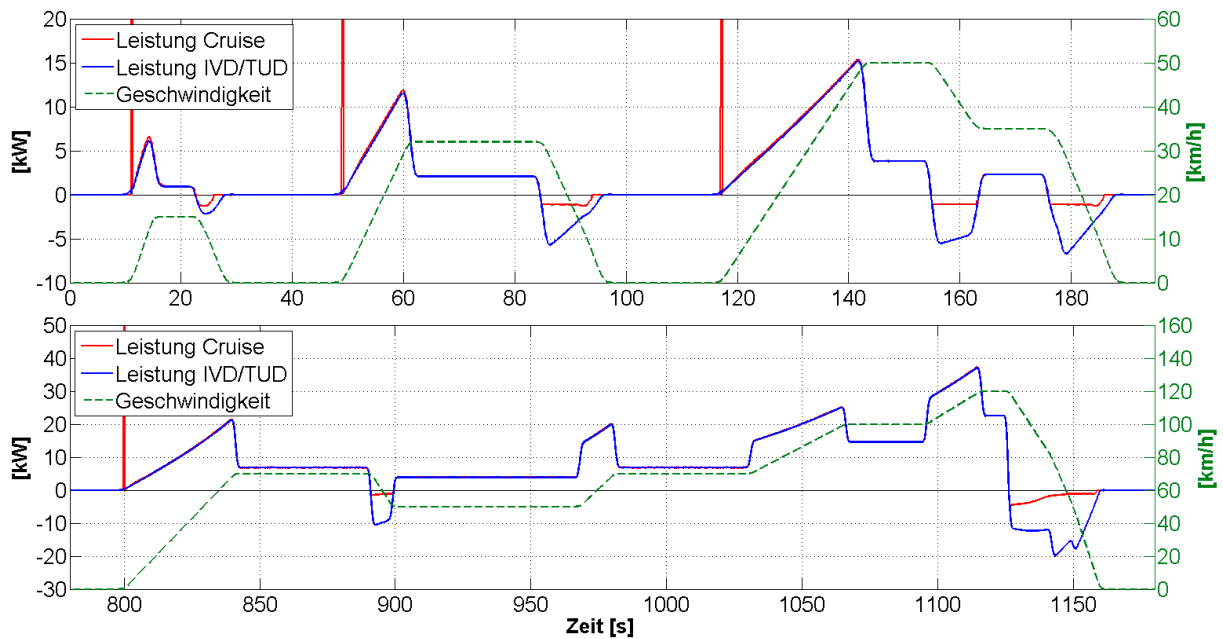


Abbildung 4.10: Leistungsvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell

ausgekuppelten Zustand. Betrachtet wird hier demnach die momentan über die Kurbelwelle fließende Leistung. Im IVD/TUD-Modell wird hingegen jener Leistungsverlauf an der Kurbelwelle gezeigt, welcher aufgrund des Verzögerungsvorganges theoretisch an der Kurbelwelle auftreten würde. Diese Betrachtungsweise liegt darin begründet, da mittels des IVD/TUD-Modells Rekuperationspotentiale an der Kurbelwelle berechnet wurden.

Aufgrund der gewählten Lösungsvariante zeigt der **Drehzahlvergleich** (Abbildung 4.11) ebenso typische Abweichungen während Anfahrvorgängen. Der Drehzahlverlauf im CRUISE-Modell steigt kontinuierlich mit maximalem Übersetzungsverhältnis an, während sich beim IVD/TUD-Modell die Anfahrerdrehzahl spontan, ohne Berücksichtigung zeitlicher Aspekte, einstellt. Dies ist deshalb möglich, weil im IVD/TUD-Modell auf eine Modellierung der Anfahrkupplung verzichtet wurde. Der Anfahrvorgang wurde hingegen vereinfacht über ein unbegrenztes Übersetzungsverhältnis des CVT-Getriebes ermöglicht.

Abweichungen während Verzögerungsphasen treten aufgrund unterschiedlicher Modellierungen auf. In CRUISE öffnet die Kupplung ab etwa acht km/h aufgrund der Erreichung der Minimalgeschwindigkeit (siehe auch Kapitel 4.1.1). Bis zu diesem Zeitpunkt ist die Kupplung geschlossen und das CVT-Getriebe regelt die vorgegebene Minimaldrehzahl ein. Erst nach Öffnen der Kupplung fällt die Drehzahl auf die eingestellte Leerlaufdrehzahl von 0,1 U/min (siehe auch Kapitel 4.1.1) hinunter. Im IVD/TUD-Modell wird über eine implementierte Start/Stop-Automatik zu Beginn der Verzögerung die Verbrennungskraftmaschine abgeschaltet. Betrachtet man die Verzögerungsvorgänge im EUDC so kann man erkennen, dass die CRUISE-Drehzahl kontinuierlich abfällt und sich nicht sofort auf die vorgegebene Minimaldrehzahl einstellt. Dies ist auf die Erreichung des minimalen Übersetzungsverhältnisses zurückzuführen.

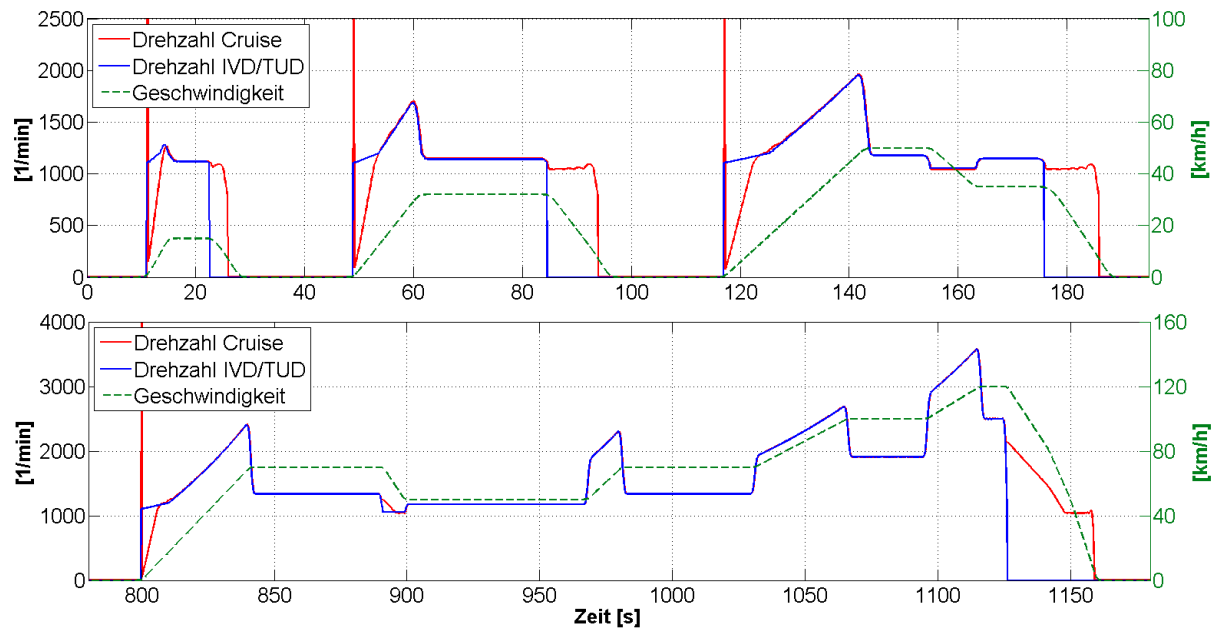


Abbildung 4.11: Drehzahlvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell

Durch Betrachtung der Abbildungen 4.12 bis Abbildung 4.14) kann die Auswirkung der zeitlich versetzten Berechnung auf den **Kraftstoffverbrauch** beobachtet werden.

Die größten Abweichungen entstehen dabei während der Anfahrvorgänge aufgrund der unterschiedlichen Modellierungsansätze und daraus resultierenden unterschiedlichen Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine. Auch die aus der zeitversetzten Berechnung resultierenden Verbrauchsspitzen sind deutlich zu erkennen.

Die bei Wechsel des Fahrzustandes (Beschleunigung, Konstantfahrt, Verzögerung) auftretenden Abweichungen sind primär auf die zeitlich versetzte Übersetzungsberechnung und sekundär aufgrund Berücksichtigung zeitlicher Aspekte in CRUISE zurückzuführen.

Betrachtet man die beiden kumulierten Verbräuche kann man eine gute Übereinstimmung erkennen. Die Abweichung, welche hauptsächlich auf die differenten Anfahrvorgänge zurückzuführen sind, liegt in der Größenordnung von etwa 1%.

Wie bereits zu Beginn erwähnt war das Ziel dieser Untersuchung, die korrekte Bedatung des CRUISE-Modells (CVT-Betriebskennlinie, CVT-Wirkungsgrad,...) zu überprüfen. Trotz der auftretenden Abweichungen kann die korrekte Bedatung hiermit bestätigt werden. Die auftretenden Abweichungen sind entweder aufgrund der differenten Betrachtungsweise, oder auf die Tatsache der zeitversetzten Berechnung zurückzuführen.

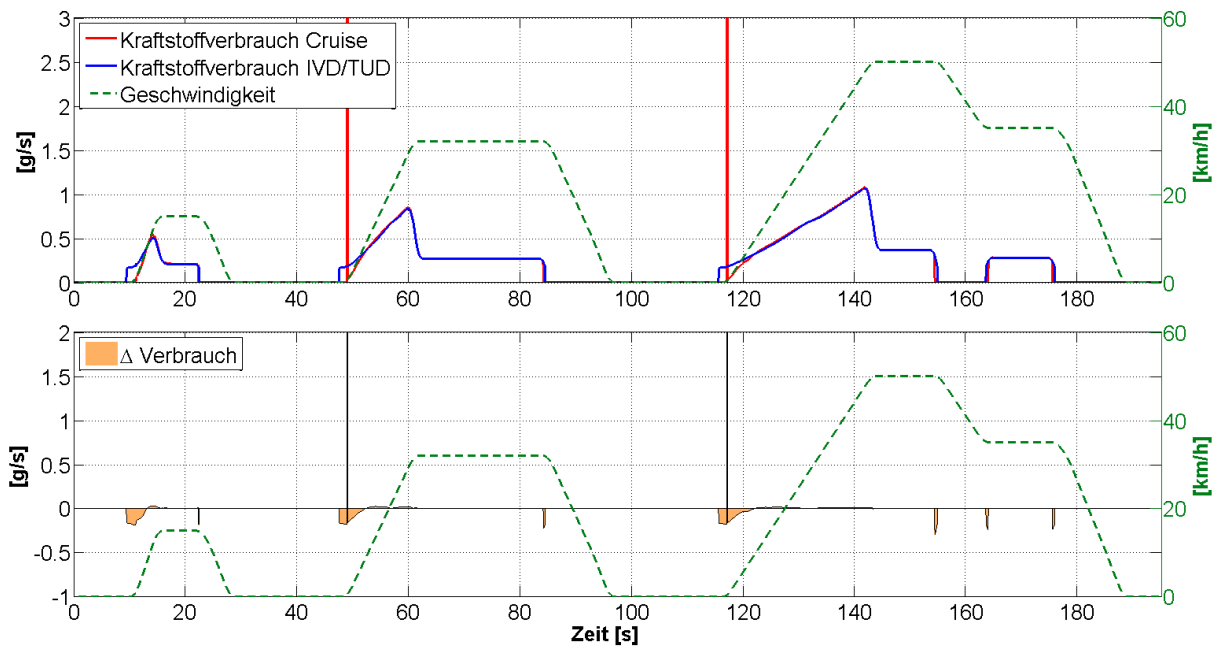


Abbildung 4.12: Verbrauchsvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell ECE

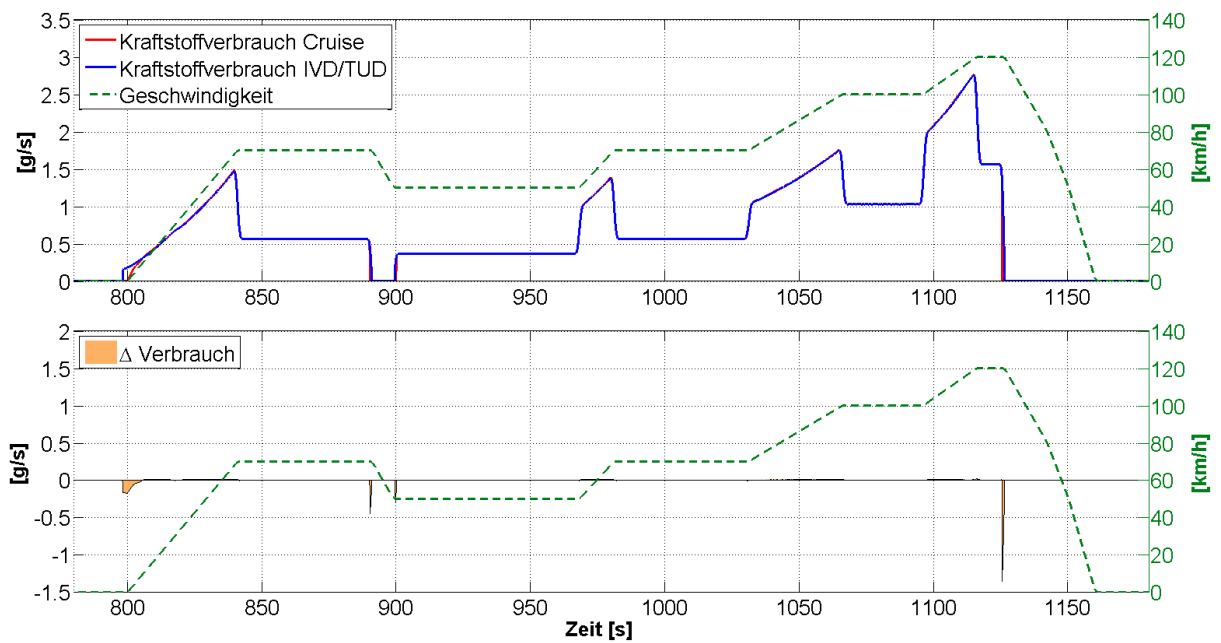


Abbildung 4.13: Verbrauchsvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell EUDC

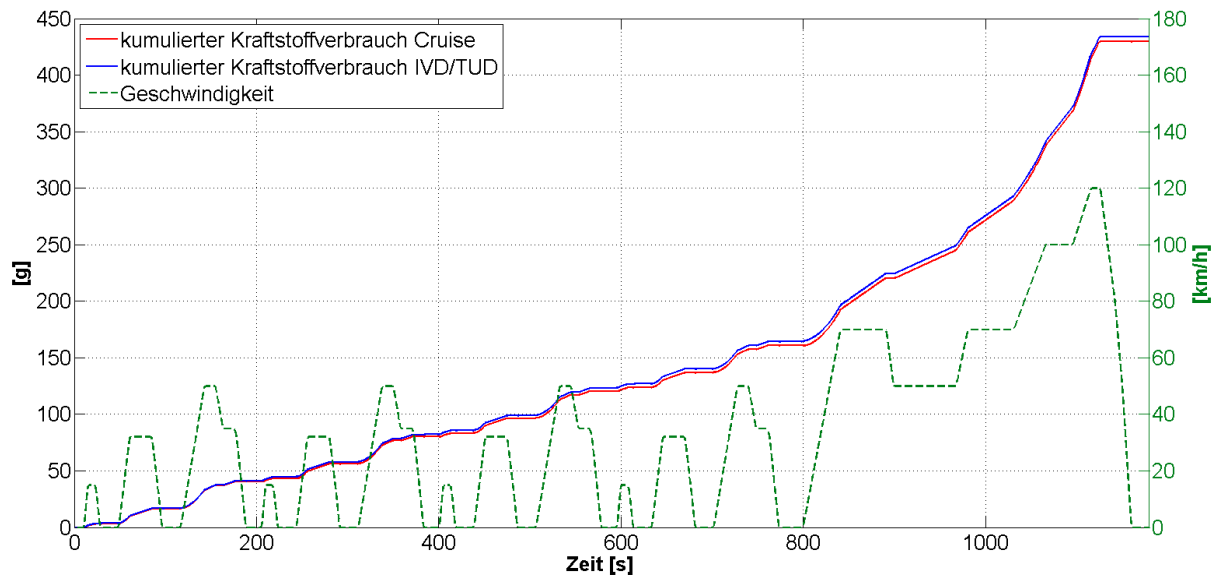


Abbildung 4.14: Vergleich kumulierter Verbrauch CRUISE - IVD/TUD-Modell

4.2 Vergleich mit Messfahrt

Wie am Anfang des Kapitels bereits erwähnt wurde, ist die quasi-stationäre Rechnung aufgrund ihrer Eigenschaften für das Nachfahren von Messfahrten besonders gut geeignet. Auf Basis der quasi-stationären Rechnung und durch Implementierung einer gesteuerten Betriebsstrategie könnte eine Evaluierung der Bedatung der einzelnen Fahrzeugkomponenten durchgeführt werden. Wie jedoch der Vergleich mit dem IVD/TUD-Modell zeigt, bringt die quasi-stationäre Rechnung aufgrund der zeitversetzten Berechnung Probleme mit sich, die im Folgenden untersucht werden.

4.2.1 Anfahrmodellierung

Wie in Kapitel 4.1.1 dargestellt, ist die Abbildung eines korrekten Anfahrverhaltens aufgrund der zeitversetzten Kupplungsbetätigung nicht möglich. Da diese Problematik auch bei dem hier betrachteten Vergleich nicht verhindert werden kann, könnte dieser nur ohne Betrachtung der Anfahrvorgänge erfolgen.

4.2.2 Schwingungen bei Übersetzungsänderungen

Durch einen geeigneten Lösungsansatz (siehe Kapitel 4.1.2) konnten Schwingungen bei Übersetzungsänderungen vermieden werden. Da jedoch die zeitversetzte Berechnung selbst nicht verhindert werden kann, treten bei spontanen Leistungsänderungen Drehmomentspitzen auf. Diese spontanen Leistungsänderungen sind auf das exakt nachgefahrte Normprofil zurückzuführen. Vergleicht man jedoch einen realen Geschwindigkeitsverlauf mit dem Normverlauf, so kann man erkennen, dass der reale Geschwindigkeitsverlauf keine, dem Normverlauf vergleichbaren Ecken besitzt (Abbildung 4.15). Wie schon in Kapitel 4.1.2 beschrieben, können somit auch hier Drehmomentspitzen durch Vermeidung von spontanen Leistungsänderungen verhindert werden.

4.2.3 Implementierung der Hybridstrategie

Aufgrund der Eigenschaften der quasi-stationären Rechnung ist die Implementierung einer geregelten Betriebsstrategie nicht möglich. Die Implementierung der in Kapitel 3.3.2 beschriebenen Vorsteuerung, welche sich für den vorliegenden Vergleich als zielführend erweisen würde, ist zwar grundsätzlich denkbar, allerdings führen die verwendeten *Functions* wiederum zu einem zeitlichen Verzug diverser Signale und somit zu den bereits bekannten Problemen.

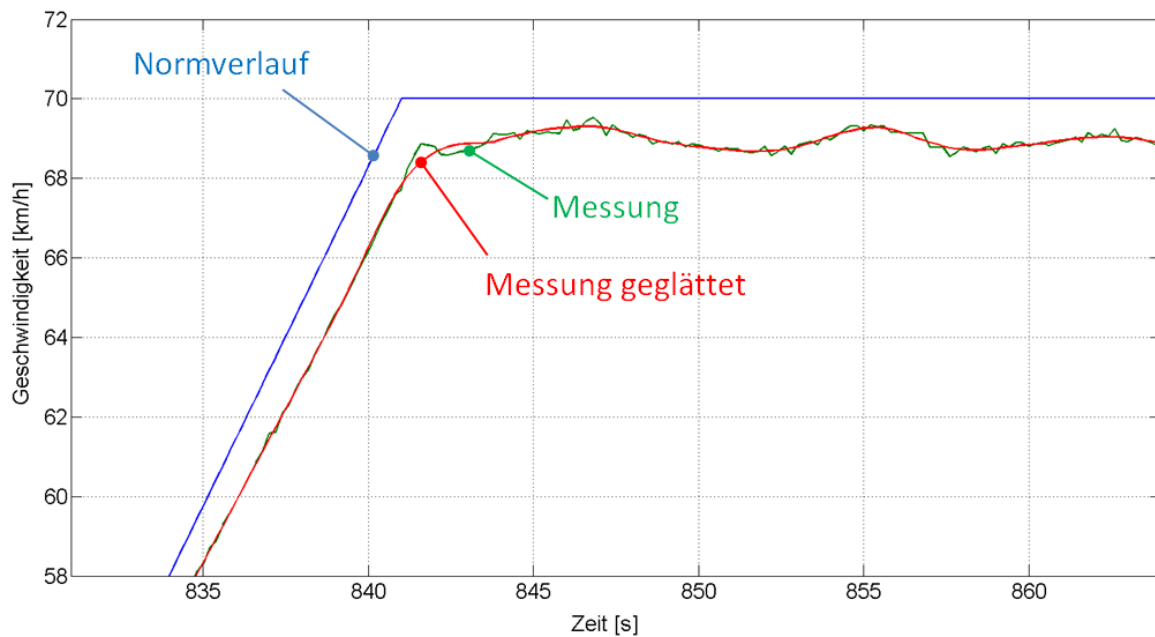


Abbildung 4.15: Geschwindigkeitsvergleich: Normverlauf und Messung

4.2.4 Ergebnisse

Da die Probleme der Anfahrmodellierung nicht verhindert werden konnten und bei der Implementierung der Hybridstrategie *Vorsteuerung* aufgrund des auftretenden Zeitversatzes wiederum Probleme zu erwarten gewesen wären, wurde auf die Durchführung des Vergleiches verzichtet.

4.3 Fazit quasi-stationäre Rechnung

Die quasi-stationäre Rechnung bringt mit ihren Eigenschaften für grundlegende Untersuchungen und für Abschätzungen gewisser Tendenzen Vorteile mit sich. So können beispielsweise aufgrund des exakten Nachfahrens des Fahrprofils eventuelle, nicht vorhergesehene Einflüsse des Fahrverhaltens ausgeschlossen werden. Weiters können durch die etwas geringere Berechnungsdauer und der von CRUISE gebotenen Möglichkeit einer Matrix- oder Batchkalkulation, Einflüsse diverser Parameteränderungen effizient untersucht werden. Das exakte Nachfahren von Fahrprofilen bietet sich auch für einen Vergleich mit vorhandenen Messfahrten an. Mittels einer gesteuerten Betriebsstrategie (siehe auch Kapitel 3.3.2) wäre ein durchaus guter Vergleich von Messung zu Rechnung möglich und somit die Qualität der Fahrzeugparametrisierung abschätzbar. Auf Basis dieser Abschätzung könnten eventuelle Anpassungen durchgeführt und somit die Parametrisierung der Fahrzeugkomponenten optimiert werden.

Leider kommt es mit dem aktuell eingesetzten Lösungsalgorithmus aufgrund der Aufrufenfolge zu einem zeitlichen Verzug diverser Signale. Dies führt zu Schwingungen, welche nur durch unkonventionelle Lösungsvarianten teilweise verhindert werden können. Der Zeitversatz selbst ist jedoch durch den Anwender nicht verhinderbar. So konnte beispielsweise auch kein korrektes Anfahrverhalten erreicht werden.

Der zeitliche Verzug einzelner Signale wurde vom CRUISE-Supportteam der AVL bestätigt. Ein Lösungsansatz wird AVL-intern erarbeitet und in einer der folgenden Releases veröffentlicht.

Im Rahmen der Diplomarbeit wurde die Untersuchung der quasi-stationären Rechnung an dieser Stelle beendet und zur Simulation übergegangen.

Kapitel 5

Ergebnisse Simulation

In diesem Kapitel wird unter Verwendung der Berechnungsmethode Simulation zuerst ein Vergleich mit dem IVD/TUD-Modell durchgeführt und danach eine Messfahrt mit Hilfe der Hybridstrategie *Vorsteuerung* simuliert. Dabei soll der erste Vergleich eine grundlegende Beurteilung der Berechnungsmethode ermöglichen. Die Simulation der Messfahrt soll letztendlich die Qualität der Fahrzeugmodellierung bewerten und die grundsätzliche Eignung des Programmes zur Berechnung von Messfahrten nachgewiesen werden.

Die Simulation beruht auf das sogenannten Ursache-Wirkung-Prinzip. Dabei handelt es sich um einen geschlossenen Regelkreis, in dem ein Fahrer als Geschwindigkeitsregler fungiert. Dies führt je nach Eigenschaften des Fahrers zu größeren oder kleineren Abweichungen der Istgeschwindigkeit gegenüber der Sollgeschwindigkeit, was in den folgenden Untersuchungen berücksichtigt werden muss.

5.1 Vergleich mit IVD/TUD-Modell

Um diesen Vergleich durchführen zu können, muss das gewünschte Geschwindigkeitsprofil – in unserem Fall wiederum der NEFZ – in CRUISE simuliert werden. Der daraus erhaltene Geschwindigkeitsverlauf wird im nächsten Schritt als Geschwindigkeitsvorgabe für das IVD/TUD-Modell herangezogen. Danach können die erhaltenen Ergebnisse miteinander verglichen werden.

Die CRUISE Fahrzeugmodellierung basiert auf die in Kapitel 3 durchgeführte Applikation. Die Ermittlung des Fahrers, welcher für den Vergleich herangezogen wurde, ist in Kapitel 3.4.4 beschrieben, wobei auch der Anfahrvorgang über den Fahrer (Cockpit) erfolgt.

5.1.1 Ergebnisse

Betrachtet man den **Leistungsvergleich** in Abbildung 5.1, kann grundsätzlich eine gute Übereinstimmung erkannt werden. Leistungsunterschiede während Anfahrvorgänge sind auf die unterschiedlichen Anfahrmodellierungen zurückzuführen. Im IVD/TUD-Modell

wurde dieser vereinfacht ohne Kupplung über ein unbegrenztes Übersetzungsverhältnis realisiert. In CRUISE findet der Anfahrvorgang korrekt über eine Kupplung statt und ist daher mit Verlusten behaftet, welche an dieser Stelle zu einem höheren Leistungsbedarf führen. Die während Verzögerungsphasen auftretenden Leistungsunterschiede sind wiederum auf unterschiedliche Betrachtungsweisen zurückzuführen. CRUISE zeigt einen negativen Leistungsverlauf entsprechend der Schleppleistung (im eingekuppelten Zustand) und null im ausgekuppelten Zustand. Betrachtet wird demnach die momentan über die Kurbelwelle fließende Leistung. Im IVD/TUD-Modell wird hingegen jener Leistungsverlauf an der Kurbelwelle gezeigt, welcher aufgrund des Verzögerungsvorganges theoretisch an der Kurbelwelle auftreten würde. Diese Betrachtungsweise liegt darin begründet, weil mittels des IVD/TUD-Modells Rekuperationspotentiale an der Kurbelwelle berechnet wurden.

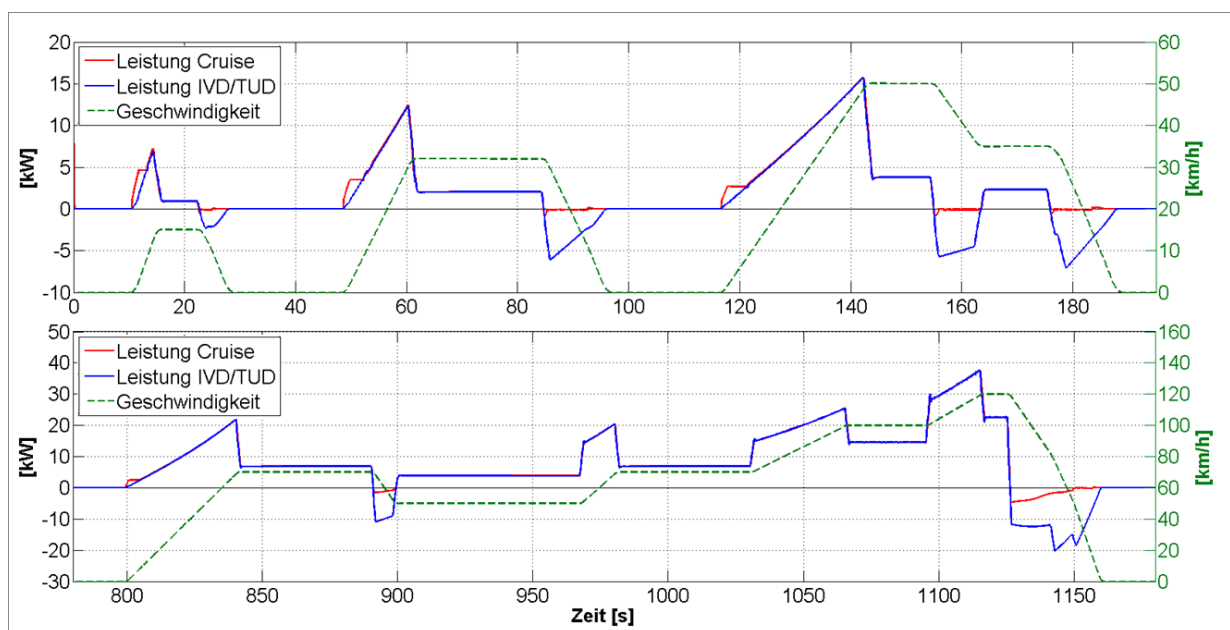


Abbildung 5.1: Leistungsvergleich CRUISE vs. IVD/TUD-Modell

Auch der **Drehzahlvergleich** (Abbildung 5.2) zeigt eine grundsätzlich gute Übereinstimmung. Deutlich sind jedoch die Drehzahlabweichungen während des Anfahrvorganges aufgrund der unterschiedlichen Modellierungsarten zu erkennen. Abweichungen während der Fahrzustandsübergänge sind auf die Berücksichtigung zeitlicher Aspekte in CRUISE zurückzuführen. Dies betrifft im Konkreten folgende Parameter des CVT-Getriebes:

- maximale Verstellgeschwindigkeit
- Load Signal Time Constant
- Velocity Time Constant

Abweichungen während den Verzögerungsphasen beruhen auf die Erreichung des maximalen Übersetzungsverhältnisses in CRUISE. Dadurch fällt die Drehzahl im eingekuppelten Zustand mit maximalem Übersetzungsverhältnis proportional der Fahrgeschwindigkeit ab.

Im IVD/TUD-Modell ist das Übersetzungsverhältnis nicht begrenzt, wodurch sich die Soll-drehzahl sofort einstellen kann.

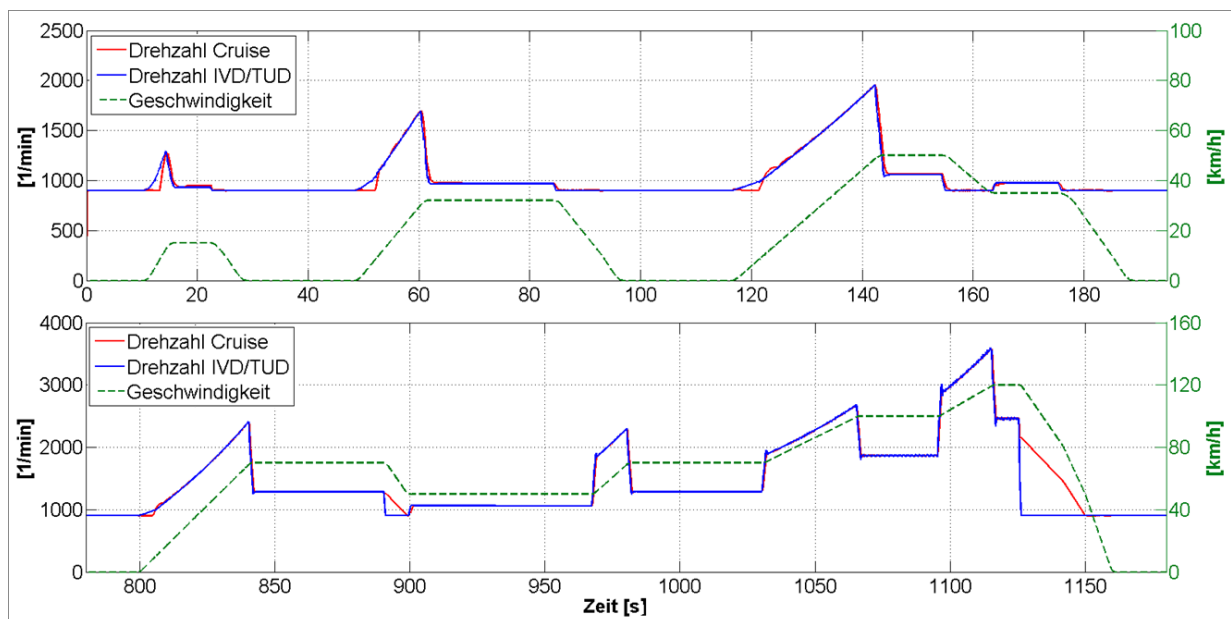


Abbildung 5.2: Drehzahlvergleich CRUISE vs. IVD/TUD-Modell

Der **Vergleich des momentanen Kraftstoffverbrauchs** (Abbildungen 5.3 und 5.4) zeigt die, aufgrund der vorhin genannten Abweichungen, während des Anfahr- und Verzögerungsphasen auftretenden Verbrauchsunterschiede. Abweichungen während Verzögerungsphasen haben keinen Einfluss, da hier die Schubabschaltung aktiv ist.

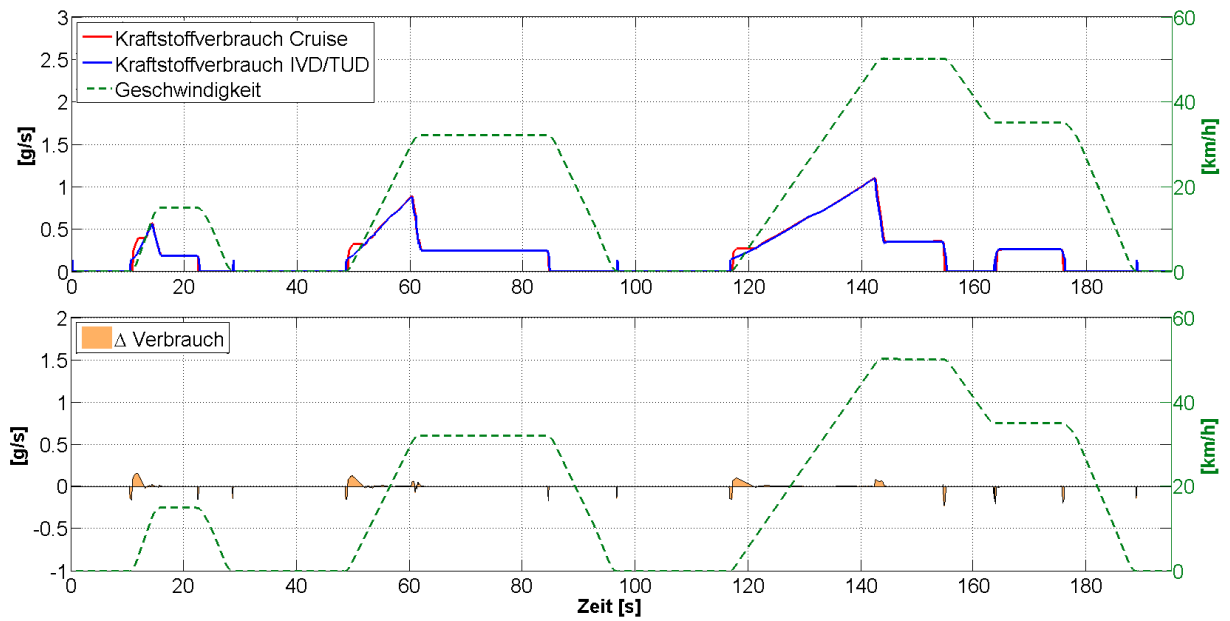


Abbildung 5.3: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs CRUISE vs. IVD/TUD-Modell im ECE

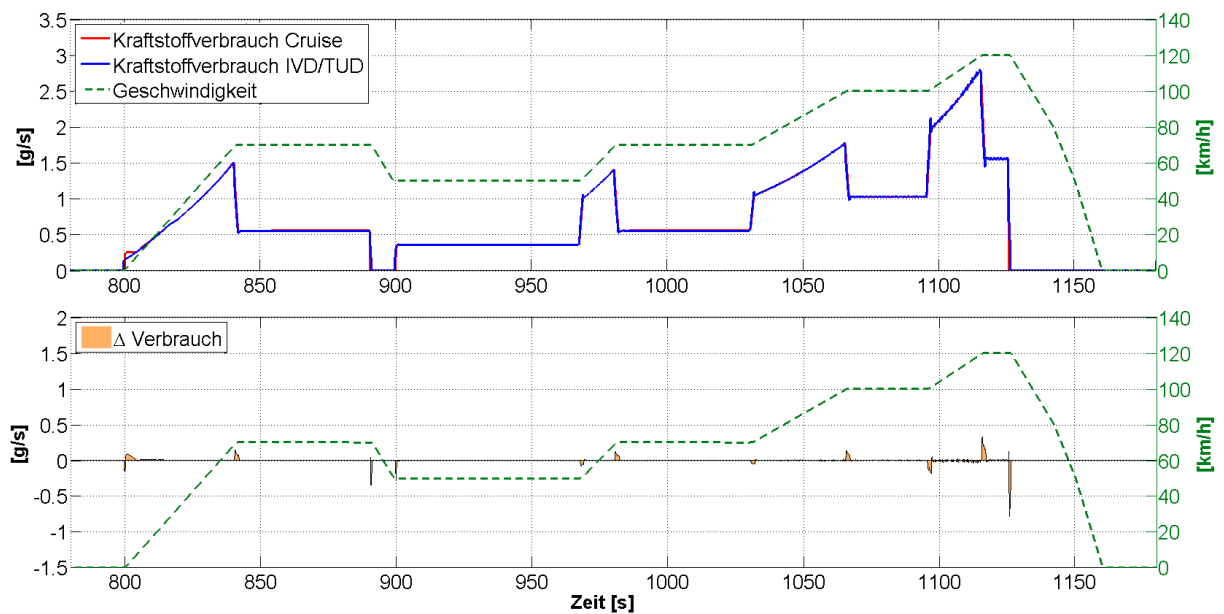


Abbildung 5.4: Vergleich des Kraftstoffverbrauchs CRUISE vs. IVD/TUD-Modell im EUDC

Bei Betrachtung des **kumulierten Kraftstoffverbrauchs** kann eine Abweichung von weniger als 1% beobachtet werden. Dieser ist, wie schon in der quasi-stationären Rechnung, hauptsächlich auf die unterschiedlichen Anfahrvorgänge zurückzuführen.

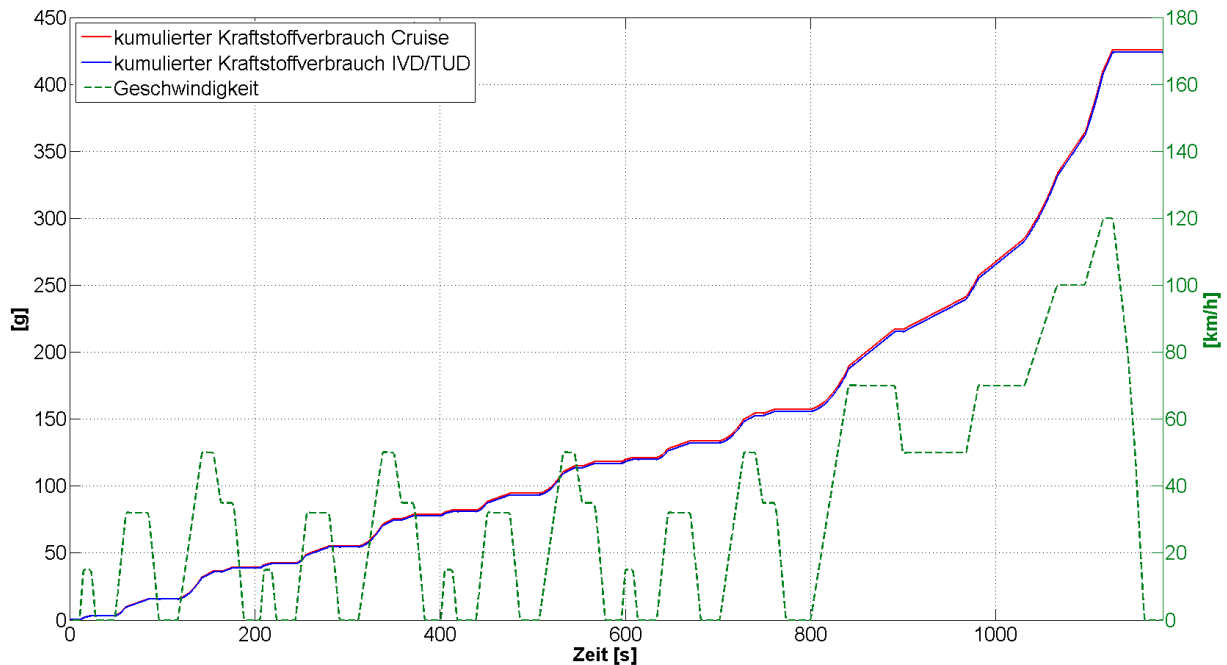


Abbildung 5.5: Vergleich kumulierter Kraftstoffverbrauch CRUISE vs. IVD/TUD-Modell

5.2 Vergleich mit Messfahrt

Mit dieser Untersuchung soll die Eignung des Programmes zur Simulation von Messfahrten sowie eine Bewertung der Qualität der Fahrzeugmodellierung durchgeführt werden. Dazu wurde ein aus vorhandenen Messdaten bekannter Geschwindigkeitsverlauf der Simulation als Eingangssignal zugrundegelegt und die Betriebsstrategie der E-Maschine über die sogenannte Vorsteuerungsstrategie (Siehe Kapitel 3.3.2) realisiert.

5.2.1 Beschreibung der vorhandenen Messdaten

Für die Durchführung des Vergleiches standen Messungen mit zwei verschiedenen Fahrzeugen zur Verfügung. Bei beiden Fahrzeugen handelt es sich um den in Kapitel 1.4 beschriebenen Honda Civic Hybrid, mit unterschiedlicher Zuladung an zwei verschiedenen Standorten vermessen. Die Messdaten wurden jeweils durch Auslesen der Engine Control Unit (ECU) über einen Digitalrechner erfasst und über eine Excel-Tabelle für diese Untersuchung zur Verfügung gestellt.

Fahrzeug A	Fahrzeug B
Zeit	
Drehzahl VKM	
Geschwindigkeit	
Drehmoment an Kurbelwelle (VKM + E-Maschine)	
State of Charge	Drehmoment der E – Maschine
Kraftstoffverbrauch	Schubabschaltung

Abbildung 5.6: Übersicht über vorhandene Messdaten

Wie in Abbildung 5.6 ersichtlich, waren von beiden Messfahrten Zeit, Geschwindigkeit und das Gesamtdrehmoment an der Kurbelwelle vorhanden. Bei Fahrzeug A wurde zusätzlich der Kraftstoffverbrauch und der Ladezustand der Batterie gemessen. Bei Fahrzeug B lagen zusätzliche Informationen über das Drehmoment der E-Maschine und über die Aktivierung der Schubabschaltung vor. Da zur Implementierung der Hybridstrategie *Vorsteuerung* Kenntnis über den Drehmomentverlauf der E-Maschine vorhanden sein musste, erwies sich hier die Auswahl von Fahrzeug B als zielführend. Zwar stellt der fehlende Kraftstoffverbrauch und Ladezustand der Batterie einen Nachteil dar, dies wurde jedoch für einen ersten Vergleich bewusst in Kauf genommen.

5.2.2 Glättung des gemessenen Geschwindigkeitsverlaufes

Die Geschwindigkeit wurde leider nur mit einer relativ groben Messauflösung von 1 km/h erfasst und zeigt aufgrund der digitalen Aufzeichnung einen diskreten Verlauf. Als Eingangssignal für die Simulation ist dieses ungeeignet und muss daher zuvor in ein brauchbares, kontinuierliches Signal umgewandelt werden. Dazu wurden zwei verschiedene Glättungsvarianten untersucht und hinsichtlich Beschleunigungsänderungen und Abweichung zum Messverlauf bewertet.

Die erste Glättungsvariante basiert auf einen Savitzky–Golay–Filter, der den Geschwindigkeitsverlauf über einen gewichteten Mittelwert glättet. Über den Matlabbefehl *sgolyfilt*¹ Bei der zweiten Variante handelt es sich um das von CRUISE zur Verfügung gestellte *Profile Improvement*, welches durch einen geeigneten Filter Ecken im Geschwindigkeitsprofil entfernt und somit zu einer Glättung des Verlaufes führt.

¹Eine genaue Beschreibung kann der Onlinehilfe von Matlab unter www.mathworks.com nachgelesen werden.

Vergleich der beiden Glättungsverfahren

Betrachtet man den Geschwindigkeitsverlauf (Abbildung 5.7, oben), so kann man erkennen, dass beide Varianten den Verlauf der Messung gut wiedergeben. Auch in der Abweichung zum Messverlauf (Abbildung 5.7, unten) unterscheiden sich die beiden Varianten nur gering. Bei Betrachtung der Geschwindigkeitsänderungen (Abbildung 5.7, Mitte) zeigt die Cruiseglättung einen harmonischeren Verlauf, weshalb diese in den folgenden Untersuchungen verwendet wurde.

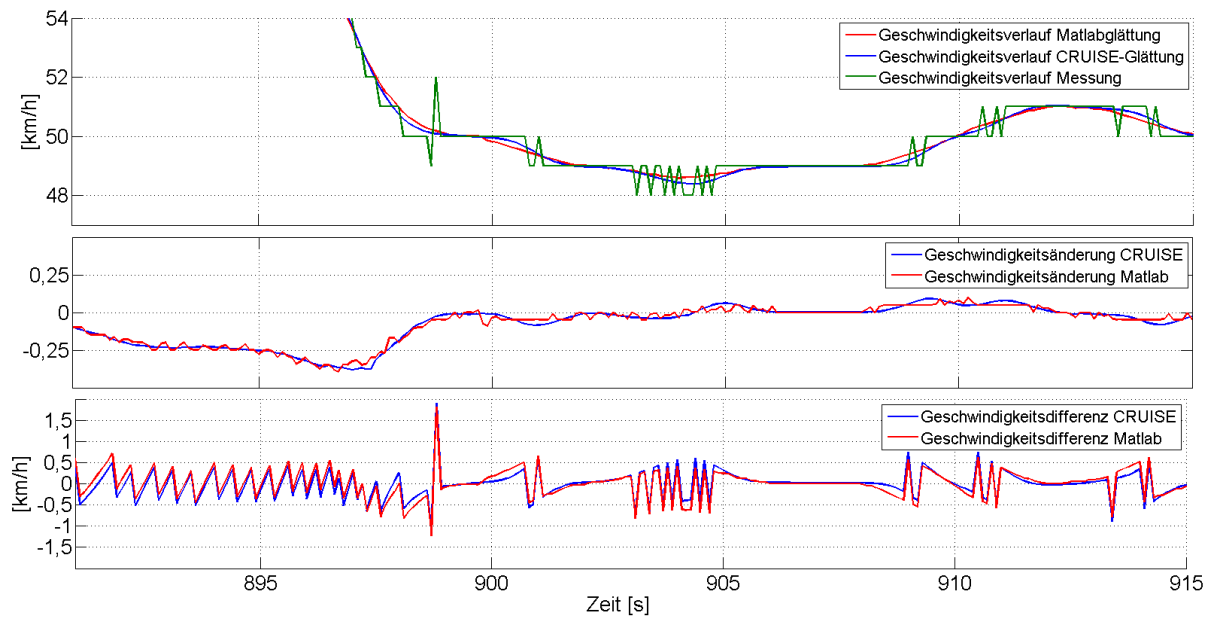


Abbildung 5.7: Vergleich der beiden Glättungsverfahren

In Abbildung 5.8 ist die Geschwindigkeitsabweichung aufgrund der Glättung für den gesamten Zyklus dargestellt. Die maximale Abweichung entspricht 1,99 km/h und wird während eines Verzögerungsvorganges bei Sekunde 224 erreicht.

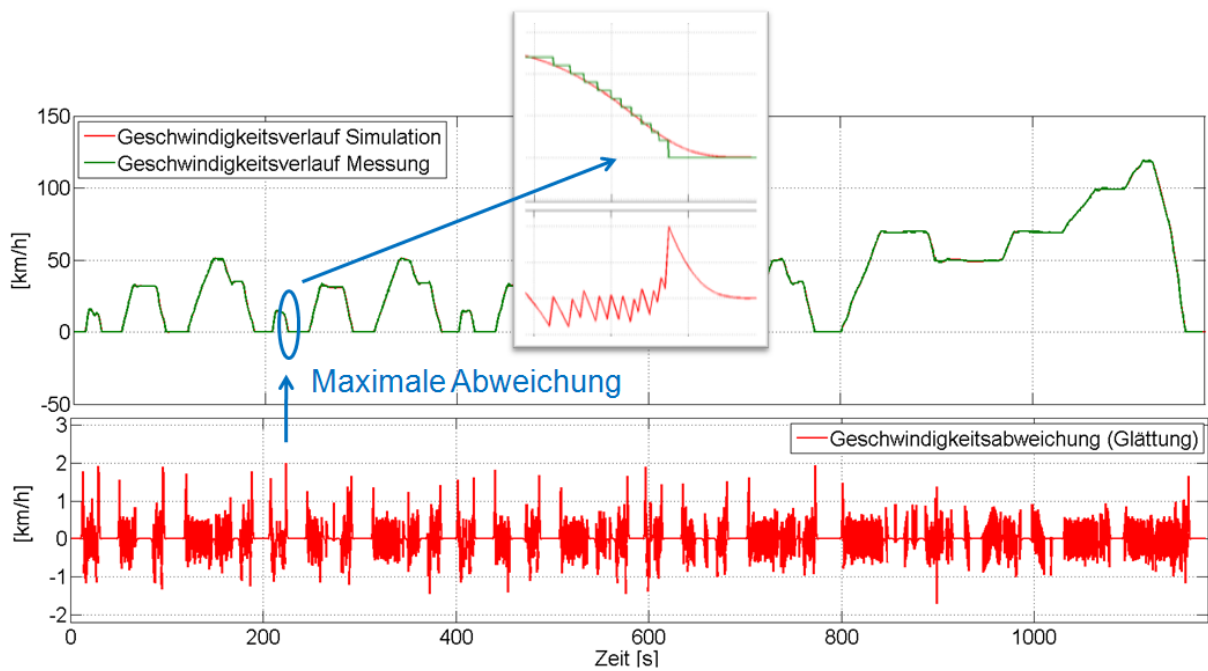


Abbildung 5.8: Geschwindigkeitsabweichung durch Glättung

5.2.3 Analyse des Fahrereinflusses

Im nächsten Schritt wurde der Einfluss des Fahrers auf den Geschwindigkeitsverlauf analysiert. Wie in Abbildung 5.9 ersichtlich, kann der Fahrer durch die in Kapitel 3.4 beschriebene dynamische Parametrisierung dem Geschwindigkeitsverlauf gut folgen. Die maximale Abweichung beträgt hier 0,13 km/h und tritt bei Sekunde 982 auf.

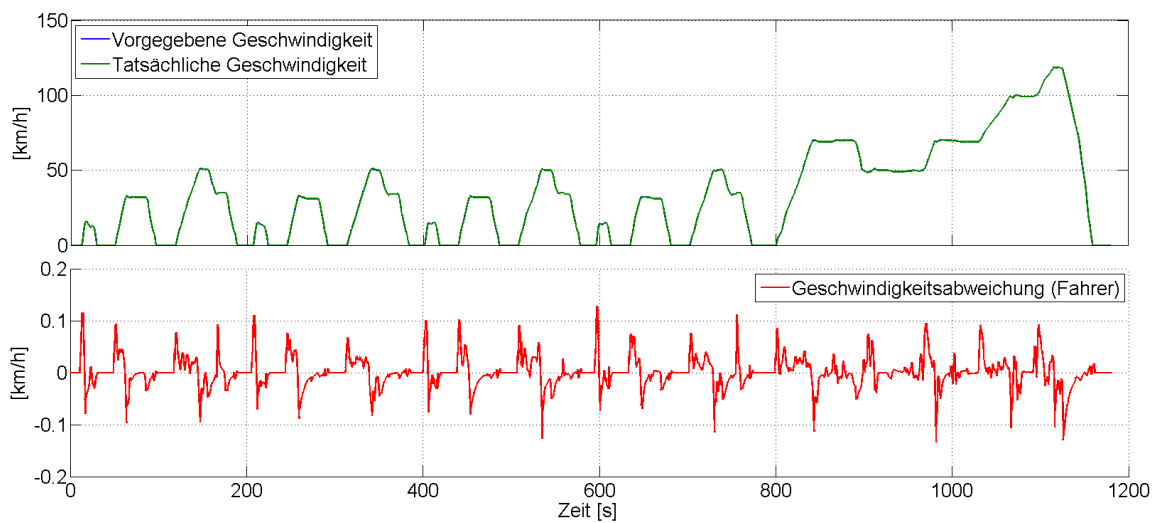


Abbildung 5.9: Geschwindigkeitsabweichung durch Fahrereinfluss

Die Gesamtabweichung der Simulationsgeschwindigkeit zur Messgeschwindigkeit setzt sich letztendlich aus der Summe der beiden Abweichungen (Fahrer und Glättung) zusammen. Das in Abbildung 5.10 dargestellte Ergebnis weicht aufgrund des geringen Fahrereinflusses kaum erkennbar von Abbildung 5.8 ab.

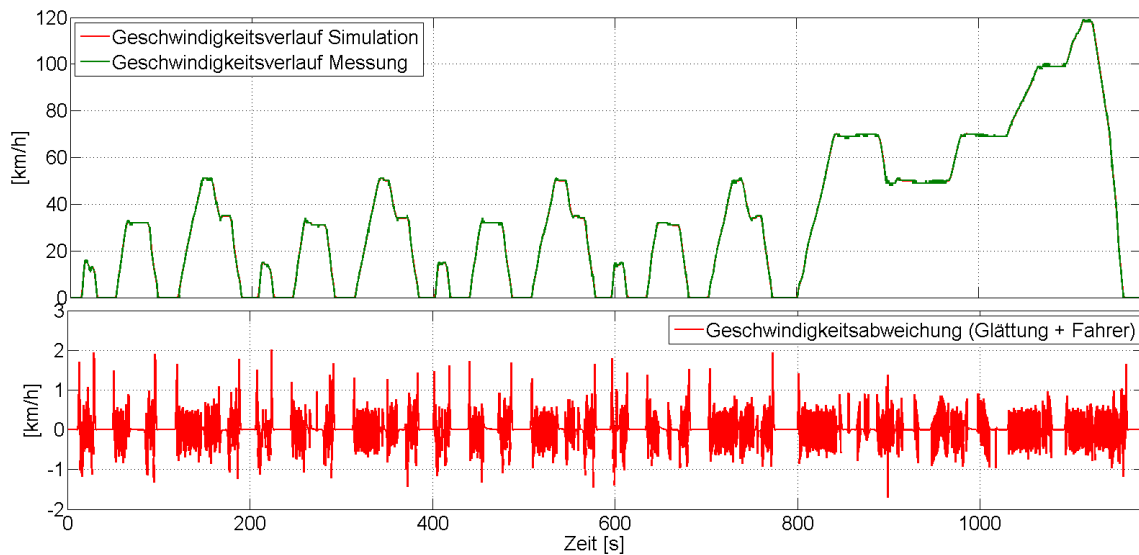


Abbildung 5.10: Gesamte Geschwindigkeitsabweichung

5.2.4 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Simulation mit den Messdaten verglichen und bewertet. Zu Beginn wird ein Vergleich der Leistung an der Kurbelwelle durchgeführt

und somit die Parametrisierung der Fahrwiderstände und der Wirkungsgrade bewertet. Danach erfolgt über eine Gegenüberstellung der Drehzahlen eine Bewertung der CVT-Betriebskennlinie. Abschließend wird ein Drehmomentvergleich und eine Analyse des Kraftstoffverbrauchs durchgeführt, wobei letzteres aufgrund der fehlenden Verbrauchsdaten aus der Messfahrt nur mittels veröffentlichten Angaben durchgeführt werden kann.

Leistungsvergleich an Kurbelwelle

Der Leistungsvergleich in Abbildung 5.11 zeigt die aufgrund der groben Messdatenerfassung und der vereinfachten Abbildung des CVT-Wirkungsgrades zu erwartenden Abweichungen. Differenzen während Verzögerungsphasen im ersten ECE-Hügel (Bereich um Sekunde 20 und 30) sind auf den folgenden Sachverhalt zurückzuführen:

Der negative Leistungsverlauf der Messung resultiert aus dem Schlepptomment der Verbrennungskraftmaschine. Die gemessene Schubabschaltung (Dieses Signal wird auch der Simulation vorgegeben.) ist zu diesem Zeitpunkt jedoch nicht aktiv, sodass in der Simulation an dieser Stelle die VKM nicht geschleppt wird. Die Verzögerung wird hier durch Bremsung realisiert.

Eine fehlerhafte Bedatung der Parameter, welche den Fahrwiderstand beeinflussen, kann nicht erkannt werden.

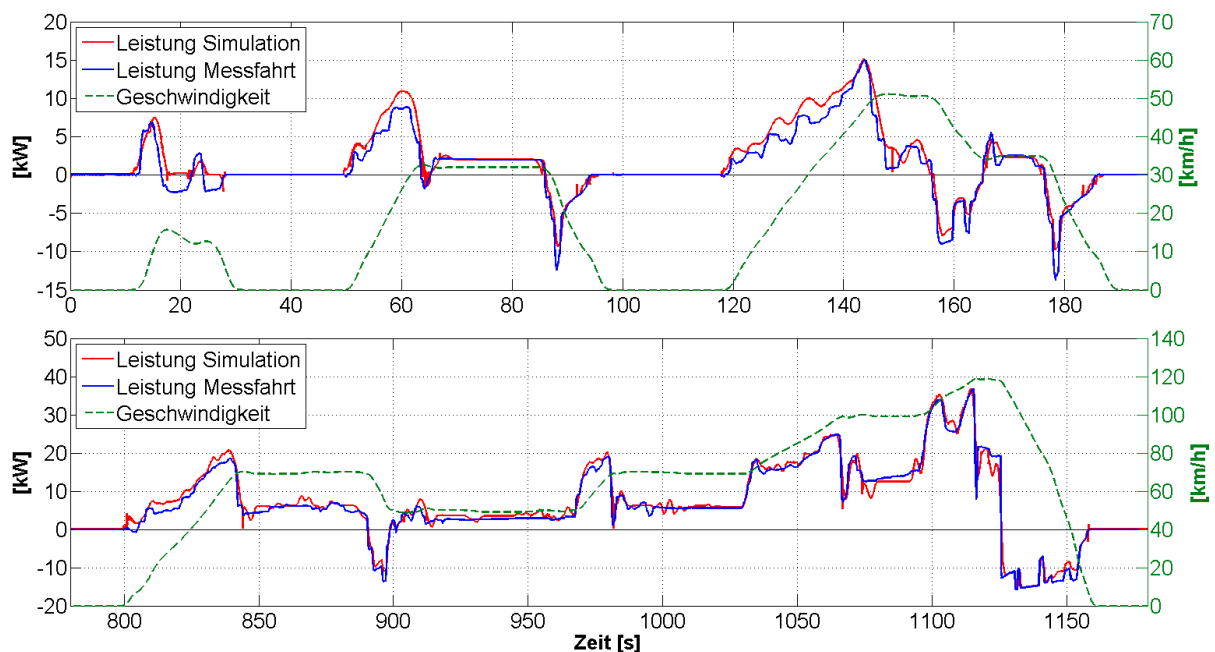


Abbildung 5.11: Leistungsvergleich Simulation vs. Messung

Drehzahlvergleich

Durch Betrachtung des Drehzahlvergleichs (Abbildung 5.12) kann unter Berücksichtigung der Leistungsunterschiede die Abbildung der CVT-Betriebsstrategie auf Basis der vereinfachten Betriebskennlinie bewertet werden. Hier ist in den Phasen mit guter Leistungsübereinstimmung eine gute Abbildung zu erkennen. Durch Betrachtung der Drehzahlen während Stillstandsphasen kann die aufgrund Zeitmangel fehlende Start/Stop-Modellierung in der Simulation erkannt werden. Weiters treten durch die vereinfachte Abbildung der Kupplung Drehzahlunterschiede während der Anfahrvorgänge auf (Sekunde 12-16, 50-55, 118-122). Hier werden in der Messfahrt deutlich höhere Drehzahlen erreicht.

Betrachtet man den Drehzahlverlauf der Messung während Verzögerungsphasen, ist ein weiteres interessantes Verhalten zu erkennen. Zu Beginn der Rekuperationsphasen ist eine erhöhte Abweichung zwischen Messung und Rechnung zu erkennen (Sekunde 85-95, 155-165). Die Ursache dürfte hier in der Instationärstrategie des realen CVT-Getriebe liegen. Diese Eigenschaft wurde in der Modellierung nicht abgebildet, weshalb es hier auch zu Abweichungen kommt.

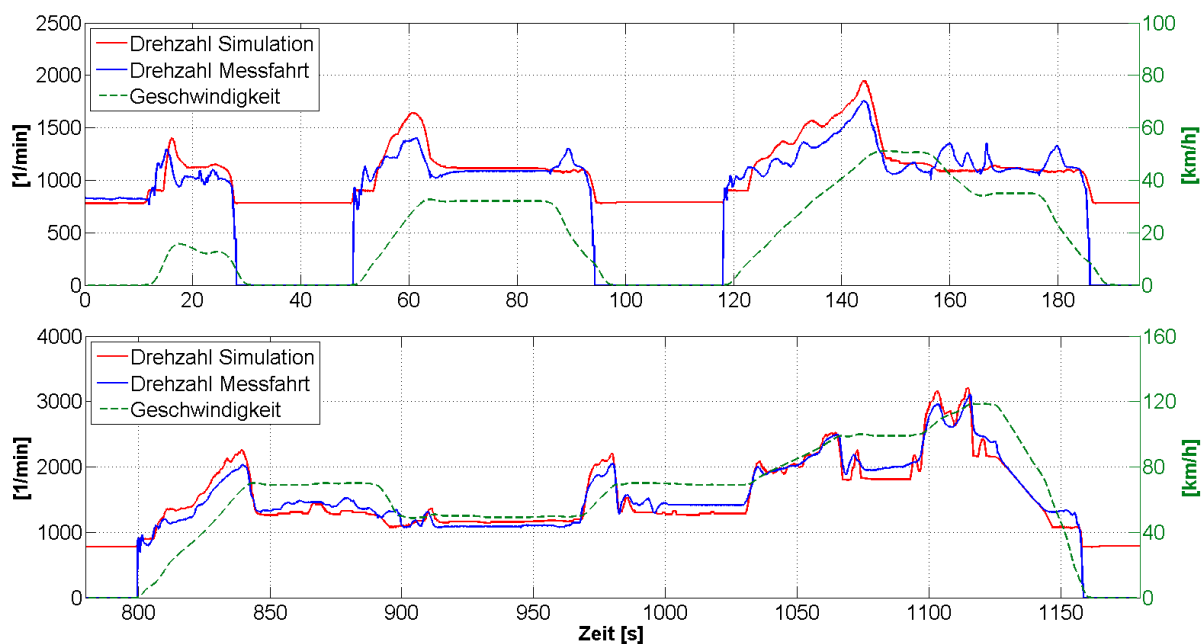


Abbildung 5.12: Drehzahlvergleich Simulation vs. Messung

Drehmomentvergleich E-Maschine

Wie in Kapitel 3.3.2 beschrieben werden die Betriebspunkte der E-Maschine über die Vorsteuerungsstrategie vorgegeben. Durch Betrachtung von Abbildung 5.13 kann man erkennen, dass das vorgegebene Drehmoment der E-Maschine bis auf wenige Ausnahmen

durchgehend eingehalten werden kann. Abweichungen ergeben sich, wenn das vom Zyklus geforderte Drehmoment geringer als die Drehmomentvorgabe der Vorsteuerung ist.

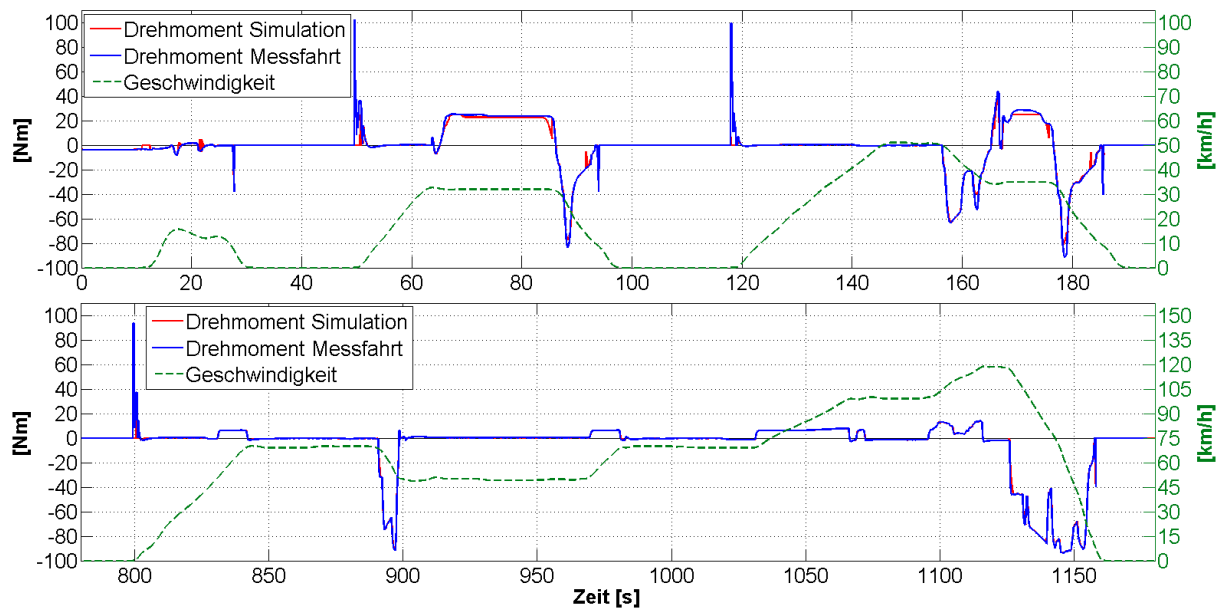


Abbildung 5.13: Drehmomentvergleich E-Maschine Simulation vs. Messung

Analyse des Kraftstoffverbrauchs

Da für die untersuchte Messfahrt keine Verbrauchswerte vorhanden waren, wurde an dieser Stelle der Vergleich mit veröffentlichten Verbrauchsangaben des Fahrzeuges durchgeführt. Laut [Honb] besitzt der Civic Hybrid folgende Verbrauchswerte:

- Städtisch = 5,2 l
- Außerstädtisch = 4,3 l
- Kombiniert = 4,6 l

Abbildung 5.14 zeigt den aus der Simulation erhaltenen kumulierten Kraftstoffverbrauch (Rot). Für den gesamten NEDC wurde ein Verbrauch von 0,56 Liter erreicht. Dies entspricht bei einer Gesamtstrecke von 10,714 km einen durchschnittlichen Verbrauch von 5,23 l/100km. Dieser Wert liegt etwas über den offiziellen Angaben des kombinierten Verbrauchs und ist unter anderem auf die nicht berücksichtigte Start/Stop Automatik zurückzuführen. Wird eine Start/Stop-Automatik während Stillstandsphasen berücksichtigt (Abbildung 5.14, Blau), ergibt die Simulation einen Verbrauchswert von 0,513 l, woraus ein durchschnittlicher Verbrauch von 4,79 l/100km resultiert.

Eine alleinige Betrachtung des kumulierten Kraftstoffverbrauchs beinhaltet allerdings die Problematik, dass sich eventuell ausgleichende Fehler nicht erkannt werden können. So könnte beispielsweise ein erhöhter Kraftstoffverbrauch bei höheren Leistungen durch einen niedrigeren Verbrauch bei niedrigeren Leistungspunkten kompensiert werden. Desweiteren muss hier auch das verwendete Verbrauchskennfeld berücksichtigt werden, welches nicht der Verbrennungskraftmaschine des Referenzfahrzeuges entspricht, sondern einen repräsentativen Querschnitt heutiger Motoren widerspiegelt. Aufgrund dieser Problematik haben die hier angestellten Vergleiche nur eine bedingte Aussagekraft.

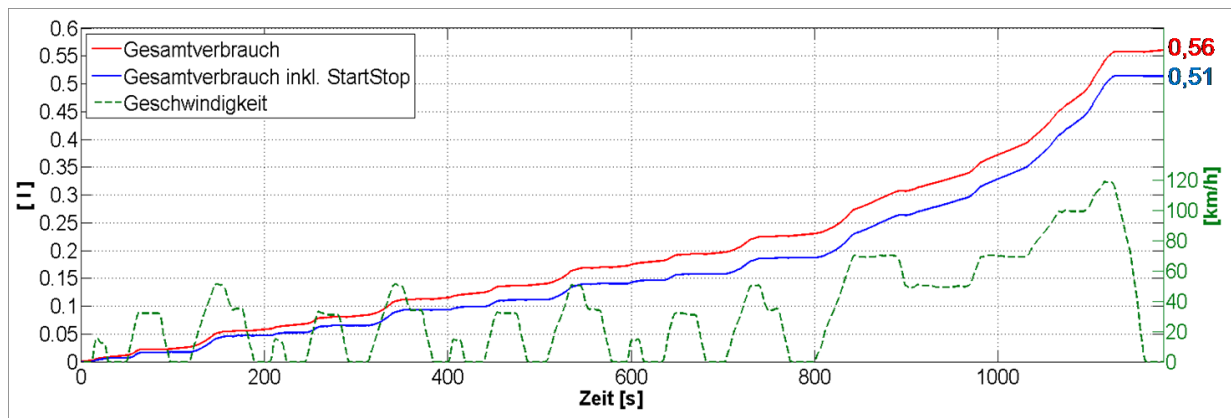


Abbildung 5.14: Kraftstoffverbrauch NEDC

Im Stadtzyklus (ECE) des NEFZ erreicht die Rechnung gegenüber der veröffentlichten Angaben einen niedrigeren Verbrauchswert. Dies ist unter anderem darauf zurückzuführen, dass die Simulation im Gegensatz zur Normvorgabe mit einer betriebswarmen Maschine durchgeführt wurde. Im Überlandzyklus (EUDC), ergab die Simulation einen höheren Verbrauchswert als die Vorgabe, was hauptsächlich auf die unterschiedlichen Motoren zurückzuführen ist (Siehe Abbildung 5.15).

Durchschnittlicher Kraftstoffverbrauch	Stadt (ECE)	Land (EUDC)	Kombiniert (NEDC)
Norm [Liter]	5,2	4,3	4,6
Simulation inkl. Start/Stop [Liter]	4,80	4,78	4,79

Abbildung 5.15: Verbrauchsvergleich Messung zu Rechnung

Der State of Charge

Abbildung 5.16 ist abschließend der Simulierte SOC–Verlauf und das E–Maschinen Drehmoment dargestellt. Leider sind auch hier keine Messdaten vorhanden, weshalb an dieser Stelle auch kein Vergleich durchgeführt werden kann. Durch eine Gegenüberstellung mit dem Drehmoment der E–Maschine und Betrachtung des Start- und Endwertes kann jedoch auf eine gute Abbildung geschlossen werden.

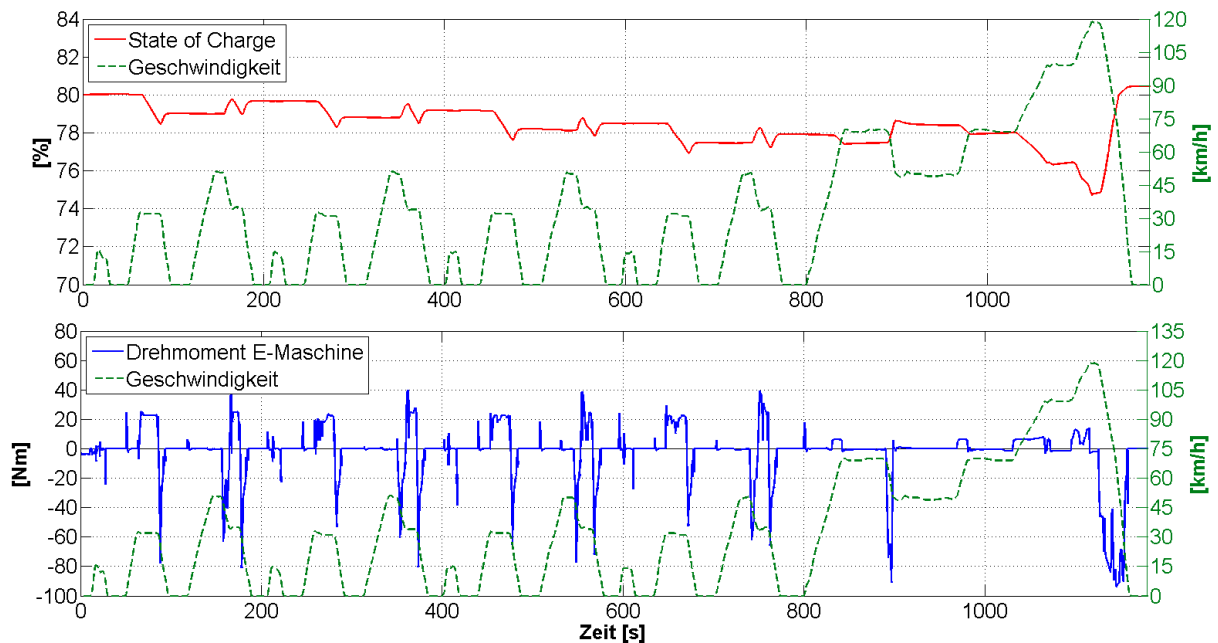


Abbildung 5.16: Simulierter SOC–Verlauf

Hier wäre im nächsten Schritt eine Energiebilanz möglich, wodurch die auftretenden Wirkungsgrade errechnet werden könnten. Dafür ist aber dann auch eine detaillierte Kenntnis vom Batteriesystem und der E–Maschine in ihrem stationären und instationären Betrieb nötig.

5.3 Fazit Simulation

Um die CRUISE–Simulation grundsätzlich beurteilen zu können, wurde mit Hilfe der Simulationsrechnung zuerst ein Vergleich mit dem IVD/TUD–Modell durchgeführt. Dabei konnte eine gute Übereinstimmung der beiden Simulationsprogramme erkannt und unerwartete Abweichungen ausgeschlossen werden. Es traten zwar an manchen Stellen – insbesondere während Verzögerungs- und Anfahrvorgängen – Unstimmigkeiten auf, diese konnten jedoch, entweder durch eine unterschiedliche Betrachtungsweise oder durch eine differente Modellierung, erklärt werden.

Im nächsten Schritt wurde die Simulation einer Messfahrt durchgeführt. Dazu musste zuerst der nur mit grober Messauflösung zur Verfügung stehende gemessene Geschwindigkeitsverlauf geglättet werden, was mittels zweier unterschiedlicher Verfahren durchgeführt wurde:

- Savitzky–Golay–Filter in Matlab
- Profile Improvement in CRUISE

Hier konnte sich durch Auswertung der Beschleunigungsänderungen und Geschwindigkeitsabweichung zum Messverlauf die Variante Profile Improvement durchsetzen. Die durchschnittliche Abweichung im Geschwindigkeitsverlauf entspricht in etwa 0,5 km/h, wobei die maximale Abweichung während eines Verzögerungsvorganges bei Übergang in den Stillstand auftritt.

Als nächstes wurde der Einfluss des Fahrers analysiert. Durch die in Kapitel 3.4 durchgeführte dynamische Fahrerparametrisierung ist dieser sehr gering. Die maximale Abweichung von der Vorgabegeschwindigkeit beträgt 0,13 km/h. Eine weitere Verringerung konnte aufgrund von Schwingungen nicht erreicht werden.

Unter Verwendung der Hybridstrategie Vorsteuerung ergaben sich im Vergleich zur Messfahrt folgende Ergebnisse:

Der Vergleich der Leistungen an der Kurbelwelle zeigte insbesondere bei höheren Lasten eine gute Übereinstimmung. Die auftretenden Abweichungen sind großteils auf die Abweichung im Geschwindigkeitsprofil und auf die vereinfachte Abbildung des CVT–Wirkungsgrades zurückzuführen, welche sich insbesondere bei niedrigeren Lasten verstärkt auswirken.

Bis auf die durch die fehlende Start/Stop Modellierung auftretenden Abweichungen während Stillstandsphasen sind im Drehzahlvergleich keine großen Abweichungen erkennbar. Auch der Drehmomentvergleich der E–Maschine zeigt, dass das vorgegebene Drehmoment nahezu über den gesamten Zyklus eingehalten werden kann.

Aufgrund der fehlenden Messdaten hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, wurde abschließend der simulierte Verbrauch mit offiziellen Angaben verglichen. Dabei konnten keine groben Abweichungen erkannt werden.

Die Eignung der Simulation zur Auswertung von Messfahrten kann hier bestätigt werden. Die Unterschiede in den Ergebnissen sind einerseits auf die Ungenauigkeit der Messdaten (Geschwindigkeitsverlauf) und andererseits auf Vereinfachungen in der Parametrisierung zurückzuführen. Eine verfeinerte Abbildung des Anfahrvorganges, der CVT–Betriebsstrategie und des CVT–Wirkungsgrades würde zu einer deutlichen Verbesserung der Ergebnisse führen.

Kapitel 6

Erfahrungen mit Software allgemein

Im vorliegenden Kapitel werden allgemeine Erkenntnisse bzw. Erfahrungen, welche mit der Software CRUISE (Version 2009) im Rahmen der Diplomarbeit gemacht wurden, diskutiert.

6.1 Bewertung der Fahrermodellierung

Die durchgeführte Fahrermodellierung über die Parameter des PID-Reglers erwies sich als äußerst schwierig (Siehe Kapitel 3.4). Hier würde eine Parametrisierung über physikalische Kenngrößen wie beispielsweise der maximalen Beschleunigung in Längs- und Querrichtung (g-g-Diagramm) die Fahrermodellierung erheblich erleichtern.

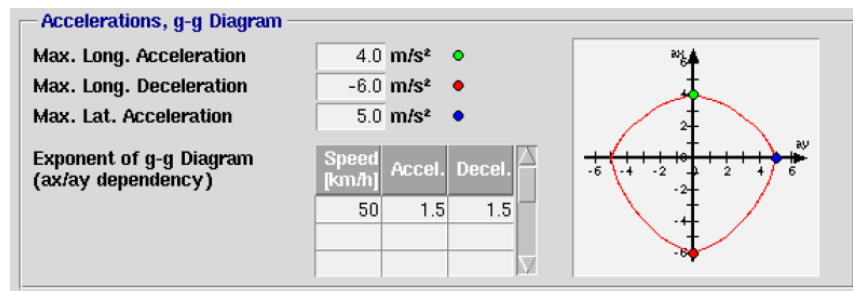


Abbildung 6.1: Fahrermodellierung über maximale Beschleunigung [IPG09]

Abbildung 6.1 zeigt beispielhaft einen Ausschnitt der Fahrermodellierung aus dem Fahr- dynamik Simulationsprogramm InMotion, in dem eine physikalische Fahrerparametrisierung umgesetzt wurde.

6.2 Kommunikationsprobleme bei Matlabschnittstellen

Bei Implementierung benutzerdefinierter Funktionen auf Basis einer Matlab API-Schnittstelle, konnten Kommunikationsprobleme erkannt werden.

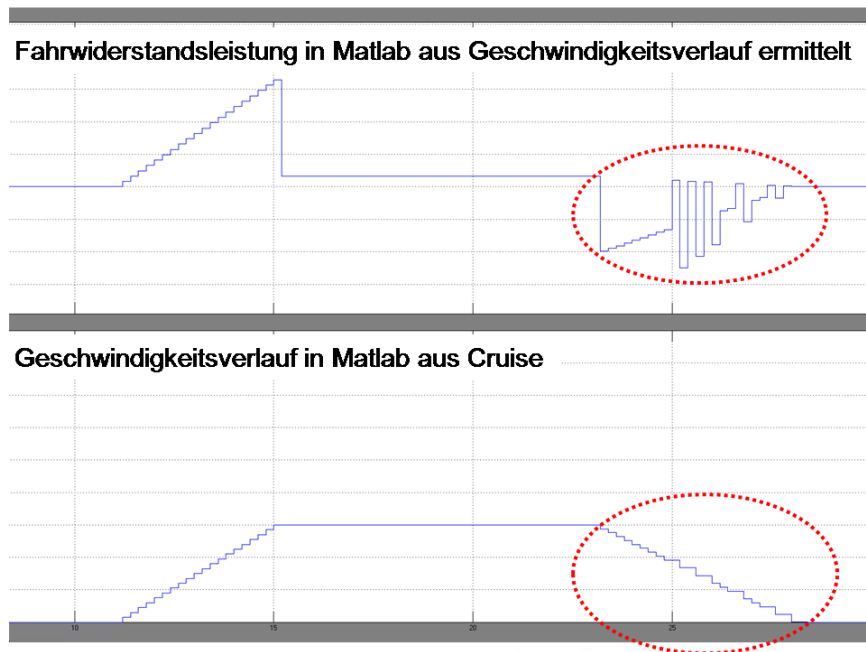


Abbildung 6.2: Kommunikationsproblem CRUISE–Matlab; Auswirkungen Matlab

In Abbildung 6.2 sind zwei Signalverläufe einer Matlab Co-Simulation beispielhaft dargestellt, wobei der untere Verlauf den von CRUISE an Matlab übergebenen Geschwindigkeitsverlauf darstellt. Die zeitdiskrete Übergabe der Geschwindigkeitswerte, welche in der vorliegenden Abbildung in Zehntelsekundenschritten erfolgt, ist deutlich zu erkennen. Während die Übergabe beim Beschleunigungsvorgang noch fehlerfrei durchgeführt wird, kann beim Verzögerungsvorgang ein ungleichmäßiger Verlauf erkannt werden. Dies ist laut AVL auf folgenden Sachverhalt zurückzuführen:

Da CRUISE und Matlab unabhängig voneinander rechnen, muss die Zusammenarbeit zwischen den beiden Programmen koordiniert werden. Dabei ruft CRUISE Matlab auf und gibt die Zeit bis zu der Matlab rechnen soll vor. Diese Zeit wird jedoch nicht immer genau eingehalten. So kann es vorkommen, dass Matlab einen Zeitschritt rechnet, während CRUISE zwei Zeitschritte ausführt. In diesem Fall bekommt Matlab zweimal den selben Wert, was zu dem während der Verzögerungsphase erkennbaren ungleichmäßigen Verlauf führt.

Wird beispielsweise, wie in Abbildung 6.2 dargestellt, die Fahrwiderstandsleistung aus dem Geschwindigkeitsverlauf errechnet, führt dies zu starken Abweichungen im Ergebnis, da die Beschleunigung zu diesen Zeitschritten null ist. Werden die Daten an CRUISE

zurückgegeben, erhält man auch dort erwartungsgemäß das selbe Ergebnis (Abbildung 6.3).

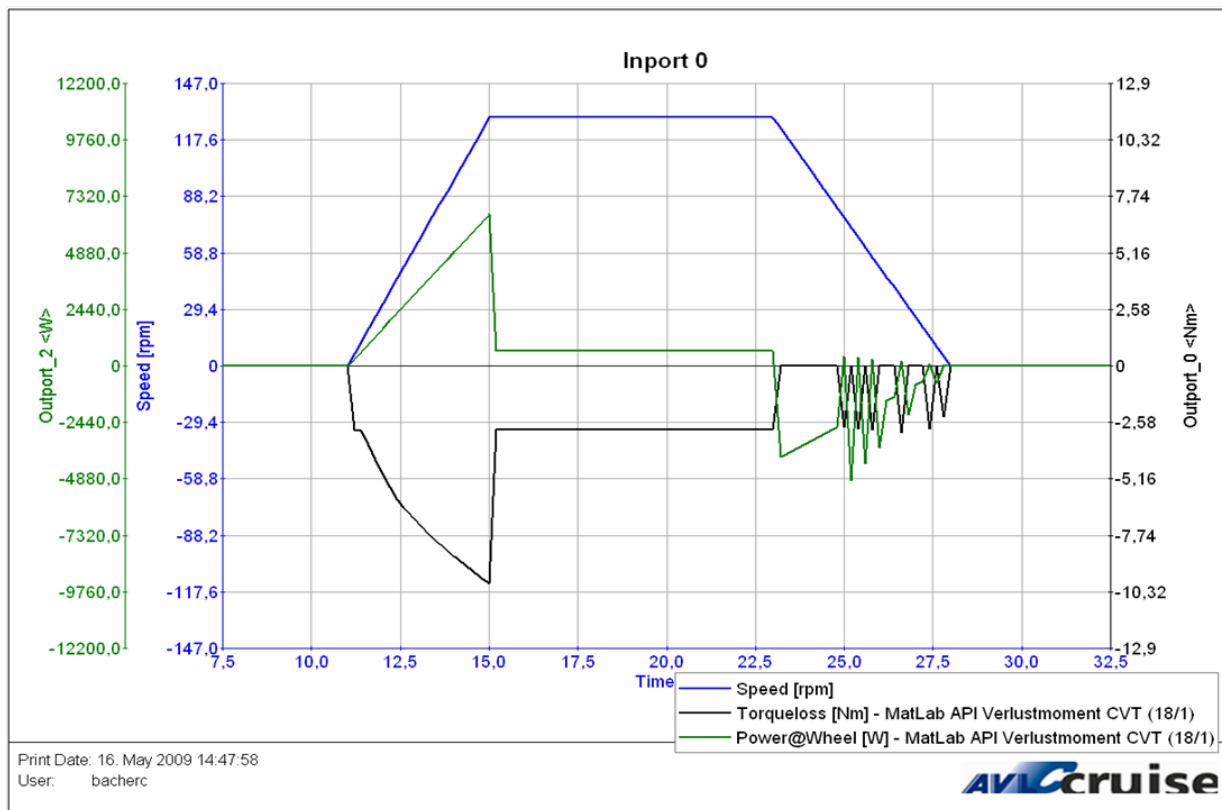


Abbildung 6.3: Kommunikationsproblem CRUISE–Matlab; Auswirkungen CRUISE

Lösungsansatz

Leider ist für die quasi-stationäre Rechnung keine Lösung des Problems bekannt. Im Falle der Simulation kann die Problematik laut AVL über folgende Einstellungen umgangen werden:

Im beiden Programmen, sowohl in Matlab als auch in CRUISE, müssen *Fixed Step Solver* eingestellt werden. In CRUISE sind das die Solver *Simulation 3* bis *Simulation 5*. Desweiteren muss die Rechenschrittweite auf höchstens *1ms* eingestellt werden, was leider mit langen Rechenzeiten und einer großen Menge an Ergebnissen verbunden ist.

6.3 Zugriff auf eingetragene Daten und Kennfelder

Bei Implementierung benutzerdefinierter Funktionen, wie beispielsweise die Vorsteuerung (Kapitel 3.3.2), ist es teilweise nötig, auf bereits im Programm vorhandene Kennfelder oder

Daten zuzugreifen. Dies wird jedoch vom Programm nicht unterstützt, sodass Mehrfachimplementierungen notwendig sind, die das Programm unübersichtlich machen. Insbesondere bei mehreren Entwicklern kann dies zu Problemen führen.

6.4 Dokumentation

Die im Programmpaket enthaltene Dokumentation umfasst mehrere PDF-Dokumente, welche wie in Kapitel 2.3.2 beschrieben aufgerufen werden können:

- Primer
- User Guide
- Theory Manual
- Interfaces
- ...

Als Anwender benötigt man hauptsächlich die beiden Dokumente *User Guide* und *Theory Manual*, da in diesen der gesamte Programmaufbau inkl. Formeln beschrieben ist. Allerdings sind die meisten Informationen in den beiden Dokumenten doppelt vorhanden, was zu einer gewissen Unübersichtlichkeit führt. Hier würde eine genaue Abgrenzung oder Zusammenführung der Dokumente sicherlich nützlich sein.

Trotz des großen Umfangs der Dokumente, welcher letztlich auch ein wenig auf die doppelte Ausführung zurückzuführen ist, sucht man bestimmte Informationen oft vergeblich. Benötigt man beispielsweise Auskunft über die Berechnung des Lastsignals bei Hybridfahrzeugen, hilft einem die Dokumentation nicht weiter. Auch Informationen über die Modellierung des *Drivers B* sind etwas spärlich ausgeführt.

Hier würde eine Ergänzung der fehlenden Punkte und eine Vermeidung von doppelten Informationen die Dokumentation verbessern. Desweiteren könnte durch die Bereitstellung einer Online-Hilfe die Informationssuche erleichtert werden.

6.5 Zeitaufwand

Die Zeit spielt bei Bearbeitungen von Projekten eine zentrale Rolle. Aus diesem Grund soll hier mit Hilfe der in Abbildung 6.4 angeführten Tabelle ein Überblick über den jeweiligen Zeitaufwand der einzelnen Untersuchungen gegeben werden. Dieser kann jedoch nur bedingt als Richtwert für andere CRUISE-Projekte herangezogen werden, da mehrere Faktoren den Zeitaufwand stark beeinflussen:

Auftretende Probleme verursachen teilweise zeitintensive Untersuchungen. Deren Anzahl sind im Vorhinein jedoch nicht abschätzbar. Weiters wurden die im Rahmen der Untersuchungen auftretenden Probleme detailliert hinsichtlich ihrer Ursachen untersucht, was in den meisten Fällen dem Support-Team überlassen wird. Auch die Erstellung der benötigten Kennfelder bedarf teilweise einer größeren Zeitinvestition. Da deren Anzahl jedoch von der Modellierungstiefe abhängt, ist auch hier eine repräsentative Zeitabschätzung schwierig.

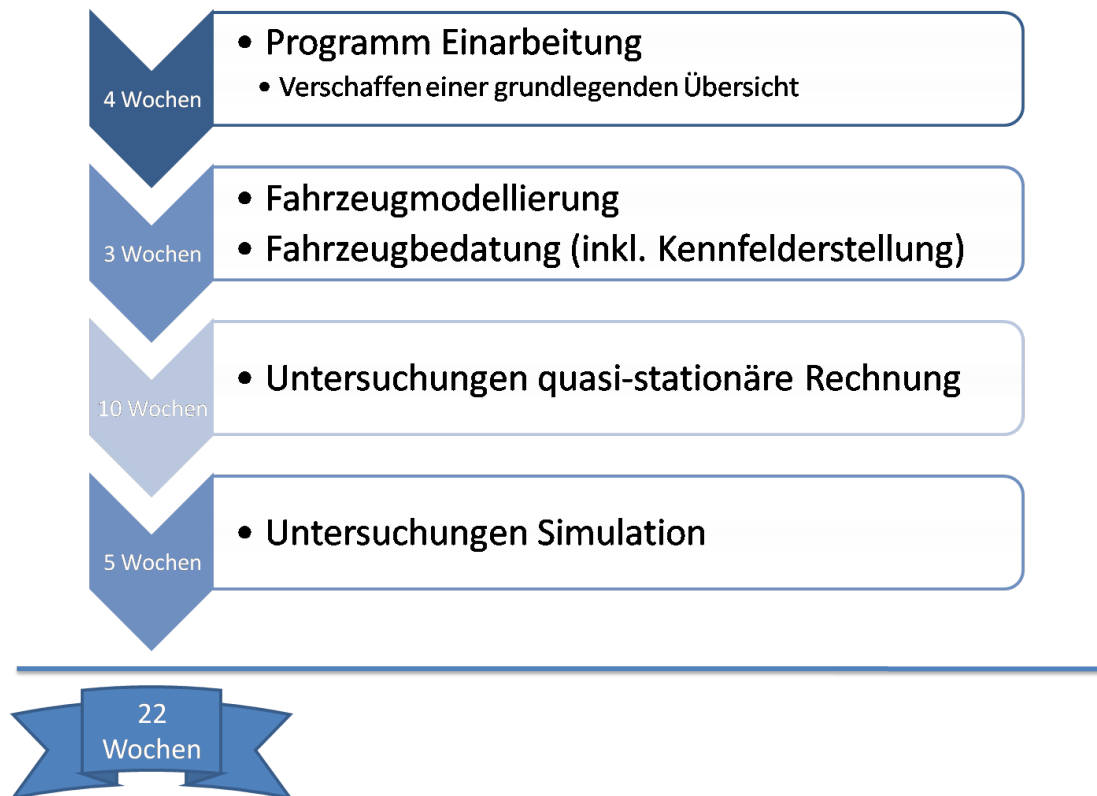


Abbildung 6.4: Zeitaufwand

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der Diplomarbeit war es die grundsätzliche Eignung des Programmes CRUISE zur Bewertung von Hybridstrategien nachzuweisen sowie die Basis für eine zukünftige Optimierung einer intelligenten Hybridstrategie zu schaffen. Dazu wurde ein Hybridfahrzeug im Programm modelliert und die Ergebnisse der beiden zur Verfügung stehenden Berechnungsmethoden analysiert.

Im ersten Schritt erfolgte die Untersuchung der quasi-stationären Rechnung durch einen Vergleich mit dem IVD/TUD-Modell, wobei die Analyse der Ergebnisse Schwingungen während Anfahrvorgänge und Übersetzungsänderungen zeigte. Auf Basis einer genaueren Untersuchung konnte der eingesetzte Lösungsalgorithmus als Ursache ermittelt werden, welcher aufgrund der Aufrufreihenfolge der einzelnen Berechnungsschritte Zeitverzögerungen einzelner Signale verursachte. Ein Vergleich mit vorhandenen Messdaten erwies sich unter diesen Voraussetzungen als nicht weiter zielführend. Die Eignung der quasi-stationären Rechnung zur Untersuchung von Hybridstrategien konnte somit nicht nachgewiesen werden.

Im nächsten Schritt erfolgte die Untersuchung der Berechnungsmethode Simulation. Um diese grundsätzlich beurteilen zu können, wurde zunächst wiederum ein Vergleich mit dem bekannten IVD/TUD-Modell durchgeführt. Die daraus erhaltenen Ergebnisse zeigten eine gute Übereinstimmung. Es traten zwar an manchen Stellen – insbesondere während Verzögerungs- und Anfahrvorgängen – Unstimmigkeiten auf, diese konnten jedoch, entweder durch eine unterschiedliche Betrachtungsweise oder durch eine differente Modellierung, erklärt werden. Anschließend erfolgte ein Vergleich mit vorhandenen Messdaten. Dazu musste zuerst der nur mit grober Messauflösung zur Verfügung stehende Geschwindigkeitsverlauf geglättet werden. Dies erfolgte auf Basis zweier unterschiedlicher Glättungsverfahren:

- Savitzky-Golay-Filter in Matlab
- Profile Improvement in CRUISE

Hier konnte sich nach Auswertung der Beschleunigungsänderungen und Geschwindigkeitsabweichung zum Messverlauf die Variante Profile Improvement durchsetzen. Die Abweichung im Geschwindigkeitsverlauf entspricht im Mittel etwa 0,5 km/h, wobei der Maximalwert von 1,99 km/h während eines Verzögerungsvorganges kurz vor Übergang in den Stillstand auftritt. Die Eigenschaften dieser Berechnungsmethode machten es zusätzlich

nötig, im nächsten Schritt die Abweichung vom vorgegebenen Geschwindigkeitsverlauf aufgrund des Fahrereinflusses zu untersuchen. Durch die in Kapitel 3.4 dargestellte dynamische Parametrisierung ist dieser sehr gering und beträgt maximal 0,13 km/h. Ein Versuch diesen Wert noch weiter zu verbessern führte insbesondere während Anfahrvorgänge zu Schwingungsvorgängen.

In den Ergebnissen zeigte der Leistungsvergleich die aufgrund der groben Messdatenerfassung und der vereinfachten Abbildung des CVT-Wirkungsgrades zu erwartenden Abweichungen. Der Drehzahlvergleich wies trotz der vereinfachten Nachbildung des CVT-Getriebes eine gute Übereinstimmung auf. Die Ergebnisse des Kraftstoffverbrauchs konnten aufgrund fehlender Messdaten nur mit veröffentlichten Verbrauchswerten verglichen werden. Im Stadtzyklus (ECE) des Neuen Europäischen Fahrzyklusses (NEFZ) erreichte die Rechnung gegenüber den veröffentlichten Angaben einen niedrigeren Verbrauchswert. Dies ist unter anderem darauf zurückzuführen, dass die Simulation im Gegensatz zur Normvorgabe mit einer betriebswarmen Maschine durchgeführt wurde. Im Überlandzyklus (EUDC), ergab die Simulation einen höheren Verbrauchswert als die Vorgabe, was hauptsächlich auf die unterschiedlichen Motoren zurückzuführen ist. Grundsätzlich sind die Werte aber plausibel und brauchbar.

Auf einen Vergleich des Ladezustandes der Batterie (SOC) musste aus Mangel an Messdaten verzichtet werden. Durch Gegenüberstellung mit dem Drehmoment der E-Maschine und Betrachtung des Start- und Endwertes kann jedoch auf eine gute Abbildung geschlossen werden.

Die Eignung des Simulationsprogrammes zur Bewertung von Hybridstrategien konnte an dieser Stelle bestätigt werden, da die auftretenden Unterschiede in den Ergebnissen einerseits auf die Ungenauigkeit der Messdaten (insbesondere Geschwindigkeitsverlauf) und andererseits auf Vereinfachungen in der Parametrisierung zurückzuführen sind.

Allgemeines Fazit:

Die Einarbeitung in das Programm ist für den Anwender aufwendig. Insbesondere die Fahrermodellierung ist aufgrund des fehlenden Realitätsbezugs der Parametrisierung schwierig. Desweiteren führte der Versuch eine in Matlab erstellte Hybridstrategie in CRUISE zu implementieren zu folgenden Erkenntnissen:

- Bestehende Matlabmodelle müssen an die Schnittstellen von CRUISE angepasst werden. (Dies könnte vor allem bei vorhandenen komplexen Modellen einzelner Module problematisch sein.)
- Bei Durchführung einer Co-Simulation mittels einer API-Schnittstelle treten Kommunikationsprobleme auf.
- Die Einbindung des Matlabmodells in CRUISE durch Umwandlung in eine .dll Datei konnte aus Zeitgründen nicht durchgeführt werden. (Eine entsprechende Folgeuntersuchung ist derzeit in Arbeit)

Die zur Verfügung stehende Dokumentation ist aufgrund vieler doppelter Informationen sehr umfangreich und daher unübersichtlich. Trotzdem sind jedoch teilweise Informationen, wie beispielsweise die Berechnung des Lastsignals bei Hybridfahrzeugen, nicht angeführt.

Um den vollen Funktionsumfang der quasi-stationären Rechnung in Zukunft nutzen zu können, empfiehlt es sich die angefallene Schwingungsproblematik zu beheben. Desweiteren könnte durch ein vorgefertigtes Hybridstrategiemodul, welches die Abbildung diverser Grundstrategien ermöglicht, die Fahrzeugmodellierung erheblich erleichtert werden. Auch eine Vereinfachung der Fahrermodellierung durch eine Parametrisierung über physikalische Kenngrößen wie beispielsweise der maximalen Beschleunigung in Längs- und Querrichtung könnte man eine Verringerung des Modellierungsaufwandes erreichen.

Außerdem empfiehlt sich als nächster Schritt ein Vergleich mit Prüfstandsmessungen mit höherem Datenumfang und Genauigkeit. Darauf aufbauend könnte durch eine Verfeinerung der Fahrzeugmodellierung eine Untersuchung der Abbildungsgüte einzelner Module erfolgen und eventuelle Verbesserungen durchgeführt werden.

Abkürzungsverzeichnis

ANG	Adsorbed Natural Gas
CO ₂	Kohlendioxid
CVT	Continuously Variable Transmission
ECU	Engine Control Unit
EU	Europäische Union
EUDC	Extra Urban Driving Cycle
GUI	Graphical User Interface
H ₂	Wasserstoff
IPCC	Intergovernmental Panel of Climate Change
KFZ	Kraftfahrzeuge
LKW	Lastkraftwagen
LPG	Liquefied Petroleum Gas
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO _x	Stickoxide
PI-Regler	Proportional-Integral-Regler
PSM	Permanenterregte Synchronmaschine
RE	Range Extender
SOC	State of Charge
THG	Treibhausgase
UDC	Urban Driving Cycle

Abbildungsverzeichnis

1.1	Der Treibhauseffekt[Kas]	4
1.2	Anteile der Treibhausgase in Österreich [ABB ⁺ 09]	4
1.3	Kohlenstoffkreislauf [Pet]	5
1.4	THG-Anteil des Verkehrs an Gesamtemissionen [ABB ⁺ 09]	6
1.5	Energieträger und Antriebe [Leo08](Erweitert um die Möglichkeiten H ₂ aus Erdgas bzw. aus Elektrolyse zu erhalten, H ₂ in einer VKM einzusetzen sowie Methanol als Kraftstoff für die Brennstoffzelle)	7
1.6	CO ₂ -Emissionen unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der gesamten Umwandlungskette [Sta08]	10
1.7	Well-to-Wheel Analyse von Elektrofahrzeugen [Dem09]	11
1.8	Kraftstoffspeicherung, Raumbedarf und Masse [Ste09]	11
1.9	Klassifizierung von Hybridfahrzeugen	13
1.10	Klassifizierung nach Antriebsstrangstruktur [Hoh09]	14
1.11	Prinzipaufbau leistungsverzweigter Hybrid [Hoh09]	15
1.12	Fahrzeuganteile abhängig von der Elektrifizierung [Hoh09]	16
1.13	Einsparpotenziale eines Full Hybrid [Hoh09]	18
1.14	Honda Civic Hybrid[Hona]	19
1.15	Antriebsstrang Honda Civic Hybrid	20
1.16	Leistungs- und Drehmomentencharakteristik	21
1.17	E-Maschine Honda Civic Hybrid [Kor]	22
1.18	CVT-Getriebe [Mül09]	22
1.19	Die Leistungselektronik im Honda Civic Hybrid [Ble]	23
2.1	Rollwiderstand über Geschwindigkeit	28
2.2	Der Steigungswinkel	28
2.3	Fahrwiderstandsmodell	31
2.4	Systemmaske Fahrwiderstandsmodell	32
2.5	Übersetzungsberechnung	32
2.6	Motormodell	33
2.7	Instationäres NO _x -Verhalten [Sab09]	34
2.8	Ergebnis eines UDC-Segmentes mit IVD/TUD-Modell	35
2.9	Vergleich Simulation zu Messung	35
2.10	Überblick AVL CRUISE	36
2.11	Aufbau AVL CRUISE	37
2.12	GUI Struktur	38
2.13	Auswahl der Berechnungsaufgabe	40
2.14	Profileingabe in CRUISE unter Zyklusfahrt	41
3.1	Modellierung des Antriebsstrangs des Honda Civic Hybrid	45

3.2	Übersicht Komponentenbedatung	45
3.3	CRUISE-Modul: Vehicle	46
3.4	Definition des zu verwendenden Fahrwiderstands	47
3.5	Definition des zu verwendenden Fahrzeuggewichts	48
3.6	Reifeneinstellungen	49
3.7	Vereinfachtes Kupplungskennfeld	51
3.8	Anfahrmodellierung über Fahrer	51
3.9	Vergleich der VKM-Betriebslinien	52
3.10	Typischer Wirkungsgradverlauf für ein Schalt- und CVT-Getriebe	53
3.11	CVT-Betriebspunktanalyse	54
3.12	Betriebskennfelderstellung CRUISE	56
3.13	Wirkungsgradkennfeld CRUISE	57
3.14	Eigenschaften E-Maschine	58
3.15	Wirkungsgradkennfeld E-Maschine	59
3.16	Maximaldrehmoment E-Maschine	60
3.17	Eigenschaften Verbrennungsmotor	61
3.18	Ragone Plot [Hoh09]	62
3.19	Ruhespannung über Ladezustand [JW06]	63
3.20	Entladeströme vs. Batteriekapazität [JW06]	63
3.21	Rate Capacity Effect [Rak03]	64
3.22	Einfluss der Temperatur auf die Kapazität [JW06]	65
3.23	Coulombsche Verluste [JW06]	66
3.24	Die Batteriemodellierung	66
3.25	Ruhespannung	67
3.26	Vorgabe des E-Maschinen Drehmomentes	70
3.27	Die Vorsteuerungsstrategie	70
3.28	Ermittlung des Drehmomentbedarfs	71
3.29	Ermittlung des Schleppmomentes	72
3.30	Ermittlung des Lastsignals der Verbrennungskraftmaschine	73
3.31	Fahrermodellierung Übersicht	74
3.32	Definition des Proportionalparameters P [AVL09b]	75
3.33	Definition des Integralparameters I [AVL09b]	76
3.34	Definition der Parameter D und C	77
3.35	Vergleich Ausgangsfahrer zu adaptierten Fahrer	79
3.36	Motorbetriebspunkte Driver A	79
3.37	Geschwindigkeitsverlauf Driver B	80
3.38	Motorbetriebspunkte Driver B	80
4.1	Der NEFZ Zyklus	83
4.2	Schwingungsproblematik CRUISE	84
4.3	Schwingungen während Anfahrvorgänge	85
4.4	Kompromisslösung für Schwingungen während Anfahrvorgängen	86
4.5	Schwingungen bei Übersetzungsänderungen	87
4.6	Schwingungsvermeidung durch Bezug auf CVT-Ausgangsmoment	88
4.7	Ergebnis EUDC bei Bezug auf CVT-Ausgangsmoment	89
4.8	Ergebnis EUDC bei Bezug auf CVT-Ausgangsmoment inkl. <i>Profile Improvement</i>	90

4.9	Ergebnis EUDC durch Dämpfung mittels Zeitkonstanten inkl. <i>Profile Improvement</i>	91
4.10	Leistungsvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell	92
4.11	Drehzahlvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell	93
4.12	Verbrauchsvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell ECE	94
4.13	Verbrauchsvergleich CRUISE - IVD/TUD-Modell EUDC	94
4.14	Vergleich kumulierter Verbrauch CRUISE - IVD/TUD-Modell	95
4.15	Geschwindigkeitsvergleich: Normverlauf und Messung	97
5.1	Leistungsvergleich CRUISE vs. IVD/TUD-Modell	100
5.2	Drehzahlvergleich CRUISE vs. IVD/TUD-Modell	101
5.3	Vergleich des Kraftstoffverbrauchs CRUISE vs. IVD/TUD-Modell im ECE	102
5.4	Vergleich des Kraftstoffverbrauchs CRUISE vs. IVD/TUD-Modell im EUDC	102
5.5	Vergleich kumulierter Kraftstoffverbrauch CRUISE vs. IVD/TUD-Modell .	103
5.6	Übersicht über vorhandene Messdaten	104
5.7	Vergleich der beiden Glättungsverfahren	105
5.8	Geschwindigkeitsabweichung durch Glättung	106
5.9	Geschwindigkeitsabweichung durch Fahrereinfluss	107
5.10	Gesamte Geschwindigkeitsabweichung	107
5.11	Leistungsvergleich Simulation vs. Messung	108
5.12	Drehzahlvergleich Simulation vs. Messung	109
5.13	Drehmomentvergleich E-Maschine Simulation vs. Messung	110
5.14	Kraftstoffverbrauch NEDC	111
5.15	Verbrauchsvergleich Messung zu Rechnung	111
5.16	Simulierter SOC-Verlauf	112
6.1	Fahrermodellierung über maximale Beschleunigung [IPG09]	114
6.2	Kommunikationsproblem CRUISE-Matlab; Auswirkungen Matlab	115
6.3	Kommunikationsproblem CRUISE-Matlab; Auswirkungen CRUISE	116
6.4	Zeitaufwand	118

Literaturverzeichnis

- [ABB⁺09] Michael Anderl, Wolfgang Bednar, Siegmund Böhmer, Michael Gössl, Bernd Gugele, Nikolaus Ibesich, Roland Jöbstl, Christoph Lampert, Katharina Lenz, Barbara Muik, Christian Neubauer, Katja Pazdernik, Fritz Pötscher, Stephan Poupa, Manfred Ritter, Elisabeth Schachermayer, Barbara Schodl, Jürgen Schneider, Katrin Seuss, Melanie Sporer, Sigrid Stix, Helga Stoiber, Gudrun Stranner, Alexander Storch, Daniela Wappel, Peter Weiss, Herbert Wiesenberger, Ralf Winter, Gerhard Zethner, and Andreas Zechmeister. Klimaschutzbericht 2009. Technical report, Umweltbundesamt GmbH, 2009.
- [AVL09a] AVL. *CRUISE Theory Manual*. AVL LIST GmbH, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria, 07/2009 edition, 07 2009.
- [AVL09b] AVL. *CRUISE User Guide*. AVL LIST GmbH, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria, 07/2009 edition, 07 2009.
- [Bau93] Antonie Bauer. *Der Treibhauseffekt*. J. C. B. Mohr (Paul Siebeck) Tübingen, 1993.
- [BB98] Jan Welm Biermann and Ralf Bady. Hybridantriebe - Strukturvarianten, Betriebsstrategien sowie deren Vor- und Nachteile. 5. Symposium Elektrische Straßenfahrzeuge, März 1998.
- [Böc07] Joachim Böcker. *Antriebe für umweltfreundliche Fahrzeuge*. Universität Paderborn, 2007.
- [Ble] Uli Christian Blessing. Leistungselektronik für einen Mild-Hybrid. <http://www.hybrid-autos.info>; 15.09.09.
- [Bre05] Wolfgang Breyer. Wie lange reicht das Uran? *Argumente*, 2005.
- [BS03] HansHermann Braess and Ulrich Seiffert. *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Vieweg & Sohn Verlag, 2003.
- [Dem09] Herbert Demel. Energiebedarf im gesamten Lebenszyklus für verschiedene Fahrzeugkonzepte. In *30. Internationales Wiener Motorensymposium*. Magna International, 2009.

- [DJ03] Karl Heinz Dietsche and Thomas Jäger. *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Robert Bosch GmbH, 2003.
- [FBW⁺09] Michael Fischer, Jörg Böttcher, Philipp Weickgenannt, Christian Beidl, Christian Bacher, and Günter Hohenberg. Zusammenspiel von Fahrzeugmessung und Simulation zur Untersuchung von Hybridfahrzeugen. 2009.
- [Han] Robert Hanser. Bosch online Glossar. <http://rb-k.bosch.de>; 23.08.09.
- [HE06] Honda-Europe. Der neue Civic Hybrid. *Honda Motor Europe (North) GmbH*, August 2006.
- [Hei07] Bernd Heißing. *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Vieweg & Sohn Verlag, 2007.
- [HN07] Gispert Lechner Harald Naunheimer, Bernd Bertsche. *Fahrzeuggetriebe*. Springer Verlag, 2007.
- [Hoh09] Günter Hohenberg. Hybridvorlesung im Rahmen der Verbrennungskraftmaschinen. Technical report, Technische Universität Darmstadt - Institut für Verbrennungskraftmaschinen, 2009.
- [Hona] Honda. Civic Hybrid - Bilder. <http://www.honda.at>; 03.09.09.
- [Honb] Honda. Civic Hybrid - Technische Daten. <http://www.honda.at>; 03.09.09.
- [IPG09] IPG. *IPG Driver User Manual*. IPG Automotive GmbH, Bannwaldallee 60 D-76185 Karlsruhe, 6.0 edition, 09 2009.
- [Jür94] Gunter Jürgens. Vergleich von Getriebesystemen. In *5. LuK Kolloquium*, 1994.
- [JW06] Andreas Jossen and Wolfgang Weydanz. *Moderne Akkumulatoren richtig einsetzen*. Verlag Inge Reichardt, München, 2006.
- [Kas] Dieter Kasang. Der Treibhauseffekt. <http://www.hamburger-bildungsserver.de>; 01.09.09.
- [Kel] Kristin Keller. Vor- und Nachteile verschiedener Energieträger. <http://www.eduvinet.de/eduvinet/wachten.htm>; 15.09.09.
- [Kle04] Werner Klement. *Fahrzeuggetriebe*. Prof. Dr.-Ing. Karl-Ludwig Haken Prof. Dipl.-Ing. Werner Klement Fachhochschule Esslingen - Hochschule für Technik Fachbereich Fahrzeugtechnik, 2004.
- [Kor] Karlheinz Korbmacher. Das IMA-System. <http://www.hondaoldies.de>; 07.09.09.

- [Leo08] Jürgen Lehold. Elektrisch unter 40 Gramm? In *Mobil im Dialog*, 2008.
- [Meh] Wolfgang Mehl. Das Kyoto-Protokoll. <http://www.klimabuendnis.at/>; 23.08.09.
- [Mül09] Claus Müller. *Regelung und Steuerung eines stufenlos verstellbaren Getriebes für einen PKW-Hybridantrieb*. PhD thesis, TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN, 2009.
- [Nau07] Dietrich Naunin. *Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge*. Expert-Verlag, 2007.
- [Pet] J. R. Petit. Vital Climate Graphics. <http://www.grida.no/publications/vg/climate/>; 23.08.09.
- [PPPP] Stephen Pollard, John Pollard, Mark Pollard, and Noel Pollard. Honda's Hybrid System. <http://www.cleangreencar.co.nz/page/civic-hybrid-technical-info>; 04.09.09.
- [Rak03] Daler Rakhmatov. Acm transactions on embedded computing systems. *Energy Management for Battery*, 2, 2003.
- [Rin] D Ringer. CO₂ Neutralität bei der energetischen Nutzung von Biomasse. <http://www.koord.hs-mannheim.de>; 01.09.09.
- [Sab09] Daniel Sabathil. *Beitrag zur Simulation eines Ottomotors hinsichtlich NO_x stationär und instationär*. PhD thesis, Technische Universität Darmstadt, 2009.
- [Sch09] Heinz Schäfer. Die Integration elektrischer Antriebe in Hybrid- und Elektrofahrzeuge. In *VDI Wissensforum*, 2009.
- [SQM⁺07] Susan Solomon, Dahe Qin, Martin Manning, Zhenlin Chen, Melinda Marquis, Kristen Averyt, Melinda Tignor, and Henry LeRoy Miller. *Climate Change 2007: The Physical Science Basis*. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 2007.
- [Sta08] Cornel Stan. *Alternative Antriebe für Automobile*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [Ste09] Wolfgang Steiger. Biokraftstoffe der 2. Generation und ihre strategische Bedeutung. In *Kongress Synthetische Biokraftstoffe*, 2009.
- [WR08] H. KIM W. RYU. CVT ratio control with consideration of CVT system loss. *International Journal of Automotive Technology*, 9, 2008.

Anhang

Preis	EUR 23.800,00*
--------------	-----------------------

Benzinmotor

	Vierzylinder-Reihenmotor, 8 Ventile über eine obenliegende Nockenwelle gesteuert (SOHC), Leichtmetall-Motorblock und -Zylinderkopf, sequentielle Doppelzündung (i-DSi), variable Ventilsteuerung- VTEC
Hubraum (cm ³)	1.339
Bohrung x Hub (mm)	73,0 x 80
Verdichtungsverhältnis	10,8
Max. Leistung (80/1269/EWG) kW (PS) bei min-1	70 (95) / 6.000
Max. Drehmoment / Nm bei min-1	119 / 3300
Kraftstoffeinspritzung	PGM-FI
Abgasreinigungssystem	3-Wege-Katalysator
Abgasnorm	EURO 4 (D4)

Kraftstoffverbrauch

Kraftstoffart	Super bleifrei (95 ROZ)
Verbrauch in Liter / 100 km (1999/100/EC) *1	
CVT-Automatikgetriebe	
Städtisch (Liter)	5,2
Außerstädtisch (Liter)	4,3
Kombiniert (Liter)	4,6
CO ₂ - Emission (g/km)	109

Elektromotor

Max. Leistung (80/1269/EWG) kW (PS) bei min-1	15 (20) / 2.000
Max. Drehmoment / Nm bei min-1	103 / 0-1.160

Fahrleistungen

CVT-Automatikgetriebe	
Höchstgeschwindigkeit (km/h)	185
Beschleunigung 0-100 km/h (s)	12,1

Fahrwerk

Vorderachse	McPherson Radaufhängung
Hinterachse	Double Wishbone mit Spurkontrollarm

Felge / Reifen

Felgen	15 X 6 JJ, Aluminiumräder
Reifen	195/65 R15 91 H

Bremsen

Bauart	ABS mit elektronischer Bremskraftverteilung (EBD), Bremsassistent
Bremsen, vorn	Scheiben, Ø 262 mm, innenbelüftet
Bremsen, hinten	Scheiben, Ø 260 mm

Abmessungen

* Unverbindliche Preisempfehlung der Honda Motor Europe (North) GmbH inkl. 19% MwSt.

Vehicle

properties of 'Vehicle - Mittelklassefahrzeug'

Output

Front Axle Load Limited

Driving Resistance: physical

Driving Resistance: Function with Reference Vehicle

Driving Resistance: Characteristic with Reference Vehicle

Driving Resistance: Function without Reference Vehicle

Driving Resistance: Characteristic without Reference Vehicle

Driving Resistance Input Options: Standard

Aerodynamic Coefficients: Drag Coefficient Constant

Lifting Effect Consideration

Cornering

Crosswind influence

Cold Start Correction 1

Cold Start Correction 2

Cold Start Correction 3

Cold Start Correction 4

Cold Start Correction 5

Cycle 1

Cycle 2

Cycle 3

Cycle 4

Cycle 5

Temperature Curve 1

Temperature Curve 2

Temperature Curve 3

Temperature Curve 4

Temperature Curve 5

✓ ok ✗ cancel

Vehicle - Honda Civic Hybrid

Vehicle

Author: Christian Bacher
 Comment: Honda Civic Hybrid
 Notice 1: Notice 2:
 Notice 3: Date of Development: 14. Aug 2009 21:52:09

Gas Tank Volume: 50,0 l
 Pressure Difference Engine/Environment: 0,0 mbar Temperature Difference Engine/Environment: 0,0 K.
 Distance from Hitch to Front Axle: 3430,0 mm
 Wheel Base: 2700,0 mm Height of Support Point at Bench Test: 100,0 mm

Load Dependent Characteristics

Distance of Gravity Center in <mm> Height of Gravity Center in <mm> Height of Hitch in <mm>
 Tire Inflation Pressure Front Axle in bar Tire Inflation Pressure Rear Axle in bar

Load State	Distance of Gravity Center	Height of Gravity Center	Height of Hitch	Tire Inflation Pressure Front Axle	Tire Inflation Pressure Rear Axle
empty	1087,0	560,0	390,0	2,1	2,1
half	1093,0	550,0	380,0	2,2	2,2
full	1099,0	540,0	370,0	2,3	2,3

Nominal Weight

Curb Weight: 1366,0 kg Gross Weight: 1720,0 kg

Air Coefficient

Frontal Area: 2,1 m²
 Drag Coefficient: 0,29 Lift Coefficient Front Axle: 0,0 Lift Coefficient Rear Axle: 0,0

Additional Drag Coefficients - Data Bus Dependent

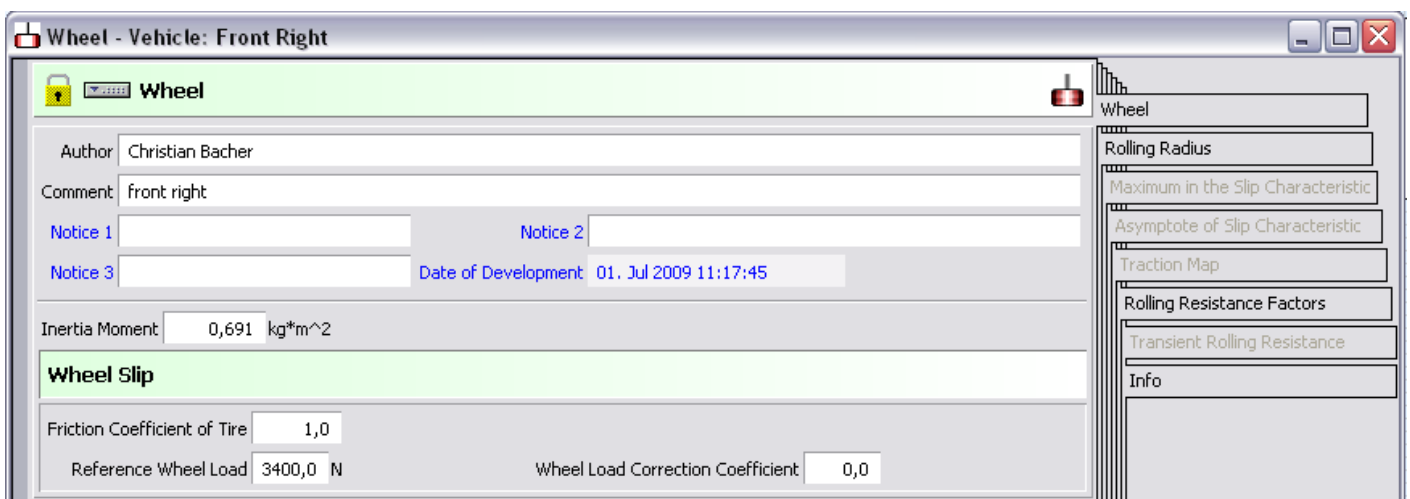
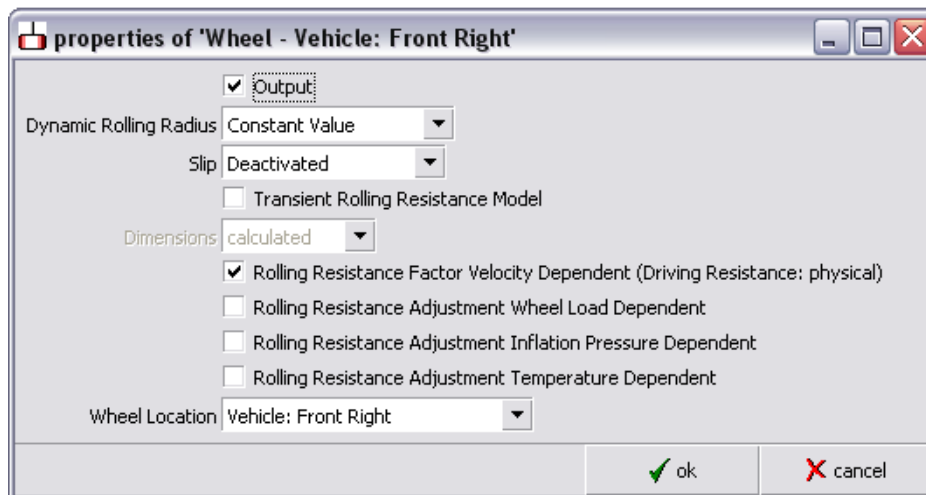
Threshold Values
 a = Threshold Value Ascending b = Time Interval of Parameter Modification - Ascending <s>
 c = Threshold Value Descending d = Time Interval of Parameter Modification - Descending <s>

Aerodynamic Coefficients After Threshold
 e = Drag Coefficient <> f = Lift Coefficient Front Axle <> g = Lift Coefficient Rear Axle <>

Info

Vehicle
 Drag Characteristic
 Total Driving Resistance
 Lateral Dynamics Vehicle
 Cold Start Correction - Cycle Dep.
 Temperature - Task Dependent

Wheel



Wheel - Vehicle: Front Right

Static Rolling Radius

Static Rolling Radius: 289,0 mm Circumference: 1815,84 mm

Dynamic Rolling Radius (constant)

Dynamic Rolling Radius: 308,0 mm Circumference: 1935,22 mm

Dynamic Rolling Radius (characteristic)

a = Velocity: <km/h> b = Rolling Radius: <mm>

Wheel

Rolling Radius

Maximum in the Slip Characteristic

Asymptote of Slip Characteristic

Traction Map

Rolling Resistance Factors

Transient Rolling Resistance

Info

Wheel - Vehicle: Front Right

Rolling Resistance Factor Velocity Dependent

a = Velocity: <km/h> b = Rolling Resistance Factor: <%>

a	b
0,0	1,1
280,0	1,1

update

Wheel

Rolling Radius

Maximum in the Slip Characteristic

Asymptote of Slip Characteristic

Traction Map

Rolling Resistance Factors

Transient Rolling Resistance

Info

Brake

Brake - front disc brake

Brake

Author: Christian Bacher
Comment: front disc brake
Notice 1: front right Notice 2:
Notice 3: Date of Development: 01. Jul 2009 12:12:18

Brake Piston Surface	1700,0 mm ²	Friction Coefficient	0,22
Specific Brake Factor	1,0	Effective Friction Radius	110,0 mm
Efficiency	1,0		
Inertia Moment	0,0 kg*m ²		

properties of 'Brake - f...

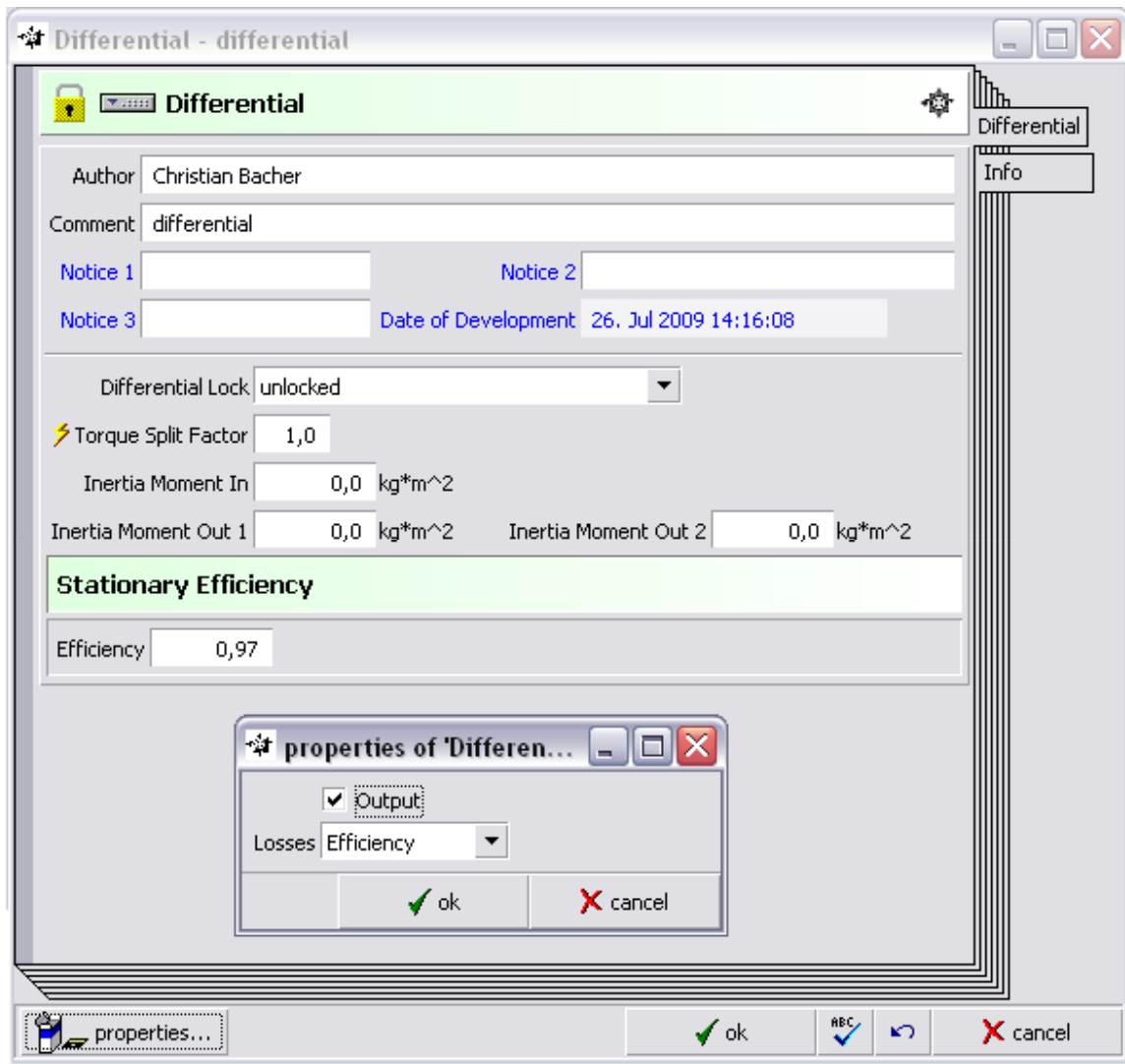
- Output
- Dynamic Mode

Control Variable: Brake Pressure

ok cancel

properties... ok ABC ↻ cancel

Differential



Final Drive

Single Ratio Transmission - Final drive

Single Ratio Transmission

Author: Christian Bacher
 Comment: Final drive
 Notice 1: Notice 2:
 Notice 3: Date of Development: 26. Jul 2009 14:16:08

Transmission Ratio: 4,94
 Number of Teeth Input: Number of Teeth Output:
 Inertia Moment In: 0,0 kg*m² Inertia Moment Out: 0,0 kg*m²

properties of 'Single Ratio Transmission - Final ...'

Variation
 Output
 Definition: Transmission Ratio
 Losses: Efficiency
 Torque Loss Correction Temperature Dependent
 Efficiency Map (for Torque Loss Map)
 Torque Loss Map 1
 Torque Loss Map 2
 Torque Loss Map 3
 Torque Loss Map 4
 Torque Loss Map 5
 Torque Loss Partition: Deactivated

Torque Sub Division < % >	Speed Sub Division < % >
0	0
100	100

ok cancel

Single Ratio Transmission - Final drive

Efficiency Fixed

Efficiency: 0,97

Torque Loss Correction Fixed

a = Speed < 1/min > b = Torque Loss < Nm >

	a	b
10,0		
9,0		
8,0		
7,0		
6,0		
5,0		

properties... ok ABC cancel

Clutch

Clutch - clutch

Clutch

Author: Bacher
 Comment: clutch
 Notice 1: Notice 2:
 Notice 3: Date of Development: 08. Aug 2009 20:04:22

Inertia Moment In: kg*m² Inertia Moment Out: kg*m²

"Detailed" Model

Inner Radius: mm Outer Radius: mm
 Number of Sets of Friction Surfaces:
 Friction Coefficient sticking: Friction Coefficient Ratio slipping/sticking:
 Form Parameter: rad/s

"Simple" Model

Maximum transferable Torque: Nm

properties of 'Clutch - clutch'

Output

Model: Simple

Control Variable: Desired Clutch Release

Dynamic Mode

Free Definable Friction Characteristic

ok cancel

Clutch

Pressure Force

Maximum transferable Torque

Friction Characteristic

Info

Clutch - clutch

Pressure Force

a = Clutch Release <%> b = Pressure Force <N>

a	b
0,0	6000,0
100,0	0,0

update [copy] [paste] [grid] [arrow] [plus]

Clutch

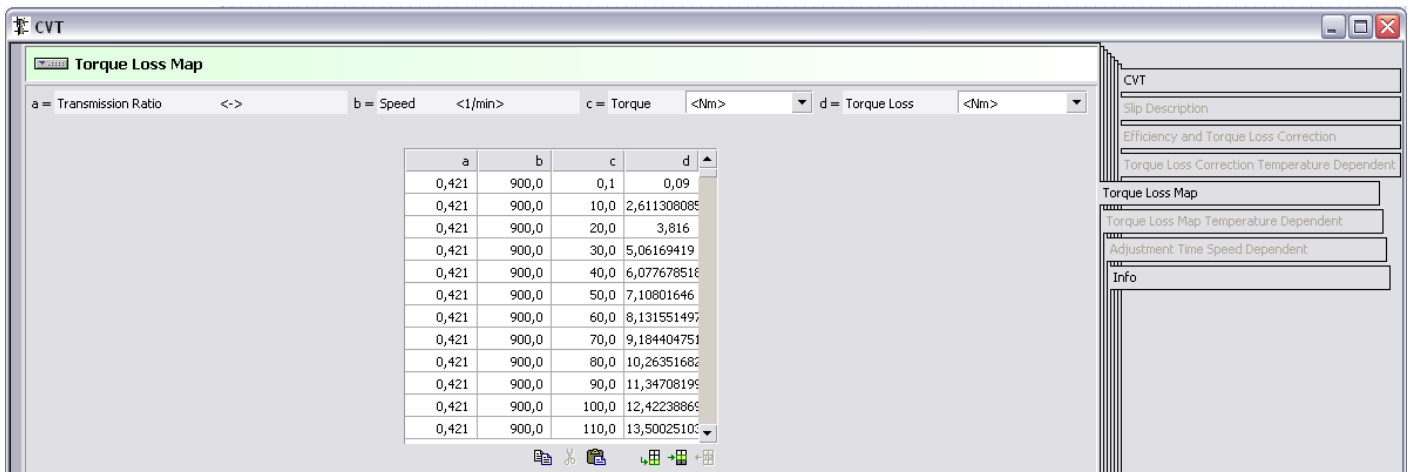
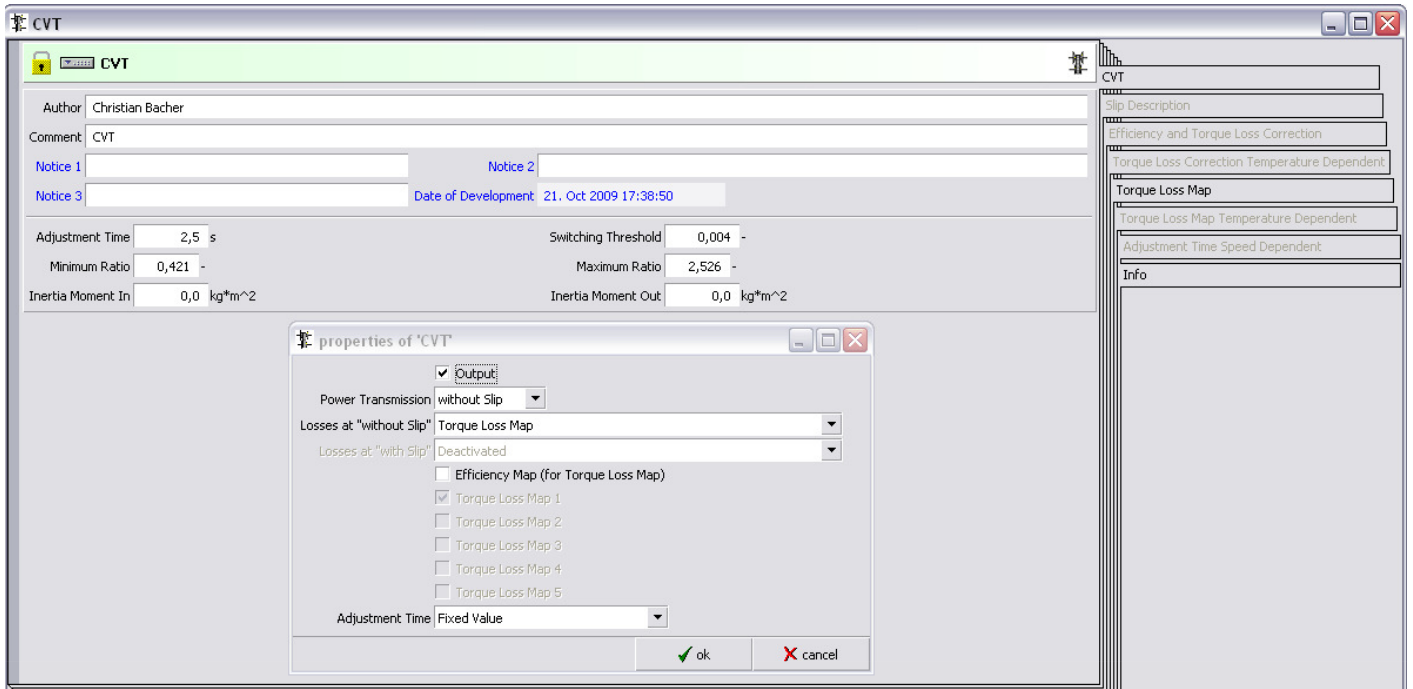
Pressure Force

Maximum transferable Torque

Friction Characteristic

Info

CVT



CVT Control

CVT Control

Author: Christian Bacher
 Comment: CVT Control
 Notice 1:
 Notice 2: nmax=6000rpm
 Notice 3:
 Date of Development: 28. Aug 2009 12:23:55

Load Signal Time Constant: 0,5 s Velocity Time Constant: 0,1 s

Ratio Limits
 Maximum Ratio: 2,526

properties of 'CVT Con...

Output
 Control Value: Transmission Ratio

ok cancel

CVT Control

- Desired Transmission Ratio
- Desired Input Speed
- Desired Input Speed (ECO)
- Desired Clutch Release
- Info

CVT Control

Desired Transmission Ratio

a = Velocity <km/h> b = Load Signal <%> c = Transmission Ratio <->

a	b	c
0,0	0,0	2,526
0,0	101,3905558	2,526
3,0	0,0	2,526
3,0	9,789388876	2,526
3,0	14,0227609	2,526
3,0	18,15613455	2,526
3,0	22,19236639	2,526
3,0	26,13421093	2,526
3,0	29,98432507	2,526
3,0	33,74527234	2,526
3,0	37,41952685	2,526
3,0	41,00947709	2,526

update 3D Map Viewer ... Create Isoline Diagram...

CVT Control

- Desired Transmission Ratio
- Desired Input Speed
- Desired Input Speed (ECO)
- Desired Clutch Release
- Info

E - Maschine

Electric Machine

Electric Machine

Powered by TRIMERICS

Author: Bacher

Comment:

Notice 1: 15kWmotorisch, 15.5kWgeneratorisch Notice 2:

Notice 3: Date of Development: 27. Oct 2009 13:43:42

Type of Machine: PSM Characteristic Maps and Curves: overall

Nominal Values

Nominal Voltage	158,4 V	Maximum Speed	6000,0 1/min
Inertia Moment	0,001 kg*m^2	Drag Torque at Maximum Speed	0,0 Nm
Maximum Current - Motor	300,0 A	Maximum Current - Generator	300,0 A

Thermal Model

Mass of Machine	18,0 kg	Thermal Time Constant of Maximum Power	12,0 s
Initial Temperature	55,0 C	Maximum Temperature	170,0 C
Specific Heat Transition	250,0 W/K	Specific Heat Capacity	1200,0 J/kgK
Layout Temperature	95,0 C	Temperature Coefficient of Remanence Induction	-0,0015 1/K

properties of 'Electric ...'

Output

Losses: Efficiency

Temperature: Calculated

Current Limit: Off

Control Variable: Desired Torque

Machine Maps U1

Machine Maps U2

Machine Maps U3

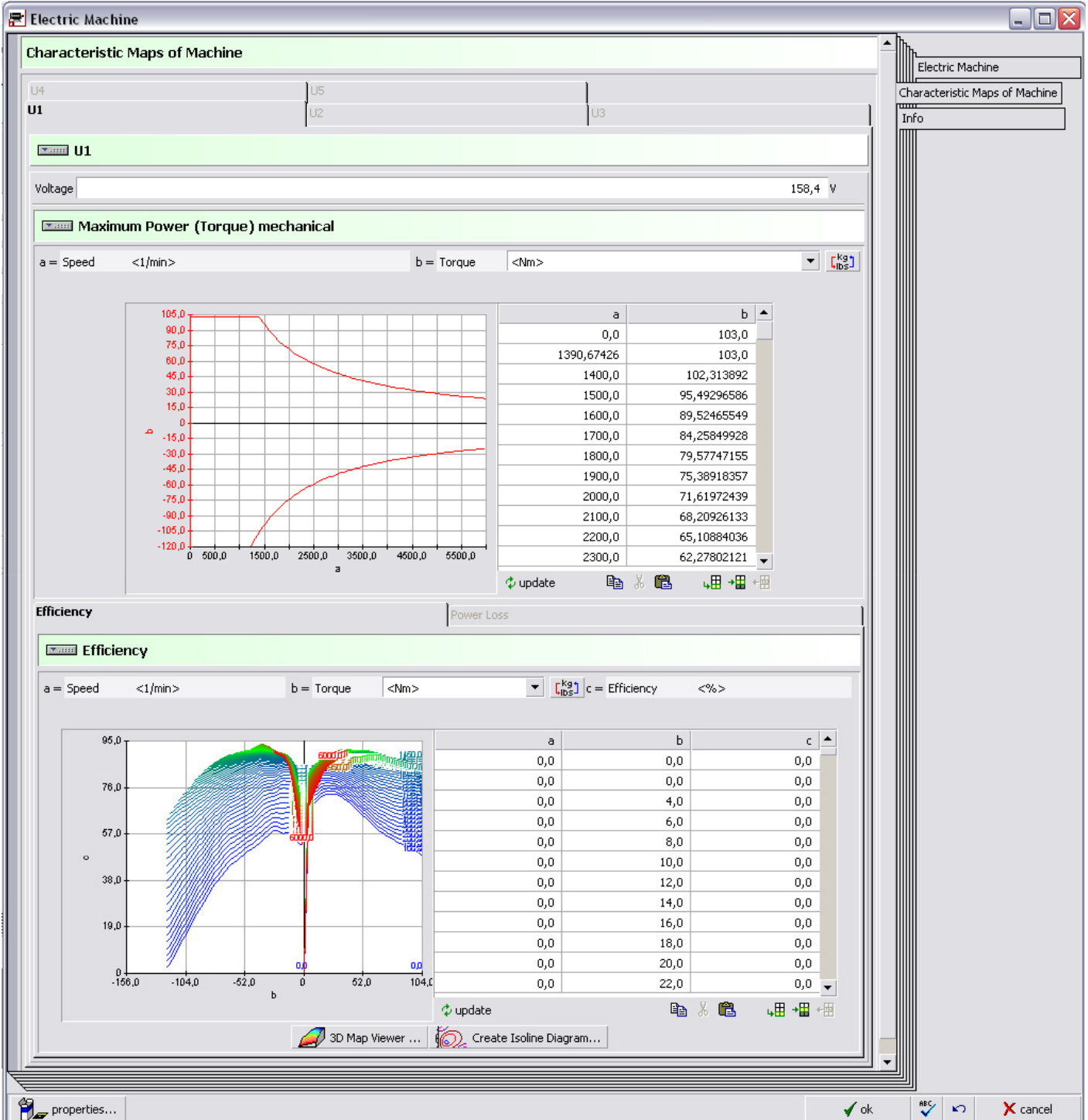
Machine Maps U4

Machine Maps U5

ok cancel

properties...

ok cancel



NiMH Akkumulator

Battery H - NI-MH

Battery H

Powered by TRIMERICS

Author: Bacher
 Comment: NI-MH
 Notice 1: Notice 2:
 Notice 3: Date of Development: 27. Oct 2009 13:43:42

Nominal Values of Cell

Maximum Charge	0,041667 Ah	Initial Charge	80,0 %
Nominal Voltage	1,2 V		
Maximum Voltage	1,4 V	Minimum Voltage	1,0 V

Number of Cells

Number of Cells per Cell-Row	1	Number of Cell-Rows	132
------------------------------	---	---------------------	-----

Thermal Model

Operating Temperature	25,0 °C	Mass of a Cell	166,0 g
Specific Heat Transition	250,0 W/K	Specific Heat Capacity	1050,0 J/kgK

properties of 'Battery H - NI-MH'

Output

Reference for Neutral SOC

Temperature: Calculated

Ohmic Resistances: Temperature Dependent

Coulombic Efficiency

Resistances RC Concentration Overvoltage

Resistances RC Transfer Overvoltage

Characteristics T1

Characteristics T2

Characteristics T3

Characteristics T4

Characteristics T5

Battery H - NI-MH

Idle Voltage - Charge

a = State of Charge <%> b = Voltage <V>

a	b
0,0	132,0
20,0	155,0
80,0	165,0
100,0	184,8

update

Idle Voltage - Discharge

a = State of Charge <%> b = Voltage <V>

a	b
0,0	132,0
20,0	155,0
80,0	165,0
100,0	184,8

update

properties...

Ohmic Resistance - Charge

Internal Resistance: 0,0021 Ohm

Internal Resistance temperature dependent

a = Temperature <°C> b = Resistance <Ohm>

a	b
-20,0	0,003054545
-10,0	0,002634545
0,0	0,002290909
10,0	0,002176364
20,0	0,0021
30,0	0,002061818
40,0	0,002033182
50,0	0,002017909
60,0	0,002004545

update [copy] [paste] [grid] [grid] [grid]

Ohmic Resistance - Discharge

Internal Resistance: 0,0021 Ohm

Internal Resistance temperature dependent

a = Temperature <°C> b = Resistance <Ohm>

a	b
-20,0	0,003054545
-10,0	0,002634545
0,0	0,002290909
10,0	0,002176364
20,0	0,0021
30,0	0,002061818
40,0	0,002033182
50,0	0,002017909
60,0	0,002004545

update [copy] [paste] [grid] [grid] [grid]

- Battery H
- Idle Voltage
- Ohmic Resistance
- Resistance RC Concentration Overvoltage
- Resistance RC Transfer Overvoltage
- Battery Characteristics - Temperature and SOC Dependent
- Info

Info

properties...

ok [F5] [undo] cancel

VKM

properties of 'Engine - Gasoline 4 Cylinder'

Output
 Use for Reference

Intended for Calculation of Performance & Consumption

Temperature Model Deactivated
 Temperature Calculated
 Consumption Model Enrichment by Increasing Friction Mean Pressure
 Friction Model Standard

Consumption/Emission at Idle From Overall Map
 Motoring Curve Performance From Motoring Curve
 Motoring Curve Consumption/Emission From Motoring Curve

Start Enrichment
 Acceleration Enrichment
 Additional FC External
 FC Coefficient External

Idle Speed Fixed Value
 Idle Speed Control

Maximum Speed Fixed Value
 Full Load Reduction Off

Response Behavior Turbo Charger Deactivated
 Turbocharger Transfer Model PT1-Behavior
 Boost Pressure at Idle

Testbed Power Correction Deactivated
 Specific Consumption Map
 Full Load Gear Dependent 1
 Full Load Gear Dependent 2
 Full Load Gear Dependent 3
 Full Load Gear Dependent 4
 Full Load Gear Dependent 5

Full Load Reduction Gear Dependent Off
 Engine Brake Curve
 Starter Current Curve
 Load Signal Map

Control Variable Load Signal
 Exhaust System Model Standard Exhaust System Model

ok cancel

Engine - Gasoline 4 Cylinder

Engine

Author: Christian Bacher
 Comment: Gasoline 4 Cylinder
 Notice 1: gasoline Notice 2: 4 cylinder
 Notice 3: Date of Development: 29. Oct 2009 18:44:39

Engine Type: Gasoline Charger: Without

Engine Displacement: 1339,0 cm³ Conversion to different Displacement...
 Engine Working Temperature: 90,0 C

Number of Cylinders: 4 Number of Strokes: 4

Idle Speed: 780,0 1/min Maximum Speed: 6000,0 1/min

Inertia Moment: 0,1345 kg*m² Response Time: 0,1 s

Fuel Type

Fuel Type: Normal ROZ 95
 Heating Value: 42000,0 kJ/kg
 Fuel Density: 0,74 kg/l Weight Rate Carbon:

Idle

Consumption:	0,01	</h>	[kg/h]		
Emission NOx:	0,0014	kg/h	Emission CO:	0,065	kg/h
Emission HC:	0,06	kg/h	Emission Soot:	0,05	kg/h

Fuel Shut-Off

Fuel Shut-Off: External Cut-Off Signal from Data Bus

Residual Fuel Consumption: 0,0 1/h Consumption Increase after Deactivation: sharp rise

Absolute Speed Limits

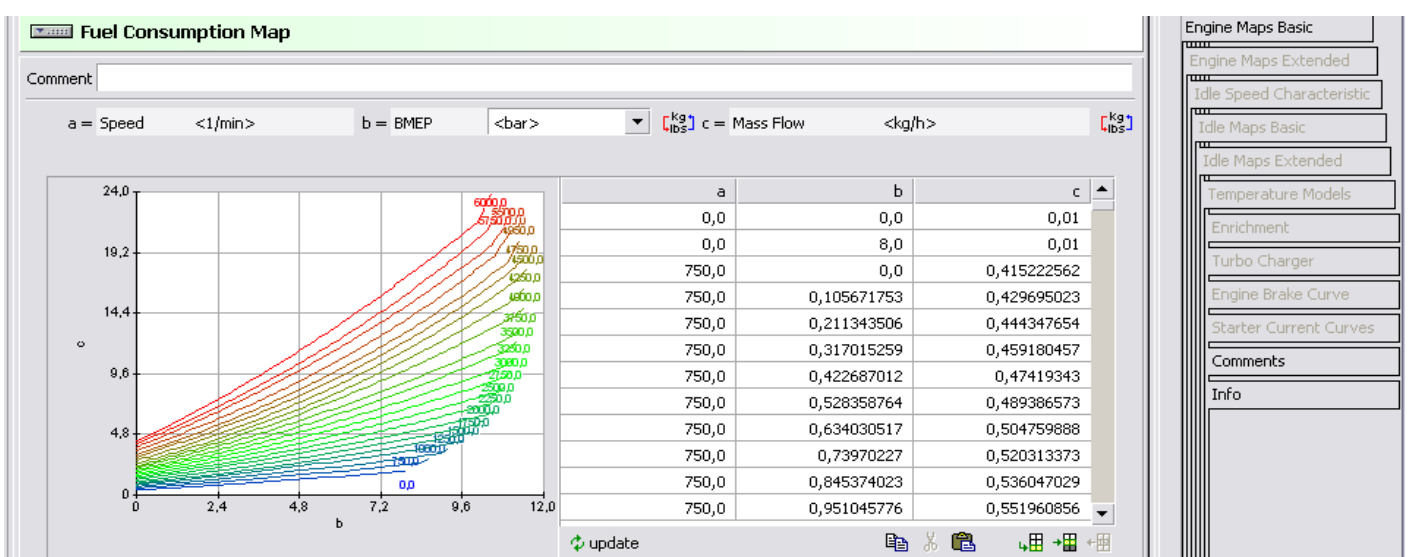
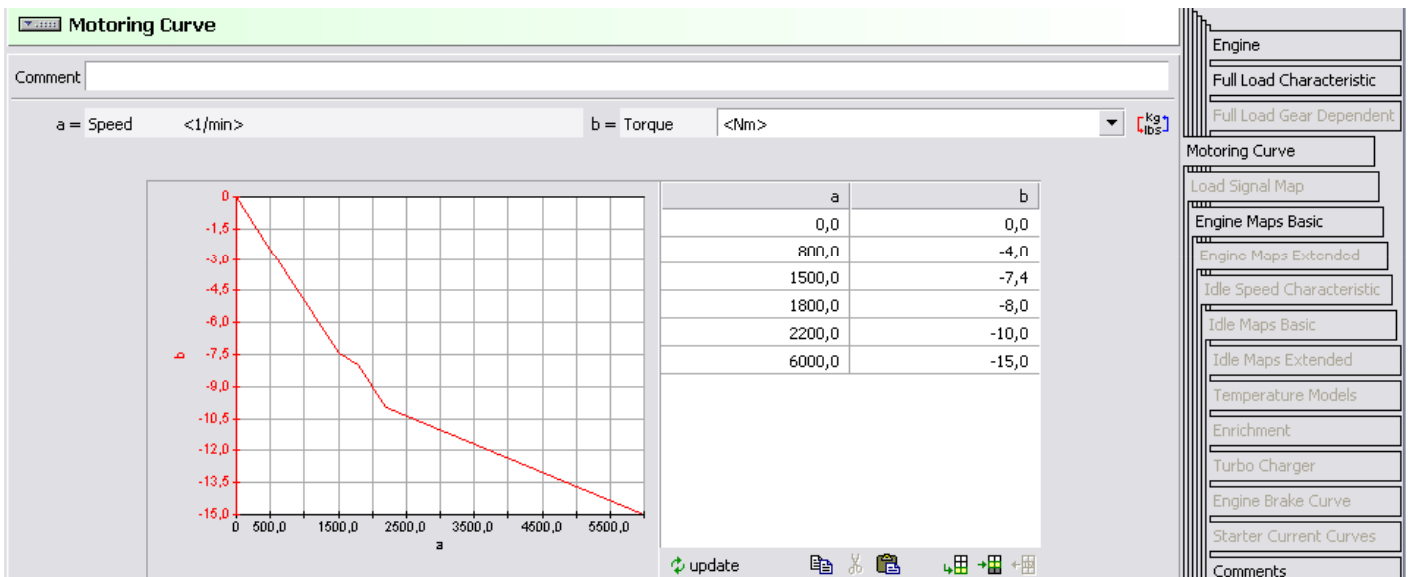
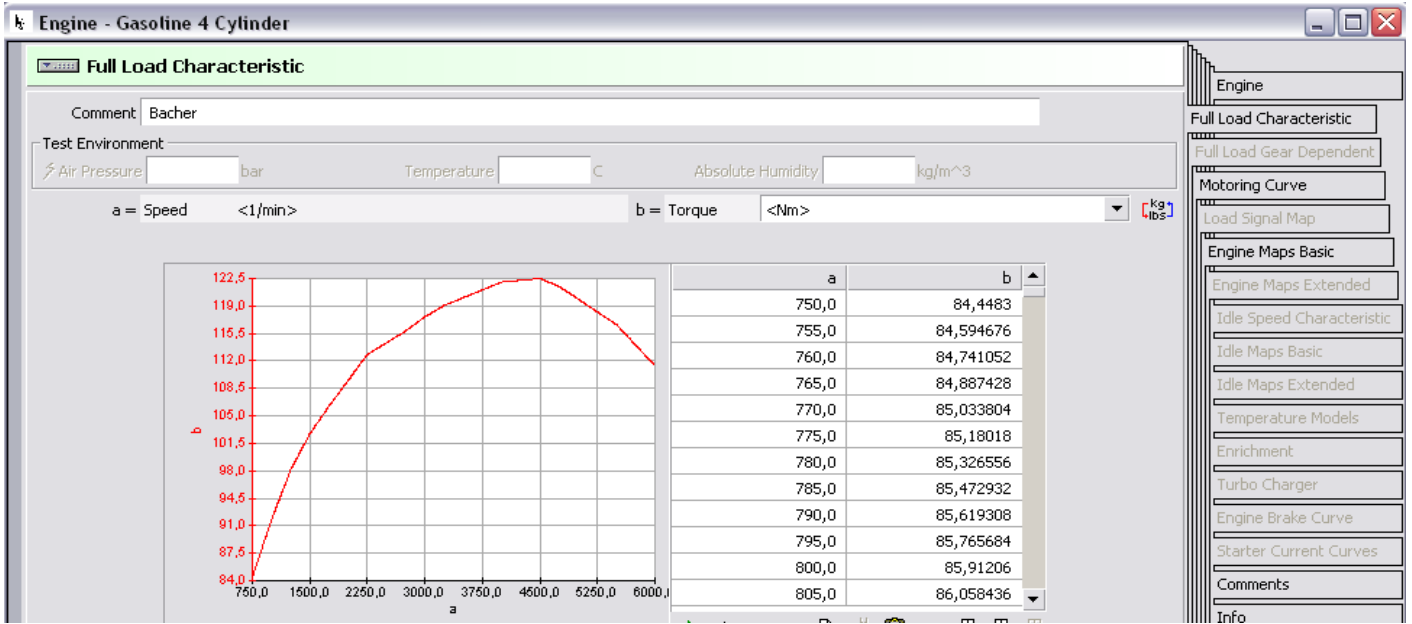
Lower Speed for Fuel Shut-Off: 800,0 1/min Upper Speed for Fuel Shut-Off: 1100,0 1/min

Relative Speed Differences

Speed Difference above Idle Speed for Lower Speed Limit: 1/min
 Speed Difference above Idle Speed for Upper Speed Limit: 1/min

properties...

ok cancel



- Engine
- Full Load Characteristic
- Full Load Gear Dependent
- Motoring Curve
- Load Signal Map
- Engine Maps Basic
- Engine Maps Extended
- Idle Speed Characteristic
- Idle Maps Basic
- Idle Maps Extended
- Temperature Models
- Enrichment
- Turbo Charger
- Engine Brake Curve
- Starter Current Curves
- Comments
- Info

- Engine
- Full Load Characteristic
- Full Load Gear Dependent
- Motoring Curve
- Load Signal Map
- Engine Maps Basic
- Engine Maps Extended
- Idle Speed Characteristic
- Idle Maps Basic
- Idle Maps Extended
- Temperature Models
- Enrichment
- Turbo Charger
- Engine Brake Curve
- Starter Current Curves
- Comments

- Engine Maps Basic
- Engine Maps Extended
- Idle Speed Characteristic
- Idle Maps Basic
- Idle Maps Extended
- Temperature Models
- Enrichment
- Turbo Charger
- Engine Brake Curve
- Starter Current Curves
- Comments
- Info

Settings

Settings

General Settings

Format of Components Results
 Binary ASCII (GIDAS) MAT EFG

Expert Mode Yes - I know and want to decide on my own

PP Variables

Expert Mode

Comment: Standard Settings

Logfiles
 cruise.log read.log notread.log

Output of Results
 Output of Presentation Diagrams Output to Online-Monitor
 Output only in predef. Time Steps
 Output of EFG Variables in GIDAS Files

Calculation Method
 Calculation Method Simulation: Allow Selection
 Calculation Method (Quasi-)Stationary: Allow Selection

Interpolation and Approximation
 Zero Crossing Detection
 Approximation Method: Modified
 Extrapolation: Linear with Zero Limit
 Triangulation of Load Signal Map
 Triangulation of Consumption and Emission Maps
 Triangulation of other Maps
 Scale 'Load Signal Map' at Idle Speed
 Fast Linear Interpolation for 'CVT Control Maps'

Data Filter
 Profile Improvement
 Time: 2,0 s
 Min. Time Step in Matlab: 1,0e-4 s
 Min. Time Step in Online-Monitor: 0,05 s
 1. Output Point in Stationary Tasks: 2,0 km/h
 Time-Offset for external Components: 0,0 s

Vehicle

Model: Hybrid CVT

Drive Train Model: general

Switching to Drive Train Model "general" permitted

Edit Vehicle Model Edit Module Data

OPT Folder:

Transmission Type: Automated Man. Transmission / Manual-GSI

Berechnungsumgebung quasi-stationär

Cycle Run

Author: Christian Bacher

Comment: Hybrid CVT

Notice 1

Notice 2

Notice 3

Date of Development: 30. Sep 2009 16:11:14

Name: Messfahrt_NEDC_3

Output of Text Report

Output of MS-Exports

Hot Start - steady state

Driving Resistance: physical

Neutral SOC

Run Optimization

Tolerance Threshold: 0,1 %

Max. Number of Iterations: 10

Optimization Mode: neutral

SOC Desired Final Value: %

Cycle dependent input data, defined in the component "Vehicle"

Cold Start Correction

Pre-defined Temperature Curve

Corresponding Cycle:

Quasi-stationary 1

Roadway:

without Cornering

without Slip

Gear Selection Upshifting: According to Profile

Gear Selection Downshifting: According to Profile

Tiptronic

Kickdown

Gear Box Control:

Starting From Rest: customerlike

Driver: Standard

Course: Standard

Profile

Profile Definition: Time Dependent

Profile Model: Standard

Profile according to time: NEDC_aut

Profile according to distance: UDC

Measuring Start

Starting Time: 0,0 s

Starting Distance: 0,0 m

Load State

Vehicle: empty

half

full

+ Constant Additional Load (Absolute)

0,0 kg

0,0 %

Fuel: Mass Reduction Influence Influence Threshold: 1,0 kg

Trailer: empty

Weighting Factors

Deactivated

Berechnungsumgebung Simulation

Cycle Run

Author: Christian Bacher

Comment: Hybrid CVT

Notice 1

Notice 2

Notice 3

Date of Development: 29. Oct 2009 20:43:28

Name: NEDC

Output of Text Report

Output of MS-Exports

Hot Start - steady state

Driving Resistance: physical

Neutral SOC

Run Optimization Tolerance Threshold: 0,1 % Max. Number of Iterations: 10

Optimization Mode: neutral SOC Desired Final Value: %

Cycle dependent input data, defined in the component "Vehicle"

Cold Start Correction

Pre-defined Temperature Curve

Corresponding Cycle:

Simulation 1: VSS Bulirsch/Stoer +

Roadway:

without Cornering

without Slip

Gear Selection Upshifting: According to Profile

Gear Selection Downshifting: According to Profile

Tiptronic

Kickdown

Gear Box Control:

Starting From Rest: customerlike

Driver: Standard

Course: Standard

Profile

Profile Definition: Time Dependent Profile Model: Standard

Profile according to time: NEDC_Hot1_Offenbach_Rohverlauf

Profile according to distance: UDC

Measuring Start Starting Time: 0,0 s Starting Distance: 0,0 m

Inertia Weight

Determine out of Inertia Weight Class

Inertia Weight: 1430,0 kg

Inertia Weight Class: Europe

Load State

Vehicle: empty + Constant Additional Load (Absolute) 0,0 kg
 half 0,0 | 0 %
 full

Fuel: Mass Reduction Influence Influence Threshold: 1,0 kg

Trailer: empty

Weighting Factors

Deactivated

Vorsteuerungsstrategie.txt

```
/*double realTime;*/

/*
a[0] = Schleppmoment
a[1] = Start Switch - VKM
a[2] = Velocity
a[3] = Course Signal 3
a[4] = Desired Torque Cockpit
a[5] = Brake Torque - Cockpit
a[6] = Course Signal 2 - Md_MG_Vorgabe
a[7] = Clutch Release

y[2] = Start Switch Engine
y[3] = Brake Torque
y[4] = Desired Torque VKM
y[5] = Desired Torque MG
*/

double Brake_Torque;
double MG_Torque;
double VKM_Torque;

if (a[3]==0)
{
    if (a[4]>=0)
    {
        if (a[6]>a[4])
        {
            MG_Torque=a[4];
            VKM_Torque=a[4]-MG_Torque;
            Brake_Torque=0;
        }
        else
        {
            MG_Torque=a[6];
            VKM_Torque=a[4]-MG_Torque;
            Brake_Torque=0;
        }
    }
    else
    {
        if (a[6]<=-a[5])
        {
            MG_Torque=a[5];
            VKM_Torque=0;
            Brake_Torque=a[5]-MG_Torque;
        }
        else
        {
            MG_Torque=a[6];
            VKM_Torque=0;
            Brake_Torque=a[5]-MG_Torque;
        }
    }
}
}
```

Vorsteuerungsstrategie.txt

```
else /*Und das ganze nochmal für ausgeschalteten Motor jedoch inkl.
Schleppmoment*/
{
    if (a[4]>=0)
    {
        if (a[6]>=a[4]-a[0])
        {
            MG_Torque=a[4]-a[0];
            VKM_Torque=a[4]-MG_Torque;
            Brake_Torque=0;
        }
        else
        {
            MG_Torque=a[6];
            VKM_Torque=a[4]-MG_Torque;
            Brake_Torque=0;
        }
    }
    else
    {
        if (a[6]<=-a[5]+a[0])
        {
            MG_Torque=-a[5]+a[0];
            VKM_Torque=0;
            Brake_Torque=a[5]-a[0]+MG_Torque;
        }
        else
        {
            MG_Torque=a[6];
            VKM_Torque=a[0];
            Brake_Torque=a[5]-MG_Torque-a[0];
        }
    }
}
y[3] = Brake_Torque;
y[4] = VKM_Torque;
y[5] = MG_Torque;
y[2] = a[1];

if(a[7]>=0.95 && a[2]>0)
{
y[3]=a[5];
y[4] =a[4];
y[5] =0;
}
```

▼M9

Anlage 1

UNTERTEILUNG DER FAHRZYKLEN BEI DER PRÜFUNG TYP I

1. FAHRZYKLUS

Der Fahrzyklus, bestehend aus einem Teil 1 (Stadfahrzyklus) und einem Teil 2 (außerstädtischer Fahrzyklus), ist in Abbildung III.1.1 dargestellt.

2. GRUNDSTADTFAHRZYKLUS (TEIL 1)

Siehe Abbildung III.1.2 und Tabelle III.1.2.

2.1. Unterteilung nach Betriebszuständen

	Zeit (in s)	%	
Leerlauf	60	30,8	} 35,4
Leerlauf bei fahrendem Fahrzeug und eingeschaltetem Getriebegang	9	4,6	
Schaltvorgang	8	4,1	
Beschleunigung	36	18,5	
konstante Geschwindigkeit	57	29,2	
Verzögerung	25	12,8	
	195	100	

2.2. Unterteilung nach Benutzung der Getriebegänge

	Zeit (in s)	%	
Leerlauf	60	30,8	} 35,4
Leerlauf bei fahrendem Fahrzeug und eingeschaltetem Getriebegang	9	4,6	
Schaltvorgang	8	4,1	
1. Gang	24	12,3	
2. Gang	53	27,2	
3. Gang	41	21	
	195	100	

2.3. Allgemeine Information

Mittlere Geschwindigkeit während der Prüfung: 19 km/h.

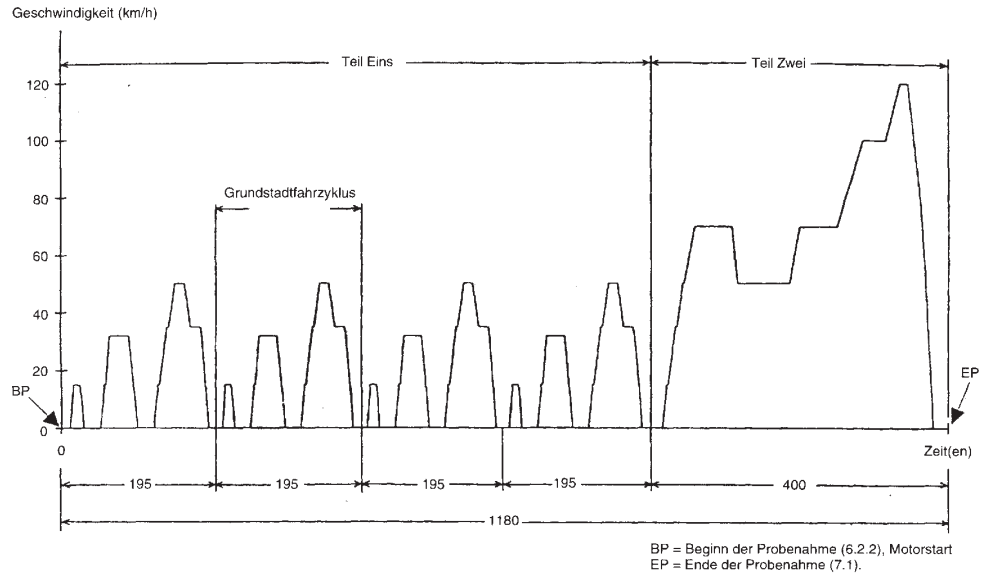
Tatsächliche Betriebszeit: 195 s.

Theoretisch durchfahrene Strecke je Zyklus: 1,013 km.

Entsprechende Fahrstrecke für 4 Zyklen: 4,052 km.

▼M15

Abbildung III.1.1
Fahrzyklus für die Prüfung Typ I



▼ M9

Tabelle III.1.2

Fahrzyklus auf dem Fahrleistungsprüfstand (Teil I)

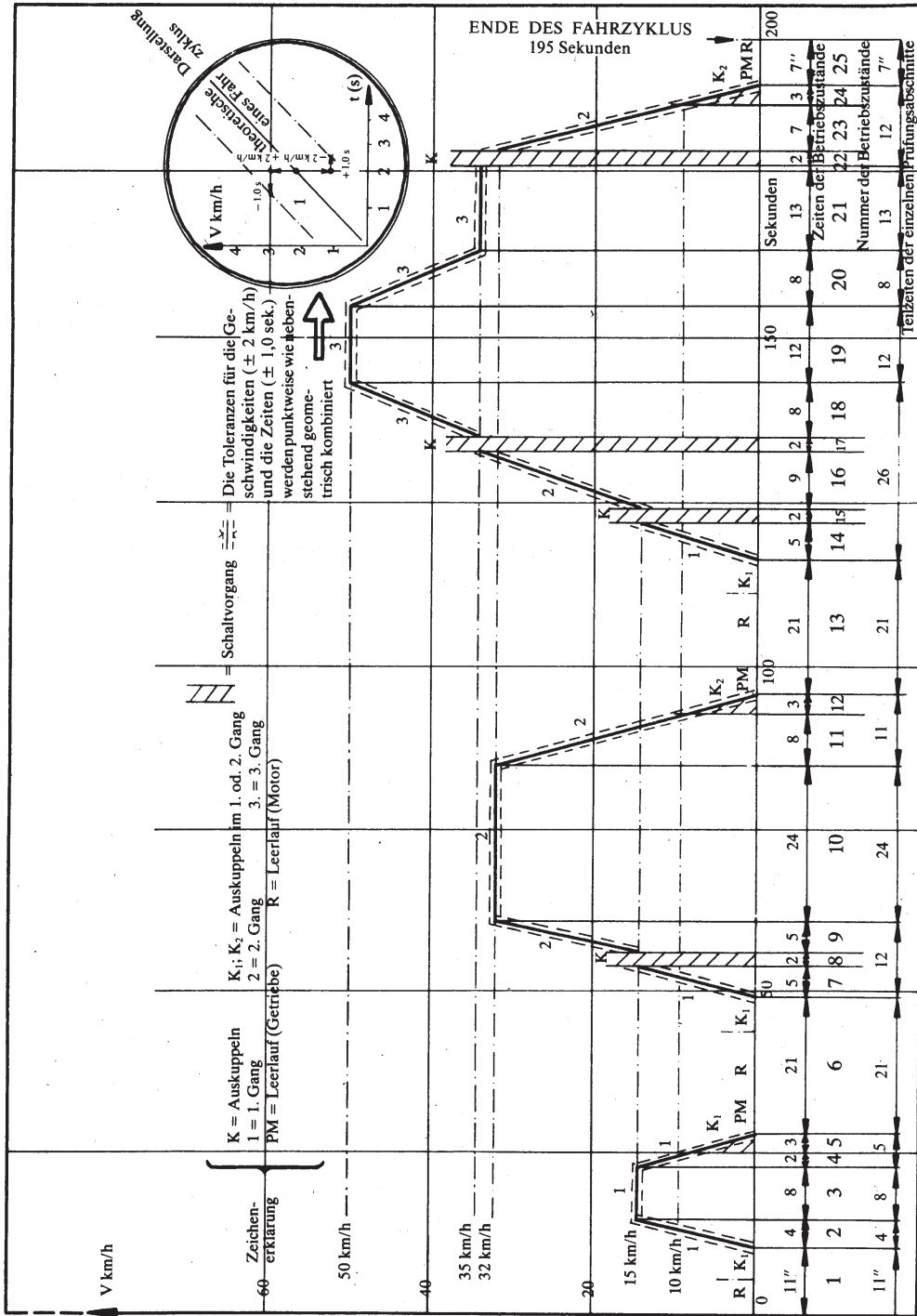
Betriebszustand Nr.	Betriebszustand	Phase	Beschleunigung (m/s ²)	Geschwindigkeit (km/h)	Dauer jedes(r)		Kumulierte Zeit (s)	Zu verwendender Gang bei Handschaltgetriebe
					Betriebszustands (s)	Phase (s)		
1	Leerlauf	1			11	11	11	6 s PM + 5 s K ₁ (*)
2	Beschleunigung	2	1,04	0-15	4	4	15	1
3	konstante Geschwindigkeit	3		15	8	8	23	1
4	Verzögerung	4	-0,69	15-10	2	2	25	1
5	Verzögerung, Motor ausgekuppelt	5	-0,93	10-0	3	5	28	K ₁ (*)
6	Leerlauf	6			21	21	49	16 s PM + 5 s K ₁ (*)
7	Beschleunigung	7	0,83	0-15	5	5	54	1
8	Gangwechsel	8			2	2	56	
9	Beschleunigung	9	0,94	15-32	5	12	61	2
10	konstante Geschwindigkeit	10		32	24	24	85	2
11	Verzögerung	11	-0,76	32-10	8	8	93	2
12	Verzögerung, Motor ausgekuppelt	12	-0,93	10-0	3	11	96	K ₂ (*)
13	Leerlauf	13			21	21	117	16 s PM + 5 s K ₁ (*)
14	Beschleunigung	14	0,83	0-15	5	5	122	1
15	Gangwechsel	15			2	2	124	
16	Beschleunigung	16	0,62	15-35	9	26	133	2
17	Gangwechsel	17			2	2	135	
18	Beschleunigung	18	0,52	35-50	8	8	143	3
19	konstante Geschwindigkeit	19		50	12	12	155	3
20	Verzögerung	20	-0,52	50-35	8	8	163	3
21	konstante Geschwindigkeit	21		35	13	13	176	3
22	Gangwechsel	22			2	2	178	
23	Verzögerung	23	-0,87	▶ M19 35-10	7	7	185	2
24	Verzögerung, Motor ausgekuppelt	24	-0,93	10-0	3	12	188	K ₂ (*)
25	Leerlauf	25			7	7	195	7 s PM (*)

(*) PM = Getriebe im Leerlauf, Motor eingekuppelt.
K₁, K₂ = 1. oder 2. Gang eingelegt, Motor ausgekuppelt.

▼M9

Abbildung III.1.2

Grundstadtfahrzyklus für die Prüfung Typ I



▼M9

3. AUSSERSTÄDTISCHER FAHRZYKLUS (TEIL 2)

Siehe Abbildung III.1.3 und Tabelle III.1.3.

3.1. Unterteilung nach Betriebszuständen

	Zeit (in s)	%
Leerlauf	20	5,0
Leerlauf bei fahrendem Fahrzeug und eingeschaltetem Getriebeingang	20	5,0
Schaltvorgang	6	1,5
Beschleunigung	103	25,8
konstante Geschwindigkeit	209	52,2
Verzögerung	42	10,5
	400	100

3.2. Unterteilung nach Benutzung der Getriebegänge

	Zeit (in s)	%
Leerlauf	20	5,0
Leerlauf bei fahrendem Fahrzeug und eingeschaltetem Getriebeingang	20	5,0
Schaltvorgang	6	1,5
1. Gang	5	1,3
2. Gang	9	2,2
3. Gang	8	2,0
4. Gang	99	24,8
5. Gang	233	58,2
	400	100

3.3. Allgemeine Information

Mittlere Geschwindigkeit während der Prüfung: 62,6 km/h.

Tatsächliche Betriebszeit: 400 s.

Theoretisch durchfahrene Strecke je Zyklus: 6,955 km.

Maximale Geschwindigkeit: 120 km/h.

Maximale Beschleunigung: 0,833 m/s².

Maximale Verzögerung: - 1,389 m/s²



Tabelle III.1.3

Außerstädtischer Fahrzyklus (Teil 2) für Prüfung Typ I

Betriebszustand Nr.	Betriebszustand	Phase	Beschleunigung (m/s ²)	Geschwindigkeit (km/h)	Dauer jedes(r)		Kumulierte Zeit (s)	Zu verwendender Gang bei Handschalgetriebe
					Betriebszustands (s)	Phase (s)		
1	Leerlauf	1			20		20	K ₁ (*)
2	Beschleunigung	}	0,83	0-15	5	}	25	1
3	Gangwechsel		2				27	
4	Beschleunigung	}	0,62	15-35	9	}	36	2
5	Gangwechsel		2				38	
6	Beschleunigung	}	0,52	35-50	8	}	46	3
7	Gangwechsel		2				48	
8	Beschleunigung	}	0,43	50-70	13	}	61	4
9	konstante Geschwindigkeit		50				111	
10	Verzögerung	4	-0,69	70-50	8		119	4 s.5 + 4 s.4
11	konstante Geschwindigkeit	5			188		4	
12	Beschleunigung	}	0,43	50-70	69	}	201	4
13	konstante Geschwindigkeit		13				251	
14	Beschleunigung	}	0,24	70-100	50	}	286	5
15	konstante Geschwindigkeit		35				316	
16	Beschleunigung	}	0,28	100-120	30	}	336	5 (**)
17	konstante Geschwindigkeit		20				346	
18	Verzögerung	}	-0,69	120-80	10	}	362	5 (**)
19	Verzögerung		16				370	
20	Verzögerung, Motor ausgekuppelt	}	-1,04	80-50	8	}		
	Leerlauf		10				380	
21	Leerlauf	13	-1,39	50-0	20		400	PM (*)

(*) PM = Getriebe im Leerlauf, Motor eingekuppelt.

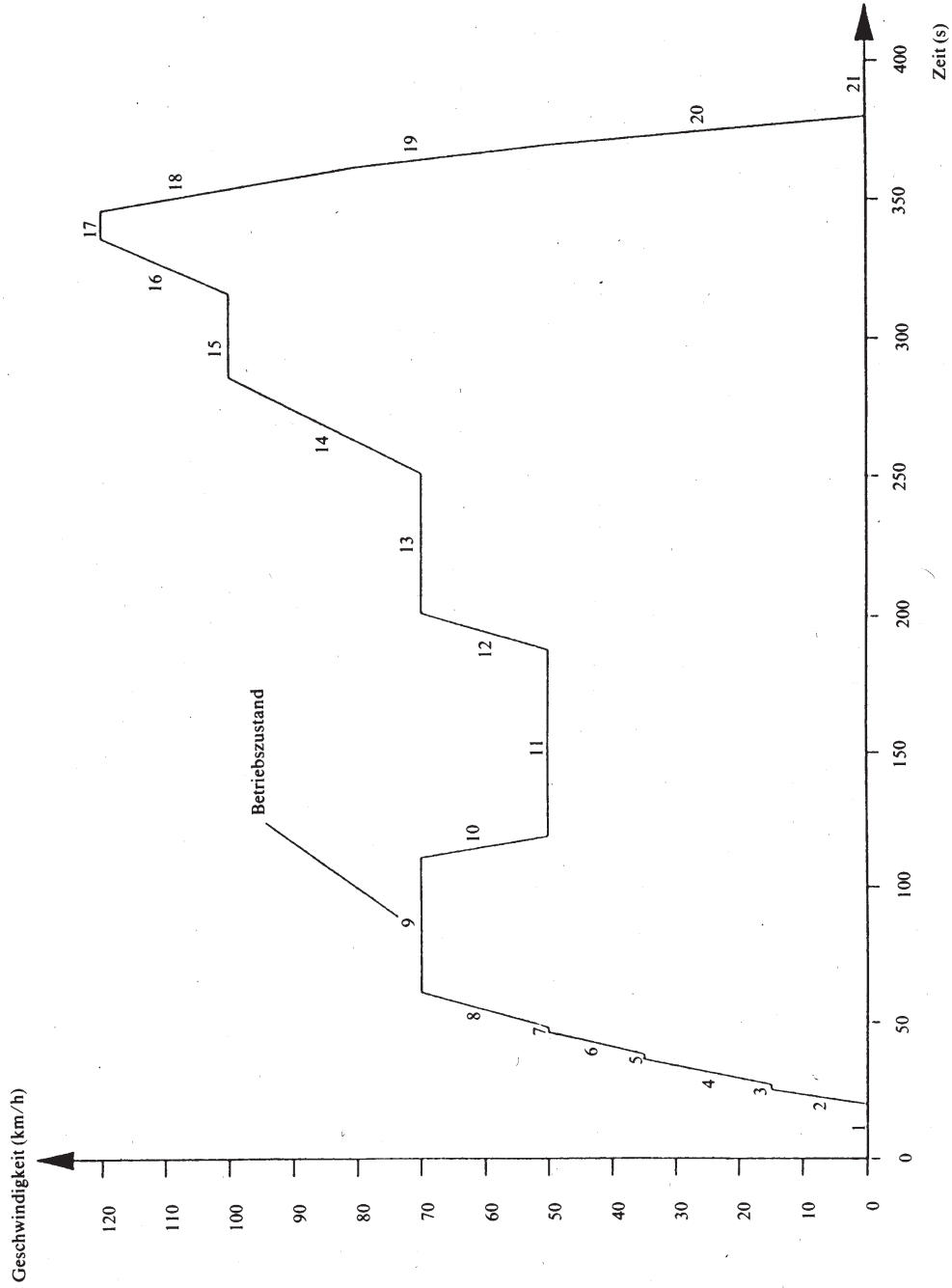
K₁, K₂ = 1. oder 5. Gang eingelegt, Motor ausgekuppelt.

(**) Zusätzliche Gänge können entsprechend den Herstellerempfehlungen verwendet werden, falls das Fahrzeug mit einem Getriebe mit mehr als 5 Gängen ausgerüstet ist.

▼M9

Abbildung III.1.3

Außerstädtischer Fahrzyklus (Teil 2) für die Prüfung Typ I



▼M15