



Dipl.-Ing. Raphael Luz

# **Simulationsbasierte Methode zur Zertifizierung der CO<sub>2</sub> Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen**

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

**Technische Universität Graz**

1. Gutachter

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn Stefan Hausberger  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

2. Gutachter

Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Theodor Sams  
AVL List GmbH, Graz

Graz, Februar 2015



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

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

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

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)



## Kurzfassung

Die Arbeit entstand im Rahmen des durch die Europäische Kommission - Generaldirektion Klimapolitik (DG Klima) beauftragten Projektes zur Entwicklung einer NFZ-CO<sub>2</sub>-Typprüfung. Diese soll es ermöglichen, Neufahrzeuge eine standardisierte und vergleichbare CO<sub>2</sub>-Verbrauchs-Kennzeichnung zuzuweisen, die möglichst reale Betriebsbedingungen wiedergibt.

Aufgrund des untragbar hohen Aufwands den ein messbasiertes Testverfahren zur Folge hätte -bedingt durch die hohe Vielfalt von Fahrzeugkonfigurationen im NFZ-Bereich- wurde ein auf Simulation basierender Ansatz zur CO<sub>2</sub>-Zertifizierung gewählt. Kern dieser Arbeit ist das Simulationsmodell VECTO (Vehicle Energy consumption Calculation Tool), das auf Basis standardisierter Messungen von Fahrzeug-Einzelkomponenten die CO<sub>2</sub>-Emissionen für das Gesamtfahrzeug berechnet. Das Modell soll möglichst reales Betriebsverhalten nachbilden und alle CO<sub>2</sub>-relevanten Fahrzeugeigenschaften und Technologien berücksichtigen. Zugleich muss sichergestellt werden, dass die Eingangsparameter verifizierbar sind und herstellerunabhängige Parameter durch generische Funktionen korrekt abgebildet werden, ohne dass manuelle Eingriffe notwendig sind. Die Arbeit umfasst die gesamte Modellentwicklung und Software-Implementierung.

Ein generisches Fahrermodell wurde entwickelt, das das Verhalten realer Fahrer und Fahrerassistenzsysteme simuliert und damit die Verwendung synthetischer, fahrzeugunabhängiger Target-Speed-Testzyklen erlaubt. Das Modell bildet realitätsnahes und vorausschauendes Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten basierend auf allgemein gültigen Gesetzmäßigkeiten ab und benötigt daher keine fahrzeugspezifischen Eingangsparameter die für jede Fahrzeugkonfiguration manuell zu bestimmen und für die Typprüfung verifizierbar sein müssten. Das Fahrermodell erlaubt auch den Einfluss verbrauchssparender Fahrerassistenzsysteme zu berücksichtigen, die bei modernen LKW Anwendung finden.

Es wurde eine Sensitivitätsanalyse zur Bestimmung des Einflusses von Messabweichungen bei den Komponentenmessungen auf die simulierten CO<sub>2</sub>-Emissionen durchgeführt. Dabei wurden die (außerhalb dieser Arbeit entwickelten) Testverfahren zur Ermittlung des Roll- und Luftwiderstands, der Getriebeverluste sowie des Verbrauchskennfeldes bewertet. Die Modell-Validierung erfolgte mithilfe von Gesamtfahrzeug-Messungen, die durch das Joint Research Centre (JRC) der Europäischen Kommission durchgeführt wurden. Es ist vorgesehen, die NFZ-CO<sub>2</sub>-Typprüfung in der EU basierend auf VECTO im Jahr 2017 einzuführen.

## Abstract

The present work was carried out as part of a project commissioned by the European Commission - Directorate-General for Climate Action to develop a CO<sub>2</sub> type approval procedure for heavy duty vehicles. The procedure is planned to introduce standardised and comparable CO<sub>2</sub> labels for heavy duty vehicles which should reflect actual real world conditions.

Since a measurement based test procedure would involve unacceptably high expenses - due to the high model variety in the HDV segment - a simulation based approach was chosen for CO<sub>2</sub> certification. Centre of this work is the simulation model VECTO (Vehicle Energy consumption Calculation Tool) which calculates a vehicle's CO<sub>2</sub> emissions using standardised measurements of the vehicle's single components. The model is required to reflect real world conditions as close as possible and consider all CO<sub>2</sub>-relevant vehicle properties and technologies. Also required is that all model input parameters are verifiable and manufacturer-independent parameters are modelled by generic and generally valid functions. The present work covers the whole model development and software implementation.

A generic driver model was developed to simulate realistic driver behaviour and driver assistance functions. This allows the usage of synthetic, vehicle-independent target-speed profiles. The driver model depicts realistic and foresighted acceleration and deceleration behaviour based on general rules that apply to any vehicle without the demand of vehicle-specific input parameters that would require manual calibration and verification for the official CO<sub>2</sub> testing. Beside driver behaviour the model also allows to consider modern fuel saving driver assistance functions which are available in modern trucks.

A sensitivity analysis was performed to estimate the influence of uncertainties in the component measurements on the CO<sub>2</sub> emissions simulated. During this analysis the test procedures for roll and air resistance, transmission losses and fuel map (which have been developed outside of this work) were evaluated. The model variation was carried out using vehicle measurements which were performed by the Joint Research Centre (JRC) of the European Commission. Based on VECTO the CO<sub>2</sub> certification for HDV is planned to be implemented in the EU from 2017 on.

# Inhalt

1.	Einleitung.....	11
2.	Vergleich der Lösungsansätze .....	13
2.1.	Anforderungen .....	13
2.2.	Stand der Technik.....	15
2.2.1.	Längsdynamikmodelle.....	15
2.2.2.	Simulationsbasierte Typprüfverfahren im Nutzfahrzeubereich.....	15
3.	Längsdynamiksimulation .....	17
3.1.	Vorwärtsrechnende Längsdynamiksimulation.....	17
3.2.	Rückwärtsrechnende Längsdynamiksimulation.....	18
3.3.	Vergleich der beiden Modellansätze.....	19
3.4.	Bestimmung des Leistungs- und Energiebedarfs .....	21
3.4.1.	Radwiderstand.....	21
3.4.2.	Luftwiderstand .....	24
3.4.3.	Steigungswiderstand .....	25
3.4.4.	Beschleunigungswiderstand.....	26
3.4.5.	Gesamter Leistungs- und Energiebedarf.....	27
4.	Spezielle Anforderungen der Typprüfung .....	29
4.1.	Target-Speed-Zyklen.....	29
4.2.	Fahrermodell .....	30
4.2.1.	Beschleunigungen und Verzögerungen.....	31
4.2.2.	Overspeed .....	31
4.2.3.	Eco-Roll.....	32
4.2.4.	Look-Ahead Coasting.....	33
4.2.5.	Schaltmodell .....	34
4.3.	Seitenwindkorrektur .....	34
4.4.	Nebenaggregate .....	34
4.5.	Sonstige Funktionen .....	35
4.5.1.	Start/Stopp .....	35
4.5.2.	Retarder.....	35
4.5.3.	Drehmomentwandler .....	35
4.6.	Übersicht der berücksichtigten Komponenten .....	36
5.	Das Modell VECTO.....	37
5.1.	Fahrzyklus Preprocessing .....	38

5.1.1.	Fahrzyklus-Konvertierung von weg- auf zeitbasiert .....	39
5.1.2.	Konvertierung von variabler Frequenz in 1Hz .....	41
5.1.3.	Neue Stützstellen bilden.....	42
5.2.	Fahrermodell Preprocessing.....	43
5.2.1.	Overspeed / Eco-Roll .....	44
5.2.2.	Look-Ahead Coasting.....	46
5.3.	Leistungsberechnung.....	48
5.3.1.	Beschleunigung begrenzen.....	49
5.3.2.	Radleistung berechnen.....	49
5.3.3.	Schaltmodell .....	51
5.3.4.	Berechnung der Motorleistung .....	57
5.3.5.	Start/Stop .....	64
5.3.6.	Geschwindigkeitsreduktion .....	65
5.3.7.	Zugkraftunterbrechung .....	65
5.4.	Kraftstoffberechnung .....	67
5.4.1.	Delaunay-Triangulation .....	68
5.4.2.	Interpolation.....	68
5.4.3.	Verbrauchskorrektur bei Fahrzeugen mit Start/Stop Systemen.....	71
6.	Komponentenmessungen .....	73
6.1.	Ermittlung des Rollwiderstandsbeiwerts.....	73
6.2.	Ermittlung des Luftwiderstandsbeiwerts .....	74
6.3.	Erstellung des Verbrauchskennfelds .....	76
6.3.1.	Weitere Motorparameter.....	78
6.4.	Getriebeverluste.....	78
6.5.	Nebenverbraucher.....	78
7.	Validierung.....	81
7.1.	Ergebnisse.....	82
7.1.1.	DAF CF75.....	82
7.1.2.	Mercedes-Benz Actros.....	84
7.2.	Schlussfolgerung.....	84
8.	Beispiele und Sensitivitätsanalysen.....	85
8.1.	Referenzfahrzeuge.....	85
8.1.1.	Beispiel-Berechnung.....	85
8.2.	Variation der Eingangsparameter.....	87
8.2.1.	Luftwiderstandsbeiwert .....	87



8.2.2.	Rollwiderstandsbeiwert .....	87
8.2.3.	Verbrauchskennfeld .....	87
8.2.4.	Getriebe- und Differential-Verlustkennfelder.....	87
8.3.	Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse.....	88
8.3.1.	Luftwiderstandsbeiwert .....	88
8.3.2.	Rollwiderstandsbeiwert .....	89
8.3.3.	Verbrauchskennfeld .....	90
8.3.4.	Getriebe- und Differential-Verlustkennfelder.....	92
8.4.	Schlussfolgerungen.....	93
9.	Zusammenfassung und Ausblick .....	95
9.1.	Ausblick .....	96
10.	Abkürzungen .....	97
11.	Formelzeichen .....	99
12.	Literatur.....	101
13.	Abbildungsverzeichnis.....	103
14.	Tabellenverzeichnis .....	107



# 1. Einleitung

Der Straßenverkehr gilt als einer der größten Verursacher von CO<sub>2</sub> Emissionen und steht seit Jahren im Zentrum von CO<sub>2</sub>-Minderungsmaßnahmen der Europäischen Kommission (EC). Für PKWs existiert bereits seit 2009 eine EC- Verordnung [1] die neben den Schadstoffen auch die CO<sub>2</sub>-Emissionen (im Flottendurchschnitt) limitiert. Das steigende Nutzfahrzeug-Transportvolumen und die damit verbundene Erhöhung der Emissionen im Transportsektor drängen nun auch zu einer Regulierung für Nutzfahrzeuge (NFZ). [2]

Im Nutzfahrzeug-Sektor ist die Senkung des Kraftstoffverbrauchs seit jeher einer der wichtigsten Entwicklungsziele, denn der Anteil der Kraftstoffkosten an den Gesamt-Betriebskosten ist beträchtlich. Dennoch sieht die Europäische Kommission Raum für erhebliche Reduktionen des Kraftstoffverbrauchs und damit auch der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Es wurde die Entwicklung einer standardisierten Methode beauftragt, mit deren Hilfe der spezifische Kraftstoffverbrauch und die CO<sub>2</sub>-Emissionen von Nutzfahrzeugen bestimmt werden können. Dabei sollen folgende Punkte erfüllt werden:

- Alle Eigenschaften und Bauteile sollen berücksichtigt werden, die für die Effizienz des Fahrzeugs relevant sind.
- Die Bewertungen sollen für verschiedene Anwendungsbereiche (mission profiles) erfolgen um realitätsnahe und kundenrelevante Werte zu liefern und die Entwicklung in die richtige Richtung zu lenken.
- Die Methode soll wiederholbar und reproduzierbar sein (gleiche Ergebnisse durch unterschiedliche Labors)
- Einsetzbar unter vertretbarem Aufwand und Kosten

Der Einsatzbereich von Nutzfahrzeugen ist wesentlich vielseitiger als bei PKWs. Die Fahrzeuge werden in unterschiedlichsten Varianten angeboten, um auf die verschiedenen Kundenbedürfnisse eingehen zu können. Dabei werden u.a. Motor, Getriebe, Nebenverbraucher und Aufbau getrennt dem Einsatzzweck entsprechend ausgewählt. Eine auf Fahrzeugmessungen beruhende Testmethode wie sie bei den PKWs angewandt wird ist somit unrealistisch, da für jede mögliche Kombination ein komplettes Fahrzeug entweder am Rollenprüfstand oder auf der Straße vermessen werden müsste.

In [2] wurde ein Vorschlag für eine auf Simulation basierende Methode erarbeitet, in der alle relevanten Fahrzeugkomponenten einzeln vermessen und in der Simulation zum Gesamtfahrzeug zusammengefügt werden. Diese Methode erlaubt eine kostengünstige Evaluierung von unterschiedlichen Fahrzeugkonzepten und -kombinationen und lieferte bereits in den ersten Testanwendungen plausible und nachvollziehbare Ergebnisse. [3]

Die daraus entstandene Software VECTO (Vehicle Energy consumption Calculation Tool) basiert auf einem rückwärts-rechnenden Längsdynamikmodell und wird am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der TU Graz entwickelt. Die vorliegende Arbeit dokumentiert die Entwicklung und Validierung dieses Simulationsmodells, das dem Testverfahren zur CO<sub>2</sub>-Zertifizierung von Nutzfahrzeugen zugrunde liegt. Der Inhalt gliedert sich in folgende Punkte:

2. *Vergleich der Lösungsansätze* diskutiert und vergleicht die unterschiedlichen Ansätze, die bei der Entwicklung des Testverfahrens in Betracht gezogen wurden.
3. *Längsdynamiksimulation* beschreibt die Vorgehensweise und die unterschiedlichen Modellierungsansätze bei der Längsdynamiksimulation.

In *4. Spezielle Anforderungen der Typprüfung* werden die Besonderheiten des Modells beschrieben, die zur Anwendung in der Typprüfung notwendig sind.

In *5. Das Modell VECTO* werden die einzelnen Funktionen und Module des Modells im Detail behandelt.

Darauf aufbauend wird in *6. Komponentenmessungen* gezeigt, wie die einzelnen Fahrzeugkomponenten vermessen werden um daraus die Eingangsdaten für das Modell zu generieren.

In *7. Validierung* erfolgt eine Gegenüberstellung mit Gesamtfahrzeug-Messungen.

Die Arbeit schließt ab mit *8. Beispiele und Sensitivitätsanalysen*, wo der Einfluss von Messungenauigkeiten oder Abweichungen bei der Bedatung einzelner Parameter auf das Ergebnis untersucht werden.

## 2. Vergleich der Lösungsansätze

### 2.1. Anforderungen

Das Nutzfahrzeug CO<sub>2</sub>-Prüfverfahren stellt folgende Anforderungen an das Verfahren [2]:

- Wiederholbarkeit: Das Testverfahren soll stabil sein und vergleichbare Ergebnisse bei mehreren Wiederholungen liefern.
- Reproduzierbar: Verschiedene Labors sollen gleiche Ergebnisse für dasselbe Fahrzeug liefern.
- Sensibel für kraftstoffsparende Technologien
- Das Verfahren soll Anreiz für die Hersteller schaffen, die Effizienz der Fahrzeuge zu erhöhen
- Die Ergebnisse sollen die in der Realität auftretenden Emissionen widerspiegeln
- Aufwand und Kosten zur Durchführung müssen für Hersteller und Prüflabors vertretbar sein
- Das Verfahren muss für alle relevanten Nutzfahrzeugsegmente anwendbar sein.

Wie einleitend bereits erwähnt wurde, wird das Nutzfahrzeug CO<sub>2</sub>-Prüfverfahren auf einen simulationsbasierenden Ansatz aufbauen. In den vorangegangenen Projekten zur Entwicklung der Typprüfung wurden auch andere Verfahren in Betracht gezogen, die auf Messungen des Gesamtfahrzeugs basieren. Folgende Verfahren wurden betrachtet:

- Messungen am Rollenprüfstand
- On-Board Messungen (PEMS<sup>1</sup>)
- Längsdynamiksimulation

In Lot 2<sup>2</sup> wurden diese Methoden hinsichtlich der Anforderungen des Prüfverfahrens untersucht und verglichen. PEMS hat den Vorteil, dass das gesamte Fahrzeug ohne Vereinfachungen im realen Betrieb auf der Straße vermessen wird. Dem gegenüber stehen die zahlreichen Unsicherheiten durch Umwelteinflüsse. Dadurch ist die Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit von PEMS-Messungen schlechter als bei den anderen Methoden. [2]

Rollenmessungen erlauben aufgrund der kontrollierten Bedingungen eine gute Wiederholbarkeit. Unsicherheiten sind hier gegeben durch die Simulation der Fahrwiderstände, welche im Vorfeld -gleich wie beim Simulationsansatz- ermittelt werden müssen und den Trägheitsverlusten des Prüfstands sowie den Verlusten zwischen Rolle und Reifen, die von der Vorkonditionierung beeinflusst werden. [2]

Das Verfahren auf Basis der Längsdynamiksimulation liefert naturgemäß eine sehr hohe Wiederholbarkeit. Bei dieser Methode werden die einzelnen Fahrzeugkomponenten vermessen und im Modell zum Gesamtfahrzeug kombiniert. Da bei den anderen Varianten jedes Fahrzeug, in allen verfügbaren Konfigurationen gemessen werden müsste, stellt der Simulationsansatz auch den mit Abstand geringsten Aufwand dar. [2]

Abbildung 2-1 zeigt die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung mithilfe von Simulation.

---

<sup>1</sup> PEMS = Portable emissions measurement system

<sup>2</sup> Lot 2 bezieht sich auf die zweite Ausschreibung der Europäischen Kommission [2] zur Entwicklung des Typprüfverfahrens. Die vorliegende Arbeit entstand vorwiegend im Laufe des dritten Teils, Lot 3.

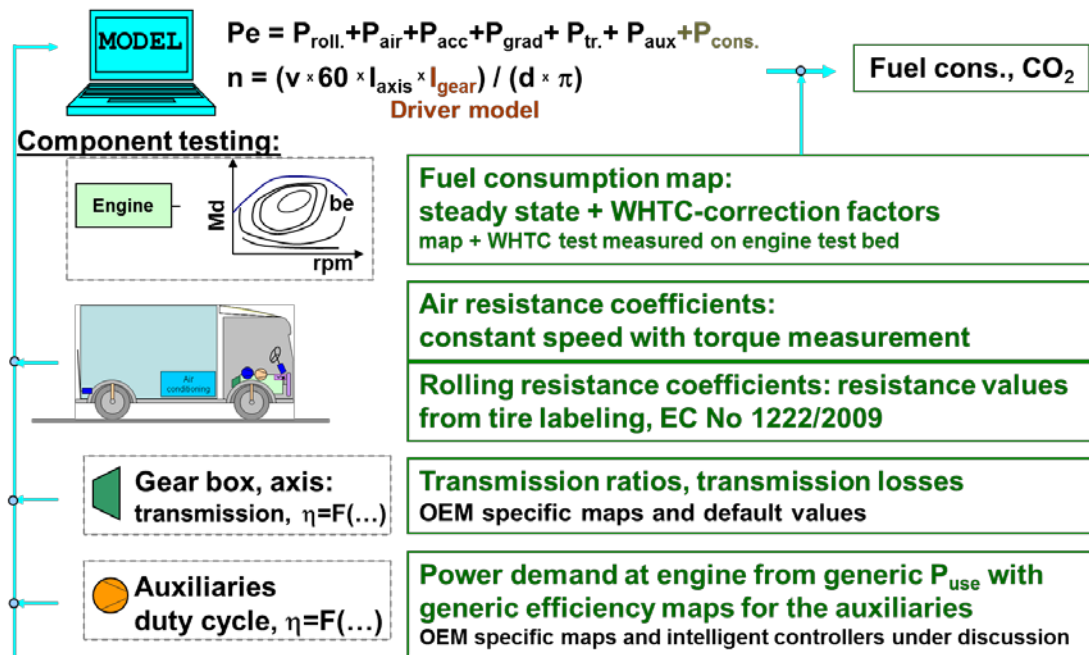


Abbildung 2-1: Übersicht des NFZ-CO<sub>2</sub>-Zertifizierungsverfahrens [2]

Eine wichtige Anforderung des Testverfahrens ist, dass sie Anreize zur Entwicklung und Optimierung von verbrauchssparenden Systemen gibt. Das bedeutet das Testverfahren muss auch geringe Verbrauchsunterschiede durch einzelne Maßnahmen ausweisen können, was hohe Anforderungen an die Messgenauigkeit, Wiederholbarkeit bzw. Modelldetailgrad stellt. In Tabelle 2-1 sind Vor- und Nachteile der einzelnen Varianten gegenüber gestellt. [2]

Tabelle 2-1: Vergleich der Varianten [2]

	Repeat-ability	Effort	Capable of all systems	Sensi-tivity	Incentive for optimisations
chassis dyno & driving resist.	+	--	+	0	+
on-road testing (PEMS)	--	--	++	--	0
Simulation tool & driving resist. & other test data	++	++	-	+(1)	+(1)

(1) Depends on details of the approach

- Due to manifold combinations of engine, transmission, cabin, body etc. each manufacturer would have to test hundreds of models
- Certification procedure shall include all relevant vehicle components

Die Entscheidung das Verfahren durch Komponentenmessungen und Simulation zu realisieren, ist angesichts der Vorteile nachvollziehbar. Um allen Anforderungen der Typprüfung nachzukommen, wird allerdings ein hoher Detaillierungsgrad gefordert. PEMS- und Rollenmessungen werden zur Validierung des Modells angewandt.

## **2.2. Stand der Technik**

### **2.2.1. Längsdynamikmodelle**

Es gibt eine Vielzahl von Softwarelösungen im Bereich der Längsdynamiksimulation. Auf die prinzipiellen Unterschiede zwischen dem vorwärts- und dem rückwärtsrechnenden Ansatz wird im nächsten Abschnitt eingegangen. In der Praxis werden beide Ansätze verwendet, je nach Anforderung. Einige Programme, wie zum Beispiel die kommerzielle Software CRUISE der AVL List GmbH [28], erlauben sogar die Anwendung beider Ansätze in demselben Fahrzeugmodell, sofern dieses ausreichend parametrisiert ist. Häufig werden alternativ oder ergänzend zu kommerziellen Softwareprodukten selbst entwickelte Programme eingesetzt, wie auch in der vorliegenden Arbeit. Rückwärtsrechnende Modelle können üblicherweise mithilfe von allgemeinen Programmiersprachen, die nur grundlegende mathematische Funktionen anbieten, implementiert werden. Vorwärtsrechnende Modelle benötigen hingegen in aller Regel eine Plattform, die das Aufstellen und Lösen von Differentialgleichungssystemen ermöglichen. Sehr weit verbreitet findet hier das Produkt MATLAB von The MathWorks, Inc. bzw. dessen Erweiterung Simulink [29] Anwendung.

Funktionen und Detaillierungsgrad der Modelle variieren stark, je nach Anwendungsfall. In der Fahrzeugentwicklung werden meist sehr detaillierte Modelle benötigt, die das Verhalten bezüglich Performance, Kraftstoffverbrauch und Fahrbarkeit eines Einzelfahrzeugs möglichst genau abbilden. Für makroskopische Anwendungen, wie z.B. verkehrstechnische Untersuchungen auf Flottenebene, liegt der Fokus hingegen weniger auf die möglichst genaue Modellierung eines einzelnen Fahrzeugs, sondern auf die Abbildung des durchschnittlichen Emissionsverhaltens einer ganzen Fahrzeugflotte.

In der vorliegenden Arbeit werden durch den Einsatz in der Typprüfung besondere Anforderungen an das Längsdynamikmodell gestellt, wie in Abschnitt 2.1 bereits erläutert wurde. Das Modell muss einerseits eine hohe Detailtiefe besitzen, um alle CO<sub>2</sub>-relevanten Eigenschaften und Technologien abzubilden und andererseits hohe Flexibilität, um die unterschiedlichen Nutzfahrzeugklassen und fahrzeugunabhängigen Funktionen, wie den Fahrereinfluss, zu integrieren.

Der vorhandene Markt für Längsdynamikmodelle bietet zwar eine Reihe von möglichen Plattformen, die als Basis für das Modell zur CO<sub>2</sub>-Zertifizierung dienen können, jedoch keine fertige Lösung, die den speziellen Anforderungen genügt. Insbesondere die generischen Ansätze zur allgemein gültigen und fahrzeugunabhängigen Modellierung des Fahrverhaltens stellen hier eine Neuerung da. Zudem ist es eine Vorgabe der EU, dass das Simulationstool an keine bestehenden Lizenzrechte gebunden sein darf, wenn es verpflichtend in der Zertifizierung eingesetzt werden soll.

### **2.2.2. Simulationsbasierte Typprüfverfahren im Nutzfahrzeugbereich**

Analog zu den Bestrebungen zur Einführung einer NFZ-CO<sub>2</sub>-Zertifizierung in der EU gibt es auch eine Reihe anderer auf Simulation basierender Typprüfverfahren, die teilweise bereits in Anwendung sind.

#### **2.2.2.1. UNECE Emissions-Zertifizierung von Hybrid-Nutzfahrzeugen**

Nutzfahrzeug-Typprüfverfahren zur Zertifizierung von Schadstoffemissionen basieren auf Motormessungen, im Gegensatz zu den PKW-Typprüfverfahren am Rollenprüfstand. Dabei kommt, unabhängig vom Fahrzeug, ein definierter Drehzahl- und Drehmomentverlauf als Testzyklus zur Anwendung. Zurzeit werden weltweit verschiedene Testzyklen vorgeschrieben, was die Fahrzeugentwicklung und den Handel auf dem internationalen Markt erschwert.

Um diese Testverfahren international anzugleichen, wurde im World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations der United Nations Economic Commission for Europe (UNECE) eine globale technische Richtlinie (GTR) [30] für die Emissionsprüfung von NFZ-Motoren entwickelt.

Im Rahmen der GTR wurde ein neues Verfahren für die Emissions-Zertifizierung von Nutzfahrzeugen mit Elektrohybridantrieb entwickelt. Für Hybridfahrzeuge ist die Testprozedur mit einem einheitlichen Motortestzyklus kritisch, da die VKM-Betriebspunkte, vor allem bei einem seriellen Hybridantrieb, sich sehr stark von konventionellen Fahrzeugen unterscheiden können. Im Extremfall eines stationären Motorbetriebs, beispielsweise, spiegelt ein transienter Testzyklus keinesfalls den realen Motorbetrieb wider.

Um den Anforderungen hybrider Antriebskonzepte gerecht zu werden und deren Potential zur Verbrauchseinsparung unter realen Betriebsbedingungen zu bewerten, wurde von der UNECE eine alternative Methode für die Emissionszertifizierung von Verbrennungsmotoren in elektrohybriden Antriebssystemen entwickelt. Das Verfahren basiert auf der existierenden Japanischen Richtlinie Kokujikan No. 281 [32] unter Verwendung von Hardware-in-the-Loop-Simulation (HILS). Dabei wird eine Gesamtfahrzeugsimulation durchgeführt, in der alle für die Betriebsstrategie entscheidenden Steuergeräte als Hardware eingebunden sind. Der daraus resultierende VKM-Drehzahl- und Drehmomentverlauf wird anschließend für die Messung am Motorprüfstand verwendet. [31]

Für das Verfahren wurde ein vorwärtsrechendes Simulink-Modell entwickelt. Grundsätzlich ist das Konzept mit dem CO<sub>2</sub>-Testverfahren, das im Zentrum der vorliegenden Arbeit steht, vergleichbar. Der wesentliche Unterschied ist, dass die schlussendliche Emissions-Zertifizierung weiterhin am Motorprüfstand erfolgt, während das CO<sub>2</sub>-Verfahren keine Messungen mehr vorsieht, abgesehen von den Einzelkomponenten. Weitere Unterschiede finden sich in den Ansätzen zur Validierung. Das HILS-Verfahren setzt dabei auf Rollenmessungen, was hinsichtlich der großen Fahrzeugvielfalt für das CO<sub>2</sub>-Verfahren nicht als Standard vorgesehen ist. Ausnahmen sind Stichprobentests zur Verifizierungen und Feldüberwachung.

Die Anforderungen des CO<sub>2</sub>-Testverfahrens zur Berücksichtigung aller relevanten Technologien und zur Verwendung von Target-Speed-Zyklen gehen über die Möglichkeiten des HILS-Modells hinaus. Es hätte lediglich die Basis für die Entwicklung von VECTO darstellen können. Aufgrund der hohen Anzahl an Fahrzeugkonfigurationen und den daraus resultierenden Ansprüchen an die Modellstabilität und Rechenzeit wurde VECTO, unabhängig vom HILS-Verfahren, als rückwärtsrechendes Modell umgesetzt.

### **2.2.2.2. US EPA Treibhausgas-Emissionsstandards für schwere Nutzfahrzeuge**

In den USA wird durch die Environmental Protection Agency (EPA) und die National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) an einem Verfahren zur CO<sub>2</sub>-Zertifizierung gearbeitet, in der das gesamte Fahrzeug betrachtet werden soll. Das Verfahren wird allerdings nur ergänzend zu den bestehenden Motortests und Grenzwerten angewandt. Ähnlich dem in dieser Arbeit beschriebenen Ansatz wird auch hier auf Längsdynamiksimulation gesetzt.

Das dazu entwickelte Längsdynamikmodell Greenhouse Gas Emissions Model (GEM) basiert auf MATLAB. Im Gegensatz zu VECTO verwendet GEM für die meisten Eingangsparameter generische Standardwerte, die teilweise vom Hersteller freiwillig durch eigene Angaben ersetzt werden können, sofern diese nachweisbar sind. Dies betrifft unter anderem sogar das Verbrauchskennfeld. Einige Parameter, wie beispielsweise der Luftwiderstandsbeiwert, werden aus Tabellen entnommen, die für vordefinierte Technologiestufen Standardwerte enthalten.

Grundsätzlich verfolgt der Ansatz mit GEM dieselbe Strategie wie VECTO, allerdings mit höheren Freiheitsgraden für die Hersteller und wesentlich geringerer Detailtiefe. Folglich werden viele potentielle verbrauchssparende Maßnahmen und technische Details nicht erfasst.



### 3. Längsdynamiksimulation

In diesem Kapitel wird die Längsdynamiksimulation von Kraftfahrzeugen näher behandelt sowie die verschiedenen Ansätze die je nach Anwendung zum Einsatz kommen.

Die Dynamik von Straßenfahrzeugen kann anhängig von der Richtung der betrachteten Bewegung in drei Bereiche unterteilt werden [6]:

- Die **Hochdynamik** beschäftigt sich mit den Bewegungen die nach oben oder unten, d.h. normal zur Fahrbahn gerichtet sind. Die Hochdynamik ist vor allem für Fahrkomfort und -sicherheit relevant.
- Die **Querdynamik** beschreibt die seitlich gerichteten Kräfte und Bewegungen und ist somit wichtig für Untersuchungen des Fahrverhaltens und der Fahrzeugstabilität
- Die **Längsdynamik** ist für die in Fahrtrichtung wirkenden Kräfte zuständig, d.h. Antrieb und Bremsen und die dagegen wirkenden Fahrwiderstände.

Für Energie- bzw. Kraftstoffverbrauch wird meist nur die Längsdynamik betrachtet, da sie alle fahrleistungsrelevanten Kräfte beschreibt. Bei der Modellbildung wird unterschieden zwischen vorwärtsrechnenden (dynamischen) und rückwärtsrechnenden (quasi-statischen) Modellen. Beide Ansätze haben Vor- und Nachteile und finden somit in unterschiedlichen Bereichen Anwendung. Sie folgen jedoch beide den gleichen Grundlagen der Längsdynamik zur Ermittlung der Fahrwiderstände aus Rad-, Luft-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstand, wie in 3.4 im Detail behandelt wird.

#### 3.1. Vorwärtsrechnende Längsdynamiksimulation

Beim vorwärtsrechnenden oder auch dynamischen Ansatz wird vom Fahrer zum Rad gerechnet, d.h. ausgehend vom Fahrerwunsch (Gaspedalstellung) wird die Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet.

Die einzelnen Komponenten können gemäß ihren realen physikalischen Eigenschaften modelliert werden, mit denselben Ein- und Ausgangsgrößen (elektronische Signale, mechanische Energie, etc.) die auch die realen Bauteile im Fahrzeug verwenden.

Die eigentliche Modellierung erfolgt durch Bildung von Differenzialgleichungen für die einzelnen Komponenten, die zusammen eine Kette bilden. Jede Komponente hat physikalische Auswirkungen auf die jeweiligen Eingangsgrößen (Momenten-Anforderung/Gaspedalstellung) und trägt damit zur Gesamt-Differenzialgleichung bei. Diese wird an einer bestimmten Stelle (je nach Fahrzeugbetrieb) gelöst. Abbildung 3-1 zeigt einen beispielhaften Aufbau eines dynamischen Modells. [7]

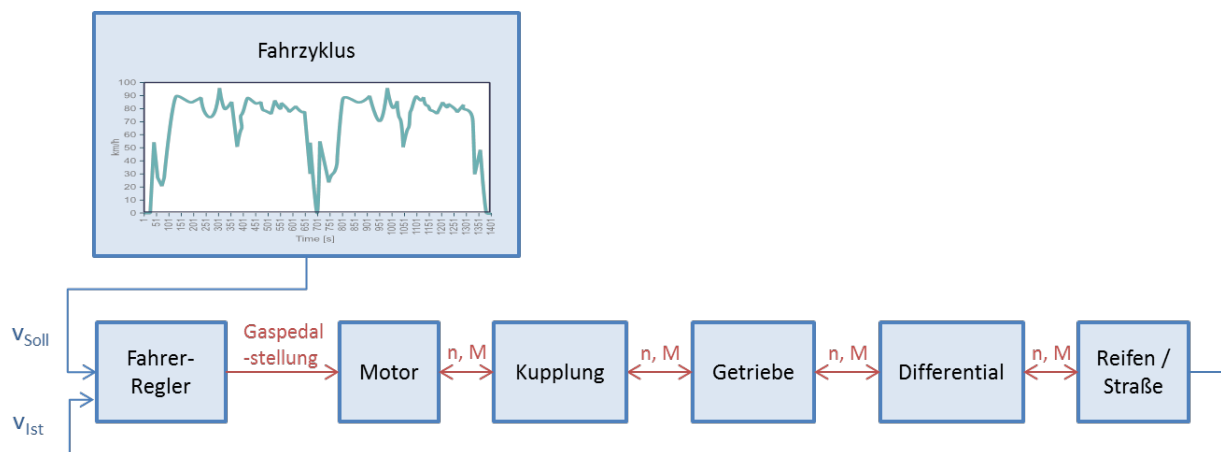


Abbildung 3-1: Beispielhafter Aufbau eines dynamischen Modells

Bei geschlossenem Antriebsstrang wird im Motorbetrieb im Modell Reifen/Straße die Lösung für die Raddrehzahl bzw. die Fahrzeuggeschwindigkeit ermittelt. Im Schubbetrieb wird die Differentialgleichung im Motormodell gelöst und die Motordrehzahl bestimmt. Ist der Antriebsstrang getrennt, tritt Motor- und Schubbetrieb gleichzeitig auf. In diesem Fall werden im Kupplungsmodell zwei Lösungen ermittelt, eine für die Reifenseite und eine für die Motorseite. [7]

Das dynamische Modell erlaubt eine detaillierte Abbildung der einzelnen Komponenten mit der in der Realität auftretenden zeitlichen Abfolge von Ein- und Ausgangsgrößen und physikalischen Eigenschaften. Dadurch ist auch eine direkte Anbindung realer Bauteile (z.B. Steuergeräte) gemäß dem Software-In-The-Loop Ansatz möglich. Somit ist es auch möglich, die in der Modellierung verwendeten Regler-Algorithmen (z.B. Schaltmodelle) in den realen Fahrzeugkomponenten anzuwenden. Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit mit variablen Zeitschritten zu arbeiten um die Genauigkeit zu erhöhen. [8]

Dem gegenüber steht der Nachteil, dass der Modellaufbau selbst bei geringer Detailgenauigkeit sehr aufwendig ist. Die Komponenten müssen gerade im Hinblick auf den Wechsel der Lösungsstellen der Differentialgleichung genau aufeinander abgestimmt sein.

Ein weiterer Nachteil ist, dass dynamische Modelle zur Abbildung des Fahrerwunsches (Gas-/Bremspedalstellung) ein Fahrermodell benötigen. Dieser stellt einen Regler dar, der die Abweichung zwischen Soll- und Ist-Geschwindigkeit ausregelt. Die Abstimmung des Fahrermodells muss für jedes Fahrzeug neu erfolgen und ist ggf. auch bei Änderungen von Fahrzeugparametern zu wiederholen. [7]

### 3.2. Rückwärtsrechnende Längsdynamiksimulation

Bei der rückwärtsrechnenden oder quasi-stationären Längsdynamiksimulation wird von einem vorgegebenen Zustand am Rad aus zurück der Motorzustand berechnet. Es werden grundsätzlich dieselben Daten benötigt wie beim dynamischen Modell, jedoch ohne die Notwendigkeit Differentialgleichungen aufzustellen. Der Fahrzustand wird vom Fahrzyklus fest vorgegeben. Der Fahrzyklus gibt zumindest die Geschwindigkeit aber auch Steigung, Gang oder andere Parameter vor. Daraus wird der Zustand (Moment, Drehzahl) am Rad und schrittweise zurück bis zum Motor ermittelt. Abbildung 3-2 zeigt einen beispielhaften Aufbau. [7]

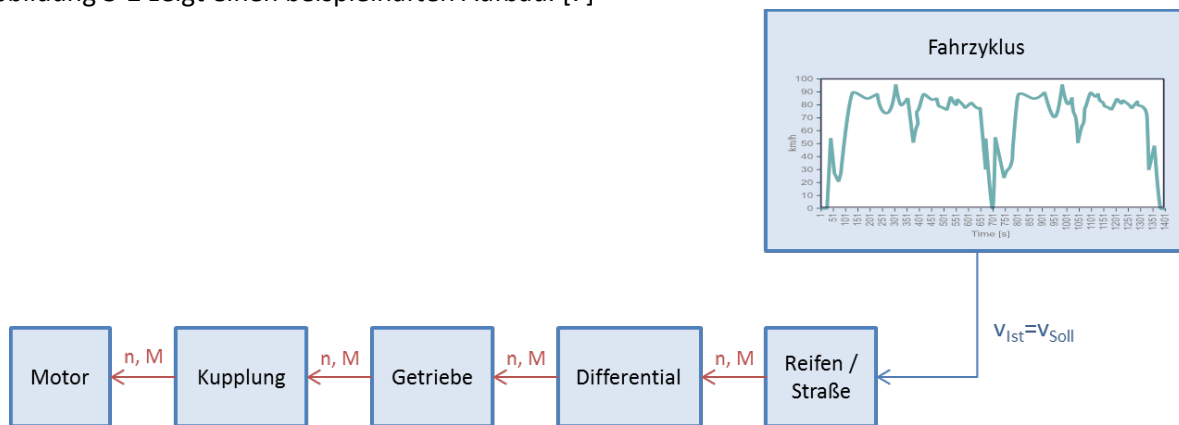


Abbildung 3-2: Beispielhafter Aufbau eines quasi-stationären Modells

Der quasi-stationäre Ansatz erlaubt eine schnelle und einfache Modellbildung. Es gibt kein Fahrermodell (Regler) der auf das Fahrzeug abgestimmt werden muss und es müssen keine Differentialgleichungen gelöst werden. Das Modell ist somit einfach und stabil.

Nachteilig ist, dass die einzelnen Komponenten nicht immer den realen physikalischen Eigenschaften nach modelliert werden können. Die Ein- und Ausgangssignale bzw. deren zeitliche Abfolge entsprechen oft nicht denen im realen Fahrzeug was z.B. eine Koppelung mit realen Bauteilen erschwert. Aufgrund

der fehlenden dynamischen Aspekte sind gewisse Anwendungen wie z.B. Fahrbarkeitsuntersuchungen kaum möglich.

### 3.3. Vergleich der beiden Modellansätze

Die beiden beschriebenen Modellansätze sind, obwohl beide denselben Grundlagen der Längsdynamik folgen, sehr unterschiedlich. Auf Seiten der Fahrzeugentwickler kommen beide Modelle zum Einsatz: Quasi-stationäre Modelle in der Vorentwicklung und Konzeptfindung und dynamische Modelle zur detaillierten Analyse in fortgeschrittenen Entwicklungsstadien.

Dynamische Modelle erlauben eine sehr detaillierte Modellierung von Fahrzeugen mit realitätsnahem dynamischem Verhalten. Typische Anwendungen in der Fahrzeugentwicklung können sein:

- Untersuchung Beschleunigungsverhalten
- Ermittlung von Kraftstoff-/Energieverbrauch und Emissionen
- Getriebeauslegung
- Entwicklung Regelalgorithmen für Getriebe- oder Hybridsteuergeräte

Die Modellbildung ist dabei sehr aufwendig und benötigt sehr detaillierte Fahrzeugdaten die meist nur den Fahrzeugherstellern selbst zur Verfügung stehen. Dafür lassen sich sehr gute und zeitlich hochaufgelöste Ergebnisse produzieren und einzelne Teilmodelle (z.B. Steuergeräte) nahezu 1:1 für das reale Fahrzeug übernehmen. Die Möglichkeit mit variablen Zeitschritten zu rechnen, erlaubt es schnelle Vorgänge (z.B. Betriebsmodus-Wechsel bei hybridelektrischen Antriebssträngen) genau abzubilden ohne die Gesamtrechenzeit erheblich zu erhöhen.

Quasi-stationäre Modelle können im Gegensatz zu den dynamischen schon mit weniger detaillierten Daten und geringerem Aufwand aufgebaut werden, allerdings sind sie für die oben genannten Anwendungen nicht im gleichen Umfang einsetzbar. Anwendungen in denen das dynamische Verhalten der Komponenten, z.B. Lastschläge, Ruckeln oder Schwingungen eine Rolle spielt, sind praktisch gänzlich ausgeschlossen. Beispielsweise sind für folgende Anwendung dynamische Modelle besser geeignet:

- **Zugkraftunterbrechung:** Die Unterbrechung des Antriebsstrangs, z.B. während eines Schaltvorgangs ist durch den rückwärtsrechnenden Ansatz schwierig darzustellen. In Kapitel 5.3.7 wird beschrieben wie diese Funktion im vorliegenden Modell umgesetzt wurde.
- **Abbildung von Regel- oder Steueralgorithmen:** Fahrerwunsch-basierende Regelungen der Antriebskomponenten können nicht 1:1 im Rückwärtsmodell implementiert werden, z.B. Hybridregelungen oder Lastschlagbegrenzung beim Drehmomentaufbau.
- **Drehmomentwandler:** Zur detaillierten Abbildung des Verhaltens eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers ist ebenfalls ein Vorwärtsmodell zweckmäßig.

Die Vorteile der einfachen Modellbildung quasi-stationärer Modelle und die Unempfindlichkeit gegenüber Änderungen der Fahrzeugparameter oder Lastfälle ermöglicht hingegen Anwendungen für die eine dynamische Modellierung meist zu aufwendig wäre. Typische Anwendungen für quasi-stationäre Modelle sind:

- Ermittlung von Kraftstoff-/Energieverbrauch und Emissionen in Konzeptstudien
- Flotten-Berechnungen z.B. gekoppelt mit Verkehrssimulation
- Entwicklung von Regelstrategien für Hybridantriebe

Am IVT wird seit mehr als zehn Jahren mit rückwärtsrechnenden Modellen gearbeitet. Eine Anwendung ist z.B. die Berechnung von Emissionsfaktoren von PKW, LNF und SNF für das Handbuch Emissionsfaktoren (HBEFA). [9] Dafür werden verschieden Fahrzeugsegmente mit mehreren hundert Fahrzyklen berechnet, um durchschnittliche Emissionen je Segment zu ermitteln. Für diese Anwendung

hat sich der Einsatz eines quasi-stationären Modells (PHEM<sup>3</sup>) bewährt, da es für Segment-Durchschnittsfahrzeuge einfach parametrisiert werden kann und aufgrund der vergleichsweise groben 1Hz Auflösung sehr schnelle Rechenzeiten ermöglicht.

Eine ähnliche Anwendung ist die Koppelung mit mikroskopischer Verkehrsflusssimulation, in der ein ganzes Verkehrsnetz über mehrere Stunden mit tausenden von Fahrzeugen betrachtet wird. [11] Hier ist nicht die detaillierte Abbildung einzelner Fahrzeuge, sondern die Auswirkung verkehrstechnischer Maßnahmen auf das gesamte System von Bedeutung.

Bei Betrachtungen von hybridelektrischen Fahrzeugen (HEV) ist eine weitaus höhere Modellkomplexität gefordert. In einem in Kooperation mit einem Industriepartner durchgeführten Forschungsprojekt wurden am IVT Betriebsstrategien für HEV entwickelt. [10] Der Einsatz eines rückwärtsrechnenden Modells ermöglichte hierbei grundsätzliche Untersuchungen zur Betriebsstrategie sowie einfache Anpassung von Fahrzeug- und Regelparametern. Untersuchungen bezüglich Fahrbarkeit, NVH<sup>4</sup>, dynamische Problemstellungen im Antriebsstrang beim Betriebsmodus-Wechsel oder die Abbildung von Fahrerwunscheregelten Steuergeräten sind allerdings nicht möglich. Hier erreicht man die Grenzen der quasi-stationären Modellbildung.

In der vorliegenden Arbeit wird ein rückwärtsrechnendes, quasi-stationäres 1Hz-Längsdynamikmodell vorgestellt, dessen Ziel die Ermittlung von Kraftstoff-/Energieverbrauch bzw. CO<sub>2</sub>-Emission von Nutzfahrzeugen unterschiedlichster Bauart und Anwendung ist. Die Wahl dieses Ansatzes erfolgte aufgrund folgender Erfordernisse des Prüfverfahrens:

- Aufgrund der hohen Anzahl von Fahrzeugkonfigurationen im NFZ-Bereich muss das Modell unter vertretbarem Aufwand auf unterschiedliche Konfigurationen angepasst werden können.
- Der Austausch einzelner Komponenten (z.B. Getriebe) muss ohne Anpassung anderer Komponenten oder Variation von Fahrerparametern möglich sein.
- Die Parametrierung muss anhand fest vorgegebenen Methoden erfolgen, ohne die Notwendigkeit fahrzeugspezifischer Anpassungen die u.U. nicht wiederholbar sind (z.B. Anpassungen im Fahrermodell).
- Das Modell sollte, bei gegebenen Genauigkeitsanforderungen, so einfach wie möglich sein.

Die Einschränkungen dieses Ansatzes sind:

- Gewisse Komponenten oder Steueralgorithmen (z.B. Schaltstrategie) können nicht exakt nach dem realen Vorbild modelliert werden und müssen ggf. einem vereinfachten Ansatz folgen.
- Die verhältnismäßig grobe 1Hz Auflösung erlaubt keine Berücksichtigung von Prozessen die in Bruchteilen von einer Sekunde ablaufen (z.B. beim Gangwechsel).
- Spezielle Anforderungen an das Fahrermodell oder die Geschwindigkeitsregelanlage (Cruise control) können nur bedingt umgesetzt werden.

Ausführliche Voruntersuchungen im vorhergehenden Projekt zur Entwicklung des Prüfverfahrens [2] haben gezeigt, dass sich mithilfe des quasi-stationären Ansatzes trotz der Einschränkungen eine sehr gute Genauigkeit bei der Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs realisieren lässt. Für einige Fahrsituationen wurden Eigenschaften eines vorwärtsrechnenden Modells integriert, wie z.B. die Zugkraftunterbrechung (5.3.7) oder das Fahrermodell (5.2).

---

<sup>3</sup> PHEM (Passenger Car and Heavy Duty Emission Model) ist ein quasi-stationäres Längsdynamik-/Emissionsmodell und wird seit mehr als 10 Jahren am IVT entwickelt und in internationalen Industrie- und Forschungsprojekten angewandt.

<sup>4</sup> Noise, Vibration, Harshness (NVH) bezeichnet als Geräusch hörbare oder als Vibration spürbare Schwingungen in Kraftfahrzeugen oder an Maschinen. [12]

Die Umstellung auf ein dynamisches Modell zu einem späteren Zeitpunkt wird nicht zuletzt aufgrund der Anforderungen hybridelektrischer Fahrzeuge (die im aktuellen Verfahren nicht berücksichtigt werden) diskutiert, ist aber nicht Bestandteil dieser Arbeit.

### 3.4. Bestimmung des Leistungs- und Energiebedarfs

Die in diesem Abschnitt diskutierten Grundlagen sind sowohl für vorwärts- als auch rückwärtsrechnende Modelle gültig. Betrachtet man die beispielhaften Modellansätze in Abbildung 3-1 und Abbildung 3-2, würde die Leistungsbestimmung wie sie hier beschrieben wird, im Teilmodell "Reifen/Straße" erfolgen. Die weiteren Komponenten des Antriebsstrangs bis hin zum Motor werden später in Kapitel 5 erläutert.

Der zur Fortbewegung eines Fahrzeugs erforderliche Leistungsbedarf an der angetriebenen Achse wird durch die zu überwindenden Fahrwiderstände bestimmt. Diese lassen sich wie folgt gliedern [4]:

- Radwiderstand
- Luftwiderstand
- Steigungswiderstand
- Beschleunigungswiderstand

Abbildung 3-3 zeigt die einzelnen Fahrwiderstände am LKW.

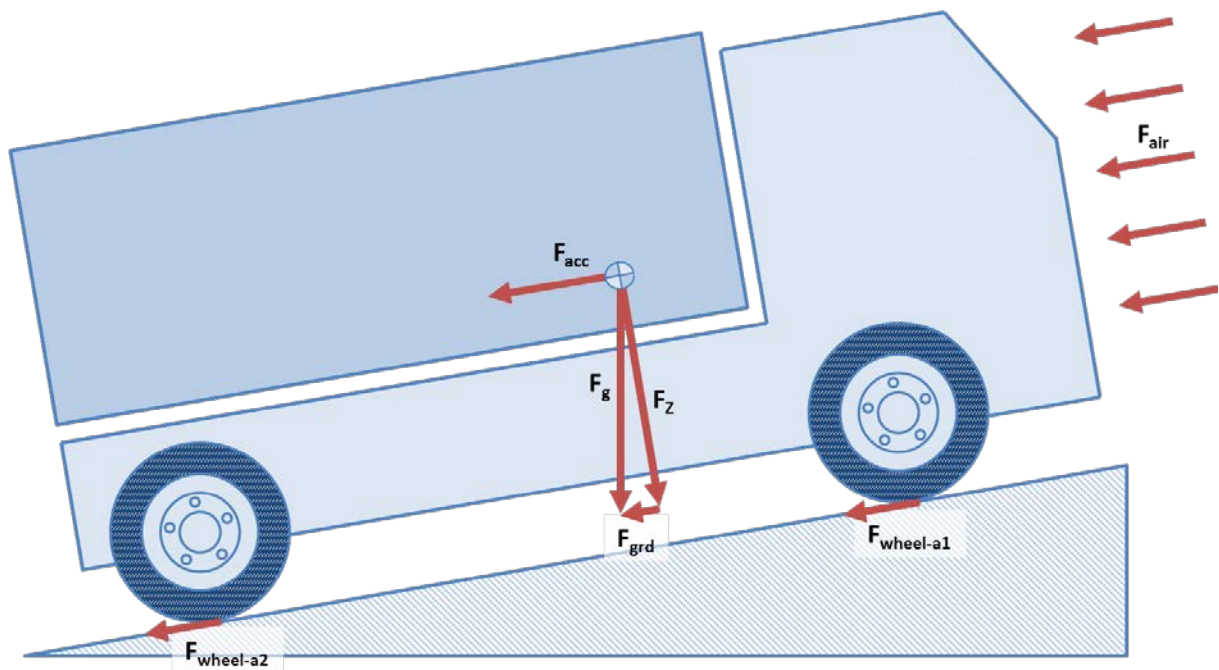


Abbildung 3-3: Fahrwiderstände am LKW;  $F_{air}$ = Luftwiderstand,  $F_{acc}$ = Beschleunigungswiderstand,  $F_{wheel}$ = Radwiderstand,  $F_{grd}$ = Steigungswiderstand,  $F_g$ = Gewichtskraft,  $F_z$ = Normalkraft zur Fahrbahn

Dem gegenüber steht die Antriebskraft des/der Antriebsmotor(en), reduziert um die Übertragungsverluste im Antriebsstrang, bzw. die Bremskraft. Die einzelnen Fahrwiderstände werden folgend im Detail behandelt.

#### 3.4.1. Radwiderstand

Der Radwiderstand fasst alle am rollenden Rad wirkenden Widerstände zusammen. Diese setzen sich aus folgenden Anteilen zusammen [4]:

- Anteil des Reifens

- Anteil durch die Fahrbahn
- Anteil durch Schräglauf
- Anteil durch Lagerreibung

### 3.4.1.1. Anteil des Reifens

Rollt ein luftbereiftes Rad auf ebener und trockener Fahrbahn geradeaus entsteht eine Widerstandskraft gegen die Laufrichtung. Dieser Widerstand setzt sich aus folgenden Teilen zusammen [4]:

- Der **Walkwiderstand** entsteht aufgrund innerer Reibung bei der Verformung des Reifens durch statisches Ein- und Ausfedern. Er kann als Verlustarbeit des vereinfacht als Feder-Dämpfersystem angenommenen Reifens betrachtet werden und ist üblicherweise der größte Anteil am Reifenwiderstand.
- Der **Reibwiderstand** entsteht durch Relativbewegungen zwischen Reifen und Fahrbahn, dem sogenannten Teilgleiten.
- Durch die Drehung des Reifens ergeben sich Strömungsverluste die als **Lüfterwiderstand** zusammengefasst werden. Sie werden üblicherweise dem Luftwiderstand beigechnet (siehe 3.4.2) und hier nicht weiter betrachtet.

Die einzelnen Widerstände werden als Rollwiderstand zusammengefasst. Dies ist zweckmäßig, da die einzelnen Anteile in der Praxis ohnehin nicht getrennt werden können.

Abbildung 3-4 zeigt die Rollwiderstandskraft als Funktion der Radlast für einen Nutzfahrzeugreifen. Da der Verlauf nahezu linear ist, kann mit guter Näherung eine lastbezogene Kennzahl definiert werden. [4]

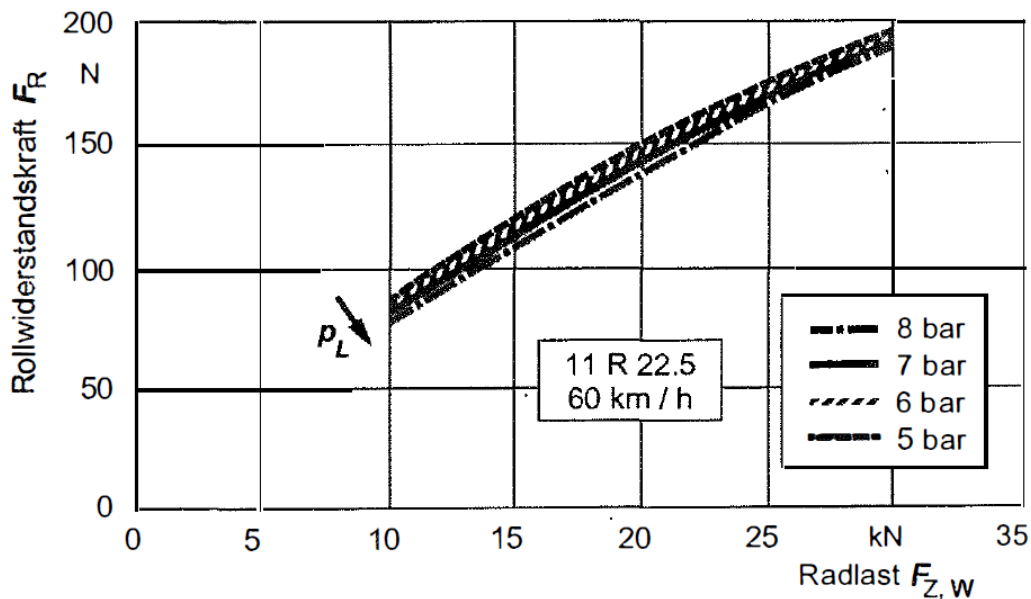


Abbildung 3-4: Lastabhängigkeit der Rollwiderstandskraft für einen Nutzfahrzeug-Radialreifen [4]

Dieser dimensionslose Proportionalitätsfaktor wird als **Rollwiderstandsbeiwert**  $f_R$  bzw. als rolling resistance coefficient (RRC) bezeichnet.

$$f_R = \frac{F_{Roll}}{F_z} \quad [N]$$

Formel 3-1

mit:

- $F_{Roll}$  = Rollwiderstandskraft [N]
- $F_z$  = Radlast [N]

Die Radlast entspricht dem normal zur Fahrbahn wirkenden Anteil der Gewichtskraft des Gesamtfahrzeugs (s.a. Abbildung 3-6) wobei bei den üblichen Straßensteigungen diese oft vernachlässigt werden kann, d.h.  $\cos(\alpha_{st}) \approx 1$ . [6]

$$F_Z = m \cdot g \cdot \cos(\alpha_{st}) \text{ [N]}$$

Formel 3-2

mit:

- m = Fahrzeugmasse plus Zuladung [kg]
- g = Erdbeschleunigung [m/s<sup>2</sup>]
- $\alpha_{st}$  = Steigungswinkel [rad]

Der Rollwiderstandsbeiwert wird bei Berechnungen für Nutzfahrzeuge oft konstant über die Geschwindigkeit angenommen wie auch in dem hier beschriebenen Längsdynamikmodell. Es sei jedoch angemerkt, dass dies keineswegs Allgemeingültigkeit hat, vor allem bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten wie sie bei PKW auftreten. Ein in der Literatur anzufindender Ansatz beschreibt die Kennzahl zum Beispiel mit einer zur 4. Ordnung geschwindigkeitsabhängigen Formel. [4][6][18]

Der Rollwiderstandsbeiwert sinkt geringfügig mit Erhöhung der Radlast da die Visko-Elastizität des Reifens mit zunehmender Temperatur abnimmt und dadurch die Energieverluste bei der Reifenverformung sinken [18]. Dieser Einfluss soll später auch im Modell VECTO berücksichtigt werden.

### 3.4.1.2. Anteil durch die Fahrbahn

Folgende Fahrbahneinflüsse erhöhen den Radwiderstand [4]:

- Kleine Fahrbahnunebenheiten werden vom Reifen (sowie vom Fahrwerk) gedämpft wodurch kinetische Energie in Wärme umgewandelt wird.
- Auf plastischen Fahrbahnen kommt es zu zusätzlichen Verlusten aufgrund der nicht-zurückbildenden Verformungen des Untergrunds sowie dem so g. Bulldozing durch vor dem Rad hergeschobene Bodenmassen. Ein weiterer, geringerer Effekt ist die Spurrillenreibung, die Reibung zwischen Reifenseitenwand und Fahrbahnmaterial.
- Auf nassen Fahrbahnen müssen zur Verdrängung des Wassers die sog. Schwallkräfte überwunden werden.

Das in dieser Arbeit vorgestellte Modell zur Kraftstoffberechnung beschränkt sich auf ideale Fahrbahnen wo Fahrbahneinflüsse (abgesehen von der Steigung) nicht berücksichtigt werden müssen und somit hier nicht weiter diskutiert werden.

### 3.4.1.3. Anteil durch Schräglauf

Unter seitlichen Belastungen, z.B. in Kurvenfahrt oder durch Seitenwind stellt sich zwischen der Bewegungsrichtung und Radebene ein Winkel ein, der Schräglaufwinkel genannt wird. Aus Messungen ist bekannt, dass aus Schräglauf resultierende Radwiderstände ab ca. 2° Schräglaufwinkel die gleiche Größenordnung erreichen können wie die Rollwiderstände bei Geradeausfahrt. [4]

Neben den seitlichen Belastungen bewirkt auch eine veränderte Achsgeometrie (Vorspur/Sturzwinkel) einen Schräglaufwinkel und damit eine Erhöhung des Radwiderstands.

In der vorliegenden Arbeit wird der Schräglauf nicht berücksichtigt. Die Rollwiderstandsbeiwerte werden auf Trommelprüfständen ohne Schräglauf bestimmt, wie in 6.1 beschrieben wird.

### 3.4.1.4. Anteil durch Lagerreibung

Gegenüber dem Rollwiderstand kann die Lagerreibung fast immer vernachlässigt werden. [6]  
Sie wird in dieser Arbeit nicht weiter behandelt.

### 3.4.1.5. Zusammenfassung Radwiderstand

Der gesamte Radwiderstand ergibt sich aus der Summe der oben beschriebenen Teilwiderstände. Unter der Annahme einer Geradeausfahrt auf einer idealen Fahrbahn (trocken und eben) kann der Radwiderstand mit dem Rollwiderstand gleichgesetzt werden [4]:

$$F_{wheel} \approx F_{roll} = f_R \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha_{St}) \quad [\text{N}] \quad \text{Formel 3-3}$$

### 3.4.2. Luftwiderstand

Der Luftwiderstand entsteht durch Strömungsverluste aufgrund äußerer Umströmung einerseits und der inneren Durchströmung des Fahrzeugs andererseits. Die Verluste der äußeren Umströmung sind dabei dominierend und setzen sich aus dem Druckwiderstand und dem Reibungswiderstand zusammen.

Die Summe der Strömungsverluste ergibt den der Fahrtrichtung entgegengesetzt wirkenden Luftwiderstand. Bei den für Kraftfahrzeuge relevanten Geschwindigkeiten ist die Strömung turbulent und daher der Luftwiderstand proportional zu  $\rho \cdot \frac{v_r^2}{2}$  mit der Luftdichte  $\rho$  und der Anströmgeschwindigkeit  $v_r$ . Die Proportionalitätskonstante setzt sich zusammen aus der Stirnfläche  $A$  und dem dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwert  $c_d$ . Somit folgt [6]:

$$F_{air} = c_d \cdot A \cdot \rho \cdot \frac{v_r^2}{2} \quad [\text{N}] \quad \text{Formel 3-4}$$

mit:

- $F_{air}$  = Luftwiderstandskraft [N]
- $c_d$  = Luftwiderstandsbeiwert [-]
- $A$  = Stirnfläche [m<sup>2</sup>]
- $\rho$  = Luftdichte [kg/m<sup>3</sup>]
- $v_r$  = Resultierende Anströmgeschwindigkeit [m/s]

#### 3.4.2.1. Schräge Anströmung

Eine schräge Anströmung kann einen deutlichen Einfluss auf den Luftwiderstand haben. Abbildung 3-5 zeigt eine Abhängigkeit des Anströmwinkels  $\beta$  auf den  $c_d$ -Wert für einen LKW nach [4]



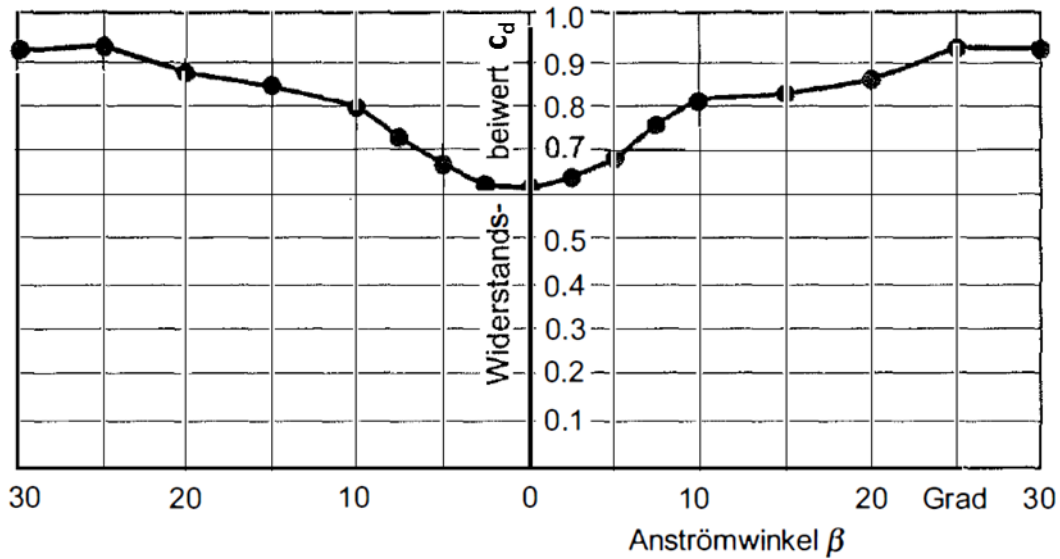


Abbildung 3-5: Luftwiderstand eines schräg angeströmten LKW mit Planenaufbau [4]

Dieser Effekt wird hier durch einen  $c_d$ -Korrekturfaktor berücksichtigt wie in 5.3.2.1 beschrieben wird.

### 3.4.3. Steigungswiderstand

Auf unebenen Fahrbahnen zerlegt sich die Gewichtskraft im Schwerpunkt gemäß Abbildung 3-6.

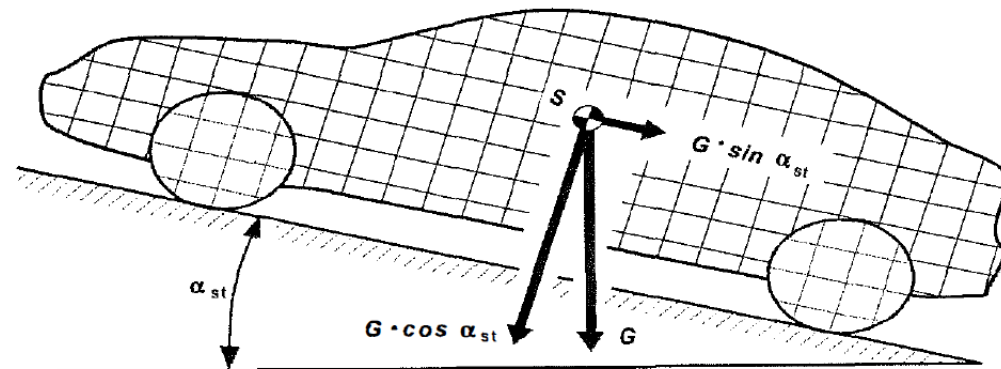


Abbildung 3-6: Gewichtskraft am Fahrzeug auf unebener Fahrbahn [4]

Der parallel zur Fahrbahn wirkende Anteil der Gewichtskraft (Formel 3-5) wirkt dem Antrieb als zusätzlicher Widerstand entgegen. [4]

$$F_{grad} = m \cdot g \cdot \sin(\alpha_{st}) \quad [\text{N}]$$

Formel 3-5

mit:

- $m$  = Fahrzeugmasse plus Zuladung [kg]
- $g$  = Erdbeschleunigung [ $\text{m/s}^2$ ]
- $\alpha_{st}$  = Steigungswinkel [rad]

Üblicherweise wird die Steigung als Quotient aus vertikaler und horizontaler Fahrbahnprojektion in Prozent angegeben was dem Tangens des Steigungswinkels entspricht. Somit berechnet sich der Steigungswiderstand nach Formel 3-6.

$$F_{grad} = G \cdot \sin(\tan^{-1}(p_g)) \quad [\text{N}]$$

Formel 3-6

mit:

$$\rho_g = \tan(\alpha_{st}) = \text{Steigung [-]}$$

### 3.4.4. Beschleunigungswiderstand

Der Beschleunigungswiderstand entsteht bei instationärer Fahrt (Beschleunigen und Verzögern) durch Trägheitskräfte. Er wird geteilt in den translatorischen und rotatorischen Anteil. [4]

#### 3.4.4.1. Translatorischer Beschleunigungswiderstand

Die Trägheitskräfte bei translatorischer Beschleunigung errechnen sich nach Formel 3-7 [4]:

$$F_{accT} = m \cdot a \quad [\text{N}] \quad \text{Formel 3-7}$$

mit:

$$\begin{aligned} m &= \text{Fahrzeugmasse plus Zuladung [kg]} \\ a &= \text{Beschleunigung des Fahrzeugs [m/s}^2\text{]} \end{aligned}$$

#### 3.4.4.2. Rotatorischer Beschleunigungswiderstand

Der rotatorische Anteil berücksichtigt die drehenden Teile die bei der translatorischen Beschleunigung rotatorisch beschleunigt werden. Zweckmäßigerweise werden die Massenträgheitsmomente der sich drehenden Teile auf eine Achse, die Antriebsachse, reduziert.

$$F_{accR} = \frac{\Theta_{red} \cdot \ddot{\varphi}}{r_{dyn}} \quad [\text{N}] \quad \text{Formel 3-8}$$

mit:

$$\begin{aligned} \Theta_{red} &= \text{Auf die Antriebswelle reduziertes Trägheitsmoment aller rotierender Teile [kg.m}^2\text{]} \\ \ddot{\varphi} &= \text{Winkelbeschleunigung der Antriebsachse [rad/s}^2\text{]} \\ r_{dyn} &= \text{Dynamischer Radradius [m]} \end{aligned}$$

Aus der Beziehung

$$\ddot{\varphi} = \frac{a}{r_{dyn}} \quad [\text{rad/s}^2] \quad \text{Formel 3-9}$$

folgt:

$$F_{accR} = \frac{\Theta_{red} \cdot a}{r_{dyn}^2} \quad [\text{N}] \quad \text{Formel 3-10}$$

mit:

$$a = \text{Fahrzeugbeschleunigung [m/s}^2\text{]}$$

Bei der Bestimmung des Massenträgheitsmoments sind alle Teile des Antriebsstrangs mit der jeweiligen Übersetzung zu berücksichtigen. Das sind im allgemeinen [4]:

- Motor inkl. Kupplung
- Getriebe
- Antriebswelle
- Differential
- Räder

Das gesamte auf die Antriebswelle reduzierte Trägheitsmoment errechnet sich dann wie in Formel 3-11 dargestellt.

$$\Theta_{red} = \sum_{j=1}^n \Theta_j \cdot i_j^2 \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \quad \text{Formel 3-11}$$

mit:

$$\begin{aligned} \Theta_j &= \text{Trägheitsmoment einer Komponente (z.B. Motor)} \quad [\text{kg} \cdot \text{m}^2] \\ i_j &= \text{Gesamtübersetzung von Komponente zu Antriebsachse} \quad [-] \end{aligned}$$

### 3.4.4.3. Gesamter Beschleunigungswiderstand

Die beiden oben beschriebenen Anteile werden zu einem Gesamt-Beschleunigungswiderstand zusammengefügt, Formel 3-12.

$$F_{acc} = F_{accT} + F_{accR} \quad [N] \quad \text{Formel 3-12}$$

Zusammen mit Formel 3-7 und Formel 3-10 ergibt sich:

$$F_{acc} = \left( m + \frac{\Theta_{red}}{r_{dyn}^2} \right) \cdot a \quad [N] \quad \text{Formel 3-13}$$

In der Praxis wird der rotatorische Anteil oft über einen Drehmassenzuschlagsfaktor abgebildet. Dieser Faktor ist ein übersetzungs- bzw. gangabhängiger, fahrzeugspezifischer Wert für den in der Literatur für verschiedene Fahrzeugklassen typische Zahlenwerte zu finden sind. [4] [6]

In der vorliegenden Arbeit findet der Drehmassenzuschlagsfaktor jedoch keine Anwendung und wird daher nicht näher behandelt.

### 3.4.5. Gesamter Leistungs- und Energiebedarf

Die Summe der in den vorigen Abschnitten diskutierten Widerstände ergibt den gesamten Fahrwiderstand an den Antriebsrädern. In der vorliegenden Arbeit wird meist mit der Leistung in [kW] gearbeitet. Diese ergibt sich durch Multiplikation mit der Fahrzeuggeschwindigkeit:

$$P = \frac{F \cdot v}{1000} \quad [kW] \quad \text{Formel 3-14}$$

mit:

$$\begin{aligned} P &= \text{Widerstandsleistung} \quad [kW] \\ F &= \text{Widerstandskraft} \quad [N] \\ v &= \text{Fahrzeuggeschwindigkeit} \quad [m/s] \end{aligned}$$

Damit ergibt sich für die gesamte Antriebsleistung (am Rad):

$$P_{wheel} = P_{roll} + P_{air} + P_{grd} + P_{acc} \quad [kW] \quad \text{Formel 3-15}$$

mit:

$$\begin{aligned} P_{wheel} &= \text{Leistung an den Antriebsrädern} \quad [kW] \\ P_{roll} &= \text{Rollwiderstand} \quad [kW] \\ P_{air} &= \text{Luftwiderstand} \quad [kW] \end{aligned}$$

$P_{\text{grd}}$  = Steigungswiderstand [kW]  
 $P_{\text{acc}}$  = Beschleunigungswiderstand [kW]

$P_{\text{Wheel}}$  ist die Leistung die vom Motor zuzüglich Übertragungsverluste (zwischen Motor und Rad) aufgewandt werden muss bzw. die von den mechanischen Bremsen aufgenommen wird.<sup>5</sup>

Die Berechnung der Motorleistung ausgehend von der Radleistung  $P_{\text{Wheel}}$  wird in 5.3 beschrieben.

---

<sup>5</sup> Da sich die vorliegende Arbeit auf konventionell betriebene Nutzfahrzeuge beschränkt werden Bremsenergie-rückgewinnende Systeme wie sie in hybrid-elektrischen Fahrzeugen Anwendung finden nicht näher behandelt.

## 4. Spezielle Anforderungen der Typprüfung

Wie bereits in der Einleitung beschrieben wurde, müssen für die CO<sub>2</sub>-Typprüfung alle für den Kraftstoffverbrauch relevanten Fahrzeugkomponenten und Fahreigenschaften im Längsdynamikmodell abgebildet werden, um einerseits möglichst realistische Verbrauchswerte der Fahrzeuge ermitteln zu können und andererseits um den Vorteil verbrauchssenkender Maßnahmen ausweisen zu können.

Im vorliegenden Kapitel werden die Funktionen beschrieben, die über die Basis-Längsdynamiksimulation wie sie in Kapitel 3 beschrieben wurde hinaus gehen.

### 4.1. Target-Speed-Zyklen

Die Typprüfung wird anhand vordefinierter, fahrzeugklassen-spezifischer Prüfzyklen, genannt Mission Profiles, erfolgen. Die Zyklen werden dabei keine realen Fahrverläufe beschreiben, sondern den s.g. Target-Speed, d.h. die Zielgeschwindigkeit die sich abhängig von der Geschwindigkeitsbegrenzung und Topologie des jeweiligen Einsatzgebiets ergibt. Damit sind die Zyklen fahrzeugunabhängig und können für alle Fahrzeugkonfigurationen eines gewissen Einsatzprofils verwendet werden. Der tatsächlich gefahrene Geschwindigkeitsverlauf ergibt sich aus den fahrzeugspezifischen Beschleunigungs- und Verzögerungseigenschaften, die durch das Fahrermodell abgebildet werden. Abbildung 4-1 und Abbildung 4-2 zeigen Target-Speed-Zyklen für Fernverkehr-Fahrzeuge bzw. Stadtbusse. Man erkennt den synthetischen Verlauf der Fahrzeuggeschwindigkeit (blau) mit unrealistisch sprunghaften Beschleunigungen und Verzögerungen. Es ist Aufgabe des Fahrermodells daraus einen realistischen Fahrverlauf zu generieren.

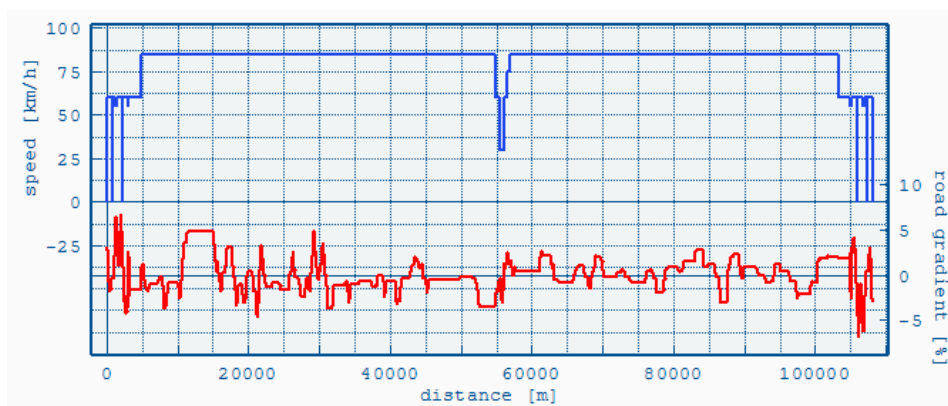


Abbildung 4-1: Target-Speed Zyklus "Long Haul"

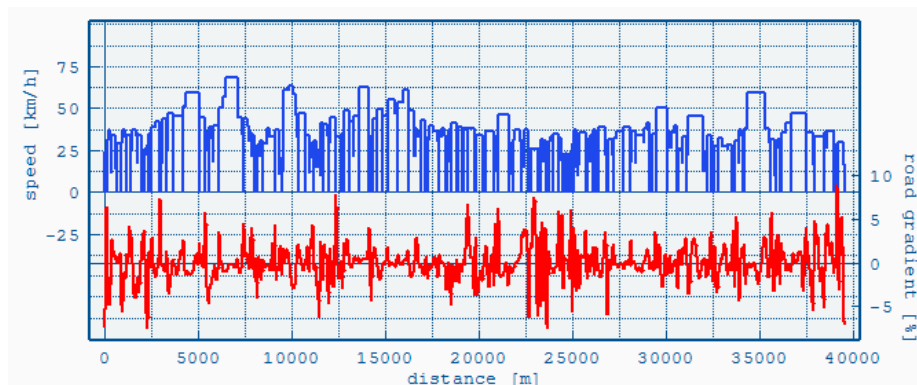


Abbildung 4-2: Target-Speed Zyklus "Citybus Urban"

Eine weitere Besonderheit der Target-Speed-Zyklen ist, dass sie wegbasiert sind. d.h. sämtliche Parameter wie Geschwindigkeit oder Steigung werden nicht über die Zeit sondern über den gefahrenen Weg definiert. Deshalb muss auch die Stillstandzeit als zusätzlicher Parameter in den Zyklen angegeben werden.

Das Längsdynamikmodell selbst rechnet zeitbasiert mit konstanten 1[s] Zeitschritten (1Hz). Der wegbasierte Zyklus muss daher in das zeitbasierte 1Hz-Format konvertiert werden. Diese Funktion wird in 5.1.1 im Detail beschrieben.

Für die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung werden die Zyklen nach Fahrzeugklasse und Anwendung zugewiesen wie in Tabelle 4-1 für LKW dargestellt ist.

**Tabelle 4-1: LKW Fahrzeug-Klassifizierung und Zykluszuweisung. R...Solo-Lkw; R+T...Solo-Lkw mit Anhänger; T+S... Sattelzug [2]**

Axles	Identification of vehicle class				Segmentation (vehicle configuration and cycle allocation)				
	Axle configuration	Chassis configuration	Maximum GVW [t]	<-- vehicle class	Long haul	Regional delivery	Urban delivery	Municipal utility	Construction
2	4x2	Rigid	>3.5 - 7.5	0		R	R		
2	4x2	Rigid or Tractor	7.5 - 10	1		R	R		
		Rigid or Tractor	>10 - 12	2	R	R	R		
		Rigid or Tractor	>12 - 16	3		R	R		
		Rigid	>16	4	R+T	R		R	
		Tractor	>16	5	T+S	T+S			
	4x4	Rigid	7.5 - 16	6				R	R
		Rigid	>16	7					R
	Tractor	>16	8					T+S	
3	6x2/2-4	Rigid	all weights	9	R+T	R		R	
		Tractor	all weights	10	T+S	T+S			
	6x4	Rigid	all weights	11					R
		Tractor	all weights	12					R
	6x6	Rigid	all weights	13					R
		Tractor	all weights	14					R
4	8x2	Rigid	all weights	15		R			
	8x4	Rigid	all weights	16					R
	8x6 & 8x8	Rigid	all weights	17					R

Die Berechnungen erfolgen in den entsprechenden Fahrzeug/Zyklus-Kombinationen mit verschiedenen Beladungen [2]:

- **Ohne Beladung**
- **Referenz-Beladung.** Definiert in Tonnen je Segment, z.B. 15,5 [t] für Klasse 5 im Long Haul Zyklus
- **Volle Beladung,** d.h. Maximal zulässiges Gesamtgewicht minus Leergewicht

Ein ähnliches System wird auch für Busse verwendet werden, mit einer Fahrzeug-Segmentierung-nach EU-Richtlinie 2001/85/EG [20], jedoch mit Erweiterungen zur besseren Unterscheidung zwischen Stadt-, Überland- und Reisebussen [2]

## 4.2. Fahrermodell

Grundsätzlich wird bei rückwärtsrechnenden Längsdynamikmodellen kein Fahrermodell im Sinne eines Fahrpedal-Reglers angewandt, wie es bei vorwärtsrechnenden Modellen üblich ist. In dieser Arbeit werden unter dem Begriff Fahrermodell alle Funktionen zusammengefasst die aus den synthetischen Target-Speed-Zyklen einen realistischen Geschwindigkeitsverlauf erzeugen. Diese sollen sowohl das vorausschauende Verhalten eines realen Fahrers als auch verbrauchssenkende Funktionen der

Geschwindigkeitsregelanlage (Cruise control) abbilden. Das Schaltmodell wird ebenfalls dem Fahrermodell zugeordnet. Folgend werden die einzelnen Funktionen im Detail behandelt.

### 4.2.1. Beschleunigungen und Verzögerungen

Die wichtigste Aufgabe des Fahrermodells ist es, aus den sprunghaften Geschwindigkeitsänderungen in den Target-Speed-Zyklen realistische Beschleunigungen und Verzögerungen zu generieren, die dem Fahrverhalten durchschnittlicher Fahrer entsprechen. Dies soll anhand vordefinierter Grenzwerte -die auf Messungen realer Nutzfahrzeuge basieren- erfolgen. Abbildung 4-3 zeigt beispielhaft die geschwindigkeitsabhängigen Grenzkurven für Beschleunigung und Verzögerung die in Lot 3 [3] aus den Fahrverhaltensuntersuchungen, die zur WHTC<sup>6</sup>-Entwicklung verwendet wurden, ermittelt wurden.

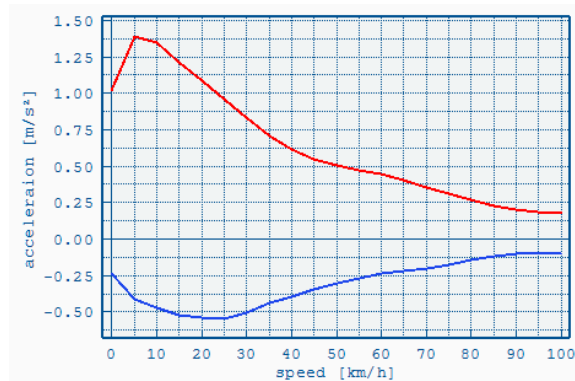


Abbildung 4-3: Beispiel für geschwindigkeitsabhängige Grenzkurven für Beschleunigung und Verzögerung

Bei Beschleunigungen ist zusätzlich darauf zu achten, dass die verfügbare Maximalleistung der VKM (Vollastkurve) nicht überschritten wird, wie in 5.3.6 im Detail beschrieben wird. Bei Verzögerungen wird ggf. -je nach Fahrzeug und Mission Profile- eine zusätzliche Funktion zum vorausschauenden Bremsen mit möglichst effizienter Nutzung der Motorbremse berücksichtigt, wie in 4.2.4 beschrieben wird.

### 4.2.2. Overspeed

Unter Overspeed versteht man das absichtliche Überschreiten der Soll-Geschwindigkeit (Target-Speed) in Situationen wo es ohne Aufwand an Motorleistung möglich ist, d.h. wenn das Fahrzeug bergab rollt und die VKM sich im Schubbetrieb befindet. Erst wenn die Geschwindigkeit zu weit über der Soll-Geschwindigkeit liegt, soll zusätzlich mechanisch gebremst werden.

Abbildung 4-4 zeigt die Funktionsweise von Overspeed. Die Geschwindigkeit (orange) überschreitet die Soll-Geschwindigkeit (violett). Die VKM (blau) befindet sich im Schubbetrieb (rot=Schleppkurve). Erst wenn die Overspeed-Grenze (hier: 5[km/h]) erreicht wird ist die mechanische Bremse (grün) aktiv.

<sup>6</sup> WHTC = World Harmonized Transient Cycle; Transienter Testzyklus zur Ermittlung von Emissionen von Nutzfahrzeugmotoren [15]

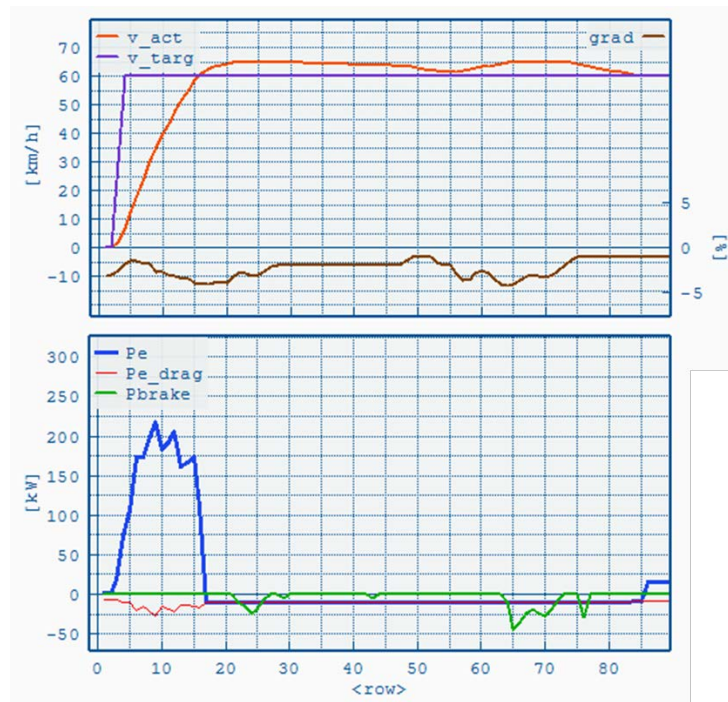


Abbildung 4-4: Overspeed - Oben: Target ( $v_{targ}$ ) und aktuelle ( $v_{act}$ ) Geschwindigkeit sowie Steigung ( $grad$ ). Unten: Motor ( $Pe$ )-, Schlepp ( $Pe_{drag}$ )- und Bremsleistung ( $P_{brake}$ )

Die Implementierung der Funktion im Modell wird in 5.2.1.2. im Detail beschrieben.

### 4.2.3. Eco-Roll

Die Eco-Roll Funktion ist dem Overspeed sehr ähnlich. Die Funktion wird von modernen Geschwindigkeitsregel- bzw. Gangschaltssystemen verwendet um den Kraftstoffverbrauch zu senken. Dabei wird in gewissen Situationen der Antriebsstrang getrennt, sodass das Fahrzeug frei rollt. Erst wenn die Geschwindigkeit zu weit von der Soll-Geschwindigkeit abweicht wird die Kupplung wieder geschlossen und die VKM in Antrieb bzw. Schub gesetzt.

Abbildung 4-5 zeigt die Eco-Roll Funktion. Soll (violett)- und Ist-Geschwindigkeit (orange) oben, linke Achse, Steigung (braun) auf der rechten Achse. Unten ist an der Motorleistung (blau) zu erkennen, dass sich innerhalb der Geschwindigkeitsgrenzen (hier: 5[km/h]) die VKM in Leerlaufbetrieb befindet. Beim Erreichen der oberen Grenze wird im Schubetrieb mit Betriebsbremse gefahren, analog zu Overspeed.



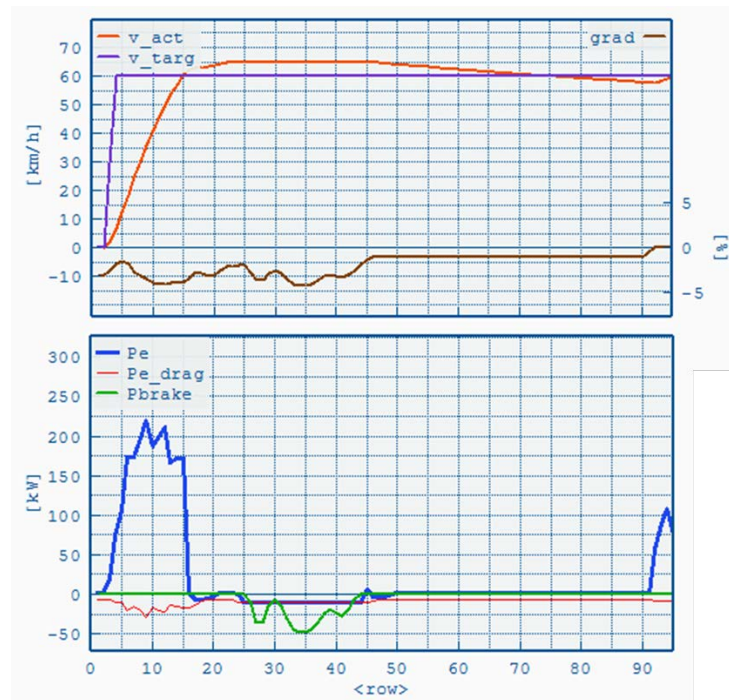


Abbildung 4-5: Eco-Roll - Oben: Geschwindigkeit und Steigung. Unten: Motor-, Schlepp- und Bremsleistung

In Abschnitt 5.2.1.1 wird die Funktion im Detail behandelt.

#### 4.2.4. Look-Ahead Coasting

Diese Funktion bezeichnet das vorausschauende, kraftstoffsparende Bremsen mit einem definierten Schubanteil. Am Beginn der Verzögerungsphase soll die Bremsenergie vom Motor allein durch Schubbetrieb aufgenommen werden und erst nach einer bestimmten Zeit durch die Betriebsbremse unterstützt werden.

In Abbildung 4-6 sind drei mögliche Varianten der Verzögerung dargestellt. Die blaue Kurve zeigt einen Bremsvorgang ohne Schubphase. Der grüne Verlauf ist ohne (oder mit minimalem) Einsatz der Betriebsbremse und effizienter als der blaue Verlauf, jedoch im realen Betrieb aufgrund der langen Verzögerungsdauer kaum anwendbar. Der rote Verlauf, eine Kombination aus beiden Phasen, ist effizienter als der blaue Verlauf jedoch mit höherer Durchschnittsgeschwindigkeit und damit kürzerer Verzögerungsdauer als bei reinem Schubbetrieb. [17]

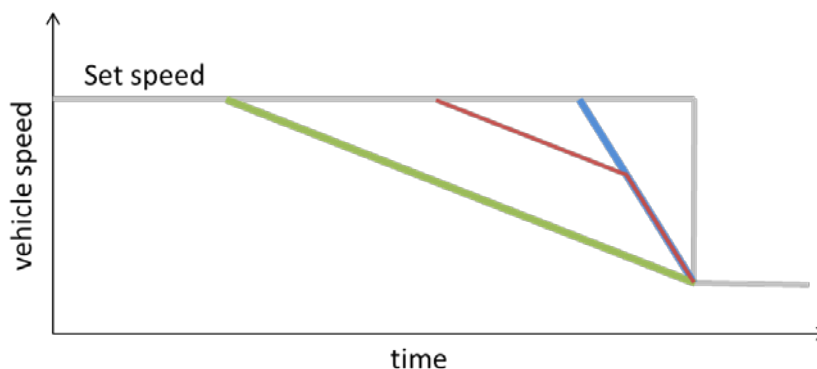


Abbildung 4-6: Verschiedene Varianten der Verzögerung [17]

Für das Modell wurde ein Ansatz gewählt der dem roten Verlauf entspricht, wie in 5.2.2 beschrieben wird, um reale und effiziente Verzögerungen abzubilden.

### 4.2.5. Schaltmodell

Das Längsdynamikmodell muss, um alle relevanten Straßen-Nutzfahrzeugsegmente abbilden zu können, sowohl Handschaltgetriebe als auch Automatikgetriebe mit Drehmomentwandler unterstützen. Das Schaltverhalten muss dementsprechend sowohl für reale Fahrer als auch für automatisch betätigte Gangwechsel anwendbar sein und die jeweiligen Eigenheiten berücksichtigen. Folgende Funktionen müssen vom Schaltmodell abgedeckt werden:

- Sequenzielles Schalten bei Automatikgetriebe und Berücksichtigung der Drehmomentwandler-Charakteristik
- Abbildung des durchschnittlichen Schaltverhaltens realer Fahrer beim manuellen Getriebe
- Abbildung des durchschnittlichen Schaltverhaltens von automatisierten und Automatikgetrieben
- Berücksichtigung der Zugkraftunterbrechung
- Wahl des Startgangs unter Berücksichtigung von Steigung und Beladung

Die Funktionsweise des Schaltmodells wird in 5.3.3 im Detail beschrieben.

### 4.3. Seitenwindkorrektur

In 3.4.2.1 wurde bereits der Einfluss der schrägen Anströmung auf den Luftwiderstand erwähnt. Der Einfluss soll in der Typprüfung über einen durchschnittlichen, geschwindigkeitsabhängigen Korrekturfaktor (je Fahrzeugklasse) berücksichtigt werden. Bei Verwendung von gemessenen Fahrverläufen zur Modellverifizierung soll das Modell auch mit gemessener Windrichtung und Windgeschwindigkeit arbeiten können.

Die Implementierung der Seitenwindkorrektur wird in 5.3.2.1 beschrieben.

### 4.4. Nebenaggregate

Nebenaggregate spielen bei Nutzfahrzeugen eine große Rolle für den Gesamt-Energieaufwand. Besonders hoch ist der Anteil der Nebenaggregate am Energieaufwand bei Stadtbussen, siehe Abbildung 4-7.

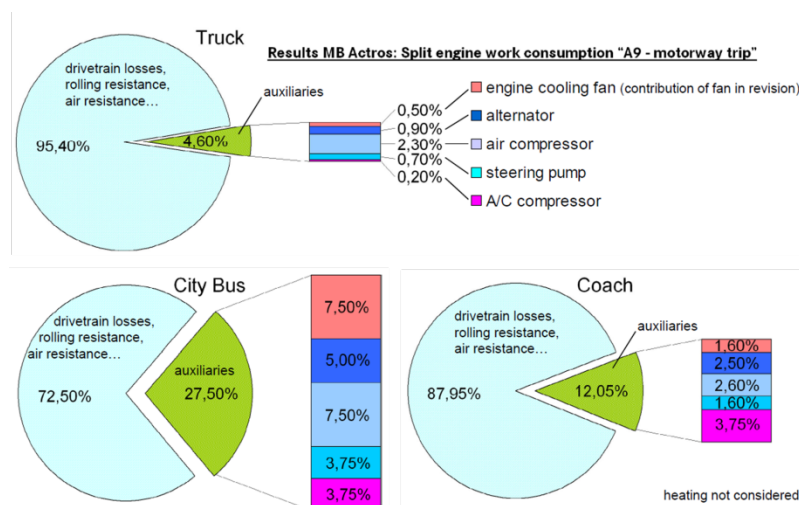


Abbildung 4-7: Anteil der Nebenverbraucher an der Gesamt-Motorarbeit [17]

Die Nebenaggregate die Bestandteil des Motors selbst sind wie Öl- und Wasserpumpe, etc., werden implizit im Verbrauchskennfeld bereits berücksichtigt, da sie am Motorprüfstand mitgemessen werden. Nicht berücksichtigt werden die extern angetriebenen Nebenverbraucher. Die wichtigsten sind:

- Klimaanlage
- Elektrischer Generator
- Pneumatik
- Servolenkung

Eine Vernachlässigung der Nebenaggregate würde eine erhebliche Verbrauchsunterschätzung verursachen, vor allem bei Stadtbussen. Darüber hinaus sollen neue, verbrauchssenkende Technologien im Nebenverbraucher-Bereich auch in der Typprüfung Beachtung finden.

Zum Zeitpunkt dieser Arbeit werden die Nebenverbraucher über einen allgemeinen generischen Ansatz berücksichtigt wie in Abschnitt 5.3.4.3 beschrieben wird. Detaillierte Modelle zur Abbildung der einzelnen Nebenverbraucher sind in Vorbereitung und werden hier nicht behandelt.

## **4.5. Sonstige Funktionen**

### **4.5.1. Start/Stop**

Motor-Start/Stop-Systeme, die den Motor bei Stillstand abschalten, sind bei PKW schon stark verbreitet und finden aufgrund des hohen Verbrauchspotentials auch bei LKW immer mehr Anwendung.

Bei Verwendung eines Start/Stop-Systems wird der Motor abgestellt wenn das Fahrzeug steht. Da hierbei die Energieversorgung für die Nebenverbraucher durch den Motor entfällt, müssen diese über die Batterie versorgt werden. Die Start/Stop-Regelung muss somit den Leistungsbedarf und den Batteriezustand berücksichtigen, damit die kontinuierliche Versorgung der Nebenverbraucher gewährleistet ist. Für die Simulation von Start/Stop bedeutet dies, dass der Batterieladezustand im Modell mitberechnet und eine Generatorregelung zu dessen Überwachung und Regelung implementiert werden muss. Dies wird erst in einer zukünftigen Version des Modells realisiert. Im aktuellen Stand ist Start/Stop ohne elektrische Versorgung der Nebenverbraucher und ohne Ladezustandsregelung implementiert, wie in 5.3.5 beschrieben wird.

### **4.5.2. Retarder**

Retarder sind hydrodynamische oder elektrodynamische Dauerbremsen die in Nutzfahrzeugen zur verschleißfreien Bremsung, z.B. bei länger andauernden Gefällen, eingesetzt werden. Für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs ist die Bremsfunktion nicht relevant, da der Motor sich unabhängig von Art und Leistung des Bremssystems im Schubbetrieb oder Leerlauf befindet. Zu beachten ist jedoch, dass Retardersysteme außerhalb ihres Einsatzes Verluste im Antriebsstrang verursachen können, was sich natürlich im Kraftstoffverbrauch bemerkbar macht. Die Verluste werden im Modell berücksichtigt, siehe 5.3.4.

### **4.5.3. Drehmomentwandler**

Drehmomentwandler finden im NFZ-Bereich primär bei Stadtbussen Anwendung als Anfahrlement bei Automatikgetrieben. Durch die variable Übersetzung und die Momentenüberhöhung ergibt sich ein anderer Drehzahl- und Momentenverlauf während des Anfahrvorgangs als bei Fahrzeugen mit mechanischer Kupplung. Auch die Verluste und Performance unterscheiden sich solange die Wandlerüberbrückungskupplung geöffnet ist. Eine korrekte Abbildung des Drehmomentwandlers mit

seiner fahrzeugspezifischen Charakteristik ist somit unerlässlich. In 5.3.3.2 wird die im Modell realisierte Implementierung des Drehmomentwandlers beschrieben.

### 4.6. Übersicht der berücksichtigten Komponenten

Tabelle 4-2 zeigt die Fahrzeugeinteilung und die für die Typprüfung notwendigen Komponentenmessungen für LKW. Die Tabelle stellt einen vorläufigen Stand dar, da sich die Typprüfung noch in der Entwicklung befindet.

Tabelle 4-2: Übersicht der für die CO<sub>2</sub>-Typprüfung vorgesehenen Komponentenmessungen bei LKW [19]

Fahrzeugeinteilung					Motor	Luftwiderstand	Rollwiderstand	Übertragungsverluste			Nebenaggregate					
Anzahl Achsen	Achskonfiguration	Chassis Konfiguration	Maximale zulässige Gesamtmasse [t]	Fahrzeugklasse				Schaltgetriebe	Drehmomentwandler (falls vorhanden)	Retarder	Achsverluste	Generator	Luft-Kompressor	Lüfter	Lenkhilfepumpe	Klimaanlage
2	4x2	Solo LKW oder Sattelzug	7.5 - 10	1	notwendig	Verwendung von spezifischen RRC vorgesehen; falls notwendig wird RRC der jeweiligen Reifeneffizienzklasse verwendet (worst case)	optional (3 Optionen geplant: 1. Default-Werte, 2. Schleppmoment-Messungen mit Default-Effizienz-Werten, 3. Vollständige Prüfstandsmessung)	standard	optional	optional	1. Phase: nicht vorgesehen 2. Phase: optional	1. Phase: nicht vorgesehen 2. Phase: optional	nicht geplant	nicht geplant	In Entwicklung für Busse	Geplant für LKW
			>10 - 12	2												
			>12 - 16	3												
	Solo LKW	>16	4													
		Sattelzug	>16	5												
		4x4	Solo LKW	7.5 - 16												
Solo LKW	>16		7													
Sattelzug	>16		8													
3	6x2/2-4	Solo LKW	alle	9												
			Sattelzug	alle												
	6x4	Solo LKW	alle	11												
			Sattelzug	alle												
	6x6	Solo LKW	alle	13												
			Sattelzug	alle												
4	8x2	Solo LKW	alle	15												
	8x4	Solo LKW	alle	16												
	8x6 & 8x8	Solo LKW	alle	17												

\*1: cd\*A kann vom 4x2 Fahrzeug übernommen werden

\*2: cd\*A kann vom 6x2 Fahrzeug übernommen werden

**Legende**

notwendig	Verwendung komponentenspezifischer Daten notwendig; Anwendung von Familienkonzepten möglich
standard	Verwendung komponentenspezifischer Daten vorgesehen; Anwendung von Familienkonzepten möglich; falls notwendig können Default-Werte verwendet werden
optional	Generische Default-Daten zur Abbildung durchschnittlicher Bedingungen sind verfügbar; Verwendung von komponentenspezifischen Daten ist möglich
geplant	Komponentenunterstützung befindet sich noch in der Entwicklung
nicht geplant	Verwendung komponentenspezifischer Daten ist nicht vorgesehen

Die Nebenaggregate werden derzeit durch einen generischen Ansatz abgebildet. In Zukunft sollen (teilweise) detailliertere Modelle zur Anwendung kommen, zum Beispiel zur Berechnung des Leistungsbedarfs der Klimaanlage, was bei Bussen einen hohen Einfluss hat (siehe Abbildung 4-7). Außerdem ist der Einsatz eines Batteriemodells geplant zur transienten Ermittlung des Ladezustands, um den Verbrauchsvorteil von intelligent geregelten Generatoren darstellen zu können und auch zur Verbesserung des Start/Stop-Modells, das momentan keinen elektrischen Betrieb von Nebenverbrauchern bei Motorstillstand abbildet.

## 5. Das Modell VECTO

Im folgenden Kapitel wird das Längsdynamikmodell VECTO (Vehicle Energy consumption Calculation Tool) vorgestellt, welches im Rahmen der Dissertation erstellt wurde. Es handelt sich dabei um ein rückwärtsrechnendes, quasi-stationäres Modell, welches jedoch auch Elemente vorwärtsrechnender Modelle beinhaltet, um alle für den Kraftstoffverbrauch relevanten Komponenten und Technologien bei der CO<sub>2</sub>-Typprüfung abbilden zu können.

Die wichtigsten Eigenschaften von VECTO sind:

- Rückwärtsrechnende, quasi-stationäre Längsdynamiksimulation
- Konstante Rechenschrittweite von 1[s] (=1Hz)
- Flexible Fahrzyklus-Definition (weg- oder zeitbasiert, variable Zeitschritte)
- Fahrermodell zur Abbildung realistischer Fahrverläufe und Gangwechsel
- Ein- und Ausgabe erfolgt über CSV<sup>7</sup>-Dateien, dadurch einfaches Pre- und Postprocessing mit anderer Software
- Eingabeparameter werden je Komponente in Dateien zusammengefasst; ermöglicht einfaches Austauschen einzelner Komponenten
- Vollständige Implementierung in Visual Basic .NET und damit lauffähig auf den meisten PCs ohne Installation zusätzlicher Software
- Grafische Benutzeroberfläche zur Programmsteuerung und Erstellung der Haupt-Eingabedateien

Abbildung 5-1 zeigt die Hautmodule des VECTO-Modells, die in Folge detailliert behandelt werden.

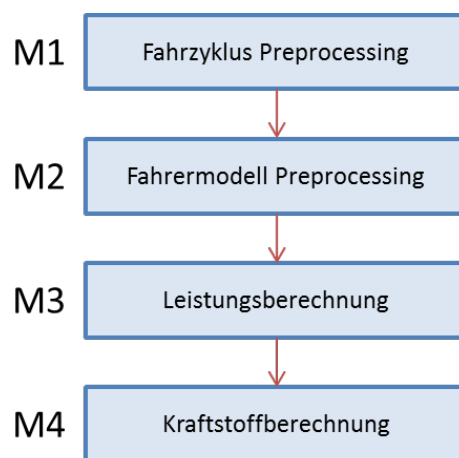


Abbildung 5-1: VECTO Hauptrechenmodule

Die Aufgaben der einzelnen Module sind:

1. Im **Fahrzyklus Preprocessing (M1)** wird der wegbasiert Fahrzyklus in einen 1Hz zeitbasierten Zyklus umgewandelt. Wird für die Berechnung bereits ein zeitbasierter Zyklus angegeben, wird, falls notwendig, der Zyklus in 1Hz konvertiert.
2. Im **Fahrermodell Preprocessing (M2)** werden bestimmte Fahrermodell-Funktionen wie z.B. Overspeed angewandt, die in der rückwärtsrechnenden Leistungsberechnung nicht möglich sind.

<sup>7</sup> Comma-separated values; Textdatei mit Trennzeichen (z.B. Komma)-getrennten, in Tabellen strukturierten, Daten

3. Die **Leistungsberechnung (M3)** ist der Kern des Modells. Hier werden anhand der Fahrwiderstände (siehe 3.4) und der Antriebsstrangverluste die Motorbetriebspunkte (Moment u. Drehzahl) berechnet. Das Modul beinhaltet auch das Schaltmodell.
4. Am Ende erfolgt die **Kraftstoffberechnung (M4)** für jeden Betriebspunkt auf Basis eines vordefinierten Kennfelds.

Im Folgenden werden die Hauptmodule im Detail beschrieben.

## 5.1. Fahrzyklus Preprocessing

Im ersten Hauptmodul **M1** wird der Fahrzyklus in das für VECTO benötigte Format gebracht: Konstant 1Hz. Für die Typprüfung werden die Zyklen als Target-Speed-Zyklen definiert, d.h. es wird nicht die eigentliche Fahrzeuggeschwindigkeit vorgegeben, sondern die Soll-Geschwindigkeit über Weg. Durch das Fahrermodell und die Fahrzeugeigenschaften, die die Beschleunigungen und Verzögerungen beschränken, resultiert ein von der Target-Speed-Vorgabe abweichender Verlauf. In Abbildung 5-2 ist dies beispielhaft dargestellt, allerdings sind die meisten Fahrermodell-Funktionen (siehe 5.2) hier deaktiviert.

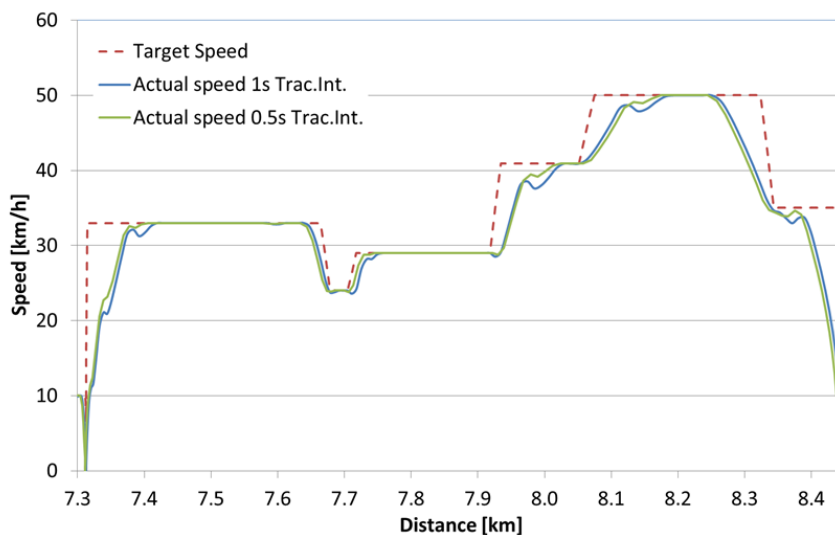


Abbildung 5-2: Target-Speed (Eingabe) und berechneter Geschwindigkeitsverlauf

Das Modul **M1: Fahrzyklus Preprocessing** hat die Aufgabe den Fahrzyklus in das für VECTO benötigte Format zu konvertieren. Die Leistungsberechnung in Modul **M3**, der Kern des Modells, arbeitet in konstant 1Hz weshalb auch der Zyklus in diese Form gebracht werden muss. Das Modul hat verschiedene Zweige, je nach Form des verwendeten Zyklus, Abbildung 5-3. Es werden zwei Typen von Fahrzyklen unterschieden:

- **Zeitbasierte Zyklen**; die Geschwindigkeit ist über Zeit gegeben. Die Frequenz ist dabei beliebig. Auch variable Schrittweiten werden unterstützt. In **M1.2** wird die Eingabe in konstant 1Hz umgewandelt.
- **Wegbasierte Zyklen**; hier ist die Sollgeschwindigkeit (Target-Speed) über den Weg gegeben ( $v(s)$ ). Da die Berechnung in festen 1[s] Zeitschritten erfolgt muss der Zyklus in 1Hz konvertiert werden. Dies erfolgt in **M1.1**.

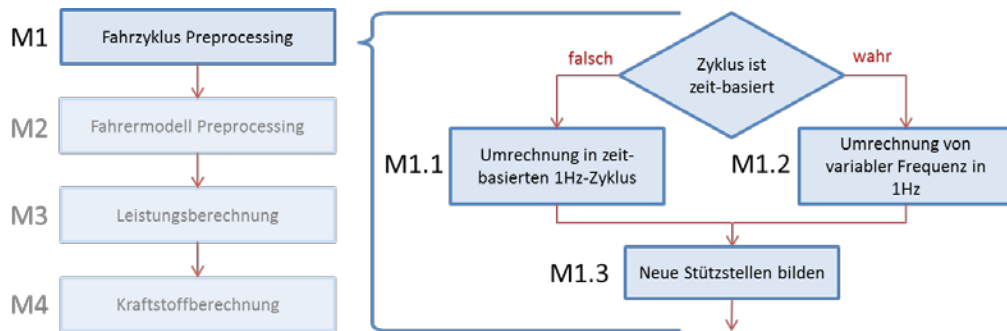


Abbildung 5-3: Fahrzyklus Preprocessing (M1)

Der Fahrzyklus kann verschiedene Parameter beinhalten, je nach Anwendung und Modellgenauigkeit. Die wichtigsten Parameter sind Fahrzeuggeschwindigkeit und Steigung. Bei Verwendung von Target-Speed-Zyklen muss außerdem die Stillstandzeit angegeben werden, da diese Information bei wegbasierten Zyklen sonst nicht vorhanden ist. Andere Parameter sind z.B. Gangvorgabe (überschreibt das Schaltmodell) oder Leistung der Nebenverbraucher. Dies wird in den entsprechenden Abschnitten dieser Arbeit genauer erläutert.

Im letzten Teil des Fahrzyklus Preprocessing, **M1.3**, werden neue Stützstellen für die Berechnung gebildet, was aufgrund der Beschleunigung notwendig ist, wie in 5.1.3 beschrieben wird. Am Ende von **M1** ist der Fahrzyklus in 1Hz und in den neuen Stützstellen mit Beschleunigungswerten definiert. Die fahrzeugspezifische Anpassung der Beschleunigung erfolgt später in **M3**, siehe 5.3.1 bzw. 5.3.6.

### 5.1.1. Fahrzyklus-Konvertierung von weg- auf zeitbasiert

Die Aufgabe von **M1.1** ist die Umwandlung des Fahrzyklus in das 1Hz Format. Zusätzlich wird die Verzögerung auf ein realistisches Maß limitiert, gemäß den Anforderungen des Fahrermodells. Das Modul ist in zwei Arbeitsschritte unterteilt (siehe Abbildung 5-4), wobei der erste als Teil des Fahrermodells angesehen werden kann.

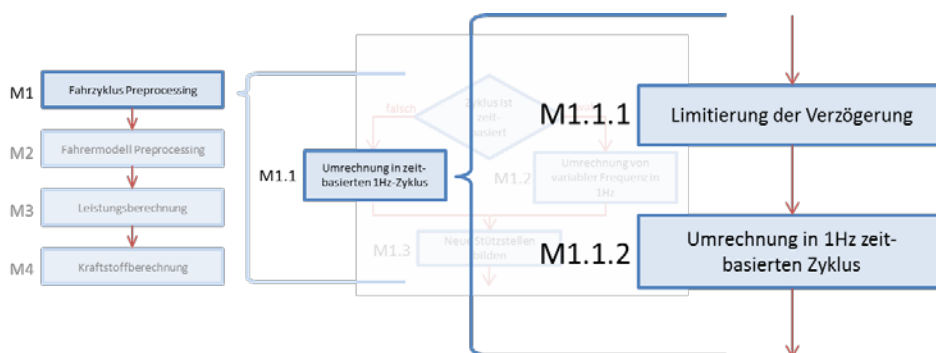


Abbildung 5-4: Modul M1.1: Umrechnung in zeitbasierten 1Hz Zyklus

#### 5.1.1.1. Limitierung der Verzögerung (M1.1.1)

Abbildung 5-5 zeigt einen Target-Speed Zyklus, wie er in das Modell eingelesen wird. Der Geschwindigkeitsverlauf sieht keine realitätsgetreuen Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen vor. Dies ist Aufgabe des Fahrermodells.

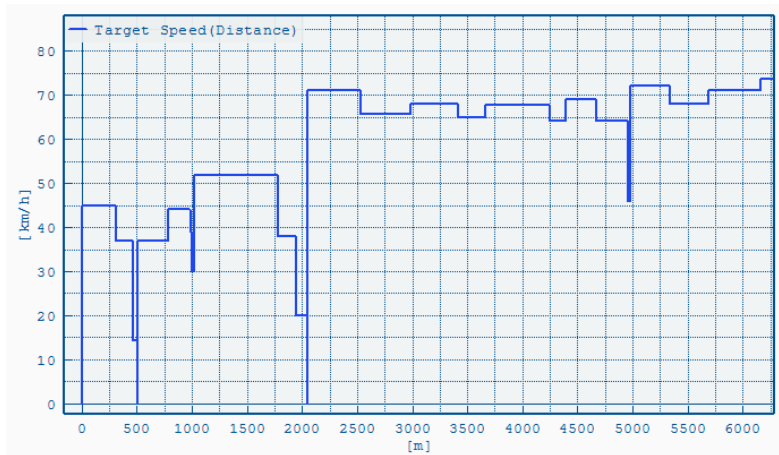


Abbildung 5-5: Geschwindigkeitsverlauf eines Target Speed Zyklus (Regional Delivery)

In M1.1.1 wird die Verzögerung limitiert anhand einer geschwindigkeitsabhängigen Wunschverzögerung, wie sie in Abbildung 4-3 dargestellt ist.

Um realistisches Fahrverhalten zu erzielen darf bei einer Verzögerung der neue Target-Speed nicht zu früh, sondern muss exakt an der Eintrittsstelle erreicht werden, ohne dass der Target-Speed an irgendeiner Stelle überschritten wird. Das bedeutet, dass die Verzögerungsphase vollständig im Bereich des vorhergehenden, höheren Target-Speeds fällt.

Um diese Anforderung zu erfüllen, arbeitet **M1.1.1** im Gegensatz zu den Haupt-Rechenschleifen (wie **M3**) in einer Rückwärts-Schleife, d.h. vom letzten Wegschritt<sup>8</sup> ausgehend bis zum ersten. Dabei wird für jeden Wegschritt (üblicherweise in 1[m] Auflösung) die Verzögerung berechnet und anhand der Vorgabekurve (Abbildung 4-3) limitiert. Die Berechnung erfolgt anhand Formel 5-1. Dabei wird ein linearer Übergang zwischen den Betriebszuständen (Stützstellen) angenommen<sup>9</sup>, was bei der gegebenen hohen Auflösung von 1[m] ausreichend ist.

$$a_{ms} = v_{ms} \cdot \frac{\Delta v_s}{\Delta s_s} \quad [m/s^2] \quad \text{Formel 5-1}$$

mit:

- $v_{ms}$  = Mittlere Geschwindigkeit zwischen zwei Wegschritten [m/s]
- $\Delta v_s$  = Geschwindigkeitsdifferenz zwischen zwei Wegschritten [m/s]
- $\Delta s_s$  = Wegdifferenz zwischen zwei Wegschritten [m]

Der Beschleunigungswert  $a_{ms}$  wird mit der gegebenen Wunschverzögerung verglichen und ggf. angepasst indem die vorgegebene Geschwindigkeit an der betreffenden Stützstelle schrittweise reduziert wird, bis die Wunschverzögerung vorliegt.

Abbildung 5-6 zeigt den selben Verlauf wie in Abbildung 5-5 vor (blau) und nach (rot) Anwendung der hier beschriebenen Funktion.

<sup>8</sup> ...im Gegensatz zu Zeitschritten bei zeitbasierten Zyklen

<sup>9</sup> Der quasi-stationäre Ansatz erlaubt keine exakte Lösung "zwischen" den Stützstellen.



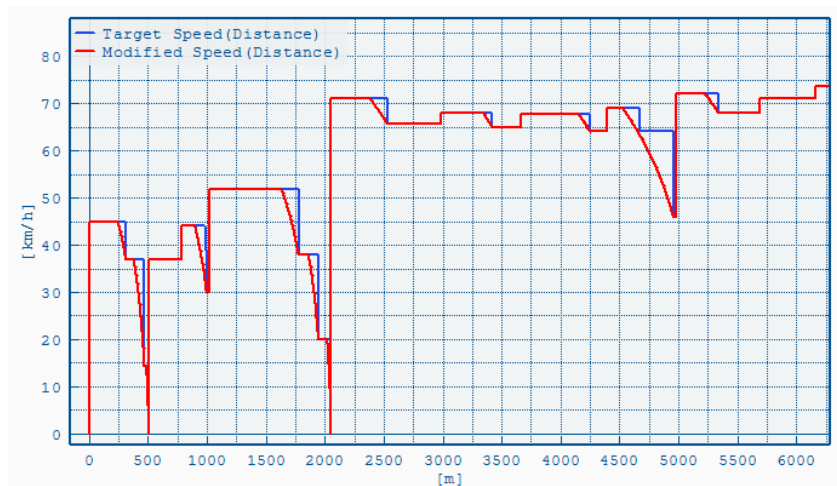


Abbildung 5-6: Target-Speed Zyklus und Verlauf nach Verzögerunglimitierung

### 5.1.1.2. Umrechnung in 1Hz zeitbasierten Zyklus (M1.1.2)

Bevor der wegbasierte Zyklus in 1Hz umgewandelt werden kann, müssen die Zeitschritte zu den gegebenen Wegschritten ermittelt werden. Dazu wird für jeden Wegschritt die Zeitdifferenz  $\Delta t$  bestimmt (Formel 5-2) und für den Zeitverlauf aufsummiert.

$$\Delta t = \frac{\Delta s_s}{v_{ms}} \quad [\text{s}] \quad \text{Formel 5-2}$$

mit:

$$\begin{aligned} v_{ms} &= \text{Mittlere Geschwindigkeit zwischen zwei Wegschritten [m/s]} \\ \Delta s_s &= \text{Wegdifferenz zwischen zwei Wegschritten [m]} \end{aligned}$$

Das Ergebnis ist der Zeitverlauf über Weg:  $t(s)$ . Die Konvertierung in 1Hz erfolgt durch lineare Interpolation zwischen zwei Wegschritten für 1Hz-Stützstellen. Dies gilt nicht nur für die Geschwindigkeit sondern auch für andere Angaben im Fahrzyklus, z.B. Nebenverbraucher-Leistung.

Am Ende von **M1.1.2** steht der Fahrzyklus in 1Hz zur Verfügung und wird anschließend in **M1.3** weiter verarbeitet.

### 5.1.2. Konvertierung von variabler Frequenz in 1Hz

Für Berechnungen in der CO<sub>2</sub>-Typprüfung für SNF werden vordefinierte wegbasierte Target-Speed Zyklen verwendet. Für Testzwecke (z.B. Vergleich mit Rollen- oder On-Board-Messungen) wird allerdings meist mit zeitbasierten Zyklen gearbeitet. Je nach Messsystem können die Daten in unterschiedlicher Frequenz vorliegen oder auch mit variablen Zeitschritten, z.B. CAN<sup>10</sup>-Daten. Deshalb werden in **M1.2** alle zeitbasierten Zyklen in 1Hz umgerechnet, allerdings unter Verwendung eines anderen Ansatzes als in **M1.1**: Bei Frequenzen kleiner 1Hz wird interpoliert analog zu **M1.1.2**, bei Zeitschritten größer 1Hz wird jedoch statt der Interpolation das arithmetische Mittel über alle im jeweiligen Zeitbereich liegenden Werte genommen, z.B. für Zeitschritt 1[s] der Bereich von 0,5[s] bis 1,5[s]. Dadurch haben Messungenauigkeiten (Ausreißer) weniger Einfluss auf die endgültigen Werte.

<sup>10</sup> Controller Area Network, Bussystem zur Vernetzung von Steuergeräten in Automobilen

### 5.1.3. Neue Stützstellen bilden

Ein für die Längsdynamiksimulation fundamentaler Parameter ist die Fahrzeugbeschleunigung. Da diese nicht direkt über den Fahrzyklus vorgegeben wird, muss sie aus der Fahrzeuggeschwindigkeit abgeleitet werden nach Formel 5-3:

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad [m/s^2] \quad \text{Formel 5-3}$$

mit:

- $\Delta v$  = Geschwindigkeitsdifferenz zwischen zwei Zeitschritten [m/s]
- $\Delta t$  = Zeitintervall [s]

Nach der Konvertierung in **M1.2** sind die Zeitschritte hier bereits konstant in 1Hz, somit gilt  $dt=1[s]$ . Die ermittelte Beschleunigung ist jedoch nicht für die Stützstelle selbst sondern für den Zeitraum dazwischen<sup>11</sup> gültig. Aus diesem Grund werden für die weitere Berechnung in **M1.3** neue Stützstellen gebildet mit der über den Zeitschritt gemittelten Geschwindigkeit und einem neuen Zeitverlauf, der zum Ursprünglichen um einen halben Zeitschritt (0.5[s]) verschoben ist. Abbildung 5-7 zeigt dies beispielhaft mit dem ursprünglichen Fahrverlauf (blau) und dem neuen (rot); auf die rechte Achse bezogen ist die Beschleunigung (grün) für den neuen Fahrverlauf.

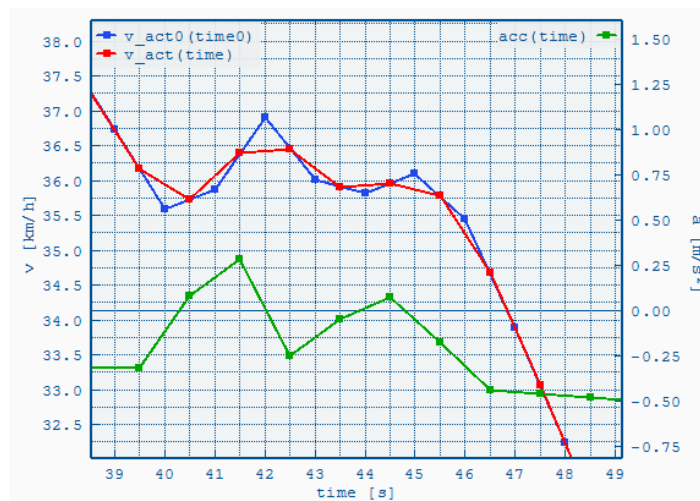


Abbildung 5-7: Bildung neuer Stützstellen zur Berechnung der Fahrzeugbeschleunigung

Wie in der Abbildung gut zu erkennen ist, wird durch das Verfahren der Geschwindigkeitsverlauf geglättet. Eine Alternative zu dieser Methode wäre, die Beschleunigung durch Betrachtung der Nachbarstützstellen zu berechnen:

$$a_{(t)} = \frac{v_{(t+1)} - v_{(t-1)}}{2} \quad [m/s^2] \quad \text{Formel 5-4}$$

Dies würde jedoch eine Glättung der Beschleunigungswerte zur Folge haben. Angesichts des hohen Einflusses der Beschleunigung auf den Leistungsbedarf, im Vergleich zur Geschwindigkeit, ist dies jedoch nicht zweckmäßig.

Die restlichen Parameter im Fahrzyklus (z.B. Steigung) werden ebenfalls für die neuen Stützstellen interpoliert.

<sup>11</sup> ...unter der vereinfachten Annahme einer konstanten Beschleunigung zwischen zwei Zeitschritten

### 5.1.3.1. Geschwindigkeitsanpassungen

In bestimmten Situationen muss im Modell die Geschwindigkeit für eine Stützstelle verändert werden. Gründe dafür können sein:

- Das Fahrzeug kann dem gegebenen Verlauf nicht folgen, da die erforderliche Leistung nicht aufgebracht werden kann (siehe 5.3.6); die Vorgabegeschwindigkeit wird reduziert.
- Die Eco-Roll Funktion (siehe 5.2.1.1) ist aktiv und das Fahrzeug rollt aus; die Vorgabegeschwindigkeit wird erhöht oder reduziert, je nach Fahrsituation.
- Während einer Zugkraftunterbrechung (siehe 5.3.7) rollt das Fahrzeug ebenfalls aus; die Vorgabegeschwindigkeit wird erhöht oder reduziert, je nach Fahrsituation.
- Die Overspeed (siehe 5.2.1.2) Funktion ist aktiv und das Fahrzeug ist im Schubbetrieb; die Vorgabegeschwindigkeit wird erhöht.

Um mit der oben beschriebenen Methode konsistent zu bleiben, erfolgen sämtliche Anpassungen im Geschwindigkeitsverlauf nicht in den "neuen" Stützstellen sondern in den Ursprünglichen, womit sich auch neue Beschleunigungswerte ergeben.

## 5.2. Fahrermodell Preprocessing

Im zweiten Hauptmodul **M2** werden die wichtigsten Funktionen des Fahrermodells angewandt:

- Overspeed
- Eco-Roll
- Look-Ahead Coasting

Die Funktionen wurden in Abschnitt 4.2 bereits behandelt. Sie sind notwendig um auf Basis der synthetischen Target-Speed-Vorgabe einen realistischen Fahrverlauf zu generieren, der durch vorausschauende Fahrweise eines realen Fahrers bzw. durch die intelligente Regelung einer Geschwindigkeitsregelanlage (Cruise control) bestimmt wird. Für einige Funktionen muss eine Leistungsberechnung erfolgen (Schub-Phasen, Ausrollen), weshalb einige Funktionen aus **M3** verwendet werden. Aufgrund der Komplexität der Funktionen (verschachtelte Vor- und Rückwärtsschleifen) erfolgte keine direkte Einbindung in die Haupt-Rechenschleife (**M3**), stattdessen wurde ein vorgeschaltetes Modul aufgebaut. **M2** ist unterteilt in zwei Unter-Module wie in Abbildung 5-8 dargestellt ist.

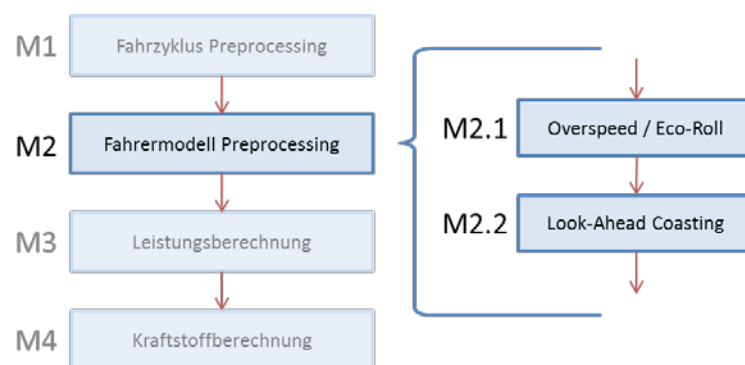


Abbildung 5-8: Fahrermodell Preprocessing (M2)

Die beiden Unter-Module arbeiten in unabhängigen Rechenschleifen und werden folgend im Detail beschrieben.

### 5.2.1. Overspeed / Eco-Roll

Overspeed und Eco-Roll werden in einem gemeinsamen Modul **M2.1** angewandt, in einer Schleife über alle Zeitschritte, dargestellt in Abbildung 5-9.

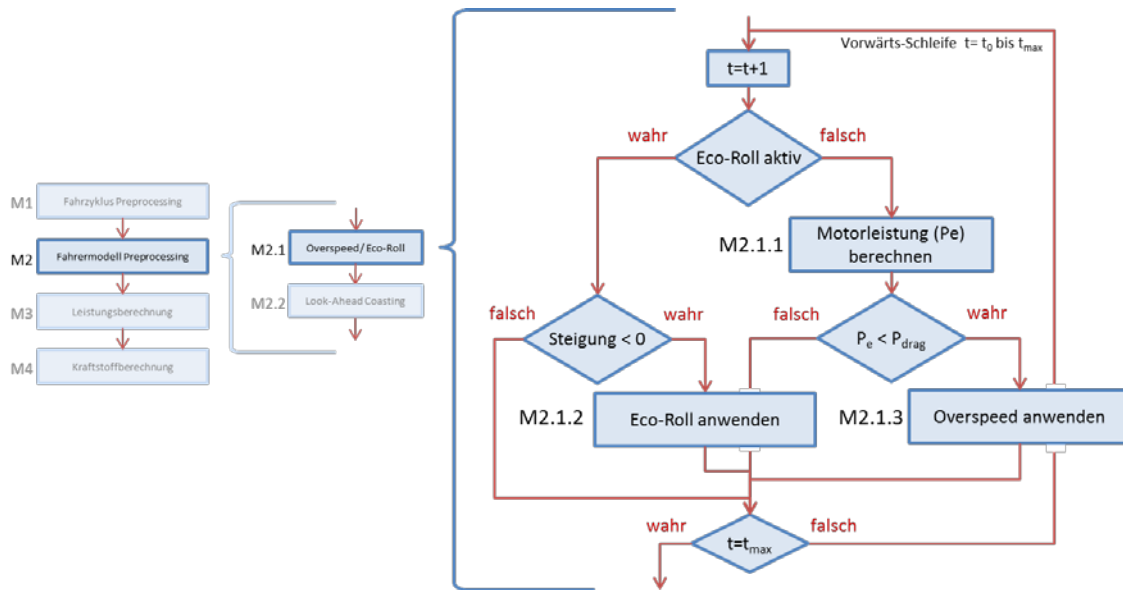


Abbildung 5-9: Overspeed / Eco-Roll Berechnung (M2.1)

In 4.2 wurden die beiden Funktionen bereits beschrieben. Sie können nicht beide zugleich angewandt werden, da sich die Funktionsweisen widersprechen. Im ersten Schritt wird unterschieden, ob Eco-Roll oder Overspeed aktiviert ist (fahrzeugspezifisch).

#### 5.2.1.1. Eco-Roll

Ist die Eco-Roll Funktion aktiv, folgt die Abfrage ob für den aktuellen Zeitschritt die Steigung kleiner Null ist (Gefälle). In diesem Fall wird die Eco-Roll Funktion **M2.1.2** aufgerufen, andernfalls wird zum nächsten Zeitschritt gegangen.

In **M2.1.2** wird die Ausrollgeschwindigkeit  $v_{\text{rollout}}$  berechnet, d.h. die Geschwindigkeit bei der, unter den aktuellen Bedingungen (z.B. Steigung), das Fahrzeug mit offener Kupplung frei rollt. Mathematisch formuliert lautet diese Bedingung somit:  $P_{\text{wheel}}=0$ .<sup>12</sup> Die Berechnung erfolgt iterativ anhand Formel 3-15 bis diese Bedingung (mit bestimmter Toleranz) zutrifft. Dabei wird immer die Geschwindigkeit an den ursprünglichen Zeitschritten reduziert, damit die Beschleunigungsberechnung konsistent bleibt (siehe 5.1.3). Die somit ermittelte Ausrollgeschwindigkeit wird mit dem aktuellen Target-Speed und den Over-/Underspeed-Grenzen verglichen.

Dabei gilt:

$$v_{\text{min}} = \text{Target-Speed} - \text{Underspeed}$$

$$v_{\text{max}} = \text{Target-Speed} + \text{Overspeed}$$

Je nach Geschwindigkeit ergibt sich eine der folgenden Fahrzustände:

- $v_{\text{min}} \leq v_{\text{rollout}} \leq v_{\text{max}}$ : Das Fahrzeug rollt aus mit der Geschwindigkeit  $v_{\text{rollout}}$

<sup>12</sup> Verluste im Antriebsstrang die auch bei offener Kupplung auftreten werden dabei vernachlässigt sofern diese nicht in den messtechnisch bestimmten Fahrwiderständen implizit enthalten sind.

- $v_{\text{rollout}} > v_{\text{max}}$ : Motor in Schubbetrieb und es wird mechanisch dazu gebremst, sodass die Geschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  nicht überschritten wird
- $v_{\text{rollout}} < v_{\text{min}}$ : Motor in Antrieb, sodass  $v_{\text{min}}$  gehalten wird.

Abbildung 5-10 zeigt ein Beispiel für die Anwendung von Eco-Roll: Der Verlauf mit Eco-Roll (rot) weicht in weiten Bereichen vom Target-Speed (blau) ab, im Gegensatz zum Verlauf ohne Eco-Roll (grün) der sich nur durch Beschränkungen im Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten vom Target-Speed unterscheidet.

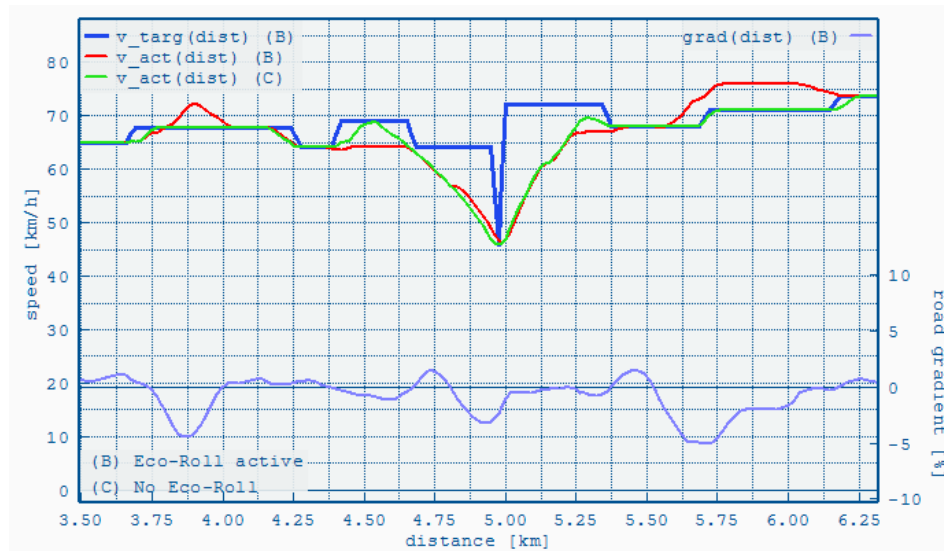


Abbildung 5-10: Eco-Roll Beispiel

### 5.2.1.2. Overspeed

Ist Overspeed aktiv wird im ersten Schritt (**M2.1.1**) die Motorleistung für den aktuellen Zeitschritt berechnet. Dies erfolgt in drei Schritten:

1. Berechnung der Radleistung  $P_{\text{wheel}}$  nach Formel 3-15
2. Aktuellen Gang bestimmen anhand des Basis-Schaltmodells wie es in 5.3.3 beschrieben wird. Mithilfe des Gangs und den Übersetzungen wird die Drehzahl bestimmt, siehe Formel 5-10.
3. Bestimmung der Motorleistung mit Formel 5-21.

Die Motorleistung wird benötigt, da Overspeed nur aktiv ist, wenn das Fahrzeug sich im Schub befindet, d.h. die berechnete Motorleistung  $P_{\text{eng}}$  ist unter der Schublinie  $P_{\text{drag}}$ . Ist dies nicht der Fall, wird die Berechnung für den aktuellen Zeitschritt abgebrochen.

In **M2.1.3** wird die Coasting<sup>13</sup>-Geschwindigkeit  $v_{\text{coasting}}$  bestimmt. Das ist die Geschwindigkeit bei der Motorbremse (Schubbetrieb) und Fahrwiderstände im Gleichgewicht sind, d.h.  $P_{\text{eng}} = P_{\text{drag}}$  wobei  $P_{\text{eng}}$  die nach Formel 5-21 berechnete Motorleistung ist und  $P_{\text{drag}}$  die Motor-Schleppkurve bei aktueller Drehzahl. Die Berechnung verläuft iterativ, analog zu **M2.1.2**, bis die Bedingung mit hinreichender Genauigkeit erfüllt ist. Abhängig von der Geschwindigkeit ergeben sich zwei mögliche Fahrzustände:

- $v_{\text{coasting}} \leq v_{\text{max}}$ : Motor im Schubbetrieb mit der Geschwindigkeit  $v_{\text{coasting}}$
- $v_{\text{coasting}} > v_{\text{max}}$ : Motor im Schubbetrieb und es wird mechanisch dazu gebremst, sodass die Geschwindigkeit  $v_{\text{max}}$  nicht überschritten wird

Abbildung 5-11 zeigt ein Beispiel für einen Overspeed-Verlauf (rot) im Vergleich zum Verlauf ohne Overspeed (grün) und dem Target-Speed (blau). Auf der rechten Achse sind Motorleistung (orange) und

<sup>13</sup> Coasting = Fahren im Schubbetrieb

Schleppkurve (braun) aufgezeichnet. Overspeed tritt im Bereich 4[km] auf und bei ca. 5,6 bis 6,2[km] wobei hier die Overspeed-Grenze ( $v_{max}$ ) erreicht und durch Mithilfe der Betriebsbremse gehalten wird.

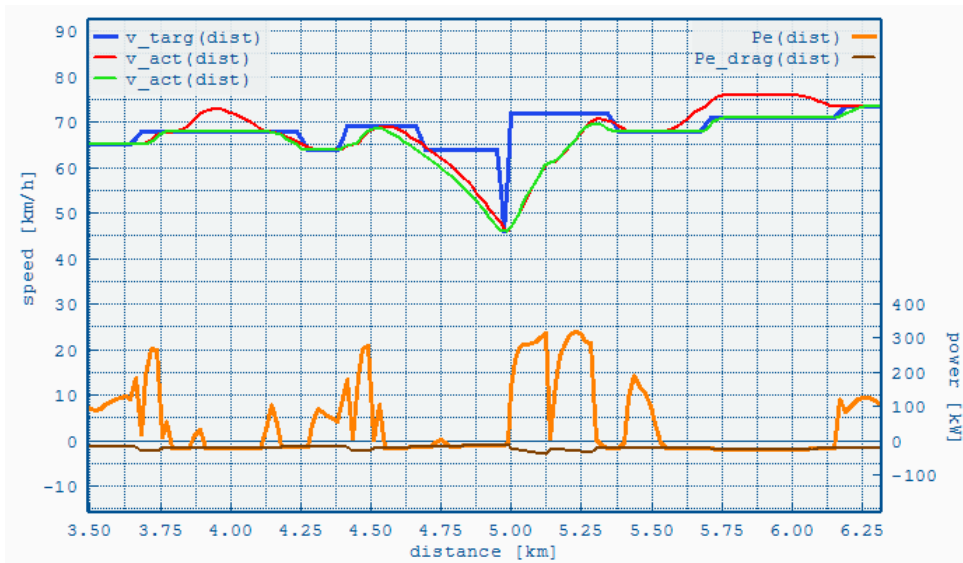


Abbildung 5-11: Overspeed Beispiel

### 5.2.2. Look-Ahead Coasting

Die vorausschauende Verzögerungsfunktion "Look-Ahead Coasting" wurde bereits in 4.2.4 behandelt. Da diese Funktion sowohl eine Rückwärts-Schleife (vgl. **M1.1.1**) als auch eine Vorwärts-Schleife verwendet, ist die Struktur von **M2.2** komplexer als in den anderen Modulen, siehe Abbildung 5-12.

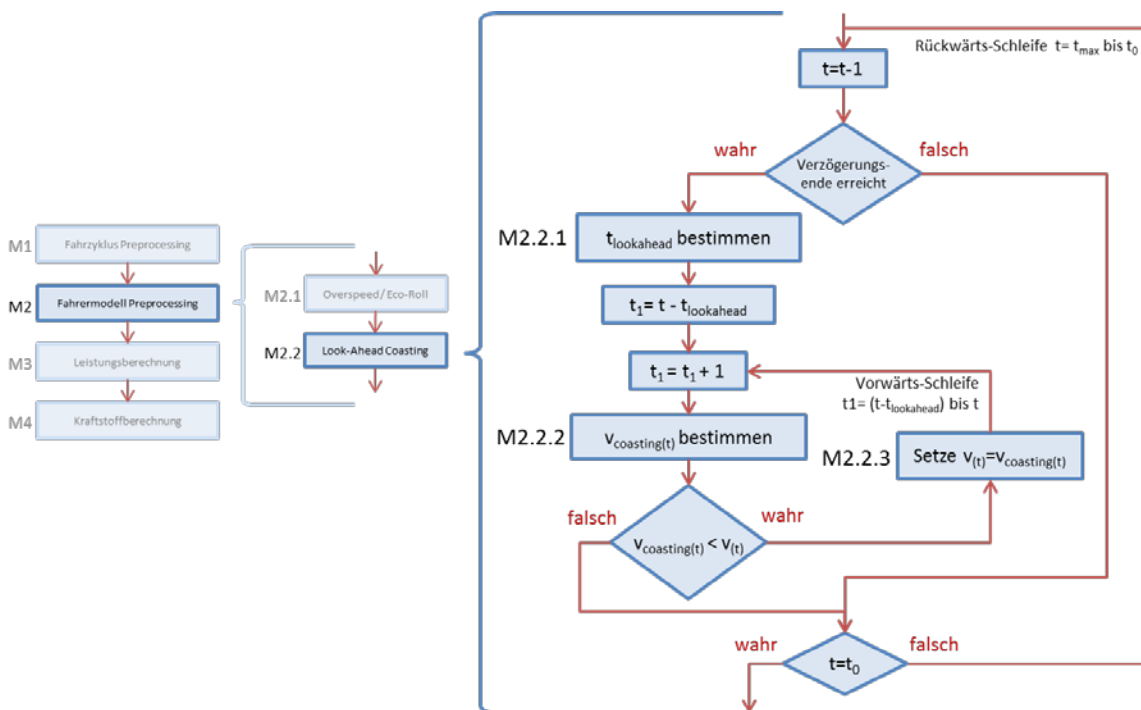


Abbildung 5-12: Programmstruktur von Look-Ahead Coasting (M2.2)

Die Haupt-Schleife läuft rückwärts vom Zyklusende bis zum Beginn ( $t_0$ ) damit die Bremsphasen richtig bestimmt werden können, wie bereits in Abschnitt 5.1.1.1 beschrieben wurde. Wird das Ende einer Bremsphase erreicht (der Zeitschritt an dem die Verzögerungsphase beendet und die neue

Geschwindigkeit bzw. Stillstand erreicht ist) wird die Dauer der Verzögerungsphase  $t_{lookahead}$  mithilfe einer vordefinierten mittleren Ziel-Verzögerung  $a_{lookahead}$  berechnet (**M2.2.1** in Abbildung 5-12):

$$t_{lookahead} = \frac{v_{target2} - v_{target1}}{a_{lookahead}} \quad [s] \quad \text{Formel 5-5}$$

mit:

- $v_{target1}$  = Target-Speed am Beginn der Verzögerungsphase
- $v_{target2}$  = Target-Speed am Ende der Verzögerungsphase
- $a_{lookahead}$  = Ziel-Verzögerung; Fahrzeug(-segment)-spezifischer, konstanter Parameter

Anschließend wird in einer Vorwärts-Schleife (innerhalb der Rückwärts-Schleife), die vom Beginn bis zum Ende der Verzögerungsphase läuft, die Coasting-Geschwindigkeit  $v_{coasting}$  ermittelt (**M2.2.2**). Dies erfolgt analog zur Overspeed-Methode (**M2.1.3**) durch Iteration.

Abbildung 5-13 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf vor (links) und nach (rechts) der Anwendung der Look-Ahead Coasting Funktion (**M2.2**). Die Bremsphase ( $v_{brake(t)}$ ) wurde bereits im Fahrzyklus Preprocessing definiert (**M1.1.1**).

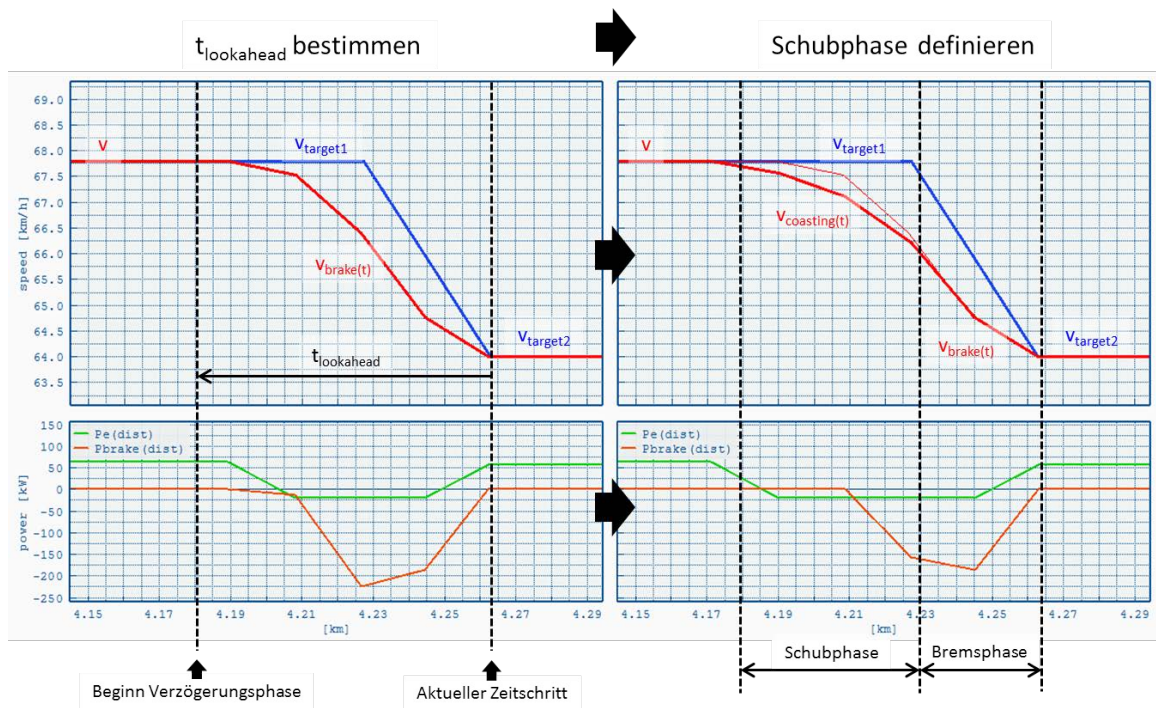


Abbildung 5-13: Schub- und Bremsphasen nach der Look-Ahead Coasting Funktion (**M2.2**)

In der Vorwärts-Schleife wird  $v_{(t)}=v_{coasting(t)}$  gesetzt (**M2.2.3**), solange diese geringer der aktuellen Geschwindigkeit ist, d.h. die Abbruchbedingung lautet  $v_{coasting(t)} \geq v_{brake(t)}$ .

Abbildung 5-14 zeigt beispielhaft einen Geschwindigkeitsverlauf nach Abschluss des Moduls **M2** mit Eco-Roll und Look-Ahead Coasting aktiviert.

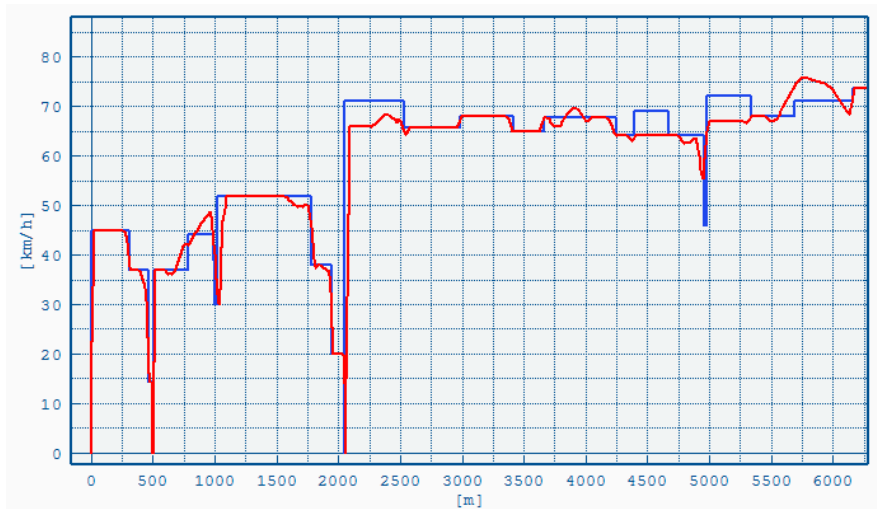


Abbildung 5-14: Target-Speed Zyklus und berechneter Verlauf nach M2 mit Eco-Roll und Look-Ahead Coasting

Es ist zu erkennen, dass durch das Fahrermodell große Unterschiede zum ursprünglichen Target-Speed Zyklus entstehen. Die Beschleunigungsphasen werden erst in der Haupt-Schleife **M3** angepasst.

### 5.3. Leistungsberechnung

Die Leistungsberechnung **M3** ist der Kern des Modells. Es beinhaltet alle Funktionen die zur Berechnung der Motorleistung und Drehzahl benötigt werden. Das beinhaltet Antriebsstrangverluste, Nebenaggregate und das Schaltmodell inklusive Drehmomentwandler. Abbildung 5-15 zeigt den Aufbau von **M3**.

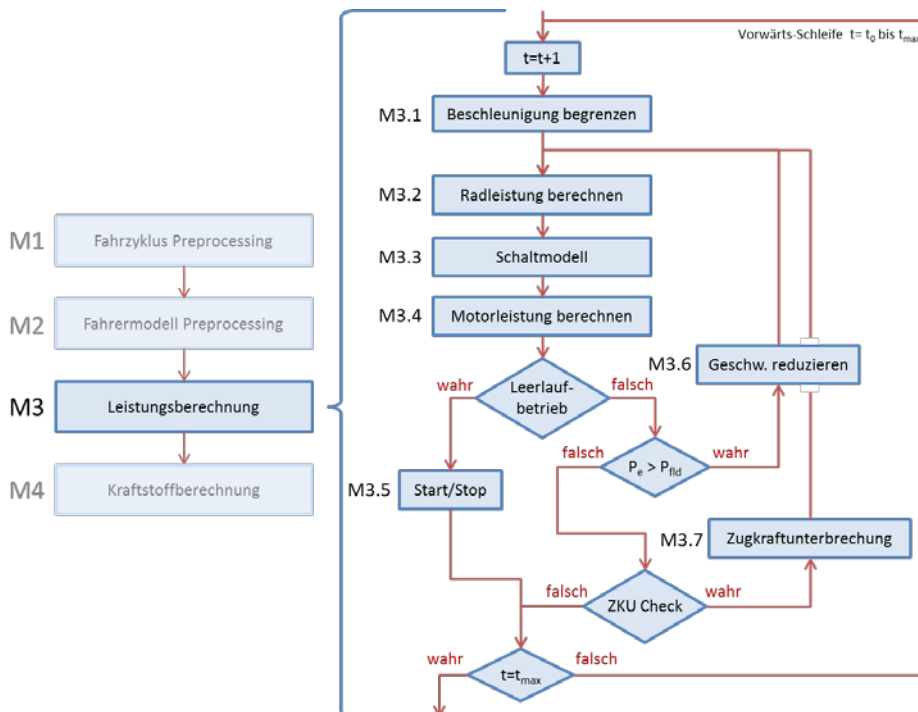


Abbildung 5-15: Programmstruktur der Leistungsberechnung (M3)

In Folge wird jedes Modul im Detail behandelt. Es sei angemerkt, dass in manchen Modulen mit Motorleistung und in anderen mit Motordrehmoment gearbeitet wird. Durch die allgemein bekannte



Beziehung  $P = \frac{2\pi}{60} \cdot T \cdot n$  [W] zwischen Moment  $T$ [Nm], Drehzahl  $n$ [min<sup>-1</sup>] und Leistung  $P$ [W] wird auf eine explizite Umrechnung in den einzelnen Fällen zugunsten der Übersicht verzichtet.

### 5.3.1. Beschleunigung begrenzen

In **M2** wurden bereits die wichtigsten Fahrermodell-Funktionen angewandt. Analog zur geschwindigkeitsabhängigen Begrenzung der Verzögerung (**M1.1.1**) wird in **M3.1** die Beschleunigung ebenfalls als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit limitiert. Dazu wird eine Grenzkurve angegeben wie sie in Abbildung 5-16 dargestellt ist.

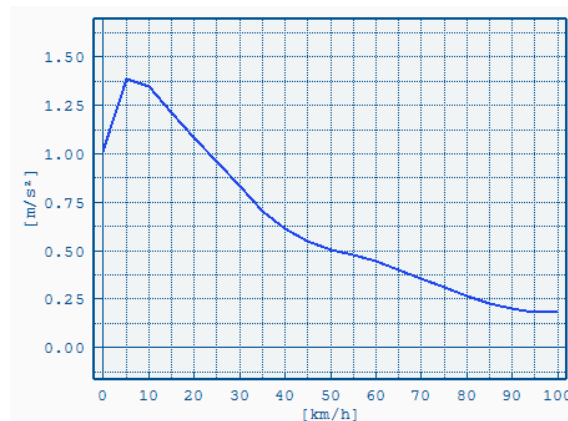


Abbildung 5-16: Geschwindigkeitsabhängige Beschleunigungslimitierung (für durchschn. LKW)

Mit dieser Funktion soll die Beschleunigung auf ein realistisches Niveau gesetzt werden. Das ist vor allem bei Target-Speed Zyklen notwendig, da das Modell sonst jede Beschleunigung mit Volllast berechnen würde, was nicht immer dem realen Fahrverhalten entsprechen würde.

### 5.3.2. Radleistung berechnen

In 3.4 wurde beschrieben wie die Leistung am Rad berechnet wird. In VECTO wird dieser Ansatz mit Formel 3-15 verwendet um in **M3.2** die Leistung am Rad  $P_{\text{wheel}}$  zu berechnen. Die einzelnen Fahrwiderstände werden im Modell folgendermaßen abgebildet:

- **Rollwiderstand:** Die Berechnung erfolgt nach Formel 3-3 mit konstantem Rollwiderstandsbeiwert.
- **Luftwiderstand:** Berechnung nach Formel 3-4, wobei eine Korrektur für schräge Anströmung (Seitenwind) erfolgt, s.u.
- **Steigungswiderstand** nach Formel 3-5
- **Beschleunigungswiderstand** nach Formel 3-13. In VECTO wird die Beschleunigungsleistung aufgeteilt für Fahrzeug (inkl. Räder), Motor und Antriebsstrang. Die letzten beiden werden dabei erst bei der Motorleistung hinzugerechnet.

#### 5.3.2.1. Seitenwindkorrektur

Die Berechnung des Luftwiderstands erfolgt in VECTO mit Formel 3-4, wobei der Luftwiderstandsbeiwert  $c_d$  gemäß dem Seitenwindeinfluss korrigiert wird:

$$c_d = c_{d0} \cdot f_{cd} \quad [-]$$

Formel 5-6

mit:

$$c_{d0} = \text{Luftwiderstandsbeiwert bei Anströmung in Fahrtrichtung} \quad [-]$$

$f_{cd}$  = Korrekturfaktor [-]

Der Korrekturfaktor kann auf zwei verschiedene Methoden bestimmt werden:

### Seitenwindkorrektur auf Basis des Anströmwinkels

Ist der Anströmwinkel-Einfluss für das Fahrzeug sowie der Anströmwinkel und die Windgeschwindigkeit einer Fahrt aus Messungen oder Strömungssimulationen bekannt (Abbildung 5-17), kann eine relativ genaue Korrektur durchgeführt werden. Der Korrekturfaktor in Formel 5-6 wird im Modell als Funktion über den Anströmwinkel  $\beta$  angegeben, d.h.  $f_{cd}=f(\beta)$  (s.a. Abbildung 3-5). Im Fahrzyklus wird dann der gemessene Anströmwinkel  $\beta$  und die resultierende Anströmgeschwindigkeit  $v_{air}$  angegeben. Diese Methode ermöglicht eine hohe Genauigkeit ist aber aufgrund der notwendigen Messdaten nur für die Verifizierung von Messungen und nicht für die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung anwendbar.

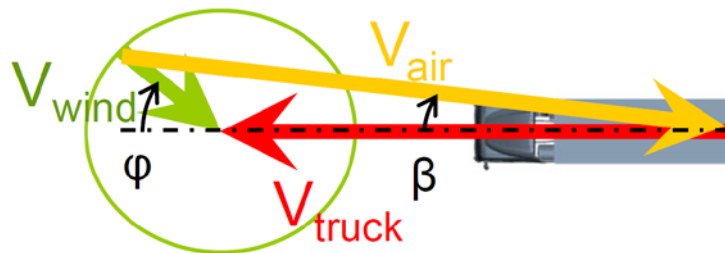


Abbildung 5-17: Winkel und Betrag des auf das Fahrzeug wirkenden Winds [17]

### Geschwindigkeitsabhängige Seitenwindkorrektur

Für die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung -bei der keine Messdaten für die oben beschriebene Methode verfügbar sind- wurde eine weitere Methode in das Modell implementiert, die den Seitenwindeinfluss als geschwindigkeitsabhängigen Durchschnittswert abbildet,  $f_{cd}=f(v)$ . Um diesen Verlauf zu ermitteln muss der Seitenwindeinfluss über den Anströmwinkel  $\beta$  bekannt sein, d.h.  $c_d=f(\beta)$ , so wie es im vorhergehenden Abschnitt beschrieben wurde. Dieser Einfluss wird im Testverfahren durch vordefinierte, generische und fahrzeugklassen-abhängige Funktion abgebildet. Unter Annahme einer durchschnittlichen Windgeschwindigkeit kann nun der durchschnittliche Luftwiderstand (siehe Formel 3-4) durch Integration über die Windrichtung ( $\varphi$  in Abbildung 5-17). Die Formel für den Luftwiderstand  $F_{air}$  lautet somit:

$$F_{air} = \frac{1}{2} A \cdot \rho \cdot \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_{d(\beta)} \cdot v_{air(v_{truck}, \varphi)}^2 d\varphi \quad [N] \quad \text{Formel 5-7}$$

mit:

- $F_{air}$  = Luftwiderstandskraft [N]
- $A$  = Stirnfläche [m<sup>2</sup>]
- $\rho$  = Luftdichte [kg/m<sup>3</sup>]
- $c_{d(\beta)}$  = Luftwiderstandsbeiwert als Funktion von Anströmwinkel  $\beta$  [-]
- $v_{air(v_{tr}, \varphi)}$  = Resultierende Anströmgeschwindigkeit abhängig von  $v_{truck}$  und  $\varphi$  [m/s]
- $v_{truck}$  = Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]
- $\varphi$  = Windrichtung [rad]

Die Anströmgeschwindigkeit  $v_{air}$  lässt sich durch die Fahrzeuggeschwindigkeit und die Windgeschwindigkeit  $v_{wind}$  beschreiben (s.a. Abbildung 5-17):

$$v_{air} = \sqrt{(v_{wind} \cdot \cos \varphi + v_{truck})^2 + (v_{wind} \sin \varphi)^2} \quad [m/s] \quad \text{Formel 5-8}$$

Um den Seitenwindeinfluss als Luftwiderstandsbeiwert-Korrekturfaktor wie in Formel 5-6 zu beschreiben muss die Funktion in Formel 5-7 umgeformt werden:

$$f_{cd} = \frac{1}{2\pi \cdot v_{truck}^2} \int_0^{2\pi} \Delta c_{d(\beta)} \cdot v_{air}^2(v_{truck}, \varphi) d\varphi [-]$$

Formel 5-9

Durch die Division mit  $v_{truck}^2$  ist der Faktor einheitenlos und im Längsdynamikmodell kann der Luftwiderstand als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet werden (Formel 3-4 mit  $v_r=v_{truck}$ ).

Abbildung 5-18 zeigt den Verlauf von  $f_{cd(\beta)}$  für einen Solo-LKW mit Kofferaufbau mit einer Windgeschwindigkeit von 3[m/s] (blau). Für die Typprüfung wird der Verlauf unter 60[km/h] konstant gesetzt da Ungenauigkeiten im  $c_{d(\beta)}$ -Verlauf hier hohe Abweichungen und Unstetigkeiten verursachen und der Luftwiderstand in diesem Bereich ohnehin nur gering ist.

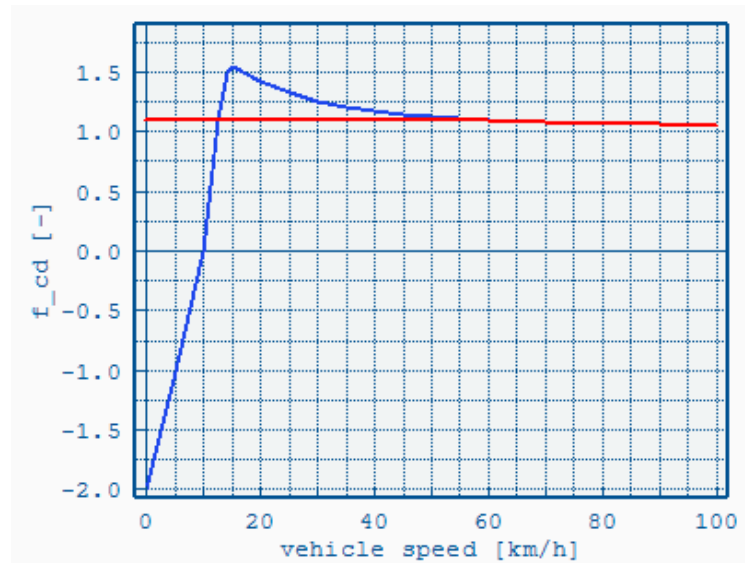


Abbildung 5-18: Geschwindigkeitsabhängige Seitenwindkorrektur

### 5.3.3. Schaltmodell

Das Schaltmodell **M3.3** soll das durchschnittliche Schaltverhalten von Fahrern als auch von automatischen bzw. automatisierten Getrieben abbilden. Basis sind Schaltkennlinien die drehmomentabhängige Drehzahlsschranken zum Hoch- und Runterschalten definieren, Abbildung 5-19.

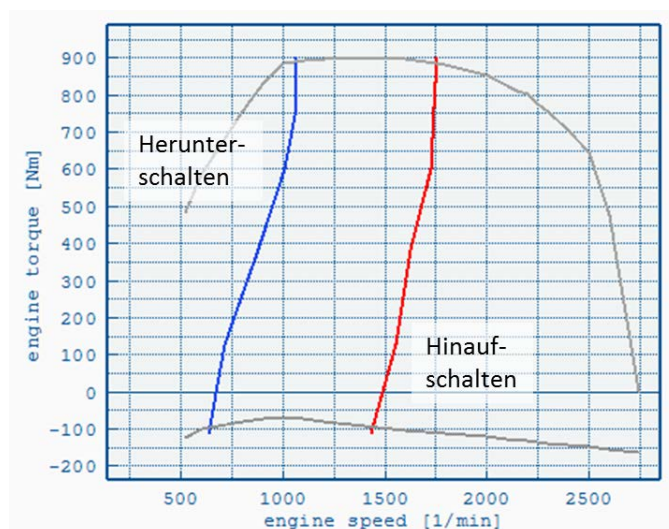


Abbildung 5-19: Schaltkennlinien als Basis des Schaltmodells

Sobald der Motor-Betriebspunkt eine der beiden Kurven überschreitet wird ein Schaltvorgang ausgelöst. Die Berechnung des Motormoments erfolgt nach der Methode in 5.3.4. Die Berechnung der Drehzahl wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

### 5.3.3.1. Kupplung

Bei der Modellierung der Kupplung wird unterschieden zwischen Fahrzeugen mit mechanischer Kupplung und Fahrzeugen mit Drehmomentwandler und Überbrückungskupplung. Die Modellierung ist nur während des Anfahrvorgangs notwendig. Darüber hinaus wird mit geschlossener Kupplung gerechnet, d.h. Übertragung ohne Verluste und ohne Drehzahlschlupf. Bei Schaltvorgängen wird kein Kuppelvorgang modelliert da die 1Hz Auflösung dafür zu grob ist und der Effekt für die hier beschriebene Anwendung vernachlässigbar ist. Berücksichtigt wird jedoch die Zugkraftunterbrechung dessen Implementierung in Abschnitt 5.3.7 beschrieben wird.

Grundsätzlich wird im Modell in den Leerlauf geschaltet sobald das Fahrzeug steht, bzw. sobald im Schubbetrieb die Drehzahl im 1.Gang unter die Schaltkurve fällt. Die Berechnung von Drehzahl und Leistung während des Anfahrvorgangs wird in den folgenden Abschnitten behandelt.

### 5.3.3.2. Berechnung der Motordrehzahl

Die Drehzahl ergibt sich grundsätzlich aus Geschwindigkeit und den Übersetzungen wobei, je nach Fahrzustand und Getriebetyp, zwischen drei Fällen unterschieden wird.

#### (Überbrückungs-)Kupplung ist geschlossen

Ist die mechanische Kupplung (bzw. die Überbrückungskupplung bei Fahrzeugen mit Drehmomentwandler) geschlossen ist die Drehzahl eine Funktion von Fahrzeuggeschwindigkeit und den Übersetzungen im Antriebsstrang:

$$n = \frac{60}{2\pi} \cdot \frac{v}{r_{dyn}} \cdot i_{axle} \cdot i_{gear} \quad [min^{-1}] \quad \text{Formel 5-10}$$

mit:

n	= Motordrehzahl [min <sup>-1</sup> ]
v	= Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]
r <sub>dyn</sub>	= Dynamischer Radradius [m]
i <sub>axle</sub>	= Achsübersetzung [-]
i <sub>gear</sub>	= Gangübersetzung [-]

#### Anfahrvorgang mit mechanischer Kupplung

Bei Fahrzeugen mit mechanischer Kupplung (z.B. Scheibenkupplung) wird im Anfahrvorgang ein Schlupf zugelassen der motorseitig eine höhere Drehzahl als getriebeseitig (bei Stillstand Null) ermöglicht. Bis die Kupplung geschlossen wird liegt somit kein festes Verhältnis zwischen Rad- und Motordrehzahl vor.

In VECTO wird der Anfahrvorgang über eine empirisch bestimmte Funktion abgebildet, die einen linearen Drehzahlgleich während des Anfahrvorgangs vorsieht bis die Fahrzeuggeschwindigkeit groß genug ist um die Kupplung zu schließen. Die Funktion verwendet die normierte Motordrehzahl die definiert ist durch:

$$n_{norm} = \frac{(n - n_{idle})}{(n_{rated} - n_{idle})} \quad [-] \quad \text{Formel 5-11}$$

mit:

$n_{norm}$	= Normierte Motordrehzahl [-]
$n$	= Motordrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]
$n_{idle}$	= Leerlaufdrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]
$n_{rated}$	= Nenndrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]

Die normierte Drehzahl wird verglichen mit einem vordefinierten Faktor  $n_{Cnorm}$ , der die normierte Drehzahl beim Anfahrvorgang definiert. Für den Fall  $n_{norm} < n_{Cnorm}$  (Anfahrvorgang) wird folgende Funktion zur Berechnung der Motordrehzahl angewandt:

$$n_{ClutchNorm} = n_{Cnorm} \cdot \frac{n}{n_C} \quad [-] \quad \text{Formel 5-12}$$

mit:

$n_{ClutchNorm}$	= Normierte Drehzahl während des Anfahrvorgangs [-]
$n_{Cnorm}$	= Konstanter Anfahr-Drehzahlfaktor (Standardwert=0.03) [-]
$n$	= Motordrehzahl nach Formel 5-10 [ $\text{min}^{-1}$ ]
$n_C$	= Konstanter Anfahr-Drehzahlfaktor entnormiert nach Formel 5-11 [ $\text{min}^{-1}$ ]

Abbildung 5-20 zeigt wie der Motordrehzahlverlauf (blau) über die Geschwindigkeit beim Anfahrvorgang im Modell abgebildet wird. Im Schlupfbereich gilt die Drehzahl nach Formel 5-12 (rot), darüber hinaus (Kupplung geschlossen) wird mit der geschwindigkeitsproportionalen Drehzahl nach Formel 5-10 gerechnet (orange).

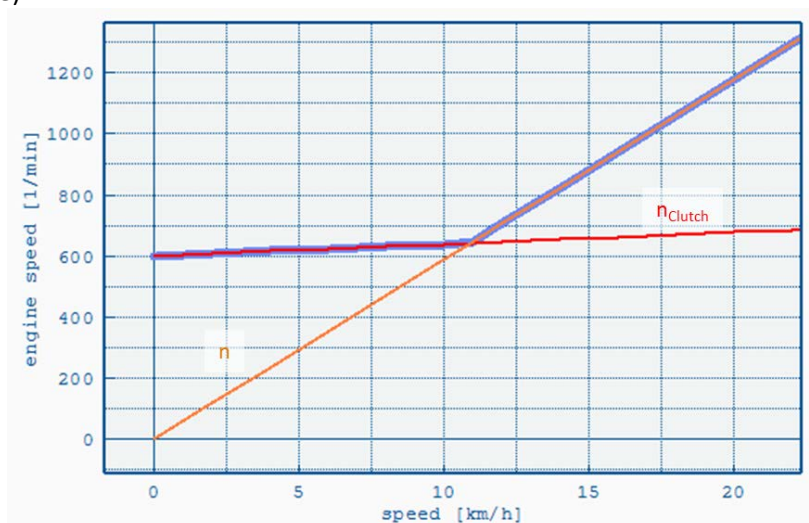


Abbildung 5-20: Modellierung der Drehzahl beim Anfahrvorgang mit mechanischer Kupplung ( $n_{idle}=600 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ )

Der Faktor  $n_{Cnorm}$  ist eine Modellkonstante die jedoch durch die Normierung für unterschiedliche Motorgrößen gültig ist.

### Anfahrvorgang mit Drehmomentwandler

Bei Fahrzeugen mit Drehmomentwandler wird im Anfahrvorgang (Überbrückungskupplung offen) die Charakteristik des Drehmomentwandlers verwendet um iterativ den Motorzustand zu bestimmen. Der Drehmomentwandler wird im Modell beschrieben durch das Drehmomentverhältnis  $\mu$  als Funktion des Drehzahlverhältnisses  $\nu$ , nach VDI-Richtlinie "VDI 2153" [13]. Das Drehzahlverhältnis ist definiert durch:

$$\nu = \frac{n_{out}}{n_{in}} \quad [-] \quad \text{Formel 5-13}$$

mit:

$n_{out}$  = Ausgangsdrehzahl (Getriebeseitig) [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $n_{in}$  = Eingangsdrehzahl (Motorseitig) [ $\text{min}^{-1}$ ]

Das Drehmomentverhältnis ist definiert als:

$$\mu = \frac{T_{out}}{T_{in}} \quad [-] \quad \text{Formel 5-14}$$

mit:

$T_{out}$  = Ausgangsdrehmoment [Nm]  
 $T_{in}$  = Eingangsdrehmoment [Nm]

Neben der  $\mu(v)$  - Kurve wird das Wandler-Eingangsmoment bei einer konstanten Referenzdrehzahl (am Wandler-Eingang) angegeben, z.B.  $1000[\text{min}^{-1}]$ , ebenfalls über  $v$ . Abbildung 5-21 zeigt eine Drehmomentwandler-Charakteristik wie sie im Modell verwendet wird.

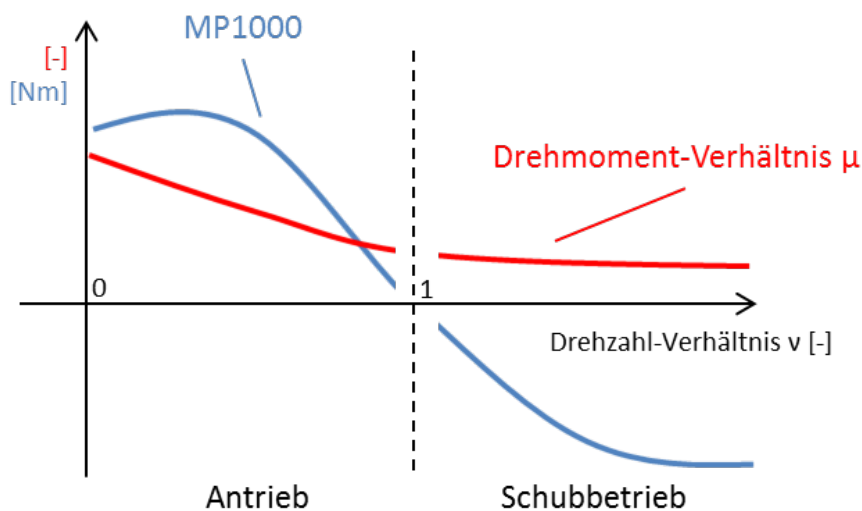


Abbildung 5-21: Drehmomentwandler-Charakteristik eines Trilok-Wandlers

Das Wandler-Eingangsmoment bei Referenzdrehzahl wird mit Formel 5-15 in das Eingangsmoment bei aktueller Drehzahl umgerechnet [13]:

$$T_{in} = T_{ref(v)} \left( \frac{n_{in}}{n_{ref}} \right)^2 \quad [Nm] \quad \text{Formel 5-15}$$

mit:

$T_{in}$  = Eingangsdrehmoment [Nm]  
 $T_{ref(v)}$  = Referenzdrehmoment (Funktion von  $v$ ) [Nm]  
 $n_{in}$  = Eingangsdrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]  
 $n_{ref}$  = Referenzdrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]

Mit gegebener Drehmomentwandler-Charakteristik erfolgt die Berechnung des Motorbetriebspunktes für den jeweiligen Zeitschritt in folgenden Schritten:

1. Berechnung der Getriebeeingangsleistung<sup>14</sup> nach Formel 5-17<sup>15</sup>
2. Berechnung der Getriebeeingangsdrehzahl<sup>14</sup> nach Formel 5-10
3. Iterative Ermittlung der Motordrehzahl bis die Bedingung in Formel 5-16 (mit Toleranz) erfüllt ist

<sup>14</sup> Eingang = Motorseitig, auch im Schubbetrieb

<sup>15</sup> Die Leistungsberechnung wird in Abschnitt 5.3 im Detail behandelt

$$\frac{T_{out}}{\mu_{(v)}} = T_{ref(v)} \left( \frac{n_{in}}{n_{ref}} \right)^2 \quad [Nm]$$

Formel 5-16

mit:

- $T_{out}$  = Ausgangsdrehmoment (gegeben durch Längsdynamiksimulation) [Nm]
- $\mu_{(v)}$  = Drehmomentverhältnis (Funktion von  $v$ ) [-]
- $T_{ref(v)}$  = Referenzdrehmoment (Funktion von  $v$ ) [Nm]
- $n_{in}$  = Eingangsdrehzahl (wird iterativ ermittelt) [ $\text{min}^{-1}$ ]
- $n_{ref}$  = Referenzdrehzahl (Drehmomentwandler-abhängige Konstante) [ $\text{min}^{-1}$ ]

Ist die Bedingung erfüllt so ist der Motorbetriebspunkt, d.h. Drehmoment und Drehzahl, bestimmt.

Ein Ausnahmefall ist das Kriechen, ein Fahrzustand der bei Automatikgetrieben mit Drehmomentwandler auftritt wenn das Gaspedal losgelassen und nur die Betriebsbremse leicht betätigt wird, sodass nur eine sehr geringe Fahrzeuggeschwindigkeit resultiert (z.B. Stop & Go im Stadtverkehr oder Stau). Dabei wird vom Wandler ein Drehmoment an das Getriebe übertragen das höher ist als für die geringe Geschwindigkeit benötigt wird. Das überschüssige Moment wird von der Betriebsbremse aufgenommen.

Im Modell wird dieser Zustand dann abgebildet wenn durch die Lösung der Iteration (Formel 5-16) eine Drehzahl bestimmt wird, die unter der Leerlaufdrehzahl des Motors liegt. In diesem Fall wird die Eingangsdrehzahl ( $n_{in}$ ) auf die Leerlaufdrehzahl gesetzt, wodurch sich folglich ein höheres Antriebsmoment am Getriebeeingang ( $T_{out}$ ) ergibt als für die Überwindung der Fahrwiderstände benötigt wird. Die Differenz wird der Betriebsbremse zugerechnet.

### 5.3.3.3. Zusatzfunktionen im Schaltmodell

Auf Basis dieser Schaltstrategie werden eine Reihe zusätzlicher Funktionen angewandt, um das Schaltverhalten realistischer zu gestalten und um Unterschiede verschiedener Getriebetypen abbilden zu können. Diese sind:

- **Mindestdauer zwischen zwei Gangwechsel:** Verhindert unrealistisch schnelle Gangwechsel. Aufgrund der 1Hz Zeitschrittweite kann diese Dauer nur auf ganze Sekunden genau definiert werden.
- **Schaltvorgang innerhalb der Schaltkurven:** Manche Schaltstrategien (z.B. bei AMT<sup>16</sup>) erlauben frühzeitiges Hochschalten, selbst wenn die obere Drehzahlschranke noch nicht erreicht wurde. Bedingung dafür ist, dass nach dem Gangwechsel eine vordefinierte Drehmomentreserve (als Anteil von der Vollast) vorhanden bleibt (Abbildung 5-22)
- **Gänge überspringen:** Im MT<sup>17</sup> und AMT Modus ist es möglich mehrere Gänge zu überspringen, d.h. wenn ein Schaltvorgang durch Überschreiten einer Drehzahlschranke ausgelöst wird, können ein oder mehrere Gänge übersprungen werden, so lange die oben erwähnte Drehmomentreserve sichergestellt ist und der neue Gang innerhalb der Schaltkurven liegt.

<sup>16</sup> Automatisiertes Schaltgetriebe

<sup>17</sup> Manuelles Schaltgetriebe

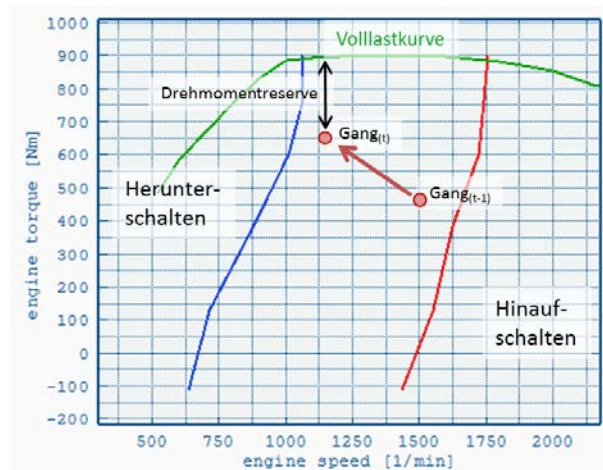


Abbildung 5-22: Gangwechsel innerhalb der Schaltkurven möglich wenn Drehmomentreserve gegeben

#### 5.3.3.4. Startgang-Berechnung

Eine weitere Aufgabe ist die Berechnung des Startgangs, d.h. der Gang der beim Anfahren eingelegt wird. Fahrzeuge, die mit hohen Untersetzungen für Bergauf-Anfahren ausgestattet sind verwenden beim Anfahren in der Ebene und/oder mit wenig Ladung einen höheren Gang als z.B. Nahverkehr-LKW oder Stadtbusse. Das Modell soll für alle Fahrzeugklassen einen vernünftigen Startgang wählen.

Der oben beschriebene Ansatz lässt sich hierbei nicht immer anwenden da bei Verwendung von Target-Speed Zyklen (mit sprunghaften Geschwindigkeitsänderungen) immer der erste Gang gewählt werden würde um die maximale Leistung offerieren zu können (s.a. Geschwindigkeitsreduktion, 5.3.6). Durch die Verwendung der Beschleunigungskurven (siehe 5.3.1) kann dem entgegen werden jedoch wurde eine davon unabhängige Lösung angestrebt.

Um einen realistischen Anfahrvorgang abzubilden, bei dem der Einfluss von Steigung und Beladung berücksichtigt wird, wurde ein künstlicher Betriebszustand definiert. Dabei wird der Motorbetriebspunkt (Drehzahl & Drehmoment) mit allen zum aktuellen Zeitschritt gültigen Fahrwiderständen berechnet, abgesehen von der Geschwindigkeit und der Beschleunigung, die als Fahrermodellparameter konstant vorgegeben werden. Diese sollen Durchschnittswerte abbilden, wie sie beim Anfahren auftreten. Als Referenz gilt der Zeitpunkt nach dem vollständigen Schließen der Kupplung. Bei LKW liegen diese Werte etwa bei 7[km/h] bzw. 0.6[m/s<sup>2</sup>].

Daraus resultiert, dass das Modell einen Gang wählt der in der aktuellen Situation (d.h. bestimmte Steigung, Nebenverbrauch, etc.) die vordefinierte Referenz-Geschwindigkeit bzw. -Beschleunigung ermöglicht. Dabei wird der höchste Gang gewählt der innerhalb der Schaltkurven liegt und eine vorgegebene Drehmomentreserve ermöglicht. Der Ansatz erlaubt damit eine realistische Startgangwahl auch bei Verwendung von Target-Speed Zyklen ohne Beschleunigungsbegrenzung, Abbildung 5-23.



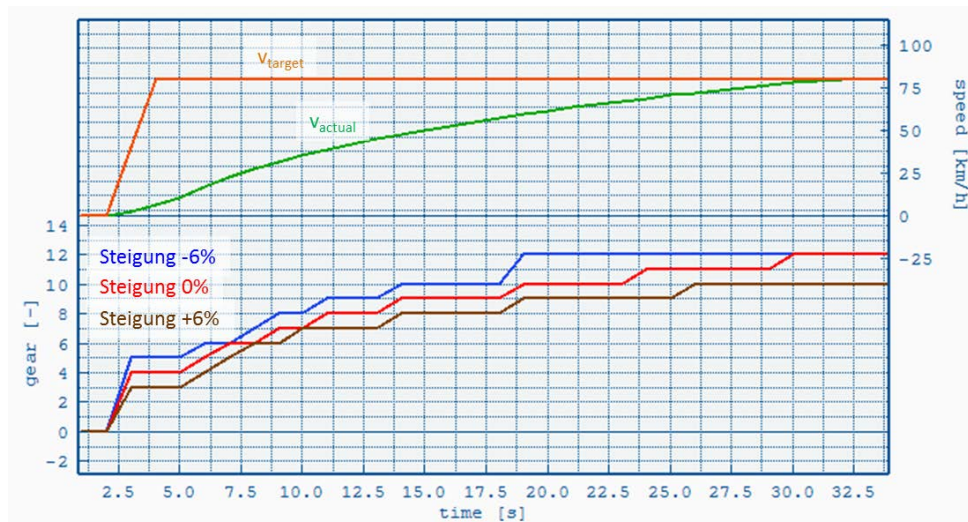


Abbildung 5-23: Beispiel Startgang-Berechnung bei verschiedenen Steigungen

### 5.3.4. Berechnung der Motorleistung

Die in **M3.2** berechnete Radleistung entspricht der Leistung die zum Überwinden der Fahrwiderstände am Rad aufgebracht werden muss. Vom Rad zum Motor kommen noch weitere Verluste hinzu:

- Verluste im Antriebsstrang (Achsdifferential, Getriebe), primär durch Reibung
- Hydrodynamische Retarder verursachen Verluste, auch wenn sie nicht in Betrieb sind (Leerlaufverluste).
- Nebenverbraucher werden vom Motor direkt angetrieben und können -je nach Fahrzeugklasse- erhebliche Leistungsanforderungen haben.

Das Modell VECTO berechnet die Leistung schrittweise an folgenden Stellen im Antriebsstrang:

1. Leistung am Rad  $P_{\text{wheel}}$ , wie bereits in 5.3.2 beschrieben wurde
2. Leistung am Getriebeeingang (nach Kupplung):  $P_{\text{GBin}}$
3. Leistung vor Kupplung und Schwungrad:  $P_{\text{clutch}}$
4. Motorleistung:  $P_{\text{eng}}$

Abbildung 5-24 zeigt die einzelnen Leistungskomponenten im Antriebstrang. (Abkürzungen werden im folgenden Absatz erläutert.)

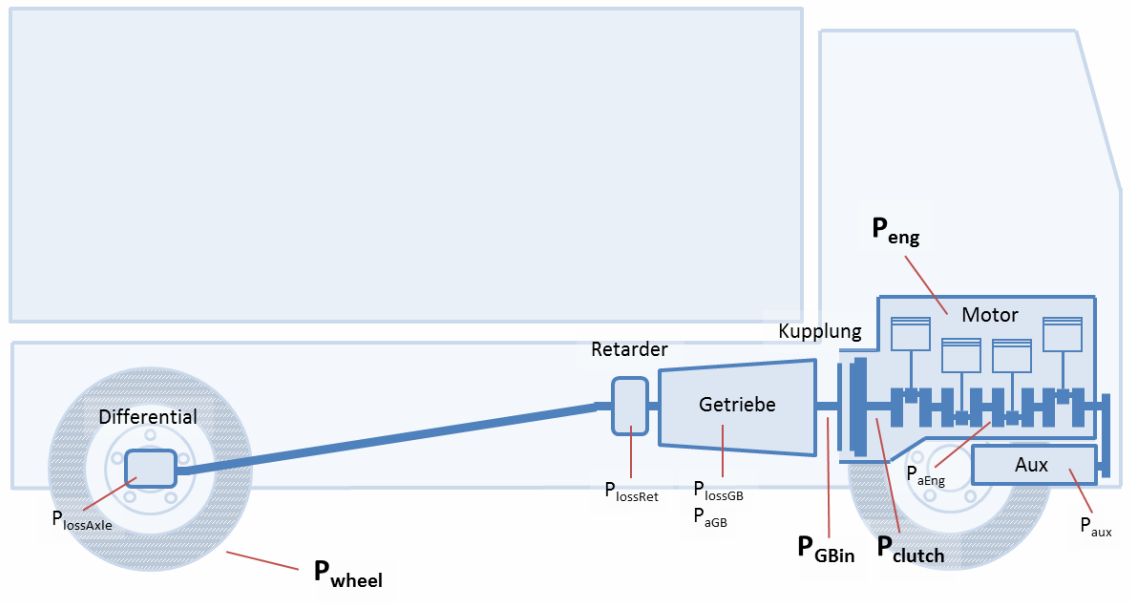


Abbildung 5-24: Die einzelnen Leistungsanteile im Antriebsstrang

### 5.3.4.1. Leistung am Getriebeeingang

Die am Getriebeeingang erforderliche Leistung  $P_{GBin}$  errechnet sich nach folgender Formel:

$$P_{GBin} = P_{wheel} + P_{lossGB} + P_{lossAxle} + P_{lossRet} + P_{aGB} \quad [kW] \quad \text{Formel 5-17}$$

mit:

- $P_{GBin}$  = Am Getriebeeingang (nach Kupplung) verfügbare Motorleistung [kW]
- $P_{wheel}$  = Leistung am Rad, siehe Formel 3-15 [kW]
- $P_{lossGB}$  = Übertragungsverluste im Getriebe [kW]
- $P_{lossAxle}$  = Übertragungsverluste im Achsgetriebe (Differential) [kW]
- $P_{lossRet}$  = Leerlaufverluste des Retarders [kW]
- $P_{aGB}$  = Rotatorische Beschleunigungsleistung des Getriebes [kW]

Die Verluste im Getriebe und Achsgetriebe werden über Verlustkennfelder angegeben, d.h. Kennfelder die das Verlustmoment über Drehzahl und Eingangsmoment beschreiben. Diese werden für das Achsgetriebe und für jeden verfügbaren Gang des Getriebes getrennt angegeben. Die Interpolation der Verlustwerte aus den Kennfeldern erfolgt mithilfe der Delaunay-Triangulation wie sie in 5.4 im Detail beschrieben wird. Die Retarder-Leerlaufverluste werden als Verlustmoment über Drehzahl dargestellt wobei zwischen primären (vor Getriebe) und sekundären (nach Getriebe) Retardern unterschieden wird. Dies ist relevant für die Berechnung der Retarderdrehzahl. Die rotatorische Beschleunigungsleistung des Getriebes wird nach Formel 3-10 mit konstantem Trägheitsmoment berücksichtigt.

### 5.3.4.2. Leistung vor Kupplung

Auf Basis von  $P_{GBin}$  wird die Leistung vor der Kupplung (und Schwungrad)  $P_{clutch}$  berechnet. Für die Berechnung von  $P_{clutch}$  sind der Typ und der aktuelle Zustand der Kupplung relevant. Wie auch in 5.3.3.2 bei der Berechnung der Motordrehzahl muss hier zwischen folgenden Fällen unterschieden werden:

#### (Überbrückungs-)Kupplung ist geschlossen

Bei geschlossener Kupplung ist die Übertragung verlustfrei:

$$P_{clutch} = P_{GBin} \quad [kW] \quad \text{Formel 5-18}$$

Dabei spielt es keine Rolle ob das Fahrzeug mit Drehmomentwandler ausgestattet ist da bei geschlossener Überbrückungskupplung der gleiche Ansatz gültig ist.

### Anfahrvorgang mit mechanischer Kupplung

Bei Fahrzeugen ohne Drehmomentwandler ist im Anfahrvorgang die Scheibenkupplung nicht vollständig geschlossen. Ein Schlupf zwischen Motordrehzahl und Getriebeeingangsdrehzahl liegt vor und es entstehen Verluste durch Reibung. Diese Verluste werden vereinfacht über einen konstanten Wirkungsgrad abgebildet:

$$P_{clutch} = \frac{P_{GBin}}{\eta_{clutch}} \quad [kW] \quad \text{Formel 5-19}$$

mit:

$$\eta_{clutch} = \text{Kupplungswirkungsgrad (konstanter Modellparameter) [-]}$$

In VECTO wird zur Zeit dieser Arbeit mit  $\eta_{clutch}=1$  gearbeitet, d.h. verlustfrei.

### Anfahrvorgang mit Drehmomentwandler

Die Berechnung des Drehmomentwandlers bei offener Überbrückungskupplung wurde in Abschnitt 5.3.3.2 beschrieben. Die Leistung vor der Kupplung (Wandler) entspricht der Wandler-Eingangsleistung:

$$P_{clutch} = \frac{2\pi}{60} \cdot T_{in} \cdot n_{in} \cdot \frac{1}{1000} \quad [kW] \quad \text{Formel 5-20}$$

mit:

$$T_{in} = \text{Eingangsdrehmoment des Drehmomentwandlers [Nm]}$$

$$n_{in} = \text{Eingangsdrehzahl des Drehmomentwandlers [min}^{-1}\text{]}$$

#### 5.3.4.3. Motorleistung

Im letzten Schritt wird die Leistung berechnet, die der Motor aufbringen muss um -zusätzlich zu der vor dem Schwungrad benötigten Leistung- die Nebenverbraucher zu versorgen sowie die Trägheit aller bewegten Teile im Motor selbst zu überwinden:

$$P_{eng} = P_{clutch} + \Sigma P_{aux} + P_{aEng} \quad [kW] \quad \text{Formel 5-21}$$

mit:

$$P_{clutch} = \text{Leistung vor Kupplung [kW]}$$

$$\Sigma P_{aux} = \text{Summierter Leistungsbedarf aller Nebenverbraucher [kW]}$$

$$P_{aEng} = \text{Rotatorische Beschleunigungsleistung des Motors [kW]}$$

$P_{eng}$  ist die für die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs aus dem stationären Verbrauchskennfeld relevante Leistung.

### Nebenaggregate

Im aktuellen Stand des Modells wird ein generischer Ansatz zur Berechnung der Leistung der Nebenaggregate verwendet, der für alle Typen von Nebenverbrauchern gültig ist. Der Ansatz lautet wie folgt:

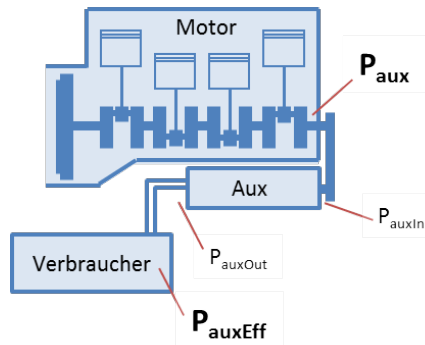
- Im Fahrzyklus wird für jeden Nebenverbraucher die effektive Nutzleistung angegeben.
- Mithilfe eines vordefinierten Wirkungsgradkennfelds wird daraus die benötigte Eingangsleistung je Nebenaggregat berechnet.
- Ein konstanter Übertragungswirkungsgrad bestimmt die Verluste zwischen Nebenverbraucher und Motor

- Die Leistungsanforderung der einzelnen Nebenaggregate wird zu einer Gesamt-Aux-Leistung ( $P_{aux}$ ) aufsummiert.

*Beispiel Lichtmaschine:*

Die Nutzleistung ist hier die für Licht, ECU und andere elektrische Verbraucher benötigte elektrische Leistung. Die Eingangsleistung ist die von der Lichtmaschine benötigte mechanische Leistung an der Welle.

Abbildung 5-25 zeigt die Leistungsanteile bei der Berechnung des Nebenverbraucher-Leistungsbedarfs.



**Abbildung 5-25: Generischer Modellansatz für Nebenverbraucher**

Basis ist die z.B. aus Messungen bekannte effektive Leistungsabgabe der Nebenverbraucher welche im Fahrzyklus vorgegeben wird,  $P_{auxEff}$ . Je nach Typ des Nebenverbrauchers können zwischen der Ausgangsleistung des mechanisch angetriebenen Nebenaggregats und der effektiven Nutzleistung noch Verluste auftreten. Deshalb wurde im Modell ein konstanter, benutzerdefinierter Wirkungsgrad zwischen  $P_{auxEff}$  und der Nebenaggregat-Ausgangsleistung  $P_{auxOut}$  vorgesehen. Die Verluste im Nebenaggregat selbst werden durch ein Kennfeld über Eingangsdrehzahl und Leistung definiert<sup>18</sup>. Daraus wird die Nebenaggregat-Eingangsleistung  $P_{auxIn}$  ermittelt. Die Übertragungsverluste zwischen Motor und Nebenaggregat (z.B. über einen Riementrieb) wird abermals durch einen konstanten Wirkungsgrad berücksichtigt. Formel 5-22 bis Formel 5-24 zeigen die einzelnen Berechnungsschritte.

$$P_{auxOut} = \frac{P_{auxEff}}{\eta_{eff}} \text{ [kW]} \quad \text{Formel 5-22}$$

$$P_{auxIn} = KF(n_{aux}, P_{auxOut}) \text{ [kW]} \quad \text{Formel 5-23}$$

$$P_{aux} = \frac{P_{auxIn}}{\eta_{mech}} \text{ [kW]} \quad \text{Formel 5-24}$$

mit:

- $P_{auxEff}$  = Effektive Nutzleistung des Nebenaggregats [kW]
- $P_{auxOut}$  = Ausgangsleistung des Nebenaggregats [kW]
- $\eta_{eff}$  = Effektiver Wirkungsgrad [-]
- $n_{aux}$  = Nebenaggregat-Drehzahl (konstante Übersetzung zur Motordrehzahl) [ $\text{min}^{-1}$ ]
- $KF_{(n,P)}$  = Interpolation aus Nebenaggregat-Verlustkennfeld [kW]
- $P_{auxIn}$  = Eingangsleistung des Nebenaggregats [kW]
- $\eta_{mech}$  = Wirkungsgrad zwischen Motor und Nebenaggregat [-]
- $P_{aux}$  = Leistungsbedarf des Nebenaggregats an der Kurbelwelle [kW]

<sup>18</sup> Die Kennfeldinterpolation erfolgt nach dem in 5.4 beschriebenen Verfahren.

Diese Schritte werden für jedes einzelne Nebenaggregat (Generator, Kompressor, Klimaanlage, Lenkhilfepumpe, etc.) durchgeführt. Die einzelnen Werte für  $P_{aux}$  werden der Motorleistung hinzugerechnet (Formel 5-21).

Für die Typprüfung könnten in einem späteren Ausbauschnitt detaillierte Modelle für die einzelnen Nebenverbraucher folgen (z.B. ein Generator-Modell mit Berechnung des Batterie-Ladezustands und Berücksichtigung bedarfsgerechter Generatorregelungen). Ebenfalls berücksichtigt werden muss der elektrische Antrieb von Nebenverbrauchern durch die Batterie bei Motorstopp da sonst bei Fahrzeugen mit Start/Stopp Technologie (siehe 5.3.5) eine Verbrauchsunterschätzung und ungünstige Energiebilanz resultiert. Zum Zeitpunkt dieser Arbeit befinden sich diese Funktionen noch in der Planungsphase und werden daher hier nicht näher behandelt.

Nachdem Motorleistung und Drehzahl bestimmt wurde muss unterschieden werden ob der Motor sich im Leerlauf befindet oder eingekuppelt und in Betrieb ist. Im ersten Fall folgt die Anwendung der Start/Stopp Funktion in Modul **M3.5**. Gilt letzteres so folgt die Überprüfung der Volllastkurve und ggf. die Geschwindigkeitsreduktion in **M3.6**.

#### 5.3.4.4. Berechnung der transienten Motor-Volllast

Zur Feststellung ob das Fahrzeug dem gegebenen Fahrverlauf folgen kann, muss die Motor-Volllast bestimmt werden. Basis ist die stationäre Volllastkurve wie sie in Abbildung 5-26 gezeigt wird (blau).

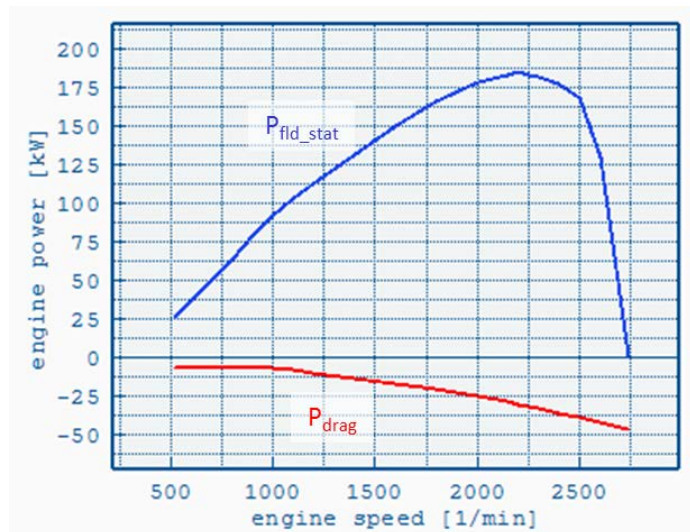


Abbildung 5-26: Volllast- und Schleppkurve

Die stationäre Volllastkurve wird durch Messungen am Motorprüfstand bestimmt. Im transienten Betrieb wird die stationäre Volllast allerdings nicht erreicht, was bei turboaufgeladenen Dieselmotoren hauptsächlich am verzögerten Ladedruckaufbau des Turboladers liegt. Um diesen Effekt zu berücksichtigen wird die stationäre Volllast durch ein PT1-Glied abhängig von der Drehzahl und der Höhe des Lastsprungs gedämpft. Die Berechnung der Volllast-Leistung erfolgt nach Formel 5-25.

$$P_{fld} = \frac{P_{fld\_stat} + t_{PT1} \cdot P_{e(t-1)}}{t_{PT1} + 1} \quad [kW]$$

Formel 5-25

mit:

$P_{fld\_stat}$  = Stationäre Volllast [kW]

$t_{PT1}$  = Zeitkonstante [s]

$P_{e(t-1)}$  = Motorleistung des vorhergehenden Zeitschritts [kW]

Die Zeitkonstante ist drehzahlabhängig, um das schnellere Ansprechverhalten bei höheren Drehzahlen abbilden zu können, Abbildung 5-26.

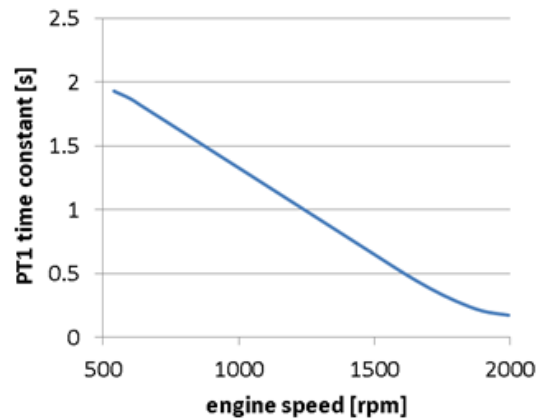


Abbildung 5-27: Beispiel PE1-Zeitkonstante zur Berechnung der transienten Volllast

Die Parametrierung der Kennlinie erfolgt durch Messung von Lastsprüngen bei unterschiedlichen Drehzahlen. Abbildung 5-28 zeigt Messung und Berechnung von zwei Lastsprüngen bei unterschiedlichen konstanten Drehzahlen. Die Berechnung erfolgte dabei nach dem oben beschriebenen Ansatz.

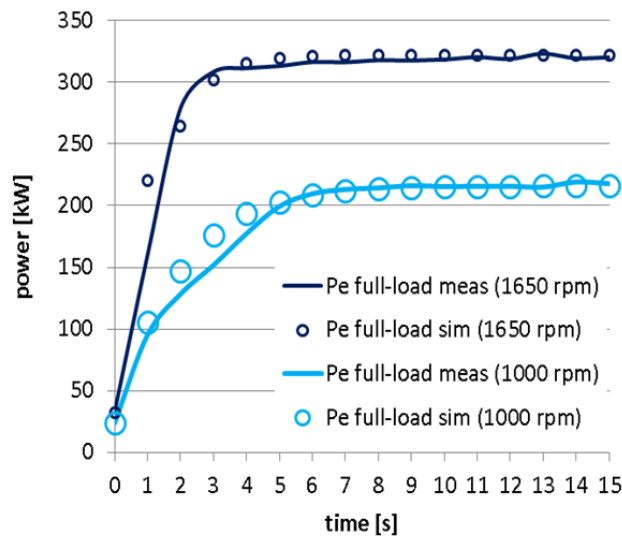


Abbildung 5-28: Vergleich Messung und Berechnung von Lastsprüngen bei konstanter Drehzahl (15% auf 100%)

Für die Typprüfung soll -nach aktuellem Stand- eine einheitliche hubraumabhängige Kennlinie als Standard für alle Motoren angewandt werden.

Die transiente Volllastkurve wird mit der Motorleistung aus Formel 5-21 verglichen. Sollte die Motorleistung darüber liegen, wird die Vorgabegeschwindigkeit reduziert (siehe 5.3.6) und zum Beginn von **M3.2** zurück gesprungen (siehe Abbildung 5-15). Dies wird solange wiederholt, bis die Volllastkurve nicht mehr überschritten wird.

### 5.3.4.5. Distanzkorrektur

Das hier beschriebene Modell rechnet mit festen 1Hz-Zeitschritten, d.h. der Fahrzyklus wird von der ersten bis zur letzten Sekunde abgefahren, auch wenn der vorgegebene Original-Fahrzyklus wegbasiert ist (siehe 5.1.1). Der Nachteil dieser Methode ist, dass durch Abweichungen zwischen dem gegebenen und dem berechneten Geschwindigkeitsverlauf ein Fehler in der gefahrenen Distanz entsteht. Die Abweichungen haben verschiedene Ursachen, siehe dazu die Fahrermodell-Funktionen in Kapitel 5.2 oder die Geschwindigkeitsreduktion beim Überschreiten der verfügbaren Vollast in 5.3.6.

Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu bewahren, muss der berechnete Fahrzyklus -der neben der Geschwindigkeit auch die Steigung, Nebenverbraucher und andere Vorgaben beinhaltet- über die Distanz der Vorgabe entsprechen und nicht über der Zeit. Um dies zu gewährleisten wurde eine Funktion implementiert die Korrekturen im zeitbasierten Zyklus vornimmt wenn die Abweichung zwischen Vorgabe und Berechnung zu groß wird. Dies erfolgt dadurch, dass bei der Berechnung (innerhalb der Zeitschritt-Schleife) die aktuell gefahrene Distanz mit der Vorgabedistanz verglichen wird. Die Abweichung wird verglichen mit der Abweichung die sich ergeben würde wenn der Fahrzyklus an der aktuellen Stelle verlängert (Zeitschritt-Wiederholung) oder verkürzt (Zeitschritt entfernen) werden würde. Falls eines der beiden Verfahren eine Reduktion der Distanzabweichung erwirkt, wird es angewandt. Die genauen Bedingungen lauten wie folgt:

- **Bedingung zur Fahrzyklus-Verlängerung:**

Die Distanzabweichung wird geringer, wenn der aktuelle Zeitschritt wiederholt wird. => Der aktuelle Zeitschritt wird wiederholt; Die Zyklusdauer erhöht sich um 1[s].

- **Bedingung zur Fahrzyklus-Verkürzung:**

Die Distanzabweichung wird geringer, wenn der nächste Zeitschritt übersprungen wird. => Der nächste Zeitschritt wird übersprungen; Die Zyklusdauer wird um 1[s] geringer.

In Abbildung 5-29 sind ein Target-Speed Zyklus (blau) und der resultierende berechnete Geschwindigkeitsverlauf (rot) dargestellt. Die Variante unten wurde mit, die obere ohne Distanzkorrektur berechnet.

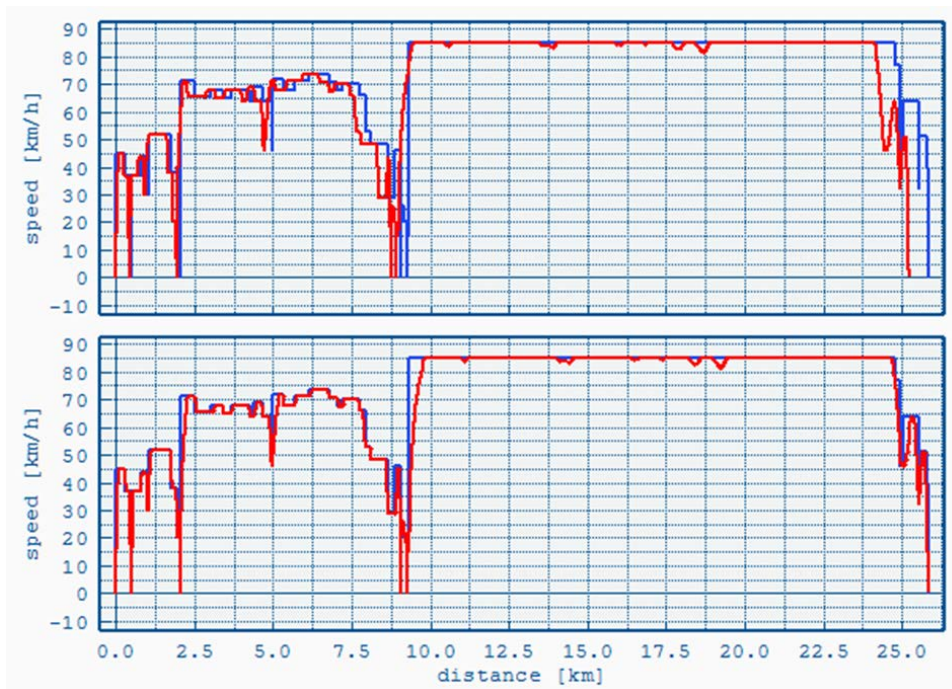


Abbildung 5-29: Geschwindigkeitsverlauf mit (unten) und ohne (oben) Distanzkorrektur

### 5.3.5. Start/Stop

Start/Stop Systeme, die die VKM bei Fahrzeugstillstand abschalten um Kraftstoff zu sparen finden auch bei Nutzfahrzeugen immer mehr Anwendung. Dieser Einfluss soll auch im Modell VECTO abgebildet werden.

Bedingung für die Aktivierung des Start/Stop Systems ist, dass die VKM keine Verbraucher antreiben muss, d.h. nur bei Fahrzeugstillstand bzw. Verzögerung und nur wenn die Nebenverbraucher deaktiviert oder von der Batterie versorgt werden. Im letzteren Fall muss, im Sinne einer energetischen Gesamtbetrachtung, die Bilanz der ein- und ausgehenden Energieströme an der Batterie betrachtet werden. Anderenfalls würde dem Fahrzeug mit Start/Stop ein geringerer Energieaufwand zugerechnet werden als dem Fahrzeug ohne.

Das Start/Stop Modul **M3.5** ist der Leistungsberechnung (**M3.4**) nachgeschaltet, wird allerdings nur aufgerufen wenn die VKM keine Leistung abgibt, d.h.  $P_{eng} \leq 0$  (Abbildung 5-15). Neben dieser Bedingung müssen auch die folgenden erfüllt sein um die Funktion zu aktivieren:

- Start/Stop System ist aktiviert
- Fahrzeuggeschwindigkeit ist unterhalb einer vordefinierten Grenze - Abschaltvorgänge sollen nur kurz vor oder bei Stillstand erfolgen
- VKM war für eine gewisse Mindestdauer aktiviert - Verhindert unrealistisch schnelle Ein-/Abschaltvorgänge

Sind die Bedingungen erfüllt wird die VKM für den Zeitschritt deaktiviert was folgende Folgen für die weitere Berechnung hat:

- Kein Schubbetrieb. Die gesamte Bremsleistung wird dem Bremssystem<sup>19</sup> zugerechnet
- Kein Kraftstoffverbrauch

<sup>19</sup> Da es für den Kraftstoffverbrauch keinen Einfluss hat wird im Modell nicht unterschieden welches Bremssystem (Betriebsbremse oder Dauerbremse) über den VKM- Schubbetrieb hinaus in Anwendung ist.



- Beim Start der VKM wird die notwendige Leistung zum Erhöhen der Drehzahl von Null weg berücksichtigt ( $P_{aEng}$  in Formel 5-21)

Der elektrische Betrieb der Nebenverbraucher während Motor-Stopp durch die Batterie wird im aktuellen Stand nicht berücksichtigt. Die Implementierung eines Batteriemodells soll dies in Zukunft ermöglichen, dies ist aber nicht mehr Bestandteil dieser Arbeit. Um den Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch dennoch zu berücksichtigen wurde eine Funktion implementiert, die durch eine Verbrauchskorrektur für eine korrekte Energiebilanz sorgt, wie in 5.4.3 beschrieben wird.

### 5.3.6. Geschwindigkeitsreduktion

Aufgrund der Modellierung nach dem rückwärtsrechnenden Ansatz ist die tatsächlich benötigte Motorleistung  $P_{eng}$  erst am Ende des Berechnungsablaufs bekannt. Die Berechnung der aktuell verfügbaren Volllast  $P_{fld}$  erfolgt nach Formel 5-25 wie bereits in Abschnitt 5.3.4.4 beschrieben wurde. Ist die benötigte Motorleistung über der Volllast ( $P_{eng} > P_{fld}$ ) so kann das Fahrzeug den gegebenen Fahrzyklus an dieser Stelle nicht folgen. Die Vorgabegeschwindigkeit muss demzufolge reduziert werden, womit auch die Vorgabebeschleunigung sinkt, vgl. 5.1.3.1. Die Leistungsberechnung muss anschließend neu durchgeführt werden, weshalb nach **M3.6** wieder zur Berechnung der Radleistung (**M3.2**) gesprungen wird. Es wird somit iterativ gerechnet bis gilt:  $P_{eng} \leq P_{fld}$ . Um die Iteration zu beschleunigen und trotzdem eine gute Näherung der Motorleistung an der Volllast zu erreichen wird das Ausmaß der Geschwindigkeitsreduktion durch das Verhältnis  $P_{eng}/P_{fld}$  bestimmt:

- $P_{eng}/P_{fld} > 1.6$ : Geschwindigkeitsreduktion um 1%
- $1.6 \geq P_{eng}/P_{fld} > 1.3$ : Geschwindigkeitsreduktion um 0.1%
- $1.3 \geq P_{eng}/P_{fld}$ : Geschwindigkeitsreduktion um 0.01%

Abbildung 5-30 zeigt einen Target-Speed-Verlauf (grün) der sprungweise von Null auf 45[km/h] geht. Der berechnete Verlauf (rot) zeigt die durch die Volllastkurve limitierte Beschleunigung. Bezogen auf die rechte Achse ist die Motorleistung (blau) und die Volllast-Leistung (braun) dargestellt.

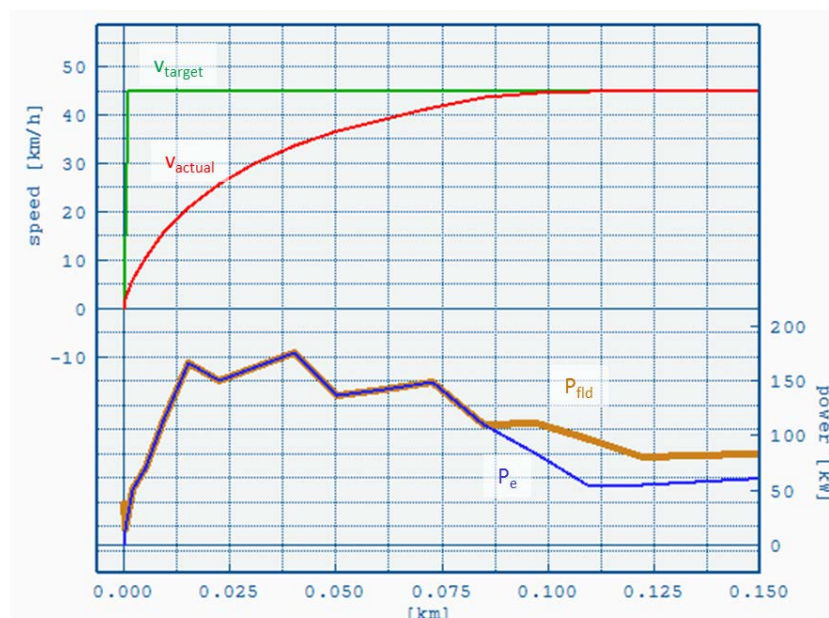


Abbildung 5-30: Volllast-Beschleunigung

### 5.3.7. Zugkraftunterbrechung

Die Zugkraftunterbrechung **M3.7** bei Schaltvorgängen entsteht durch Öffnen der Kupplung wodurch sich das Fahrzeug kurzzeitig im Zustand des freien Ausrollens befindet. Um den Verbrauchsvorteil moderner

Getriebe mit kurzer Zugkraftunterbrechung bei der Typprüfung abbilden zu können wurde diese Funktion im Modell implementiert. Die Besonderheit der Implementierung der Zugkraftunterbrechung ist, dass trotz der Modellauflösung von 1Hz auch Unterbrechungen in Sekundenbruchteilen richtig abgebildet werden. Das ist möglich indem für die Berechnung der Ausrollgeschwindigkeit eine Stützstelle (vgl. 5.1.3) eingeführt wird, die die Zeitdifferenz zwischen der exakten Ausrollzeit und dem vorigen 1Hz-Zeitschritt exakt abdeckt. Damit wird die exakte Ausrollzeit berechnet und der dazugehörige Geschwindigkeitswert der nächstgelegenen 1Hz-Stützstelle zugewiesen.

*Beispiel 1:*

Zugkraftunterbrechung von 2,4[s]: Die Zugkraftunterbrechung betrifft 2 Zeitschritte:

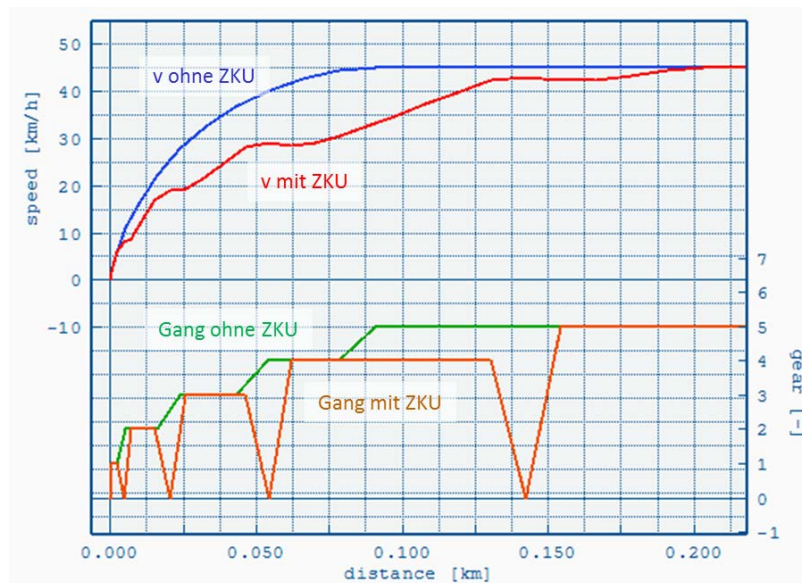
- Zeitschritt 1: Ausrolldauer 1[s]
- Zeitschritt 2: Ausrolldauer 1,4[s]

*Beispiel 2:*

Zugkraftunterbrechung von 2,6[s]: Die Zugkraftunterbrechung betrifft 3 Zeitschritte:

- Zeitschritt 1: Ausrolldauer 1[s]
- Zeitschritt 2: Ausrolldauer 1[s]
- Zeitschritt 3: Ausrolldauer 0,6[s]

Der Ansatz ermöglicht somit, dass auch minimale Änderungen der Zugkraftunterbrechung Einfluss auf die Performance und damit auch auf den berechneten Kraftstoffverbrauch haben. Abbildung 5-31 zeigt ein Beispiel für einen Beschleunigungsvorgang mit und ohne 1[s] Zugkraftunterbrechung.



**Abbildung 5-31: Beispiel Beschleunigungsvorgang mit und ohne 1[s] Zugkraftunterbrechung (ZKU)**

Die Ausrollgeschwindigkeit wird berechnet indem die Geschwindigkeit der jeweiligen Stützstelle iterativ reduziert wird bis die Bedingung  $P_{wheel}=0$  gilt (vgl. Formel 3-15), analog zu der in 5.2.1.1 beschriebenen Eco-Roll Funktion.

VECTO -Tests mit einem 24[t] Reisebus zeigten bei einer Reduktion der Zugkraftunterbrechung von 1[s] auf 0[s] eine Verbrauchersparnis von ca. 0.8%<sup>20</sup>.

<sup>20</sup> Andere Fahrzeugparameter wurden nicht modifiziert. Verbrauchsvergleich in [g/kWh] da ohne Zugkraftunterbrechung höhere Geschwindigkeiten (durch schnellere Beschleunigung) und damit höhere Motorleistungen gefahren werden.

## 5.4. Kraftstoffberechnung

Modul **M4** hat die Aufgabe den Verbrauch für die in **M3** ermittelten Motorbetriebspunkte aus einem vordefinierten Verbrauchskennfeld zu interpolieren. Abbildung 5-32 zeigt den zweistufigen Ablauf.

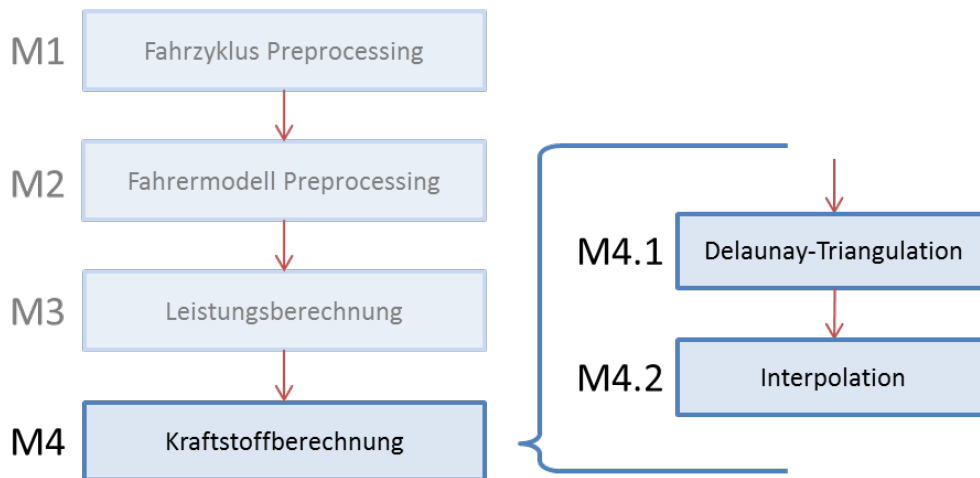


Abbildung 5-32: Modul M3: Kraftstoffberechnung

Das Verbrauchskennfeld beschreibt den Kraftstoffverbrauch [g/h] über Motordrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ] und Drehmoment [Nm], Abbildung 5-33.

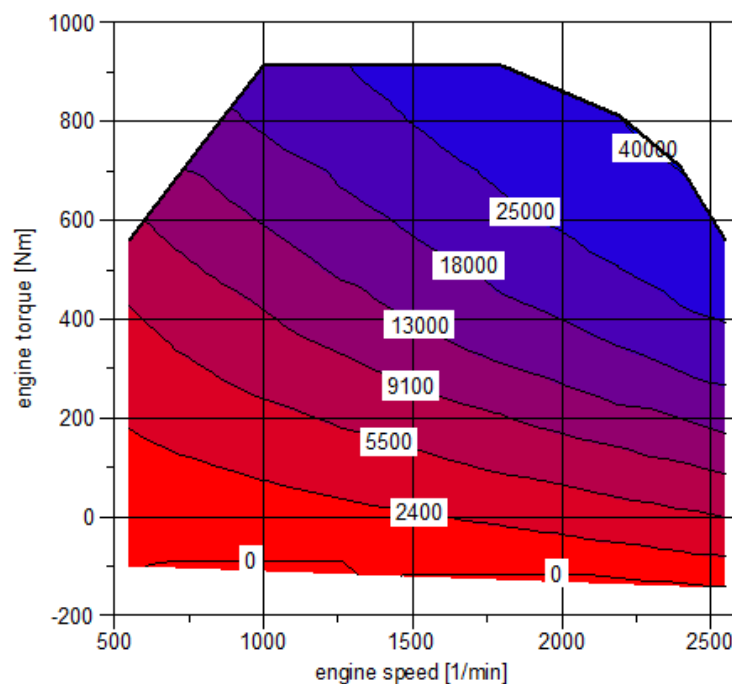


Abbildung 5-33: Kraftstoffverbrauchskennfeld

Die Kennfelder werden anhand eines genau vorgegebenen, standardisierten Verfahrens durch stationäre Messungen am Motorprüfstand bestimmt, ähnlich dem WHSC Test<sup>21</sup>. Das Verfahren wird in 6.3 beschrieben.

<sup>21</sup> WHSC = World Harmonized Stationary Cycle; Stationärer Testzyklus zur Ermittlung von Emissionen von Nutzfahrzeugmotoren [15]

### 5.4.1. Delaunay-Triangulation

Die Kraftstoffberechnung in VECTO basiert auf der Delaunay-Triangulation [14], ein Verfahren das aus einer Punktemenge ein Netz aus Dreiecke erstellt. Jeder Punkt ist Teil von mindestens einem Dreieck. Die Dreiecke decken das gesamte Kennfeld ohne Überschneidungen ab. Abbildung 5-34 das Ergebnis einer Delaunay-Triangulation eines Verbrauchskennfelds.

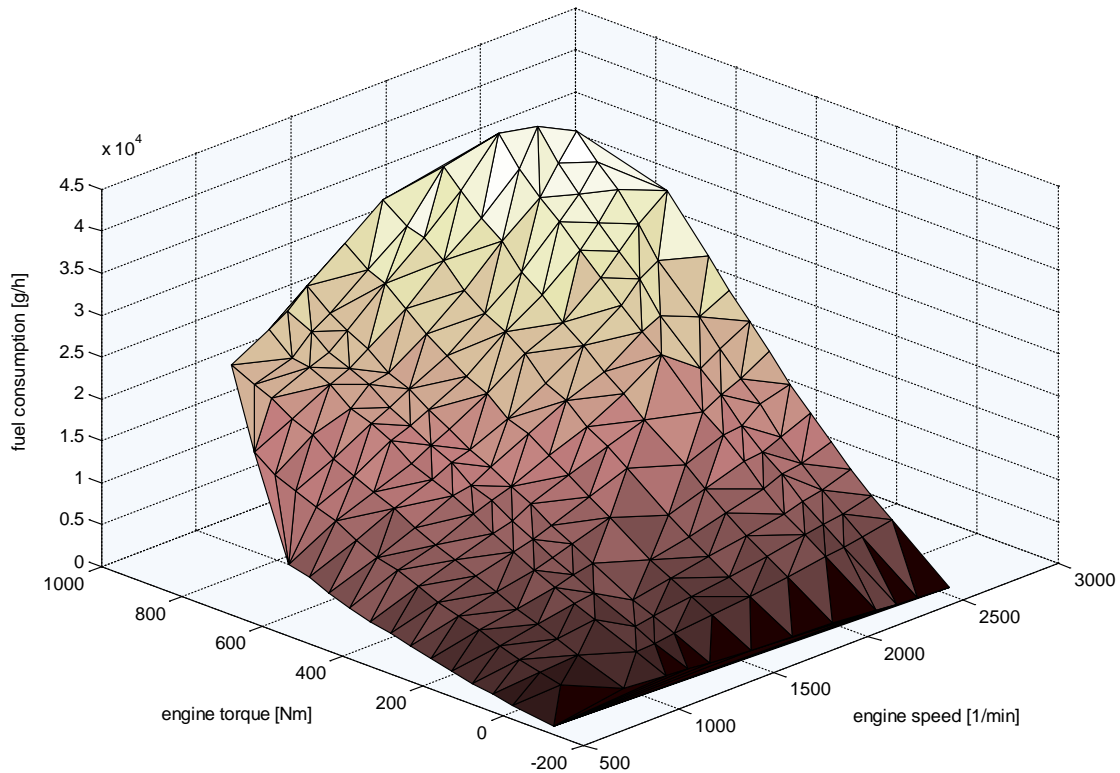


Abbildung 5-34: Delaunay-Triangulation eines Verbrauchskennfelds

### 5.4.2. Interpolation

Die Kennfeld-Interpolation erfolgt für jeden einzelnen Zeitschritt der Berechnung in zwei Schritten:

#### 5.4.2.1. Ermittlung des Dreieckes in dem der zu interpolierende Punkt liegt

Bevor der Verbrauchswert bestimmt werden kann, muss das Dreieck ermittelt werden, in dem der jeweilige Betriebspunkt (Drehzahl und Drehmoment) liegt. Dies erfolgt durch Berechnung der baryzentrischen Koordinaten des Punktes innerhalb der einzelnen Dreiecke. Die Funktionsweise lautet wie folgt [16]:

Es soll überprüft werden ob sich ein Punkt  $\mathbf{P}(x_p, y_p)$  innerhalb eines Dreiecks, definiert durch die Punkte  $\mathbf{A}(x_a, y_a)$ ,  $\mathbf{B}(x_b, y_b)$  und  $\mathbf{C}(x_c, y_c)$ , befindet (Abbildung 5-35):

Im ersten Schritt werden die Vektoren der Achsen des baryzentrischen Koordinatensystems aufgestellt. Mit dem Punkt  $\mathbf{A}$  als Ursprung und den Seiten  $\overrightarrow{AC}$  und  $\overrightarrow{AB}$  als Achsen lauten die Vektoren:

$$\vec{v}_0 = C - A \quad \text{Formel 5-26}$$

$$\vec{v}_1 = B - A \quad \text{Formel 5-27}$$

$$\vec{v}_2 = P - A$$

Formel 5-28

Anschließend werden die Skalarprodukte gebildet:

$$s_{00} = \vec{v}_0 \cdot \vec{v}_0$$

Formel 5-29

$$s_{01} = \vec{v}_0 \cdot \vec{v}_1$$

Formel 5-30

$$s_{02} = \vec{v}_0 \cdot \vec{v}_2$$

Formel 5-31

$$s_{11} = \vec{v}_1 \cdot \vec{v}_1$$

Formel 5-32

$$s_{12} = \vec{v}_1 \cdot \vec{v}_2$$

Formel 5-33

Es folgt die Berechnung der baryzentrischen Koordinaten  $u$  und  $v$  für den Punkt  $P$ :

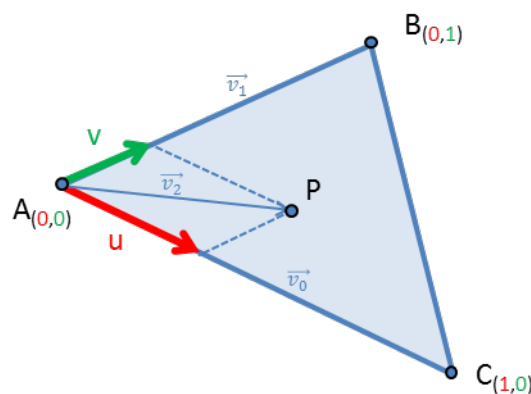
$$u = \frac{s_{11} \cdot s_{02} - s_{01} \cdot s_{12}}{s_{00} \cdot s_{11} - s_{01} \cdot s_{01}}$$

Formel 5-34

$$v = \frac{s_{00} \cdot s_{12} - s_{01} \cdot s_{02}}{s_{00} \cdot s_{11} - s_{01} \cdot s_{01}}$$

Formel 5-35

Abbildung 5-35 zeigt wie das Koordinatensystem aufgebaut ist. Die baryzentrischen Koordinaten der Dreieckspunkte lauten:  $A(0,0)$ ,  $B(0,1)$ ,  $C(1,0)$ .



Seiten des Dreiecks:

$$\overrightarrow{AB}: u = 0, v = 0..1$$

$$\overrightarrow{AC}: u = 0..1, v = 0$$

$$\overrightarrow{BC}: u+v = 1$$

Abbildung 5-35: Baryzentrische Koordinaten zur Überprüfung ob ein Punkt innerhalb eines Dreiecks liegt

Die Seiten des Dreiecks lassen sich durch die baryzentrischen Koordinaten somit einfach mathematisch formulieren. Der Punkt  $P$  liegt innerhalb des Dreiecks wenn gilt:

$$u \geq 0 \wedge v \geq 0 \wedge u + v \leq 1$$

Formel 5-36

Mithilfe der beschriebenen Methode wird das Dreieck im Kennfeld gesucht, das den Betriebspunkt des jeweiligen Zeitschritts beinhaltet.

### 5.4.2.2. Bestimmung der z- Koordinate (Kraftstoffverbrauch)

Als letzten Schritt wird die z-Koordinate des Betriebspunktes im zuvor ermittelten Dreieck bestimmt. Dazu wird die Ebene, die durch die Dreieckspunkte aufgespannt wird, in der Normalenform beschrieben:

$$(\vec{p} - \vec{a}) \cdot \vec{n} = 0 \quad \text{Formel 5-37}$$

mit:

- $\vec{p}$  = Ortsvektor eines unbekanntes Punktes in der Ebene
- $\vec{a}$  = Ortsvektor eines beliebigen bekannten Punktes in der Ebene
- $\vec{n}$  = Normalenvektor der Ebene

Für  $\vec{a}$  lässt sich jeder Punkt des vorher bestimmten Dreiecks einfügen. Der Normalenvektor wird durch das Kreuzprodukt zweier Vektoren die in der Ebene liegen berechnet. Für das oben beschriebene Dreieck wären das z.B. die Vektoren  $\vec{v}_0$  und  $\vec{v}_1$ :

$$\vec{n} = \vec{v}_0 \times \vec{v}_1 \quad \text{Formel 5-38}$$

Es wird die Koordinatenform der Ebenengleichung gebildet:

$$x_p \cdot a + y_p \cdot b + z_p \cdot c = d \quad \text{Formel 5-39}$$

mit:

- a,b,c = Koordinaten des Normalenvektors  $\vec{n}$
- $x_p, y_p, z_p$  = Koordinaten des gesuchten Punktes
- d = Skalarprodukt des bekannten Punktes und des Normalenvektors:  $\vec{a} \cdot \vec{n}$  (s. Formel 5-37)

Bei der Berechnung des Kraftstoffverbrauchs sind die Koordinaten  $x_p$  und  $y_p$  aus der Leistungsberechnung (**M3**) bekannt. Sie entsprechen der Drehzahl bzw. dem Drehmoment des jeweiligen Betriebspunktes. Der Kraftstoffverbrauch ist die Koordinate  $z_p$  und damit die einzige Unbekannte in der Gleichung. Umformen der Formel 5-39 ergibt:

$$z_p = \frac{d - x_p \cdot a - y_p \cdot b}{c} \quad \text{Formel 5-40}$$

Damit ist der Kraftstoffverbrauch des Betriebspunktes bestimmt.

Die angewandte Methode arbeitet somit linear zwischen drei Punkten was für die überwiegend ebenen VKM-Kraftstoffkennfelder erfahrungsgemäß zu sehr guten Ergebnissen führt, selbst bei geringer Anzahl von Stützstellen im Kennfeld. Nichtlineare Kennfelder, z.B. Emissionskennfelder mit starken lokalen Erhebungen müssen eine hohe Auflösung haben, um diese Details in der Berechnung widerzuspiegeln. Problematisch ist diese Methode bei Kennfeldern mit hohen Streuungen der z-Werte und/oder sehr unregelmäßigem x-y-Raster da zur Ermittlung der z-Werte nur die benachbarten Punkte herangezogen werden. Hier ist die Anwendung einer Methode vorteilhaft, die einen größeren Bereich im Kennfeld betrachtet und damit lokale (z.B. messtechnisch bedingte) Unregelmäßigkeiten dämpft.

Für die hier beschriebene Anwendung, unter Verwendung standardisierter, regelmäßiger Kennfelder hat sich die Methode als sehr gut geeignet erwiesen.

### 5.4.3. Verbrauchskorrektur bei Fahrzeugen mit Start/Stop Systemen

In 5.3.5 wurde die Start/Stop Funktion bereits erläutert. Die Funktion reduziert den Kraftstoffverbrauch durch das Abstellen der VKM während der Stillstands-Phasen. Jedoch muss dabei beachtet werden, dass in VECTO derzeit konstante mechanische Leistungsaufnahmen von Nebenverbrauchern implementiert sind. Wenn die VKM im Leerlauf abgestellt wird, haben die Nebenverbraucher in diesen Phasen keinen Antrieb. Um unabhängig von Start/Stop die gleiche Arbeit der Nebenverbraucher über den gesamten Zyklus sicher zu stellen, wird die entfallene Arbeit bilanziert und korrigiert. Wird dies nicht berücksichtigt ist die Energiebilanz am Zyklus-Ende nicht korrekt und Fahrzeuge mit Start/Stop werden bevorteilt.

Zur Berücksichtigung der im Stillstand nicht durch die VKM betriebenen Nebenverbraucher wird in VECTO der Gesamt-Energieaufwand der Nebenverbraucher berechnet und der im Stillstand unberücksichtigte Anteil äquivalent auf den Kraftstoffverbrauch aufgeschlagen. Dies erfolgt in drei Schritten, wie folgend beschrieben wird.

#### 5.4.3.1. Regression zwischen Motorleistung und Kraftstoffverbrauch

Aus allen Zeitschritten der Berechnung wird eine lineare Regression zwischen Motorleistung und Kraftstoffverbrauch durchgeführt, siehe Abbildung 5-36.

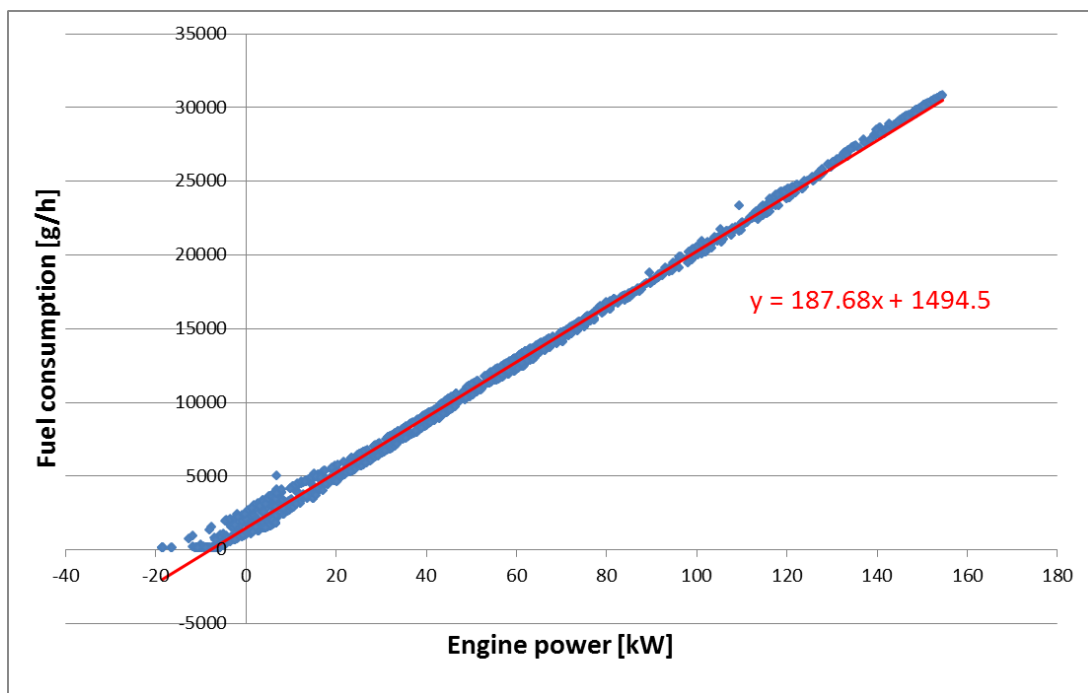


Abbildung 5-36: Beispiel einer linearen  $P_e/FC$  Regression zur Verbrauchskorrektur bei Start/Stop Fahrzeugen

Die Streuung, vor allem im unteren Lastbereich, ist durch den Drehzahleinfluss begründet, welcher in diesem Korrekturverfahren vernachlässigt wird.

#### 5.4.3.2. Bestimmung einer mittleren Leistungsanhebung zur Korrektur der Nebenverbraucher-Energiebilanz

Aus der Differenz zwischen produzierter und benötigter Nebenverbraucher-Energie wird die in der Bilanz fehlende Energie bestimmt. Die benötigte Energie zur Versorgung der Nebenverbraucher wird durch den in 5.3.4.3 beschriebenen Ansatz berechnet. Die tatsächlich von der VKM gelieferte Energie

ergibt sich durch Kumulierung von  $P_{aux}$  (siehe Abbildung 5-25) aller Nebenverbraucher, in den Zeitschritten in denen die VKM nicht abgestellt war.

Aus dieser Bilanz und der gesamten Motorlaufzeit wird anschließend die Leistung bestimmt, die die VKM hätte zusätzlich aufbringen müssen, um die Start/Stop-Phasen auszugleichen.

#### **5.4.3.3. Korrektur des Kraftstoffverbrauchs**

Anhand der Zusatzleistung und der Steigung der linearen Regression (Abbildung 5-36) wird ein Zusatz-Kraftstoffverbrauch berechnet. Dieser wird auf den absoluten Verbrauch in jedem Zeitschritt, in dem sich der Motor nicht im Schubbetrieb befindet, aufgeschlagen.

Das vorliegende Verfahren stellt eine vereinfachte Übergangslösung dar, bis detaillierte Nebenverbrauchermodelle implementiert werden (nicht Teil dieser Arbeit). In zukünftigen Versionen von VECTO soll ein Batterie- und Generatormodell eine direkte Berechnung der elektrischen Verbraucher und des Ladezustands ermöglichen, womit -eine ausgeglichene Batteriebilanz vorausgesetzt- diese nachträgliche Korrektur nicht mehr notwendig sein wird. Damit könnten relevante Nebenverbraucher bei Motor-Stop als elektrisch angetrieben dargestellt werden.



## 6. Komponentenmessungen

Basis für die Bedatung des Längsdynamikmodells sind die messtechnisch ermittelten Daten der Einzelkomponenten. In diesem Kapitel werden die wichtigsten Komponentenmessungen beschrieben, die zum Einsatz kommen.

### 6.1. Ermittlung des Rollwiderstandsbeiwerts

Der Rollwiderstandsbeiwert ist der dimensionslose Proportionalitätsfaktor zwischen Rollwiderstandskraft und Radlast, wie in 3.4.1 beschrieben wurde. Es gibt mehrere Möglichkeiten um diesen Parameter zu ermitteln. Bei Gesamtfahrzeugaufbereitung wird er häufig durch Ausrollversuche zusammen mit dem Luftwiderstandsbeiwert (siehe 3.4.2) ermittelt. Für die Nutzfahrzeug-CO<sub>2</sub>-Zertifizierung werden die Rollwiderstandsbeiwerte durch ISO-standardisierte Tests [22] auf Rollwiderstands-Prüfständen (Prüftrommel) direkt am Reifen ermittelt, Abbildung 6-1.

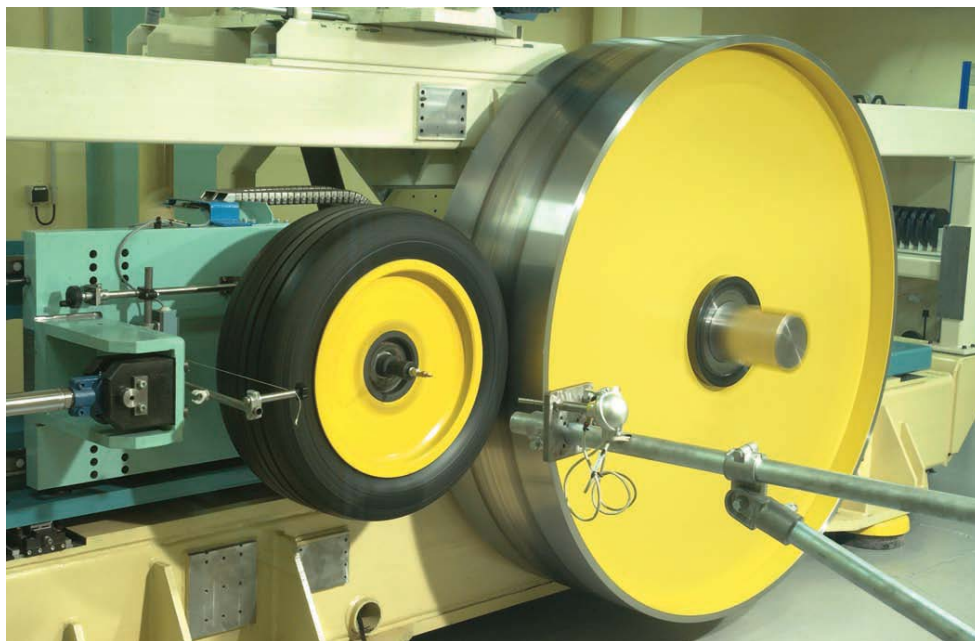


Abbildung 6-1: Rollwiderstands-Prüfstandsanlage: Prüftrommel und Messfelge mit Versuchsreifen [18]

Dabei wird ein Versuchsreifen, welcher auf einer Prüffelge montiert ist gegen eine motorbetriebene Prüftrommel gepresst. Der Rollwiderstand des Reifens bremst die Trommel. Dieses Bremsmoment wird gemessen. [18]

Mit Einführung der EU-Verordnung 1222/2009 [21] müssen Hersteller von Reifen für PKW und NFZ seit dem 1. November 2012 für jeden Reifen sogenannte Reifenlabel angeben, siehe Abbildung 6-2.

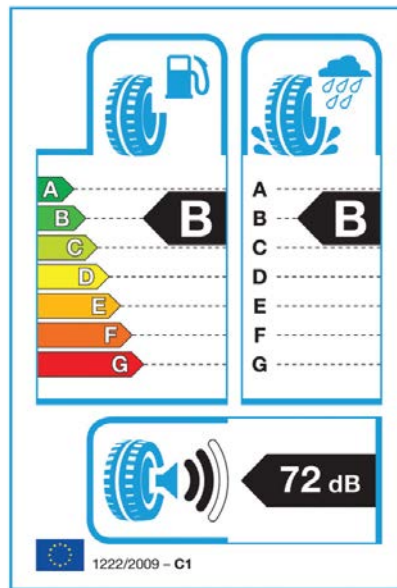


Abbildung 6-2: EU-Reifenlabel [21]

Diese geben Auskunft über den Rollwiderstand (bzw. Kraftstoffeffizienz), Nasshaftung und die Geräuschemissionen. Im gegenwärtigen Stand der Arbeit wird diskutiert die Rollwiderstandsbeiwerte für die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung aus dem Kraftstoffeffizienz-Label abzuleiten, z.B. in dem der Mittelwert der RRC-Grenzwerte für die jeweilige Klasse verwendet wird, siehe Tabelle 6-1.

Tabelle 6-1: Kraftstoffeffizienzklassen für Nutzfahrzeugreifen [21]

LNF Reifen (C2)		SNF Reifen (C3)	
RRC [kg/t]	Energy efficiency class	RRC [kg/t]	Energy efficiency class
RRC ≤ 5,5	A	RRC ≤ 4,0	A
5,6 ≤ RRC ≤ 6,7	B	4,1 ≤ RRC ≤ 5,0	B
6,8 ≤ RRC ≤ 8,0	C	5,1 ≤ RRC ≤ 6,0	C
Empty	D	6,1 ≤ RRC ≤ 7,0	D
8,1 ≤ RRC ≤ 9,2	E	7,1 ≤ RRC ≤ 8,0	E
9,3 ≤ RRC ≤ 10,5	F	RRC ≥ 8,1	F
RRC ≥ 10,6	G	Empty	G

## 6.2. Ermittlung des Luftwiderstandsbeiwerts

Der dimensionslose Luftwiderstandsbeiwert  $c_d$  wurde bereits in 3.4.2 behandelt. Für die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung werden die Luftwiderstandsbeiwerte durch standardisierte Konstantfahrt-Messungen bestimmt. Die wichtigsten Randbedingungen für die Messungen lauten [2]:

- Durch Verwendung von Messrädern wird das Drehmoment direkt an den Rädern gemessen
- Positionsmessung durch GPS
- Geschwindigkeitsmessung (durch GPS oder besser)
- Windmessung am Fahrzeug zur Windkorrektur
- Roll- und Luftwiderstand werden durch einen mathematischen Ansatz getrennt
- Die Messwerte werden korrigiert zur Kompensation von Fahrbahneigung, Geschwindigkeitsabweichungen und Wind

Diese Messungen werden bei zwei verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt.

Mithilfe der Messräder werden die Antriebsmomente während der Konstantfahrt bestimmt. Daraus lässt sich die absolute Zugkraft ableiten. Durch Messung der Geschwindigkeit kann der Beschleunigungsanteil aus der Zugkraft abgezogen werden (siehe 3.4.4). Die Steigung kann korrigiert werden indem, mithilfe der aufgezeichneten Koordinaten und einem Höhenprofil der Teststrecke, der Steigungswiderstand (siehe 3.4.3) berechnet und abgezogen wird. Der restliche Teil der Zugkraft wird dem Roll- und Luftwiderstand zugerechnet, vgl. Formel 3-15. Durch eine Regressionsanalyse erfolgt die Aufteilung in einen konstanten Faktor (Rollwiderstand) und einen Faktor proportional zum Quadrat der Geschwindigkeit, der Luftwiderstand. Daraus kann der Luftwiderstandsbeiwert abgeleitet werden.

Abbildung 6-3 zeigt ein Beispiel einer solchen Auswertung. Jeder Punkt stellt einen 10[s]-Intervall (Standardintervall für die Auswertung) der Messdaten dar. Rot und Blau unterscheidet die beiden Fahrtrichtungen auf der Teststrecke. Die Zugkraft  $F_{\text{drag}}$  wurde nach gemessener Beschleunigung und Steigung korrigiert. Der konstante Anteil  $F_0$  wird dem Rollwiderstand zugerechnet.  $F_2$ , die Steigung der Regressionslinie, wird dem Luftwiderstand zugewiesen.

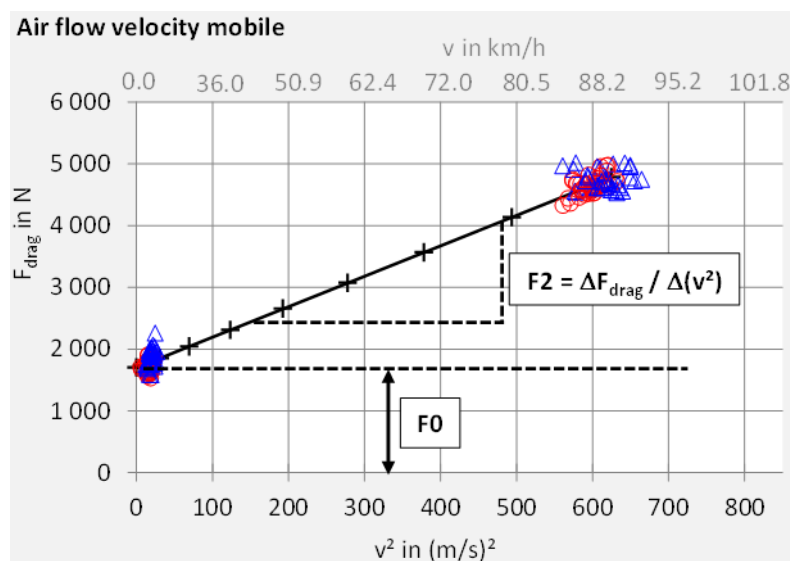


Abbildung 6-3: Beispiel einer linearen Regressionsanalyse zur Ermittlung des Luftwiderstands [23]

Um den Einfluss des Winds zu kompensieren, werden die Fahrzeuge für die Messungen mit Windmessgeräten ausgestattet. Damit werden der Betrag und die Richtung des Windes gemessen. Zusammen mit einem vordefinierten generischen Seitenwindeinfluss ( $c_d=f(\beta)$ , siehe 5.3.2.1) wird der Wind aus den Messungen heraus korrigiert.

Die Messungen werden durchgeführt mit den realen Fahrzeugen (z.B. Solo-LKW) in Kombination mit sogenannten Norm-Anhängern, -Aufbauten und -Sattelauflegern, die exakt vorgegebenen Spezifikationen entsprechen, siehe Abbildung 6-4.

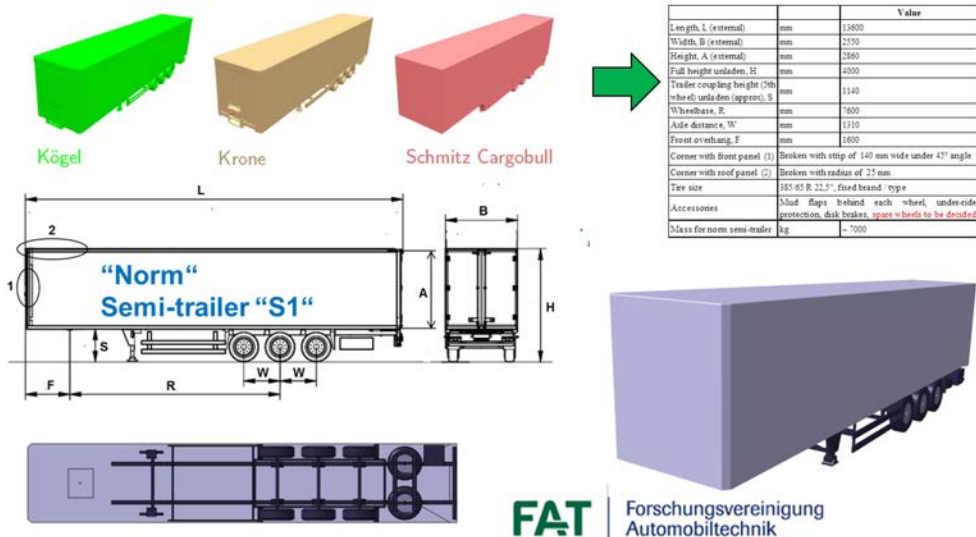


Abbildung 6-4: Schematische Darstellung der Definition des Norm-Anhängers "S1"

Dadurch sollen Unsicherheiten durch Verwendung unterschiedlicher Anhänger, die fälschlicherweise der Zugmaschine zugewiesen werden, ausgeschlossen werden. Typ und Zuweisung der Norm-Anhänger im Testverfahren können aus Tabelle 4-1 (Norm-body allocation) entnommen werden.

Im Rahmen der Verfahrensentwicklung für die CO<sub>2</sub>-Zertifizierung (Lot 2) wurde neben dieser Methode auch das Verfahren mittels Ausrollversuch untersucht, welches sich jedoch für diesen Zweck als weniger geeignet erwies. Eine detaillierte Beschreibung des Messverfahrens ist dem Lot 2 Bericht [2] zu entnehmen.

### 6.3. Erstellung des Verbrauchskennfelds

Für die Erstellung des Verbrauchskennfelds werden stationäre Messungen am Motorprüfstand durchgeführt. Das Verfahren basiert auf dem EURO VI Testverfahren (Regulation (EU) No 582/2011), dem die WHSC und WHTC Zyklen zugrunde liegen, allerdings erweitert, um den vollen Motor-Betriebsbereich abdecken zu können. Das Verfahren zeichnet sich durch folgende Punkte aus [2]:

- Basis sind stationäre Messungen am Motorprüfstand
- Das Kennfeld definiert den Kraftstoffverbrauch in [g/s] über Motordrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ] und Moment [Nm]
- Das Motormoment beinhaltet, in Analogie zu Regulation (EU) No 582/2011, die am Motor angebrachten bzw. internen Nebenaggregate (Ölpumpe, Kühlmittelpumpe, Hoch-/Niederdruck-Kraftstoffpumpe und Generator (nur den vom Motor benötigten elektrischen Verbrauch))

Die stationären Testpunkte werden bei zehn verschiedenen Drehzahlen gefahren. Die Drehmoment-Werte ergeben sich aus dem größten Abstand zwischen Vollast- und Schleppkurve mit regelmäßigem Abstand. [3]

Abbildung 6-5 zeigt die Stationärpunkte die zur Kennfeldermittlung vermessen werden.

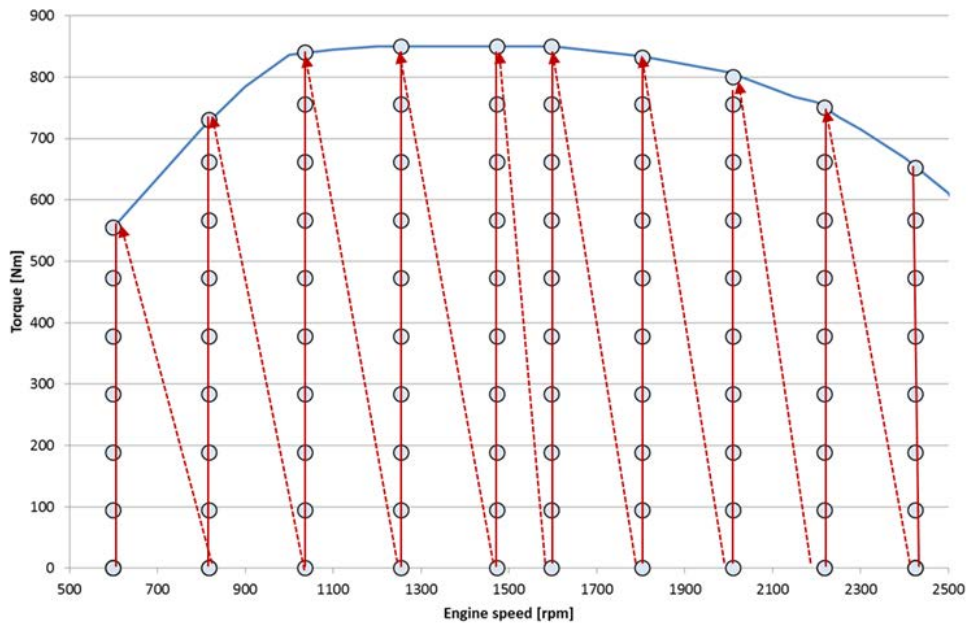


Abbildung 6-5: Schematische Darstellung eines Kennfelds und der Testsequenz [19]

Das Stationärkennfeld hat zwei erhebliche Nachteile [2]:

- Die Konsistenz zwischen den regulierten Emissionen und Verbrauch zwischen den transienten WHTC<sup>22</sup>-Tests und dem Stationärkennfeld ist nicht garantiert
- Verbrauchsrelevante Effekte des Motors im transienten Betrieb werden nicht abgebildet

Um diesen Schwächen zu entgegnen wird ein Korrekturfaktor angewandt, der sogenannte WHTC-Korrekturfaktor. Dieser wird ermittelt indem der Kraftstoffverbrauch für den betrachteten Motor im WHTC gemessen und mithilfe des stationären Kennfeldes berechnet wird. Das Verhältnis zwischen Messung und Simulation ergibt den Korrekturfaktor. Die Kennfeldpunkte werden anschließend mit dem Korrekturfaktor multipliziert. Das Verfahren ist in Abbildung 6-6 dargestellt.

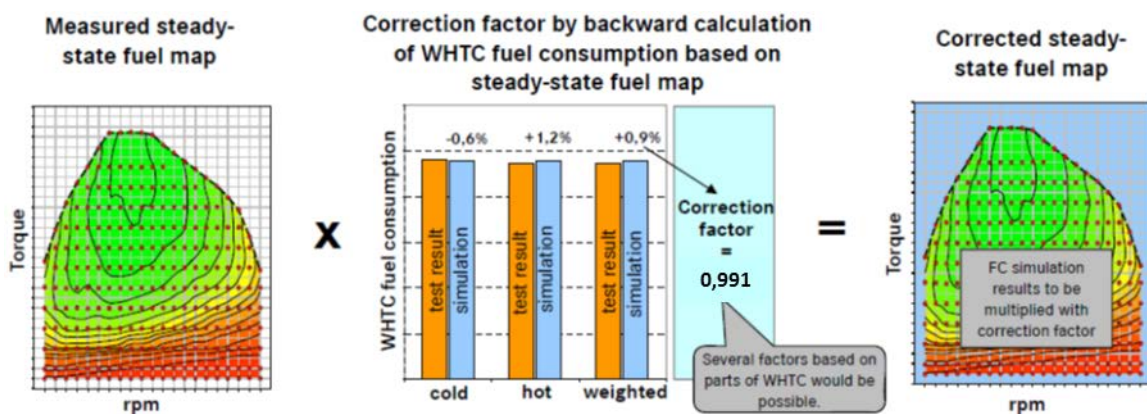


Abbildung 6-6: Ermittlung und Anwendung des WHTC-Korrekturfaktors [2]

Mithilfe dieser Methode sollen transiente Effekte, die durch das stationäre Kennfeld nicht berücksichtigt werden in die Berechnung einfließen sowie Testzyklus-Optimierungen unterbunden werden. [2]

<sup>22</sup> WHTC = World Harmonized Transient Cycle; Transienter Testzyklus zur Ermittlung von Emissionen von Nutzfahrzeugmotoren [15]

### 6.3.1. Weitere Motorparameter

Neben dem Verbrauchskennfeld werden für die Simulation noch andere Parameter benötigt, die ebenfalls am Motorprüfstand ermittelt werden [2]:

- Stationäre Volllastkurve
- Schleppkurve
- Motorcharakteristik bezüglich Momentenaufbau

Letzteres wird benötigt um die PT1-Zeitkonstante ( $t_{PT1}$  in Formel 5-25) zur Berechnung der transienten Volllast zu bestimmen, siehe 5.3.4.4. Wie genau dieser Parameter ermittelt werden soll bzw. ob er als generischer (Hubraum-abhängiger) Norm-Parameter in das Modell einfließen soll, ist zur Zeit dieser Arbeit noch offen.

### 6.4. Getriebeverluste

Für die Ermittlung der Getriebeverluste stehen drei verschiedene Methoden zur Verfügung [19]:

- a. Eine generische Getriebe-Nenndrehmomentabhängige Funktion
- b. Ermittlung drehmomentunabhängiger Verluste durch einseitigen Antrieb und Messung am Getriebeeingang. Rechnerische Berücksichtigung des Drehmoments
- c. Verlustkennfeldermittlung durch Messung mit elektrischen Maschinen am Getriebe-Ein- und Ausgang, wie in Abbildung 6-7 dargestellt ist.

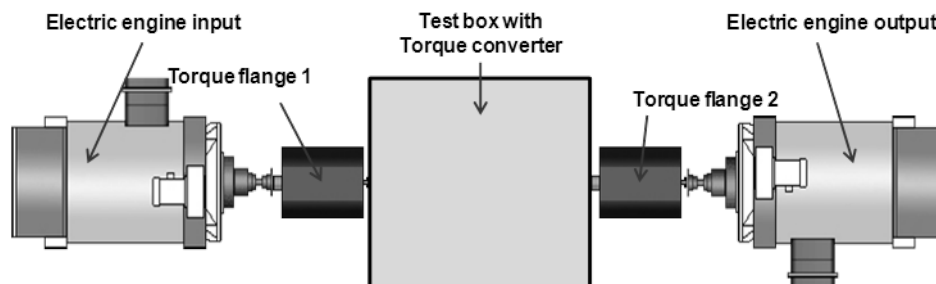


Abbildung 6-7: Messaufbau zur Bestimmung der Getriebeverluste [19]

Für das Achsgetriebe (Differential) gelten ähnliche Ansätze, d.h. in diesem Fall entweder generische Tabellenwerte oder durch Messung ermittelte Verlustkennfelder.

### 6.5. Nebenverbraucher

Einige Nebenverbraucher werden bereits implizit im Verbrauchskennfeld berücksichtigt, da sie als fester Bestandteil des Motors beim Betrieb am Motorprüfstand mitgemessen werden. Das betrifft folgende Nebenverbraucher:

- Kraftstoffpumpe (Hoch- und Niederdruck)
- Kühlmittelpumpe
- Ölpumpe

Die restlichen Nebenverbraucher müssen zusätzlich in der Kraftstoffberechnung berücksichtigt werden:

- Generator
- Lenkhilfepumpe
- Kompressor
- Klimaanlage
- Motor-Lüfter

Da während dieser Arbeit noch keine vollständigen Ansätze für die Messung und Modellierung der einzelnen Nebenverbraucher zur Verfügung standen, wurde ein generischer Ansatz entwickelt der einerseits allgemein genug ist um jeden Typ von Nebenverbraucher abbilden zu können und dennoch detailliert genug um deren Leistungsbedarf mit ausreichender Genauigkeit zu erfassen. Dieser Ansatz wurde bereits in Abschnitt 5.3.4.3 beschrieben.

Eine Sonderstellung bezüglich Nebenverbraucher stellen die Busse dar, wo Nebenverbraucher einen sehr hohen Anteil am gesamten Verbrauch haben. Die Modellierung der Nebenverbraucher für Busse ist Gegenstand eines anderen von der EC ausgeschriebenen Projektes, das nicht am IVT bearbeitet wird und nicht Bestandteil dieser Arbeit ist.





## 7. Validierung

Zur Validierung des Modells bzw. des Testverfahrens wurden durch das Joint Research Centre (JRC) und verschiedenen Fahrzeugherstellern Fahrversuche mit speziellem Messequipment durchgeführt. Die Messungen und Ermittlung der Fahrwiderstände erfolgten nach dem aktuellen Stand des Testverfahrens. Sowohl die Mess- bzw. Auswertungsverfahren als auch das Modell VECTO befinden sich noch in Entwicklung, weshalb dies nicht als endgültige Validierung des Verfahrens angesehen werden kann.

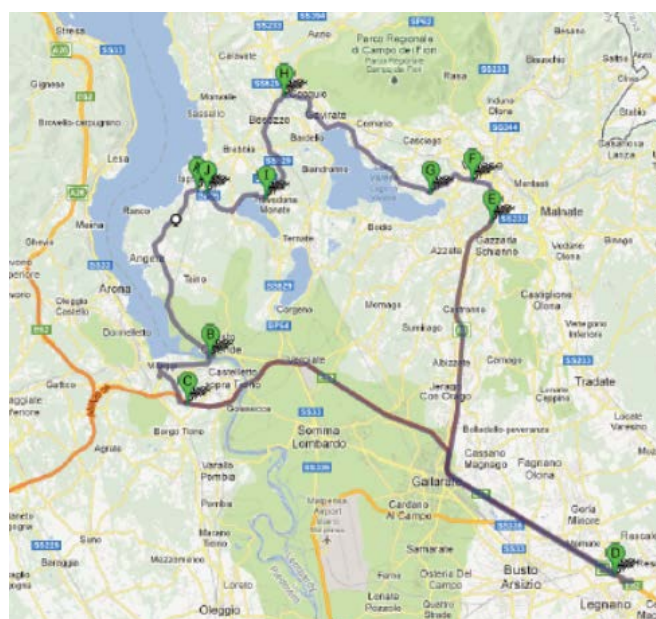
Die getesteten Fahrzeuge sind in Tabelle 7-1 beschrieben.

**Tabelle 7-1: Zur Validierung getestete Fahrzeuge [26]**

Fahrzeug	Mercedes-Benz Actros	DAF CF75
Zulässige Gesamtmasse [kg]	40000	18600
Testmasse [kg]	33580	14270
Emissionsstandard	Euro VI	Euro V
Nennleistung [kW]	330	265
Hubraum [l]	12.8	9.2

Beide Fahrzeuge wurden mit Messgeräten zur Erfassung des Kraftstoffverbrauchs ausgestattet. Beide Fahrzeuge wurden in VECTO modelliert mithilfe von Herstellerdaten (Verbrauchs- und Getriebeverlustkennfelder). [26]

Die Messungen wurden auf einer 107km langen Strecke in der Nähe des JRC in Ispra durchgeführt, Abbildung 7-1.



**Abbildung 7-1: Validierungs-Teststrecke [26]**

Die Teststrecke beinhaltet sowohl einen Stadtanteil also auch Überland- und Autobahn-Strecken.

## 7.1. Ergebnisse

Folgend werden die Ergebnisse für die beiden Fahrzeuge getrennt beschrieben.

### 7.1.1. DAF CF75

Insgesamt standen Daten von vier Messfahrten zur Verfügung. Der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch über diese Fahrten war nahe den Herstellerangaben mit einer normierten Standardabweichung von 2,5%. Laut Herstellerangaben wird die Genauigkeit der Kraftstoffmessung auf +/- 1.5% geschätzt. [26]

Der Vergleich mit der VECTO Simulation erfolgte auf drei verschiedenen Methoden [26]:

#### 1. Vergleich "Berechnung mit Target Speed" mit "Berechnung mit tatsächlichen Geschwindigkeitsverlauf"

Dazu wurde für die Messstrecke das Target Speed Profil ermittelt, ähnlich den Mission Profiles, die für die Typprüfung verwendet werden. Die Simulation wurde anschließend für den Target Speed und für den tatsächlich gemessenen Geschwindigkeitsverlauf durchgeführt. Dieser Vergleich soll die Funktionen des Fahrermodells (siehe 4.2) überprüfen, die aus dem Target Speed einen realistischen Fahrverlauf ableiten sollen.

#### 2. Vergleich "Generische Eingangsdaten" mit "Fahrzeugspezifische Eingangsdaten"

Es wurden einerseits die generischen, d.h. Hersteller-unabhängigen Modell-Eingangsdaten verwendet, so wie sie auch bei der Typprüfung angewandt werden und andererseits wurde das Modell mit möglichst detaillierten Herstellerdaten aufgebaut, die bei der Typprüfung normalerweise nicht zur Verfügung stehen. Beispielsweise wird der Rollwiderstandsbeiwert (RRC) bei der Typprüfung durch einen generischen Wert abhängig von den verwendeten Reifenlabels bestimmt. Für diesen Vergleich wurden durch Messung bestimmte Werte herangezogen.

Der Vergleich zeigt den Einfluss durch den Einsatz generischer Daten, die entwickelt wurden, um die jeweilige Fahrzeugklasse im Durchschnitt abzubilden.

#### 3. Untersuchung Seitenwindkorrektur

Dazu wurde eine Berechnung mit und eine ohne Seitenwindkorrektur (siehe 5.3.2.1) durchgeführt. Es wurde in diesem Fall nur mit den fahrzeugspezifischen (d.h. nicht generischen) Eingangsparametern gerechnet.

Tabelle 7-2 zeigt eine Übersicht der berechneten Varianten.

Tabelle 7-2: Berechnete Varianten [26]

Geschwindigkeitsprofil / Eingangsdaten	Generische Eingangsdaten	Fahrzeugspezifische Eingangsdaten	Ohne Seitenwindkorrektur
Target Speed	<b>Sim 1</b>	<b>Sim 2</b>	-
Gemessene Geschwindigkeit	<b>Sim 3</b>	<b>Sim 4</b>	<b>Sim 5</b>

Tabelle 7-3 zeigt wie die wichtigsten Eingangsdaten für die einzelnen Fälle bestimmt wurden. Nebenverbraucher wurden anhand Herstellerdaten bzw. mithilfe generischer Standardwerte parametrisiert.

Tabelle 7-3: Herkunft der Eingangsdaten für die Berechnungen [26]

Herkunft Eingangsdaten	Windrichtung	$c_d \times A$ abhängig von der Anströmungsrichtung <sup>23</sup>	RRC
Sim 1	Generisch <sup>24</sup>	Generisch	Reifen-Label
Sim 2	Messung	Generisch	Reifen-Label
Sim 3	Generisch	Messung	Messung
Sim 4	Messung	Messung	Messung
Sim 5	Null	Messung	Messung

In Abbildung 7-2 und Tabelle 7-4 sind die Ergebnisse bzw. relativen Abweichungen zwischen Messung und Simulationen dargestellt.

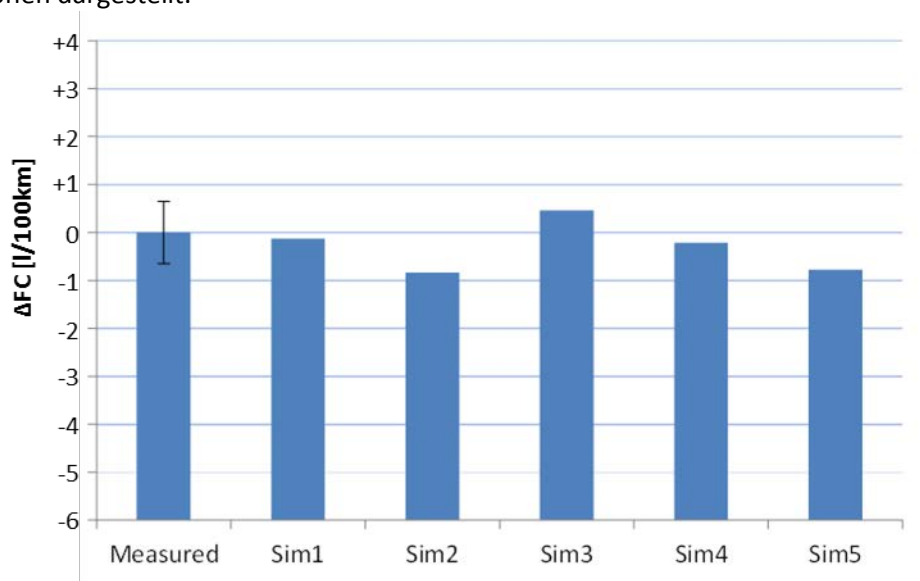


Abbildung 7-2: Vergleich Kraftstoffverbrauch Messung und VECTO Simulation für den DAF CF75. Fehlerbalken entsprechen +/- Standardabweichung [26]

Tabelle 7-4: Abweichung zwischen gemessenem und berechneten Kraftstoffverbrauch (DAF) [26]

Berechnung	Abweichung zu Messung
Sim 1	- 0,50 %
Sim 2	- 3,21 %
Sim 3	+ 1,76 %
Sim 4	- 0,83 %
Sim 5	- 2,98 %

Die Berechnungen zeigten zufriedenstellende Ergebnisse für alle Szenarien mit Abweichungen im Bereich der Standardabweichung der Messungen. Die geringste Abweichung wurde mit "Sim 1" erzielt, unter Verwendung generischer Daten und des Target Speed Profils. Dieser Fall stellt am ehesten die Bedingungen bei der Typprüfung dar. [26]

<sup>23</sup> Hier wird unterschieden ob die Abhängigkeit der Anströmungsrichtung (siehe Abbildung 3-5) durch eine generische Funktion (Standard für Typprüfung) oder basierend auf Messungen definiert wird

<sup>24</sup> Durchschnittlicher, geschwindigkeitsabhängiger Seitenwindeinfluss wie in Abbildung 5-18 dargestellt.

### 7.1.2. Mercedes-Benz Actros

Mit dem Actros wurden drei On-Road-Messungen durchgeführt und ausgewertet. Auch hier wurde der Kraftstoffverbrauch mit On-Board Messequipment gemessen mit einer Standardabweichung von 2%.

Die Messung die dem Durchschnitt (über alle Messungen) am nächsten lag wurde verwendet um das VECTO Modell aufzubauen. Es wurden zwei verschiedene Szenarien simuliert [26]:

1. Sim 1: Wegbasierter Target-Speed Zyklus
2. Sim 2: Zeitbasierter Zyklus auf Messdaten-Basis

Die Eingangsparameter basierten auf Herstellerangaben, ergänzt um generische Daten für das Schaltmodell (siehe 5.3.3) und Fahrermodell (siehe 5.2).

Tabelle 7-5 zeigen die Abweichungen der beiden Simulations-Szenarien zum Mittelwert der Messungen.

**Tabelle 7-5: Vergleich Messung und Simulation (Actros) [26]**

Szenario	Abweichung zur Messung
Sim 1	+ 1,15 %
Sim 2	- 3,08 %

Unter Berücksichtigung der Varianz der Messungen ist die Abweichung von 3% ist ein sehr gutes Ergebnis. Wie auch beim DAF erzielt auch hier der Target Speed Zyklus das bessere Ergebnis mit nur 1% Abweichung zur Messung. [26]

## 7.2. Schlussfolgerung

Insgesamt zeigen die Vergleiche gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Bei beiden Fahrzeugen wurde gezeigt, dass die generischen Ansätze und Vereinfachungen im Modell keinen erheblichen (negativen) Einfluss haben.

Die vorliegende Validierung kann jedoch keinesfalls die gesamte Test-Prozedur verifizieren. Die gesamte Typprüfung, sowohl die messtechnischen Aspekte als auch das in dieser Arbeit beschriebene Simulations-Modell, sind noch in Entwicklung. Einige Komponenten sind im Moment noch nicht implementiert, wie der Drehmomentwandler für Busse (und einige Trucks) sowie Nebenverbraucher. Es müssen in Zukunft noch viele Tests durchgeführt werden, bevor das Verfahren als validiert angesehen und die Typprüfung eingeführt werden kann.

## 8. Beispiele und Sensitivitätsanalysen

Um den Einfluss von Messungenauigkeiten auf das Endergebnis zu bewerten wurde eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt bei der die wichtigsten Modell-Eingangsdaten variiert wurden. Dazu wurden Referenzfahrzeuge für drei verschiedene Fahrzeugklassen definiert mit klassen-typischen Eigenschaften. Die folgenden Eingangsparameter wurden variiert:

- Luftwiderstandsbeiwert
- Rollwiderstandsbeiwert
- Verbrauchskennfeld
- Getriebe- und Differential-Verlustkennfelder

Diese Parameter wurden innerhalb des Genauigkeitsbereichs variiert, der aufgrund der Toleranzen und technischen Einschränkungen des jeweiligen Messverfahrens zu erwarten ist.

### 8.1. Referenzfahrzeuge

Die Referenzfahrzeuge wurden erstellt auf Basis von Literatur-, Hersteller- und Messdaten. In Tabelle 8-1 sind die wichtigsten Daten angegeben.

Tabelle 8-1: Referenzfahrzeuge der Sensitivitätsanalyse

Fahrzeug	Nennleistung	Gesamtgewicht	$c_d \times A$	RRC
	[kW]	[t]	[m <sup>2</sup> ]	[kg/kg]
4x2 Solo-LKW, 12t zGM <sup>25</sup>	185	9.9	5.28	0.0094
4x2 Sattelzug, 40t zGM	350	33.9	6.30	0.0055
6x2 Reisebus, 24t zGM	350	19.0	3.26	0.0064

Für die Berechnungen wurden die offiziellen Mission Profiles verwendet, Tabelle 8-2.

Tabelle 8-2: Für die Sensitivitätsanalyse verwendete Mission Profiles

Fahrzeug	Mission Profiles
4x2 Solo-LKW, 12t zGM	Long Haul, Regional Delivery, Urban Delivery
4x2 Sattelzug, 40t zGM	Long Haul, Regional Delivery
6x2 Reisebus, 24t zGM	Coach

#### 8.1.1. Beispiel-Berechnung

Abbildung 8-1 und Abbildung 8-2 zeigen beispielhaft die VECTO Ausgabe für das 40t Sattelzug Referenzfahrzeug (Report-Ausgabe im pdf Format). In der Übersicht sind die Zyklus-Durchschnittswerte für Verbrauch und CO<sub>2</sub> Emissionen angegeben. Für jeden Zyklus wird außerdem ein Plot mit dem Geschwindigkeitsverlauf und dem Höhenprofil ausgegeben. Die Berechnungen werden automatisch für

<sup>25</sup> Zulässige Gesamtmasse

drei Beladungen durchgeführt: Leer, voll und mit der für die jeweilige Fahrzeugklasse vorgegebenen Referenz-Beladung.

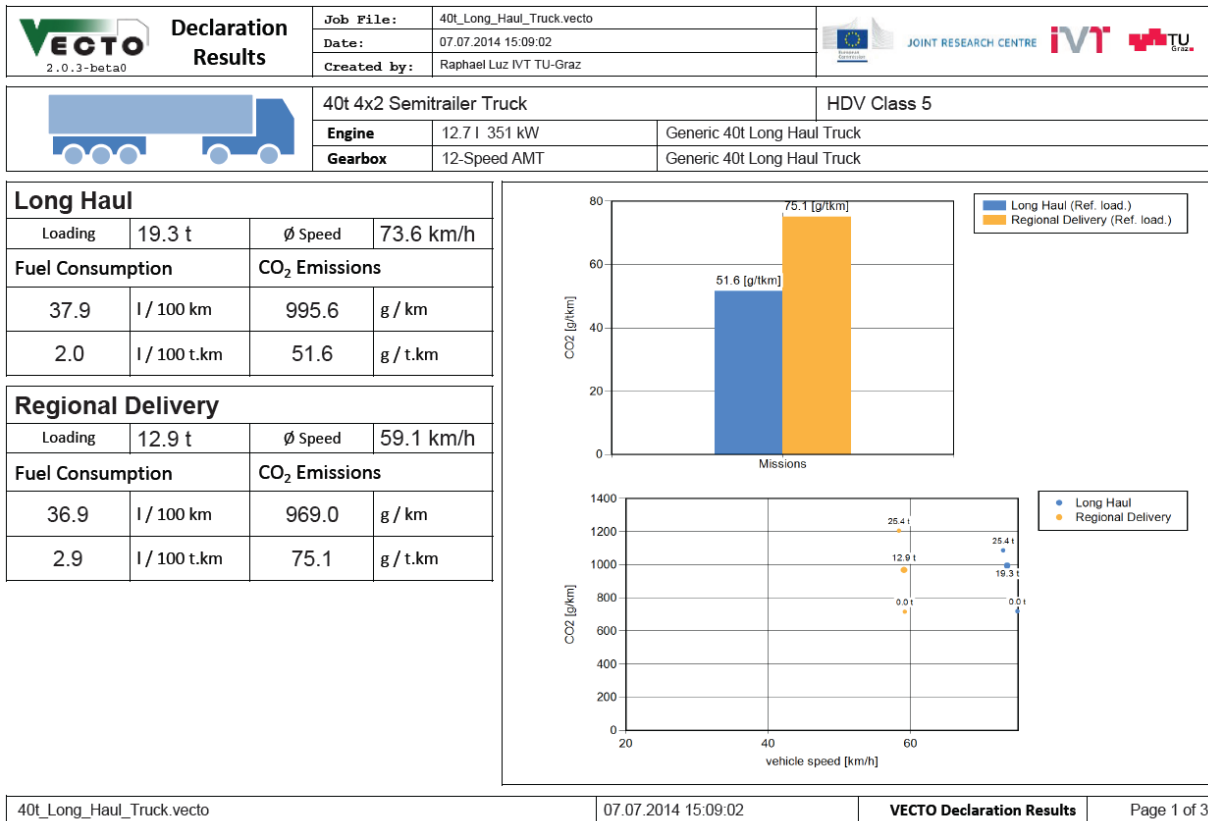


Abbildung 8-1: VECTO Ergebnis für "4x2 Sattelzug, 40t zGM" (Übersicht)

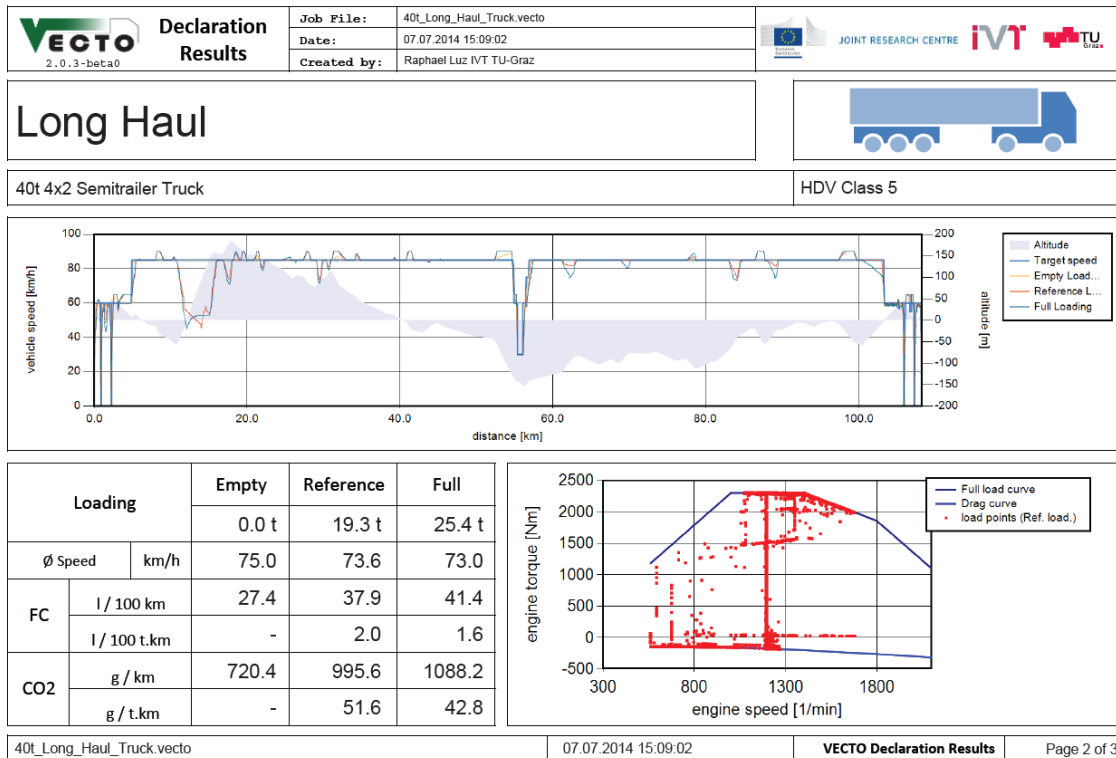


Abbildung 8-2: VECTO Ergebnis für "4x2 Sattelzug, 40t zGM" (Long Haul)

Der Einfluss der Beladung ist nicht nur beim Verbrauch sondern auch bei der (Durchschnitts-) Geschwindigkeit bemerkbar, da mit höherer Beladung die Abweichungen zum Target Speed Zyklus größer werden.

## 8.2. Variation der Eingangsparameter

Die Eingangsparameter wurden in dem Ausmaß variiert, in dem die zu erwartende Genauigkeit (95% Konfidenzintervall) der Komponententests liegt, die den Parametern zu Grunde liegen.

### 8.2.1. Luftwiderstandsbeiwert

Basierend auf der Analyse der Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit der Konstantfahrt-Messungen (siehe 6.2) und unter der Annahme, dass das Verfahren in Zukunft noch weiter verbessert wird, wird eine Genauigkeit des Luftwiderstandsbeiwerts ( $c_d \times A$ ) von +/-3% erwartet. Das heißt bei dem Referenz-Sattelzug (Tabelle 8-1) mit einem  $c_d \times A$  Wert von 6.30 [m<sup>2</sup>] wird zwischen 6.11 [m<sup>2</sup>] und 6.49 [m<sup>2</sup>] variiert.

### 8.2.2. Rollwiderstandsbeiwert

Der Rollwiderstandsbeiwert wurde um +/- 0.3 [kg/t] variiert, gemäß der Mess-Toleranz die durch die EU-Verordnung 1222/2009 [21] gegeben ist (siehe 6.1).

### 8.2.3. Verbrauchskennfeld

Für das Verbrauchskennfeld wurden zwei verschiedene Szenarien betrachtet:

**a) Variation gemäß den in der Emissions-Typprüfung für Nutzfahrzeuge (ECE R49.06 [25]) vorgegebenen Toleranzen.**

Folgende Änderungen wurden auf die einzelnen Punkte des Verbrauchskennfelds angewandt.

- Motordrehzahl +/- 2%
- Drehmoment +/- 2%
- Kraftstoffverbrauch +/- 2% oder +/- 0.3% vom Maximalwert, je nachdem was höher ist

Dabei wurden die beiden Extremfälle betrachtet mit jeweils dem maximalen Effekt auf den Kraftstoffverbrauch.

**b) Variation gemäß der Messtoleranzen aktuellen Messequipments.**

Als Basis wurden die Messtoleranzen des Instituts-eigenen Transientprüfstands verwendet:

- Motordrehzahl unverändert (Messtoleranz vernachlässigbar gering)
- Drehmoment +/- 0.3% vom Maximalwert
- Kraftstoffverbrauch +/- 0.12% vom Maximalwert

Wie auch im Fall a) wurden hier die beiden Extremfälle betrachtet.

### 8.2.4. Getriebe- und Differential-Verlustkennfelder

Die Verlustkennfelder für Getriebe und Differential wurden um +/- 0.3 [Nm] variiert. Diese Werte wurden von der erforderlichen Messgenauigkeit der Komponentenmessung abgeleitet. In der Sensitivitätsanalyse wurden der Einfluss der Getriebe- und Differential-Kennfelder in getrennten Szenarien betrachtet.

### 8.3. Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse

Folgend werden die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse für jeden Parameter, Fahrzeug und Mission Profile dargestellt.

#### 8.3.1. Luftwiderstandsbeiwert

Die folgenden Diagramme zeigen die Änderung des Kraftstoffverbrauchs durch die Variation des Luftwiderstandsbeiwerts von +/- 3%.

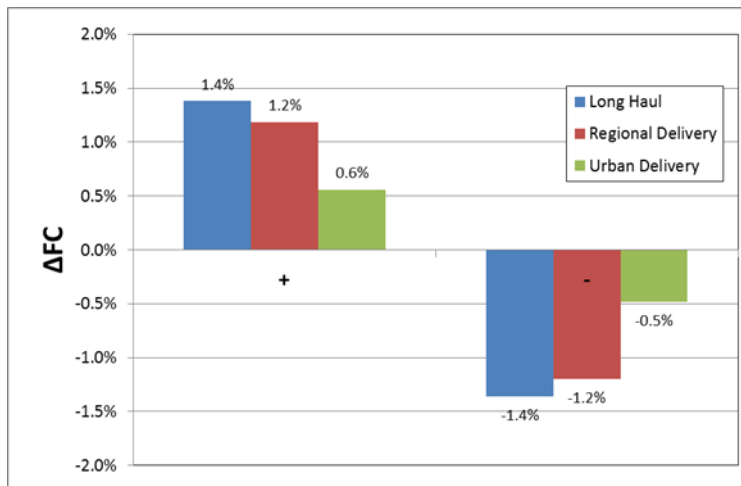


Abbildung 8-3: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 3% Luftwiderstandsbeiwert (12t Solo-LKW)

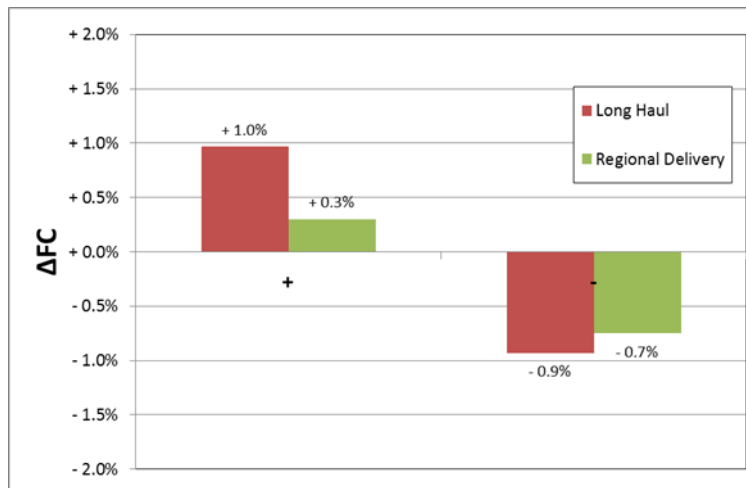


Abbildung 8-4: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 3% Luftwiderstandsbeiwert (40t Sattelzug)



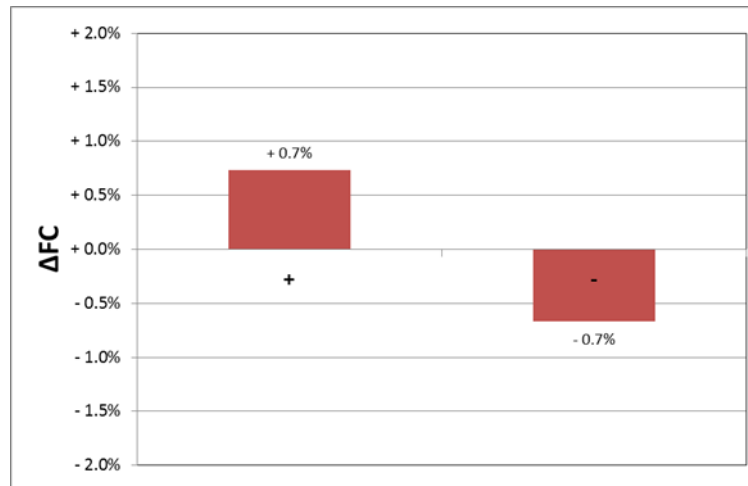


Abbildung 8-5: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 3% Luftwiderstandsbeiwert (Reisebus)

Die höchste Änderung im Kraftstoffverbrauch mit +/- 1.4% ist beim 12t Solo LKW im Long Haul Zyklus zu erkennen. Die anderen Zyklen zeigen weniger Einfluss, was auf die niedrigeren Geschwindigkeiten und damit geringeren Luftwiderstand im Verhältnis zu den anderen Fahrwiderständen zurück zu führen ist. Der Reisebus zeigt weniger Einfluss, trotz der höheren Geschwindigkeiten, aufgrund des wesentlich geringeren Basis-Luftwiderstandsbeiwerts und dem höheren Anteil an Nebenverbrauchern.

Der 40t Sattelzug zeigt im Regional Delivery mission profile ein nicht-lineares Ergebnis (+0.3%/-0.7%), das auf ein geändertes Gangschaltverhalten hindeutet. Jede Parameteränderung die die Motorleistung beeinflusst, hat naturgemäß auch einen Einfluss auf das Gangschaltverhalten und kann damit diese Effekte verursachen.

### 8.3.2. Rollwiderstandsbeiwert

Die folgenden Diagramme zeigen die Änderung des Kraftstoffverbrauchs durch die Variation des Rollwiderstandsbeiwerts von +/- 0.3 [kg/t].

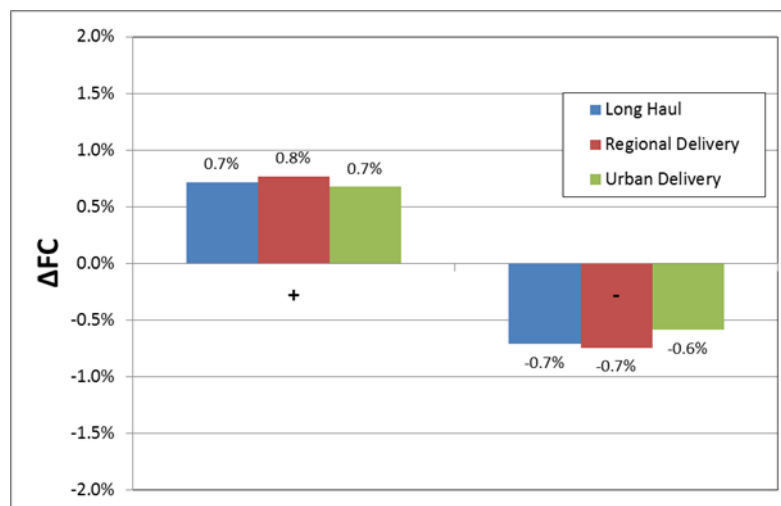


Abbildung 8-6: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [kg/t] Rollwiderstandsbeiwert (12t Solo-LKW)

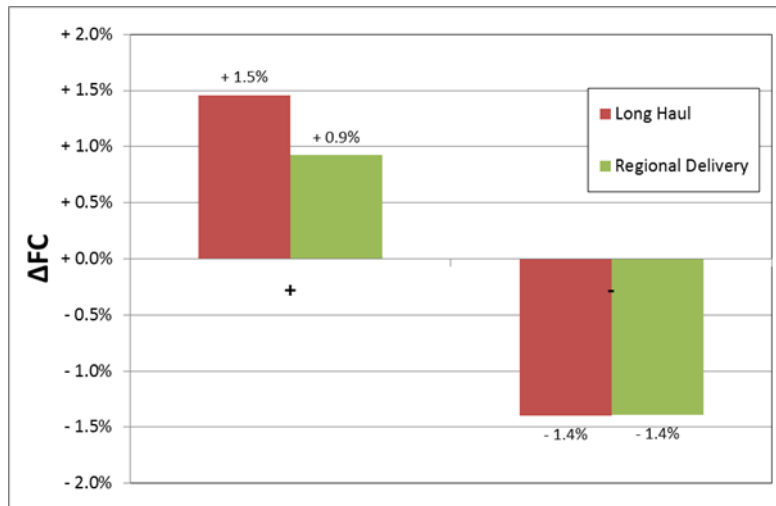


Abbildung 8-7: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [kg/t] Rollwiderstandsbeiwert (40t Sattelzug)

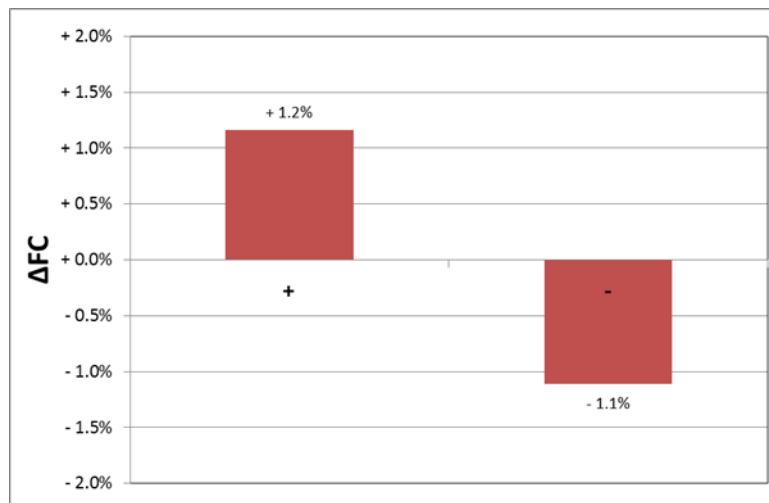


Abbildung 8-8: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [kg/t] Rollwiderstandsbeiwert (Reisebus)

Der höchste Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch ist beim 40t Sattelzug mit 1.5% zu erkennen. Bei den anderen beiden Fahrzeugen ist der Effekt geringer aufgrund der geringeren Fahrzeugmasse. Beim Regional Delivery Zyklus ist wieder die Nicht-Linearität aufgrund des Schaltverhaltens zu erkennen.

### 8.3.3. Verbrauchskennfeld

Die Verbrauchskennfeld-Variation wurde nur am 350kW Motor durchgeführt, der im 40t Sattelzug und im Reisebus verwendet wird. Für den Sattelzug wurde außerdem der Vergleich zwischen den beiden in 8.2.3 beschriebenen Szenarien durchgeführt.

Abbildung 8-9 und Abbildung 8-10 zeigen die Ergebnisse für das Szenario b) "Variation gemäß der Messtoleranzen aktuellen Messequipments".

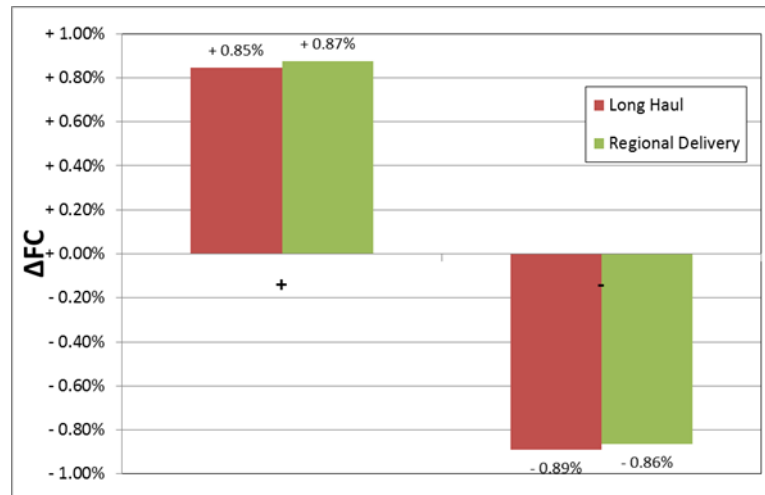


Abbildung 8-9: Kennfeld-Variation Szenario b) "Messequipment Toleranzen" (40t Sattelzug)

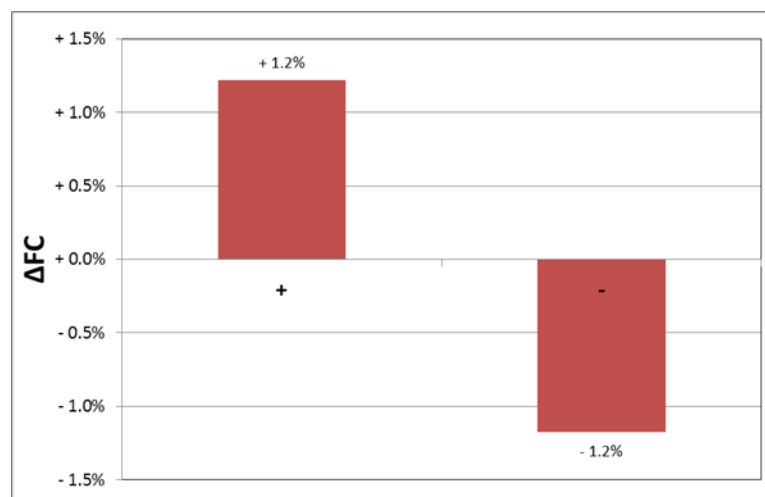


Abbildung 8-10: Kennfeld-Variation Szenario b) "Messequipment Toleranzen" (Reisebus)

In diesem Szenario sind Änderungen im Kraftstoffverbrauch von etwa +/- 1% zu erkennen mit geringfügig höheren Werten beim Reisebus. Diese können durch die unterschiedliche Lastpunkt-Verteilung der beiden Fahrzeuge erklärt werden.

In Abbildung 8-11 werden die beiden bereits beschriebenen Szenarien (Toleranzen nach ECE R49 und nach Messequipment) am 40t Sattelzug verglichen. Die hohen Toleranzen der ECE R49 führen zu Abweichungen im Kraftstoffverbrauch von +/- 4.5%, während die dem technischen Stand entsprechenden Kennfeld-Variationen unter 1% Verbrauchsänderung verursachen. Dies zeigt, dass die für die Emissions-Typprüfung gültigen Toleranzen für eine CO<sub>2</sub>-Zertifizierung nicht ausreichend sind und nicht dem aktuellen technischen Stand widerspiegeln.

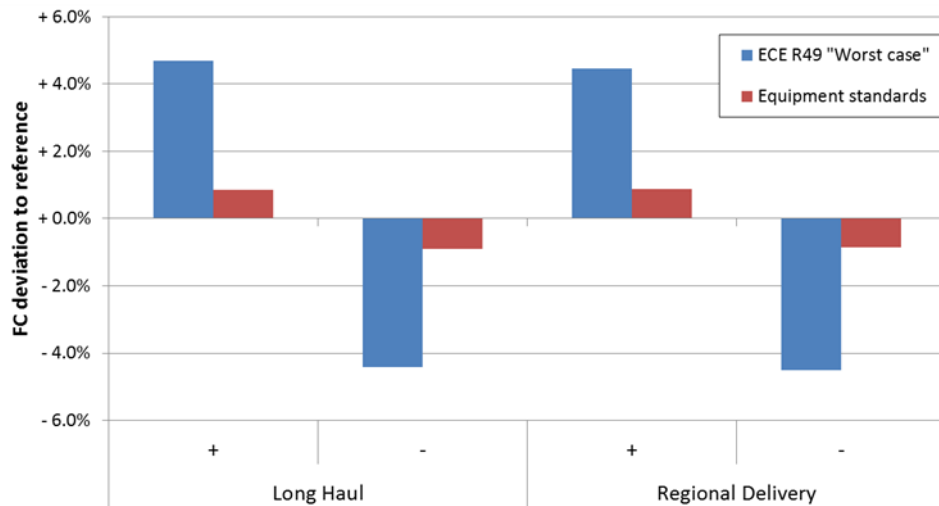


Abbildung 8-11: Vergleich Szenario a) "ECE R49" und b) "Equipment Standards" (40t Sattelzug)

### 8.3.4. Getriebe- und Differential-Verlustkennfelder

Die folgenden Abbildungen zeigen den Einfluss unterschiedlicher Getriebe- und Differentialverlustkennfelder auf den Kraftstoffverbrauch. Der Einfluss der durch die Messtoleranzen bestimmten Abweichungen ist nahezu vernachlässigbar.

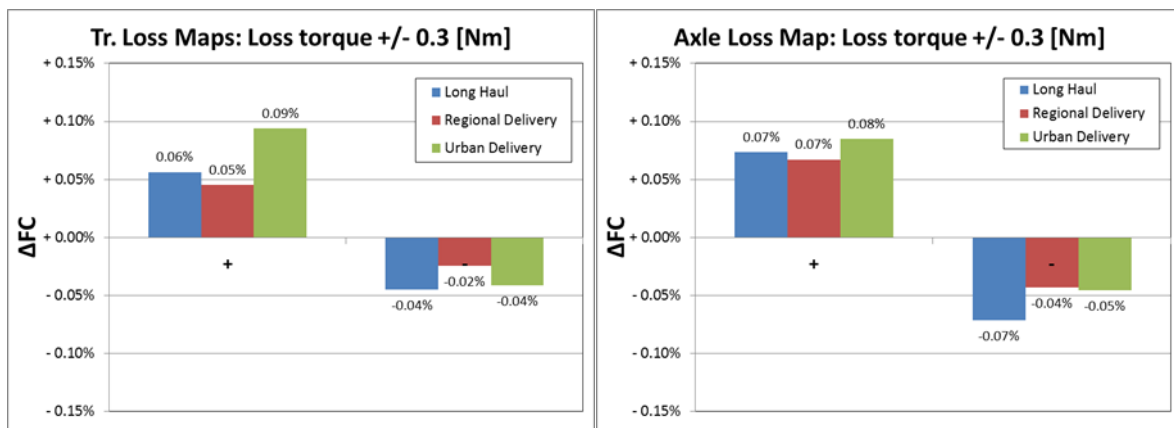


Abbildung 8-12: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [Nm] Getriebe/Differential Verlustmoment (12t Solo-LKW)

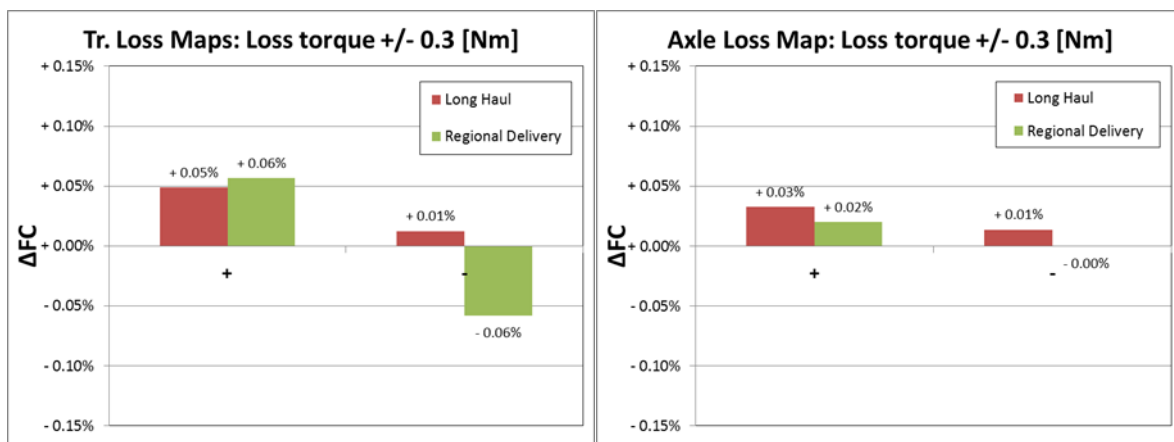


Abbildung 8-13: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [Nm] Getriebe/Differential Verlustmoment (40t Sattelzug)

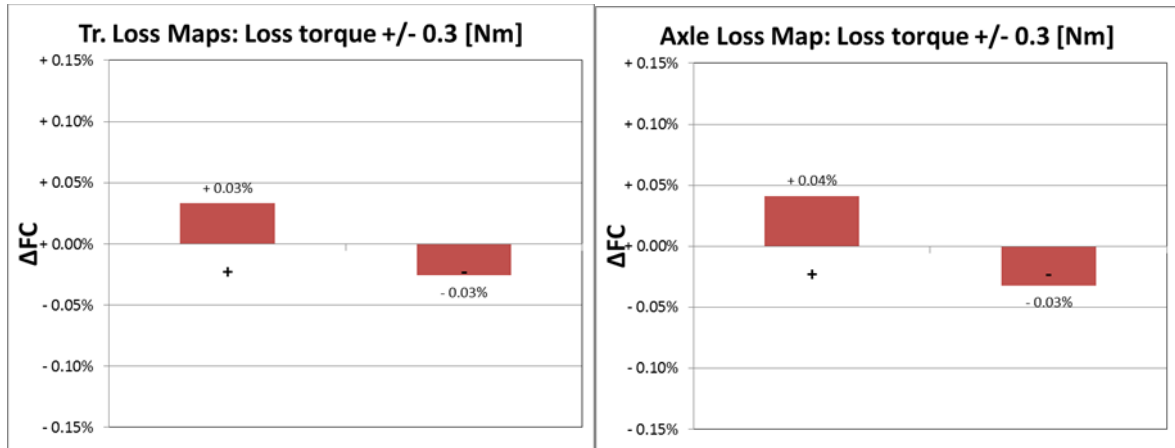


Abbildung 8-14: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [Nm] Getriebe/Differential Verlustmoment (Reisebus)

## 8.4. Schlussfolgerungen

Die wichtigste Schlussfolgerung der Sensitivitätsanalyse ist, dass die Messtoleranzen für Drehmoment, Drehzahl und Kraftstoffverbrauch nach ECE R49.06 nicht ausreichen für eine CO<sub>2</sub>-Zertifizierung von Nutzfahrzeugen. Aktuelles Messequipment erreicht weitaus niedrigere Toleranzen. Zu hohe Toleranzen reduzieren nicht nur die absolute Genauigkeit sondern können auch zu wettbewerbsverzerrenden Abweichungen zwischen verschiedenen Herstellern führen. Die Messstandards werden diesbezüglich im weiteren Verlauf der Prüfverfahrensentwicklung überarbeitet werden.

Die angenommene Genauigkeit des Luftwiderstandsbeiwerts ist angesichts des komplexen Messverfahrens zufriedenstellend. Allerdings muss diese erst noch in zukünftigen Tests verifiziert werden.

Die Variabilität des Rollwiderstandsbeiwerts ist im Vergleich zu den äußeren Einflussfaktoren im realen Betrieb (Straßenbelag, Wetterbedingungen) gering, aber ob die Genauigkeit ausreicht um eine korrekte Rangordnung zwischen verschiedenen Reifenmodellen zu garantieren muss noch abgeklärt werden.

Die Abweichungen in den Getriebe- und Differential- Verlustkennfeldern haben keinen nennenswerten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch.



## 9. Zusammenfassung und Ausblick

Die Europäische Kommission plant in naher Zukunft eine CO<sub>2</sub>-Typprüfung für schwere Nutzfahrzeuge einzuführen, die für Neufahrzeuge einen standardisierten CO<sub>2</sub>-Emissionswert ermittelt, analog zu den PKW wo dies schon seit längerer Zeit vorgeschrieben ist. Im Gegensatz zur NFZ-Emissions-Typisierung, die mit Motor-Messungen durchgeführt wird, soll diese auf Simulation basieren. Hintergrund dieser Entscheidung ist, dass nicht die VKM alleine sondern das Gesamtfahrzeug beurteilt werden soll und somit aufgrund der großen Ausstattungsvielfalt bei Nutzfahrzeugen ein auf Fahrzeug-Messungen (PEMS oder Rollenprüfstand) beruhendes Verfahren nicht in Frage kommt. Es soll deshalb ein Simulationsmodell zur Anwendung kommen, das das Gesamtfahrzeug simuliert, wobei die Eingangsdaten der einzelnen Fahrzeugkomponenten durch standardisierte Messungen bestimmt werden.

In der vorliegenden Arbeit wurde das Simulationsmodell entwickelt, das für die geplante CO<sub>2</sub>-Typprüfung Anwendung finden soll bzw. eine Basis für das endgültige Modell darstellt.

Die Modellentwicklung stand vor dem Zielkonflikt, einerseits ein möglichst einfaches Modell zu schaffen, das auf nachvollziehbaren und generell gültigen Funktionen basiert, aber andererseits dennoch die notwendige Detailtiefe aufweist um die CO<sub>2</sub>-Emissionen mit ausreichender Genauigkeit abzubilden. Der rückwärtsrechnende Ansatz der Längsdynamiksimulation wurde gewählt, da er einfach und robust ist, problemloses Austauschen einzelner Komponenten und automatisierten Berechnen verschiedener Fahrzeugkonfigurationen erlaubt. Das Modell basiert auf den in der Längsdynamiksimulation allgemein bekannten Ansätzen zur Berechnung der Fahrwiderstände. Darauf aufbauend wurden, unter anderem, folgende Funktionen entwickelt, um den speziellen Anforderungen der Typprüfung gerecht zu werden:

- Fahrermodell
- Flexible Fahrzyklus-Interpretation, die sowohl Zeit- als auch Wegbasierte Zyklen sowie Target-Speed und tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit unterstützt
- Seitenwindkorrektur zur Berücksichtigung seitlich zur Fahrtrichtung wirkender Windeinflüsse
- Modulare, generische Definition von Nebenaggregaten
- Simulation von Start/Stop-Systemen unter Berücksichtigung der während der Stopp-Phasen verlorenen Nebenverbraucher-Arbeit
- Drehmomentwandler-Simulation

Es wurde ein Fahrermodell implementiert, das durchschnittliches Fahrverhalten und Fahrerassistenzsysteme abbilden kann und nicht für jedes Fahrzeug neu (manuell) parametrisiert werden muss -was für die Typprüfung inakzeptabel wäre. Es ermöglicht die Verwendung synthetischer, fahrzeugunabhängiger Target-Speed Zyklen, aus denen durch das Fahrermodell realistische Fahrverläufe abgeleitet werden.

Die in dieser Arbeit entwickelte Software-Implementierung des VECTO Modells demonstriert die grundsätzliche Machbarkeit des für die Typprüfung vorgesehen simulationsbasierten Ansatzes und erlaubt erste Validierungen mit Fahrzeug-Messungen. Erste Vergleiche zeigten bereits sehr gute Übereinstimmungen zwischen Messung und Simulation.

Es wurden Sensitivitätsanalysen durchgeführt, um den Einfluss von Messungenauigkeiten bei den einzelnen Komponententests auf den finalen CO<sub>2</sub> Wert zu untersuchen und ggf. notwendige Anpassungen der Testverfahren abzuleiten. Dabei wurde festgestellt, dass die für die Emissions-Typisierung festgelegten Mess-Toleranzen von Motorprüfständen nicht mehr zeitgemäß und für die Ermittlung von Verbrauchskennfeldern unzulänglich sind.

## 9.1. Ausblick

Die NFZ CO<sub>2</sub>-Typisierung befindet sich zum Zeitpunkt dieser Arbeit noch in der Entwicklung. Das beschriebene Modell VECTO deckt bereits viele der Anforderung ab und erlaubt den Herstellern Testrechnung und Vergleiche mit eigenen Modellen durchzuführen. Einige Komponenten werden im Modell noch nicht -bzw. noch nicht ausreichend- berücksichtigt, vor allem im Bereich der Nebenverbraucher.

Ein weiterer Punkt der sich derzeit noch in Diskussion befindet ist die Unterstützung von Elektro-Hybridfahrzeugen. Diese stellen besondere Anforderungen an das Simulationsmodell, da die Leistungsverteilung zwischen VKM und elektrischen Maschinen einen zusätzlichen Freiheitsgrad darstellt. Es ist noch offen, ob dafür eine generische Betriebsstrategie in das Modell implementiert werden soll oder die Einbindung von Hersteller- Betriebsstrategien, z.B. durch HILS, ermöglicht wird. Eine HILS-Unterstützung würde möglicherweise eine Umstellung auf ein vorwärtsrechnendes Modell erfordern, wodurch große Teile des Modells, vor allem das Fahrermodell, neu entwickelt werden müssten. Es ist noch zu prüfen, ob dieser Aufwand gerechtfertigt ist und wie, alternativ dazu, eine Implementierung im vorhandenen, rückwärtsrechnenden Modell möglich wäre.

Die vollständige Validierung des Modells, bzw. des gesamten Ansatzes, ist zu diesem Zeitpunkt ebenfalls noch offen. Erste durchgeführte Vergleichstests verliefen bereits positiv, jedoch fehlt noch die Unterstützung für einige Fahrzeugklassen und Komponenten. Es wird notwendig sein, nach dem Implementieren neuer Funktionen, diese Tests zu wiederholen.



## 10. Abkürzungen

AMT	Automated Manual Transmission
AT	Automatic Transmission
CAN	Controller Area Network
CSV	Comma-separated values
EC	European Commission
EPA	Environmental Protection Agency
GEM	Greenhouse Gas Emissions Model
GPS	Global Positioning System
GTR	Global Technical Regulation
HDV	Heavy Duty Vehicle
HILS	Hardware-in-the-loop simulation
HEV	Hybridelektrisches Fahrzeug
IVT	Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
JRC	Joint Research Centre
LNF	Leichte Nutzfahrzeuge
MT	Manual Transmission
NFZ	Nutzfahrzeug
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
NVH	Noise, Vibration, Harshness
OEM	Original equipment manufacturer
PEMS	Portable emissions measurement system
RRC	Rolling Resistance Coefficient
SNF	Schwere Nutzfahrzeuge
UNECE	United Nations Economic Commission for Europe
VECTO	Vehicle Energy Consumption Calculation Tool
VKM	Verbrennungskraftmaschine
WHSC	World Harmonized Stationary Cycle
WHTC	World Harmonized Transient Cycle
zGM	Zulässige Gesamtmasse
ZKU	Zugkraftunterbrechung



## 11. Formelzeichen

$A$	.....	Stirnfläche [m <sup>2</sup> ]
$a$	.....	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]
$a_{\text{lookahead}}$	.....	Ziel-Verzögerung für Look-Ahead Coasting [m/s <sup>2</sup> ]
$C_d$	.....	Luftwiderstandsbeiwert [-]
$F_{\text{acc}}$	.....	Beschleunigungswiderstand [N]
$F_{\text{accR}}$	.....	Rotatorischer Beschleunigungswiderstand [N]
$F_{\text{accT}}$	.....	Translatorischer Beschleunigungswiderstand [N]
$F_{\text{air}}$	.....	Luftwiderstandskraft [N]
$f_{cd}$	.....	Luftwiderstandsbeiwert-Korrekturfaktor [-]
$F_g$	.....	Gewichtskraft [N]
$F_{\text{grd}}$	.....	Steigungswiderstandskraft [N]
$f_R$	.....	Rollwiderstandsbeiwert [-] (auch RRC)
$F_{\text{wheel}}$	.....	Radwiderstand [N]
$F_z$	.....	Radlast / Normalkraft zur Fahrbahn [N]
$g$	.....	Erdbeschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]
$i$	.....	Übersetzung [-]
$M$	.....	Drehmoment [Nm]
$m$	.....	Masse (hier Fahrzeugmasse plus Zuladung) [kg]
$n$	.....	Drehzahl [1/min]
$n_{\text{aux}}$	.....	Nebenaggregat-Drehzahl [1/min]
$n_C$	.....	Konstanter Anfahr-Drehzahlfaktor [1/min]
$n_{\text{ClutchNorm}}$	.....	Normierte Drehzahl während des Anfahrvorgangs [-]
$n_{\text{Cnorm}}$	.....	Konstanter normierter Anfahr-Drehzahlfaktor [-]
$n_{\text{idle}}$	.....	Leerlaufdrehzahl [1/min]
$n_{\text{in}}$	.....	Eingangsdrehzahl des Drehmomentwandlers [1/min]
$n_{\text{out}}$	.....	Ausgangsdrehzahl des Drehmomentwandlers [1/min]
$n_{\text{rated}}$	.....	Nenndrehzahl [1/min]
$n_{\text{ref}}$	.....	Referenzdrehzahl des Drehmomentwandlers [1/min]
$P$	.....	Leistung [kW]
$P_{\text{acc}}$	.....	Beschleunigungswiderstandsleistung [kW]
$P_{\text{aEng}}$	.....	Rotatorische Beschleunigungsleistung des Motors [kW]
$P_{\text{aGB}}$	.....	Rotatorische Beschleunigungsleistung des Getriebes [kW]
$P_{\text{air}}$	.....	Luftwiderstandsleistung [kW]

$P_{aux}$	Leistungsbedarf des Nebenaggregats an der Kurbelwelle [kW]
$P_{auxEff}$	Effektive Nutzleistung des Nebenaggregats [kW]
$P_{auxIn}$	Eingangsleistung des Nebenaggregats [kW]
$P_{auxOut}$	Ausgangsleistung des Nebenaggregats [kW]
$P_{clutch}$	Leistung vor Kupplung und Schwungrad [kW]
$P_{eng}$	Motorleistung [kW]
$P_{fld}$	Volllast-Leistung [kW]
$P_{fld\_stat}$	Stationäre Volllast [kW]
$\rho_g$	Steigung (=tan( $\alpha_{st}$ )) [-]
$P_{GBin}$	Leistung am Getriebeeingang (nach Kupplung) [kW]
$P_{grd}$	Steigungswiderstandsleistung [kW]
$P_{lossAxle}$	Übertragungsverluste im Achsgetriebe (Differential) [kW]
$P_{lossGB}$	Übertragungsverluste im Getriebe [kW]
$P_{lossRet}$	Leerlaufverluste des Retarders [kW]
$P_{roll}$	Rollwiderstandsleistung [kW]
$P_{wheel}$	Leistung an den Antriebsrädern [kW]
$r_{dyn}$	Dynamischer Radradius [m]
RRC	Rollwiderstandsbeiwert [-] (auch $f_R$ )
$\Sigma P_{aux}$	Summierter Leistungsbedarf aller Nebenverbraucher [kW]
$t$	Zeitschritt [s]
$T_{in}$	Eingangsdrehmoment des Drehmomentwandlers [Nm]
$t_{PT1}$	Zeitkonstante für transiente Motor-Volllast-Berechnung [s]
$T_{ref}$	Referenzdrehmoment des Drehmomentwandlers [Nm]
$v$	Geschwindigkeit [km/h]
$v_{air}$	Resultierende Anströmgeschwindigkeit [m/s] (auch $v_r$ )
$v_r$	Resultierende Anströmgeschwindigkeit [m/s] (auch $v_{air}$ )
$\alpha_{st}$	Steigungswinkel [rad]
$\beta$	Anströmwinkel [-]
$\eta_{clutch}$	Kupplungswirkungsgrad [-]
$\eta_{eff}$	Effektiver Nebenverbraucher-Wirkungsgrad [-]
$\eta_{mech}$	Wirkungsgrad zwischen Motor und Nebenaggregat [-]
$\Theta$	Trägheitsmoment [kg.m <sup>2</sup> ]
$\rho$	Luftdichte [kg/m <sup>3</sup> ]
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung der Antriebsachse [rad/s <sup>2</sup> ]

## 12. Literatur

- [1] Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO<sub>2</sub> emissions from light-duty vehicles
- [2] Hausberger S., Rexeis M., Kies, A., Schulte L-E.; Steven H., Verbeek R., et.al.: Reduction and Testing of Greenhouse Gas Emissions from Heavy Duty Vehicles - Lot 2; Development and testing of a certification procedure for CO<sub>2</sub> emissions and fuel consumption of HDV; Contract N° 070307/2009/548300/SER/C3; Final Report; 9 January 2012
- [3] Luz R., Rexeis M., Hausberger S., Schulte L, Hammer J., Steven H., Verbeek R., et.al: Development and validation of a methodology for monitoring and certification of greenhouse gas emissions from heavy duty vehicles through vehicle simulation, Final report; Service contract CLIMA.C.2/SER/2012/0004; Report No. I 07/14/Rex EM-I 2012/08 699 from 15.05.2014
- [4] Wallentowitz H., Längsdynamik von Kraftfahrzeugen, 13. Auflage, Schriftreihe Automobiltechnik, Aachen, 2007
- [5] Guzzella, Lino; Sciarretta, Antonio: Vehicle Propulsion Systems - Introduction to Modeling and Optimization, 3rd ed. 2013, ISBN 3540251952, 9783540251958
- [6] Mitschke, Manfred; Wallentowitz, Henning: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Edition 4, Springer DE, 2004, ISBN3540420118, 9783540420118
- [7] Stiegeler, M.: Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge, Dissertation, Universität Ulm, 2008
- [8] Rousseau, A.; Sharer, P.; Besnier, F.: Feasibility of Reusable Vehicle Modeling. In: Application to Hybrid Vehicles, Bd. 2004-01-1618, 2004
- [9] Hausberger S., Rexeis M., Zallinger M., Luz R.: Emission Factors from the Model PHEM for the HBEFA Version 3. Report Nr. I-20/2009 Haus-Em 33/08/679 from 07.12.2009
- [10] Luz R., Hausberger S., Rexeis M., et al.: Optimisation tool for Hybrid Electric Recuperation and Operation Strategies; Endbericht des Projektes „HERO“; finanziert im Rahmen der 2. Ausschreibung der Programmlinie a3plus des Forschungs- und Technologieprogramms iv2splus. Graz, 30.5.2011
- [11] Kriebenernegg G., Gaube E., Kraschl-Hirschmann K., Fellendorf M., Luz R., Hausberger S.: Eko ZARA - Emissionsminimierende koordinierte Zuflussregelungen an Autobahnrampen; Endbericht; finanziert im Rahmen der 3. Ausschreibung der Programmlinie I2V des Forschungs- und Technologieprogramms iv2splus, Graz, 2012
- [12] [http://de.wikipedia.org/wiki/Noise\\_Vibration\\_Harshness](http://de.wikipedia.org/wiki/Noise_Vibration_Harshness)
- [13] VDI-Richtlinie: VDI 2153, Hydrodynamische Leistungsübertragung; Begriffe, Bauformen, Wirkungsweise, 1994
- [14] Delaunay, Boris N.: Sur la sphère vide. In: Bulletin of Academy of Sciences of the USSR 7 (1934), Nr. 6, S. 793-800
- [15] UNECE Global technical regulation No. 4: Test procedure for compression-ignition (C.I.) engines and positive-ignition (P.I.) engines fuelled with natural gas (NG) or liquefied petroleum gas (LPG) with regard to the emission of pollutants (Adopted 15.11.2006)
- [16] <http://www.blackpawn.com/texts/pointinpoly/default.html>
- [17] White Book on CO<sub>2</sub> declaration procedure HDV (Lot 3), ACEA Workgroup-CO<sub>2</sub>HDV, 2014

- [18] Der Reifen - Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis, Société de Technologie Michelin, F-Clermont-Ferrand, ISBN 2-06-711658-4, Deutsche Erstauflage 2005
- [19] Development and validation of a methodology for monitoring and certification of greenhouse gas emissions from heavy duty vehicles through vehicle simulation, Service contract CLIMA.C.2/SER/2012/0004, Final Report - Technical Annex
- [20] Directive 2001/85/EC of the European Parliament and of the Council of 20 November 2001 relating to special provisions for vehicles used for the carriage of passengers comprising more than eight seats in addition to the driver's seat, and amending Directives 70/156/EEC and 97/27/EC
- [21] Regulation (EC) No 1222/2009 of the European Parliament and of the Council of 25 November 2009 on the labelling of tyres with respect to fuel efficiency and other essential parameters Text with EEA relevance
- [22] ISO 28580: Passenger car, truck and bus tyres - Methods of measuring rolling resistance - Single point test and correlation of measurement results
- [23] Constant Speed Evaluation Tool V1.0 Technical documentation, Report No. I 22/12/Rex EM I 10/12/679 from 6.12.2012, IVT, TUG
- [24] Commission Regulation (EU) No 582/2011 of 25 May 2011 implementing and amending Regulation (EC) No 595/2009 of the European Parliament and of the Council with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and amending Annexes I and III to Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council Text with EEA relevance
- [25] Regulation No 49 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) — Uniform provisions concerning the measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression-ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive-ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles
- [26] Fontaras G., Rexeis M., Hausberger S., Kies A., Hammer J., Schulte L., Anagnostopoulos K., Manfredi U., Carriero M., Dilara P.: Development of a CO<sub>2</sub> certification and monitoring methodology for Heavy Duty Vehicles – Proof of Concept report. JRC report 87799, ISBN 978-92-79-35146-4, doi: 10.2790/12582. European Union 2014
- [27] Luz R., Rexeis M., Hausberger S., Schulte L, Hammer J., Steven H., Verbeek R., et.al: Development and validation of a methodology for monitoring and certification of greenhouse gas emissions from heavy duty vehicles through vehicle simulation, Final report; Service contract CLIMA.C.2/SER/2012/0004; Report No. I 07/14/Rex EM-I 2012/08 699 from 15.05.2014
- [28] <https://www.avl.com/cruise>
- [29] <http://de.mathworks.com/products/simulink/>
- [30] UNECE - Transport, „Global technical regulation No. 4,“ United Nations Economic Commission for Europe, Geneva, 2007
- [31] Silberholz G., Six C., Neue alternative Methode für die Emissionszertifizierung von Verbrennungsmotoren in Hybrid-Nutzfahrzeugen, 36. Internationales Wiener Motorensymposium, 2015
- [32] K. Morita , K. Shimamura , S. Yamaguchi, K. Furumachi et al., „Development of a Fuel Economy and Exhaust Emissions Test Method with HILS for Heavy-Duty HEVs,“ SAE Int. J. Engines 1(1):873-887, 2009

## 13. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Übersicht des NFZ-CO <sub>2</sub> -Zertifizierungsverfahrens [2] .....	14
Abbildung 3-1: Beispielhafter Aufbau eines dynamischen Modells.....	17
Abbildung 3-2: Beispielhafter Aufbau eines quasi-stationären Modells.....	18
Abbildung 3-3: Fahrwiderstände am LKW; $F_{air}$ = Luftwiderstand, $F_{acc}$ = Beschleunigungswiderstand, $F_{wheel}$ = Radwiderstand, $F_{grad}$ = Steigungswiderstand, $F_g$ = Gewichtskraft, $F_z$ = Normalkraft zur Fahrbahn.....	21
Abbildung 3-4: Lastabhängigkeit der Rollwiderstandskraft für einen Nutzfahrzeug-Radialreifen [4].....	22
Abbildung 3-5: Luftwiderstand eines schräg angeströmten LKW mit Planenaufbau [4].....	25
Abbildung 3-6: Gewichtskraft am Fahrzeug auf unebener Fahrbahn [4].....	25
Abbildung 4-1: Target-Speed Zyklus "Long Haul" .....	29
Abbildung 4-2: Target-Speed Zyklus "Citybus Urban".....	29
Abbildung 4-3: Beispiel für geschwindigkeitsabhängige Grenzkurven für Beschleunigung und Verzögerung .....	31
Abbildung 4-4: Overspeed - Oben: Target ( $v_{targ}$ ) und aktuelle ( $v_{act}$ ) Geschwindigkeit sowie Steigung (grad). Unten: Motor ( $P_e$ )-, Schlepp ( $P_{e\_drag}$ )- und Bremsleistung ( $P_{brake}$ ) .....	32
Abbildung 4-5: Eco-Roll - Oben: Geschwindigkeit und Steigung. Unten: Motor-, Schlepp- und Bremsleistung.....	33
Abbildung 4-6: Verschiedene Varianten der Verzögerung [17] .....	33
Abbildung 4-7: Anteil der Nebenverbraucher an der Gesamt-Motorarbeit [17].....	34
Abbildung 5-1: VECTO Hauptrechenmodule.....	37
Abbildung 5-2: Target-Speed (Eingabe) und berechneter Geschwindigkeitsverlauf.....	38
Abbildung 5-3: Fahrzyklus Preprocessing (M1).....	39
Abbildung 5-4: Modul M1.1: Umrechnung in zeitbasierten 1Hz Zyklus .....	39
Abbildung 5-5: Geschwindigkeitsverlauf eines Target Speed Zyklus (Regional Delivery).....	40
Abbildung 5-6: Target-Speed Zyklus und Verlauf nach Verzögerunglimitierung .....	41
Abbildung 5-7: Bildung neuer Stützstellen zur Berechnung der Fahrzeugbeschleunigung .....	42
Abbildung 5-8: Fahrermodell Preprocessing (M2) .....	43
Abbildung 5-9: Overspeed / Eco-Roll Berechnung (M2.1) .....	44
Abbildung 5-10: Eco-Roll Beispiel.....	45
Abbildung 5-11: Overspeed Beispiel .....	46
Abbildung 5-12: Programmstruktur von Look-Ahead Coasting (M2.2) .....	46
Abbildung 5-13: Schub- und Bremsphasen nach der Look-Ahead Coasting Funktion (M2.2) .....	47
Abbildung 5-14: Target-Speed Zyklus und berechneter Verlauf nach M2 mit Eco-Roll und Look-Ahead Coasting.....	48
Abbildung 5-15: Programmstruktur der Leistungsberechnung (M3).....	48
Abbildung 5-16: Geschwindigkeitsabhängige Beschleunigunglimitierung (für durchschn. LKW).....	49

Abbildung 5-17: Winkel und Betrag des auf das Fahrzeug wirkenden Winds [17] .....	50
Abbildung 5-18: Geschwindigkeitsabhängige Seitenwindkorrektur .....	51
Abbildung 5-19: Schaltkennlinien als Basis des Schaltmodells .....	51
Abbildung 5-20: Modellierung der Drehzahl beim Anfahrvorgang mit mechanischer Kupplung ( $n_{idle}=600$ [min <sup>-1</sup> ]) .....	53
Abbildung 5-21: Drehmomentwandler-Charakteristik eines Trilok-Wandlers.....	54
Abbildung 5-22: Gangwechsel innerhalb der Schaltkurven möglich wenn Drehmomentreserve gegeben .....	56
Abbildung 5-23: Beispiel Startgang-Berechnung bei verschiedenen Steigungen .....	57
Abbildung 5-24: Die einzelnen Leistungsanteile im Antriebsstrang.....	58
Abbildung 5-25: Generischer Modellansatz für Nebenverbraucher .....	60
Abbildung 5-26: Volllast- und Schleppkurve .....	61
Abbildung 5-27: Beispiel PE1-Zeitkonstante zur Berechnung der transienten Volllast .....	62
Abbildung 5-28: Vergleich Messung und Berechnung von Lastsprüngen bei konstanter Drehzahl (15% auf 100%) .....	62
Abbildung 5-29: Geschwindigkeitsverlauf mit (unten) und ohne (oben) Distanzkorrektur.....	64
Abbildung 5-30: Volllast-Beschleunigung .....	65
Abbildung 5-31: Beispiel Beschleunigungsvorgang mit und ohne 1[s] Zugkraftunterbrechung (ZKU).....	66
Abbildung 5-32: Modul M3: Kraftstoffberechnung.....	67
Abbildung 5-33: Kraftstoffverbrauchskennfeld.....	67
Abbildung 5-34: Delaunay-Triangulation eine Verbrauchskennfelds.....	68
Abbildung 5-35: Baryzentrische Koordinaten zur Überprüfung ob ein Punkt innerhalb eines Dreiecks liegt .....	69
Abbildung 5-36: Beispiel einer linearen Pe/FC Regression zur Verbrauchskorrektur bei Start/Stop Fahrzeugen .....	71
Abbildung 6-1: Rollwiderstands-Prüfstandsanlage: Prüftrommel und Messfelge mit Versuchsreifen [18] .....	73
Abbildung 6-2: EU-Reifenlabel [21] .....	74
Abbildung 6-3: Beispiel einer linearen Regressionsanalyse zur Ermittlung des Luftwiderstands [23] .....	75
Abbildung 6-4: Schematische Darstellung der Definition des Norm-Anhängers "S1" .....	76
Abbildung 6-5: Schematische Darstellung eines Kennfelds und der Testsequenz [19] .....	77
Abbildung 6-6: Ermittlung und Anwendung des WHTC-Korrekturfaktors [2].....	77
Abbildung 6-7: Messaufbau zur Bestimmung der Getriebeverluste [19] .....	78
Abbildung 7-1: Validierungs-Teststrecke [26] .....	81
Abbildung 7-2: Vergleich Kraftstoffverbrauch Messung und VECTO Simulation für den DAF CF75. Fehlerbalken entsprechen +/- Standardabweichung [26].....	83
Abbildung 8-1: VECTO Ergebnis für "4x2 Sattelzug, 40t zGM" (Übersicht) .....	86
Abbildung 8-2: VECTO Ergebnis für "4x2 Sattelzug, 40t zGM" (Long Haul) .....	86



---

Abbildung 8-3: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 3% Luftwiderstandsbeiwert (12t Solo-LKW).....	88
Abbildung 8-4: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 3% Luftwiderstandsbeiwert (40t Sattelzug) .....	88
Abbildung 8-5: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 3% Luftwiderstandsbeiwert (Reisebus) .....	89
Abbildung 8-6: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [kg/t] Rollwiderstandsbeiwert (12t Solo-LKW)	89
Abbildung 8-7: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [kg/t] Rollwiderstandsbeiwert (40t Sattelzug)	90
Abbildung 8-8: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [kg/t] Rollwiderstandsbeiwert (Reisebus) .....	90
Abbildung 8-9: Kennfeld-Variation Szenario b) "Messequipment Toleranzen" (40t Sattelzug) .....	91
Abbildung 8-10: Kennfeld-Variation Szenario b) "Messequipment Toleranzen" (Reisebus) .....	91
Abbildung 8-11: Vergleich Szenario a) "ECE R49" und b) "Equipment Standards" (40t Sattelzug) .....	92
Abbildung 8-12: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [Nm] Getriebe/Differential Verlustmoment (12t Solo-LKW).....	92
Abbildung 8-13: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [Nm] Getriebe/Differential Verlustmoment (40t Sattelzug) .....	92
Abbildung 8-14: Änderung Kraftstoffverbrauch bei +/- 0.3 [Nm] Getriebe/Differential Verlustmoment (Reisebus) .....	93



---

## 14. Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Vergleich der Varianten [2] .....	14
Tabelle 4-1: LKW Fahrzeug-Klassifizierung und Zykluszuweisung. R...Solo-Lkw; R+T...Solo-Lkw mit Anhänger; T+S... Sattelzug [2] .....	30
Tabelle 4-2: Übersicht der für die CO <sub>2</sub> -Typprüfung vorgesehenen Komponentenmessungen bei LKW [19] .....	36
Tabelle 6-1: Kraftstoffeffizienzklassen für Nutzfahrzeugreifen [21] .....	74
Tabelle 7-1: Zur Validierung getestete Fahrzeuge [26] .....	81
Tabelle 7-2: Berechnete Varianten [26] .....	82
Tabelle 7-3: Herkunft der Eingangsdaten für die Berechnungen [26] .....	83
Tabelle 7-4: Abweichung zwischen gemessenem und berechneten Kraftstoffverbrauch (DAF) [26] .....	83
Tabelle 7-5: Vergleich Messung und Simulation (Actros) [26] .....	84
Tabelle 8-1: Referenzfahrzeuge der Sensitivitätsanalyse .....	85
Tabelle 8-2: Für die Sensitivitätsanalyse verwendete Mission Profiles .....	85