

Technische Universität München

Fakultät für Maschinenwesen

Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Kundenspezifische Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei schweren Nutzfahrzeugen

Dipl.-Ing. Univ. Alexander Süßmann

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Prof. Dr. Markus Zimmermann

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp

2. Prof. Dr. Ludger Frerichs

Die Dissertation wurde am 28.07.2020 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 16.12.2020 angenommen.

“To understand the man, you must first walk a mile in his moccasins.”

North American Indian Proverb

Danksagung

Die vorliegende Dissertation basiert auf meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München in den Jahren 2010 bis 2015 sowie als selbstständiger, unabhängiger Berater für Nutzfahrzeugtechnik.

Ich bedanke mich bei der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) für die Finanzierung von weiten Teilen meines Forschungsprojektes.

Ebenso bedanke ich mich bei den Firmen Elflein Transport & Logistik GmbH, Kögel Trailer GmbH und MAN Truck & Bus AG für Unterstützung des Forschungsvorhabens durch die Bereitstellung von Fahrzeugen.

Ferner bedanke ich mich herzlich bei meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp für die Betreuung meiner Arbeit. Er schaffte am Lehrstuhl eine Atmosphäre, in der individuelle Lösungsansätze durch Freiraum und offene, fachliche Diskussionen entstehen können.

Mein Dank gilt auch Herrn Prof. Dr. Ludger Frerichs für die Zweitprüfung meiner Arbeit und Prof. Dr. Markus Zimmermann für den Prüfungsvorsitz.

Ich bedanke mich ebenso bei meinen ehemaligen Kollegen am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik für den fachlichen Austausch sowie für kritischen Anregungen und bei meinen betreuten Studenten, die mit ihren Arbeiten und ihrem persönlichen Einsatz meine Forschung unterstützen.

Mein Dank gilt ebenfalls den Redakteuren der VerkehrsRundschau Gerhard Grünig und Jan Burgdorf für die fachlichen Diskussionen, die Öffnung des VerkehrsRundschau-Tests für die Forschung und die Begleitung von Kraftstoffverbrauchsmessungen. Nicht zuletzt bedanke ich mich auch bei Herrn Alexander Zighal für die Vermessung kilometerlanger Teststrecken.

Abschließend gilt mein ganz besonderer Dank noch meiner Familie und meinen Freunden, die mich stets in meinem Promotionsvorhaben bestärkten.

Aystetten, Mai 2020

Alexander Süßmann

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	V
Formelzeichen.....	VII
1 Einleitung und Problemstellung	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Transportsystem Sattelkraftfahrzeug.....	5
2.2 Messgrößen der Transporteffizienz.....	6
2.3 Fahrzeugtechnische Grundlagen	7
2.3.1 Antriebsstrang.....	7
2.3.2 Fahrwiderstände	11
2.4 Fahrzyklen.....	17
2.4.1 Fahrzyklen für schwere Nutzfahrzeuge	17
2.4.2 Erstellung von Fahrzyklen für schwere Nutzfahrzeuge.....	19
2.5 Grenzpotentiale und kundenspezifische Einflüsse.....	23
2.6 Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs.....	26
2.7 Quantifizierung von Kraftstoffverbrauch und Einsparpotentialen	27
2.7.1 Kraftstoffverbrauchsmessung am Fahrzeug.....	28
2.7.2 Antriebsstrang- und Rollenprüfstände	30
2.7.3 Berechnung des Kraftstoffverbrauchs.....	30
2.8 Messung der Fahrwiderstände.....	32
2.8.1 Rollwiderstand	33
2.8.2 Luftwiderstand	34
2.8.3 Kombinierte Messung von Roll- und Luftwiderstand.....	35
2.9 Diskussion des Standes der Technik.....	36
3 Aufgabenstellung und Struktur der Dissertation	41
4 Maßnahmenermittlung.....	45
4.1 Maßnahmenrecherche	45
4.1.1 Heckeinzugsklappen.....	46
4.1.2 Diffusoren am Sattelanhängergeheck.....	49

4.1.3	Seitenverkleidung am Sattelanhängen	49
4.1.4	Kombinierte aerodynamische Maßnahmen am Sattelanhängen	52
4.1.5	Rollwiderstandsoptimierte Reifen	54
4.1.6	Leichtbausattelanhängen	55
4.2	Fahrwiderstandsmessungen	56
4.2.1	Beschreibung des Messverfahrens	58
4.2.2	Ergebnisse und Diskussion	60
5	Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen	65
5.1	Konzeption und Datenerhebung	65
5.2	Ermittlung von Steigungsprofilen	66
5.2.2	Ableitung des Steigungsprofils	68
5.2.3	Bewertung der gemessenen Steigungsprofile	70
5.3	Ermittlung der Zielgeschwindigkeiten	72
5.3.1	Untermotorisierung	73
5.3.2	Aktiver Tempomat	75
5.3.3	Bewertung geschätzter Zielgeschwindigkeiten	76
5.4	Ermittlung der Fahrzeugmasse	77
5.6	Vergleich mit Vorgehensmodell nach Kattenberg	81
5.7	Überführung des VR-Tests in einen Fahrzyklus	83
6	Berechnung kundenspezifischer Einsparpotentiale	87
6.1	Aufbau und Parametrierung	87
6.2	Validierung der Verbrauchsberechnung	91
6.2.1	Vergleich mit Herstellerverbrauchssimulation	92
6.2.2	Vergleich mit Testfahrzeug im VR-Test	93
6.2.3	Vergleich mit erhobener Datenbasis	94
6.3	Ergebnisse	96
6.3.1	Grenzpoteentiale in unterschiedlichen Fahrzyklen	96
6.3.2	Einsparpotentiale betrachteter Maßnahmen	99
7	Wirtschaftlichkeitsanalyse	101
8	Validierung der Einsparpotentiale	105
9	Diskussion und Ausblick	107
10	Zusammenfassung	113
	Abbildungsverzeichnis	i
	Tabellenverzeichnis	v

Literaturverzeichnis.....	vii
Vorveröffentlichungsliste	xvii
Anhang	xxi

Abkürzungsverzeichnis

CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
EG	Europäische Gemeinschaft
EU	Europäische Union
FMS	Flotten-Management-Schnittstelle
FTM	Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik
GPS	Global Positioning System
HEK	Heckeinzugsklappen
ICAO	International Civil Aviation Organization
ISA	International Standard Atmosphere, Normatmosphäre
ISO	Internationale Organisation für Normung
LSA	Leichtbausattelanhänger
Lkw	Lastkraftwagen
SDR	System Drag Reduction - Diffusor
SF	Speditionsfahrzeug
SV	Seitenverkleidung
TUM	Technische Universität München
TF	Testfahrzeug
VECTO	Vehicle Energy Consumption Calculation Tool
VR	VerkehrsRundschau
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure
WHTC	World Harmonized Transient Cycle

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
α	°	Winkel der Windrichtung relativ zur Fahrzeuglängsachse
β	°	Anströmwinkel
γ	°	Winkel der Fahrbahnsteigung in Fahrzeuglängsachse
η_{eng}	-	mittlerer Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors
η_{fnal}	-	mittlerer Wirkungsgrad des Hinterachsgetriebes
η_{gear}	-	mittlere Wirkungsgrad des Schaltgetriebes je Gang
η_{trans}	-	mittlerer Wirkungsgrad von Schaltgetriebe und Hinterachse
λ	-	von der Gangübersetzung abhängiger Drehmassenzuschlagsfaktor
$\rho_{air,ref}$	-	Dichte der Luft der Atmosphäre bei Referenzbedingungen
Θ_{red}	kg m ²	auf die Antriebsachse bezogenes Ersatzträgheitsmoment
φ	-	reifenspezifische Konstante für die Korrektur der Radlast
ϕ	-	reifenspezifische Konstante für die Korrektur der Fülldrucks
a	m/s ²	Fahrzeuglängsbeschleunigung
A_{cr}	m ²	Stirnfläche des Fahrzeugs
c_r	-	Rollwiderstandskoeffizient
$c_{r,ISO}$	-	am Trommelprüfstand gemessener Rollwiderstandskoeffizient nach ISO 28580
c_d	-	über Schräganströmung gemittelter Luftwiderstandsbeiwert
$c_{d(0)}$	-	Luftwiderstandsbeiwert bei frontaler Fahrzeuganströmung
E_{aux}	J	Nebenverbraucherenergie
$E_{trac,drive}$	J	Antriebsenergie
$E_{trac,brake}$	J	Bremsenergie
$F_{0,norm}$	N	normierter Faktor für den Rollwiderstandsanteil
F_0	N	Faktor für den Rollwiderstandsanteil

Formelzeichen

F_2	Ns^{-2}m^2	Faktor für den Luftwiderstandsanteil
$F_{2,norm}$	Ns^{-2}m^2	normierter Faktor für den Luftwiderstandsanteil
F_{acc}	N	Beschleunigungswiderstand
F_{air}	N	Luftwiderstand
$F_{air(0)}$	N	Luftwiderstand bei frontaler Fahrzeuganströmung
$f_{cd}(v_{veh})$	-	von der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängiger Seitenwindkorrekturfaktor
F_{grd}	N	Steigungswiderstand
F_{res}	N	Gesamtfahrwiderstand
F_{roll}	N	Rollwiderstand
$F_{roll,ISO}$	N	am Trommelprüfstand gemessene Rollwiderstandskraft am einzelnen Rad nach ISO 28580
F_{trac}	N	Antriebskraft an den Antriebsrädern
F_Z	N	Radaufstandskraft
$F_{Z,ISO}$	N	Radaufstandskraft am Trommelprüfstand nach ISO 28580
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
Δh	m	Höhendifferenz je Intervall
H_i	J/l	Heizwert des Kraftstoffs
k	-	Koeffizient für den Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Rollwiderstand
K_{roll}	-	Normierter Faktor für den Rollwiderstandsanteil
K_{air}	-	Normierter Faktor für den Luftwiderstandsanteil
h_{ISA}	m	Höhe als Funktion des Luftdruckes der Atmosphäre nach ISA
m_{load}	kg	Nutzlast
M_{mot_CAN}	Nm	vom Fahrzeug ausgegebenes Motordrehmoment
m_{rot}	kg	Massenzuschlag für rotierende Komponenten
m_{veh}	kg	Fahrzeugleermasse
n_{mot_CAN}	Nm	vom Fahrzeug ausgegebene Motordrehzahl
$p_{0,ISA}$	hPa	Standardluftdruck der Atmosphäre auf Normalnull nach ISA
p_{air}	hPa	Luftdruck der Atmosphäre
$p_{air,0}$	hPa	Referenzluftdruck der Atmosphäre
P_{acc}	W	Beschleunigungsleistung
P_{air}	W	Luftwiderstandsleistung

P_{aux}	W	mittlere Nebenverbraucherleistung
P_{grd}	W	Steigungswiderstandsleistung
P_{rol}	W	Rollwiderstandsleistung
p_{tire}	bar	Fülldruck des Reifens in Kaltzustand
$p_{tire,ISO}$	bar	Normfülldruck des Reifens in Kaltzustand nach ISO 28580
P_{trac}	W	Traktionsleistung
q	-	Steigung der Fahrbahn
q_{mess}	-	gemessene Steigung der Fahrbahn
q_{ref}	-	Referenzsteigung der Fahrbahn
R_d	J/(kg K)	spezifische Gaskonstante
$R_{S,ISA}$	J/(kg K)	individuelle Gaskonstante trockener Luft nach ISA
r_{dyn}	m	dynamischer Radius der Antriebsräder
Δs	m	gefahrte Strecke je Intervall
SFQ	-	Summe der Fehlerquadrate
T'_{ISA}	K	Standardtemperaturgradient über die Höhe nach ISA
$T_{0,ISA}$	K	Standardtemperatur auf Normalnull nach ISA
T_{air}	K	Temperatur der Atmosphäre
v	m/s ²	Fahrzeug- bzw. frontale Windanströmgeschwindigkeit
V	l	(absoluter) Kraftstoffverbrauch
\tilde{V}	l/100 km	Kraftstoffverbrauch
v_{air}	m/s ²	Luftanströmgeschwindigkeit
$\tilde{V}_{RF,0}$	l/100 km	Kraftstoffverbrauch des Referenzfahrzeugs bei Basisfahrt
$\tilde{V}_{RF,n}$	l/100 km	(Kraftstoffverbrauch des Referenzfahrzeugs bei Fahrt n
$\tilde{V}_{TF,0}$	l/100 km	Kraftstoffverbrauch des Testfahrzeugs bei Basisfahrt
$\tilde{V}_{TF,n}$	l/100 km	Kraftstoffverbrauch des Testfahrzeugs bei Fahrt n
$\tilde{V}_{TF,n,korr}$	l/100 km	korrigierter Kraftstoffverbrauch des Referenzfahrzeugs bei Fahrt n
v_{veh}	m/s ²	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{wind}	m/s ²	Windgeschwindigkeit
x	m	Distanz

1 Einleitung und Problemstellung

Die Nutzfahrzeugindustrie im Allgemeinen und der Straßengüterverkehr im Besonderen sind stark kostengetrieben, weil Wettbewerber auf dem Markt sich nur schwer durch zusätzliche Angebote differenzieren können. Die Kostenstruktur offenbart speziell im Fernverkehr einen hohen Kraftstoffkostenanteil von rund einem Viertel der Vollkosten (Abbildung 1.1). Der Kraftstoffverbrauch der eingesetzten Fahrzeugflotten ist somit von zentraler Bedeutung für die Wettbewerbsfähigkeit und Rentabilität der Transportdienstleister. Ein Trend, der diesen jedoch zukünftig eine Differenzierungsmöglichkeit bieten könnte, ist die sogenannte „Grüne Logistik“. Diese leitet sich aus dem allgemein wachsenden Kundendruck auf beinahe alle Branchen ab, umweltfreundliche Produkte und Dienstleistungen anzubieten [1, S. 9]. Für Transportdienstleistungen bilden hierbei die CO₂-Emissionen eine wichtige Leistungskennzahl. Dies verschärft den Druck, die Transporteffizienz weiter zu erhöhen, weil der Kraftstoffverbrauch der eingesetzten Fahrzeuge unmittelbar in diese Kennzahl mit einfließt.

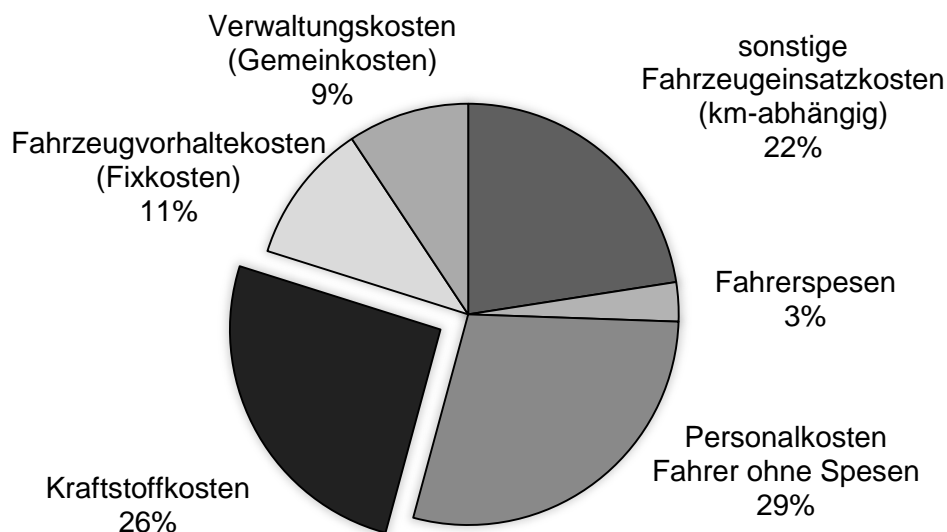


Abbildung 1.1: Vollkostenstruktur im Straßengüterfernverkehr [2]

Den Flottenbetreibern ist eine Vielzahl an technischen Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bekannt. Eine wesentliche Marktbarriere für die Umsetzung dieser Maßnahmen bildet jedoch eine gewisse Investitionsunsicherheit. Die Potentialangaben zu technischen Maßnahmen variieren zum Teil stark. Insbesondere herrscht beim Potential individueller Maßnahmen an Zugmaschinen und Sattelanhängern ein Informationsmangel. Teilweise zweifeln Transportdienstleister an der Rentabilität angebotener Maßnahmen und Maßnahmenpakete. Zudem werden in der Regel von Anhängerherstellern keine Maßnahmen angeboten. [3, S. 63-64]

Transparenz bezüglich der Wirksamkeit technischer Maßnahmen kann somit als Treiber für deren vermehrte Umsetzung angesehen werden. So sähen rund ein Viertel der Flottenbetreiber einen Kaufanreiz für derartige Maßnahmen darin, dass sie deren Kraftstoff- bzw. Kosteneinsparungen über die gesamte Lebensdauer vor der Anschaffung vorhersagen könnten [1, S. 12].

Im Rahmen der CO₂-Gesetzgebung für schwere Nutzfahrzeuge, die zum 1. Januar 2019 in Kraft trat, wurde ein Standardverfahren zur Quantifizierung des Kraftstoffverbrauchs entwickelt [4, S. 2]. Dieses beschränkt sich jedoch bisher nur auf schwere Solo-Lkw und ziehende Einheiten wie Sattelzugmaschinen, die zur Bewertung mit normierten Sattelanhängern kombiniert werden [5, S. 101-102]. Zahlreiche Maßnahmen, die an gezogenen Einheiten wie Sattelanhängern zum Einsatz kommen, fließen noch nicht in die Bewertung ein [5, S. 118-119]. Für die betrachteten Fahrzeugklassen wurde für Neufahrzeuge im ersten Schritt ab dem Jahr 2025 ein CO₂-Reduktionsziel von 15 % formuliert. Als Bezugswerte gelten die CO₂-Emissionen dieser Fahrzeuge im Zeitraum von 1. Juni 2019 bis 30. Juni 2020. [6, S. 8-10].

Standardverfahren wie jenes der CO₂-Gesetzgebung bieten im Allgemeinen einen Vergleich der Wirksamkeit unterschiedlicher Maßnahmen und Maßnahmenpakete vor dem Hintergrund einer einheitlichen Bewertung. Ob sich die so quantifizierten „Katalogeinsparungen“ jedoch auch auf einsatzindividuellen Speditionsalltag von Transportdienstleistern direkt übertragen lassen, ist zu hinterfragen. Einen Hinweis darauf lässt sich aus nicht fahrzeugeitigen Einflüssen auf den Kraftstoffverbrauch ableiten (Abbildung 1.2). Dieser variiert beispielweise im Fernverkehr um 20 % durch den Verkehr, 10 % durch die Geschwindigkeit, 25 % durch das Fahrverhalten, 30 % durch die Straßentopographie und 10 % durch das Wetter [7, S. 10]. So ist anzunehmen, dass nicht nur Kraftstoffverbräuche diesen Einflüssen geschuldet variieren, sondern auch Einsparpotentiale durch technische Maßnahmen. Kundenspezifische Bewertungen von Einsparpotentialen vor dem Hintergrund des individuellen Fahrzeugeinsatzes versprechen daher gegenüber Standardverfahren der bessere Ansatz zu sein, um Transportdienstleistern informierte Investitionsentscheidungen zu ermöglichen.

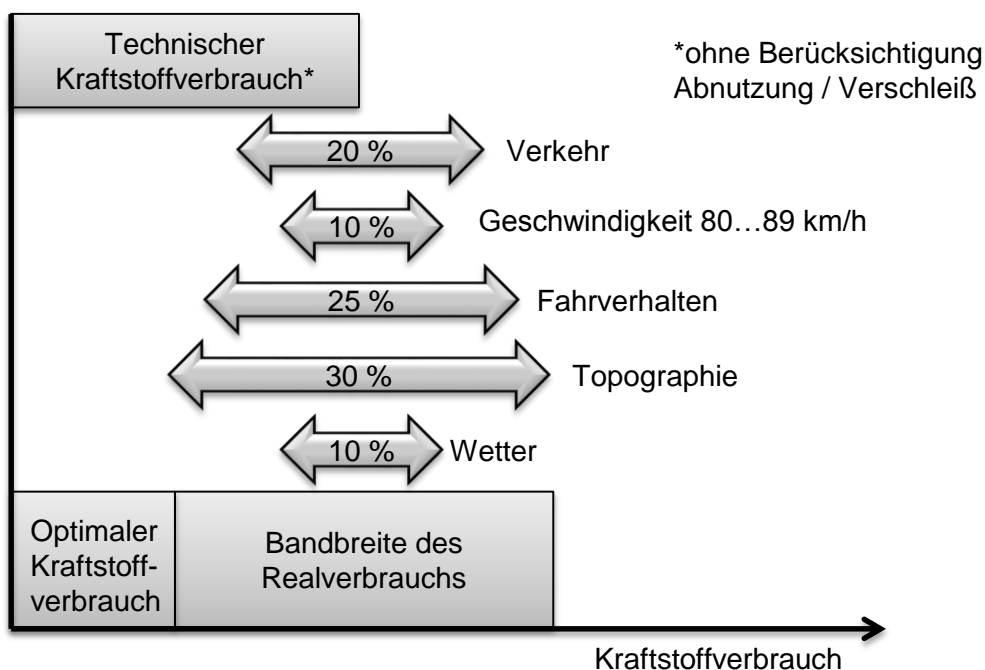


Abbildung 1.2: Einflüsse auf den Kraftstoffverbrauch im Güterfernverkehr, Eigene Abbildung nach Zürn [7, S. 10]

Der Frage, wie kundenspezifische Einsparpotentiale bei Flottenbetreibern quantifiziert werden können, wird sich in der folgenden Analyse des Standes der Technik genähert. Dies soll aufgrund der hohen Variantenvielfalt im Bereich der schweren Nutzfahrzeuge am Beispiel Sattelkraftfahrzeug im Fernverkehr erfolgen. Das Beispiel wurde gewählt, weil der Fernverkehr mit 57 % auf europäischer Ebene den größten Anteil der CO₂-Emissionen des Straßengüterverkehrs bildet [8, S. 175] und Sattelkraftfahrzeuge mit dreiachsigen Auflieger mit 25 % wiederum den größten Anteil am Schwerlastverkehr in Deutschland darstellen [9, S. 19-21].

2 Stand der Technik

Im Folgenden wird der Stand der Wissenschaft und Technik zu Maßnahmen zur CO₂-Reduktion bei Sattelkraftfahrzeugen und der Quantifizierung ihrer Einsparpotentiale recherchiert.

2.1 Transportsystem Sattelkraftfahrzeug

Das in der Einleitung genannte Transportsystem Sattelkraftfahrzeug mit dreiachsigem Auflieger, das im Rahmen dieser Dissertation im Fokus steht, wird bezüglich Maße und Gewichte auf EU-Ebene durch die Richtlinie 96/53/EG [10] determiniert. Diese Richtlinie wurde in Deutschland in nationalem Recht in § 32 und § 34 StVZO [11] umgesetzt.

Das maximal zulässige Gesamtgewicht von Sattelkraftfahrzeugen mit dreiachsigem Auflieger beträgt in der Regel 40 t. Eine typische Fahrzeugleermasse von ca. 14,0 t setzt sich hierbei aus der Leermasse der Sattelzugmaschine von ca. 7,8 t und des Sattelanhängers von ca. 6,2 t bei einer Ausführung mit Seitenplane zusammen. Demnach sind Nutzlasten von ca. 26,0 t möglich.

Die maximale Gesamtlänge eines Sattelkraftfahrzeugs ist mit 16,5 m angegeben. Die maximale Länge des Sattelanhängers ab Königszapfen beträgt 12,0 m. Aus dem zulässigen vorderen Durchschwenkradius des Sattelanhängers lässt sich eine Gesamtlänge von Sattelanhängern von 13,6 m ableiten. Auflieger mit einer Laderaumhöhe von ca. 2,7 m ermöglichen somit ein Nutzvolumen von ca. 90 m³. Diese werden im Folgenden als Standard-Sattelanhänger bezeichnet. Auflieger mit einer Laderaumhöhe von knapp 3,0 m, wie sie beispielsweise in der Automobillogistik zum Einsatz kommen, ermöglichen ein Nutzvolumen von ca. 100 m³ und werden im Folgenden als Volumen-Sattelanhänger bezeichnet.

Beim Einsatz von Sattelkraftfahrzeugen im Fernverkehr sind Jahresfahrleistungen von 110.000 km bis 135.000 km üblich. Diese beziehen sich in der Regel auf die Sattelzugmaschinen. Die Jahresfahrleistungen von Sattelanhängern sind teilweise geringer, weil es mehr zugelassene Sattelanhänger als Sattelzugmaschinen gibt. Sattelanhänger werden beispielsweise als mobile Lager in der Just-in-Time-Logistik verwendet. Diesem Umstand gilt es wiederum kundenspezifisch Rechnung zu tragen.

Der durchschnittliche Kraftstoffverbrauch von Sattelkraftfahrzeugen kann mit 30 l/100 km bis 35 l/100 km angenommen werden.

Typische Kennzahlen von Sattelkraftfahrzeugen in Fernverkehr sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst und werden im Rahmen dieser Dissertation als Bezugsgrößen herangezogen.

Tabelle 2.1: Kennzahlen von im Straßengüterfernverkehr eingesetzten Sattelkraftfahrzeugen

Kennzahl	Werte
Jahresfahrleistung Sattelzugmaschine	110.000 – 135.000 km [8, S. 170, 12, S. 72, 13, S. 61]
Typische Motorleistungen	300 – 400 kW
Durchschnittlicher Kraftstoffverbrauch	30 – 35 l/100 km [14, S. 4-8]
Zulässige Gesamtmasse	40,0 t, bzw. 44,0 t im intermodalen Verkehr
Leermasse Sattelzugmaschine	ca. 7,8 t
Leermasse Sattelanhänger	ca 6,2 t
Maximale Nutzlast	ca. 26,0 t
Maximales Nutzvolumen	ca. 90 m ³ (Standard-Sattelanhänger)
	ca. 100 m ³ (Volumen-Sattelanhänger)

2.2 Messgrößen der Transporteffizienz

Die Effizienz eines Transportsystems wird durch den Energieeinsatz beschrieben, der nötig ist, um Güter über eine bestimmte Strecke zu befördern.

Im Straßengüterverkehr werden daher der Kraftstoffverbrauch oder die daraus resultierenden CO₂-Emissionen je Strecke in Bezug gesetzt zu einer Quantifizierung der transportierten Güter. Diese Quantifizierung kann sich an einer Nutzlast oder einem Nutzvolumen ausrichten.

In der Entwicklungsphase der CO₂-Zertifizierung wurden unterschiedliche Messgrößen diskutiert, um die Transporteffizienz vielfältiger Nutzfahrzeuge zu bemessen. Diese beziehen die CO₂-Emissionen pro Strecke auf eine maximale Nutzlast, auf eine mittlere Nutzlast bzw. auf ein maximales Nutzvolumen bei gegebener Ladungsdichte. [8, S. 35]. Letztendlich setzte sich die nicht güterbezogene Messgröße gCO₂/km durch. [5, S. 69]

Die CO₂-Emissionen stehen bei Dieselverbrennungsmotoren in direktem Zusammenhang mit dem Kraftstoffverbrauch. Ein Liter Dieseldieselkraftstoff ergibt in seiner Verbrennung 2,67 kg CO₂ (Tank-to-Wheel Emission). Mit Berücksichtigung der Emissionen die zur Erzeugung des Dieseldieselkraftstoffs nötig sind, wird ein Liter Dieseldieselkraftstoff mit 3,24 kg CO₂ umgerechnet (Well-to-Wheel Emission). [15, S. 12]

Angaben von Verbrauchseinsparungen erfolgen in der Praxis auch in der Einheit l/100 km oder gCO₂/km. Diese Einheit kann problemlos verwendet werden, wenn durch betrachteten Maßnahme Nutzvolumen und Nutzlast unberührt bleiben oder sich nur marginal ändern. In vereinzelt Literaturangaben und insbesondere im Bereich des Produktmarketing finden sich auch Verbrauchseinsparpotentiale in Prozent relativ zu einem Referenzverbrauch. Einige Literaturstellen bleiben die jeweiligen Referenzverbräuche jedoch schuldig.

Im Rahmen dieser Dissertation wird auf die bei Flottenbetreibern geläufige Messgröße des streckenbezogenen, durchschnittlichen Kraftstoffverbrauchs \tilde{V} in l/100 km angewandt, um Einsparpotentiale zu quantifizieren.

2.3 Fahrzeugtechnische Grundlagen

Dieses Kapitel befasst sich mit den fahrzeugtechnischen Grundlagen von Sattelkraftfahrzeugen sowie der modellhaften Abbildung relevanter Komponenten im Hinblick auf Kraftstoffverbrauch.

2.3.1 Antriebsstrang

Sattelzugmaschinen verfügen über klassische Antriebsstränge mit Dieselmotor, mehrstufigem Getriebe und angetriebener Hinterachse (Abbildung 2.1). Die Effizienz dieser Antriebsstränge wird durch die jeweiligen Wirkungsgrade der dargestellten Komponenten bestimmt. Abbildung 2.2 zeigt die Gesamtenergiebilanz eines Sattelkraftfahrzeugs im Fernverkehr mit 40 t Gesamtgewicht, das die Route Stuttgart – Hamburg – Stuttgart befährt. Ausgangspunkt dieser Energiebilanz (100 %) bildet die im Dieselmotorkraftstoff gebundene Heizenergie (entsprechend Heizwert). Die Energiebilanz gibt den mittleren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors mit 44,2 % wieder (Abbildung 2.1 - η_2). In diesem Wert sind die Nebenverbraucher des Motors Kraftstoff-, Öl- und Wasserpumpe enthalten. Weitere Nebenverbraucher wie Lüfter, Lichtmaschine, Klimakompressor, Druckluftkompressor und Lenkhilfpumpe werden üblicherweise außerhalb des Verbrennungsmotors bilanziert [16, S. 13, 17, S. 31-32]. Die mittleren Wirkungsgrade von Getriebe (Abbildung 2.1 - η_3) und Hinterachse (Abbildung 2.1 - η_4) lassen sich aus Abbildung 2.2 nicht ableiten, weil sowohl positive als auch negative Traktionsenergien in die angegebenen Verlustenergien einfließen.

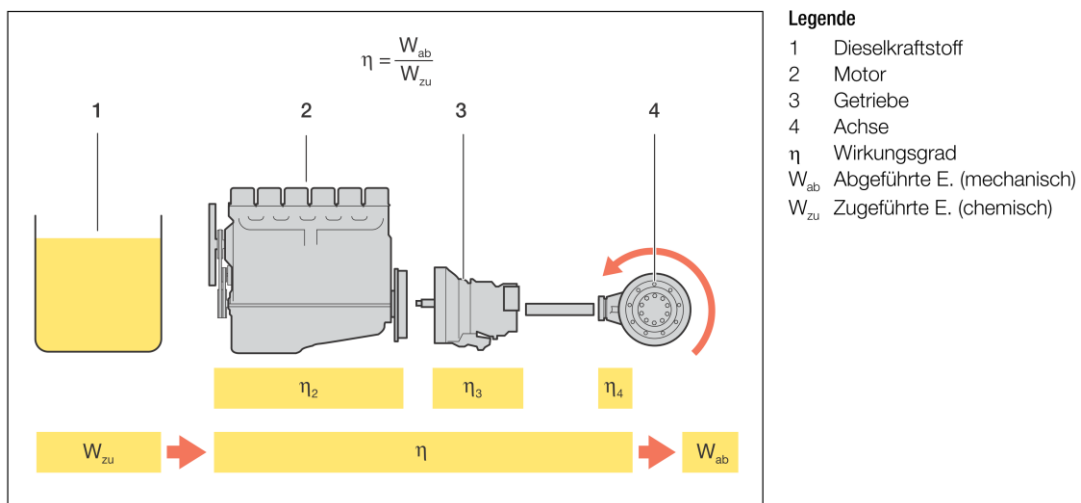


Abbildung 2.1: Komponenten des Antriebsstranges [18, S. 15]

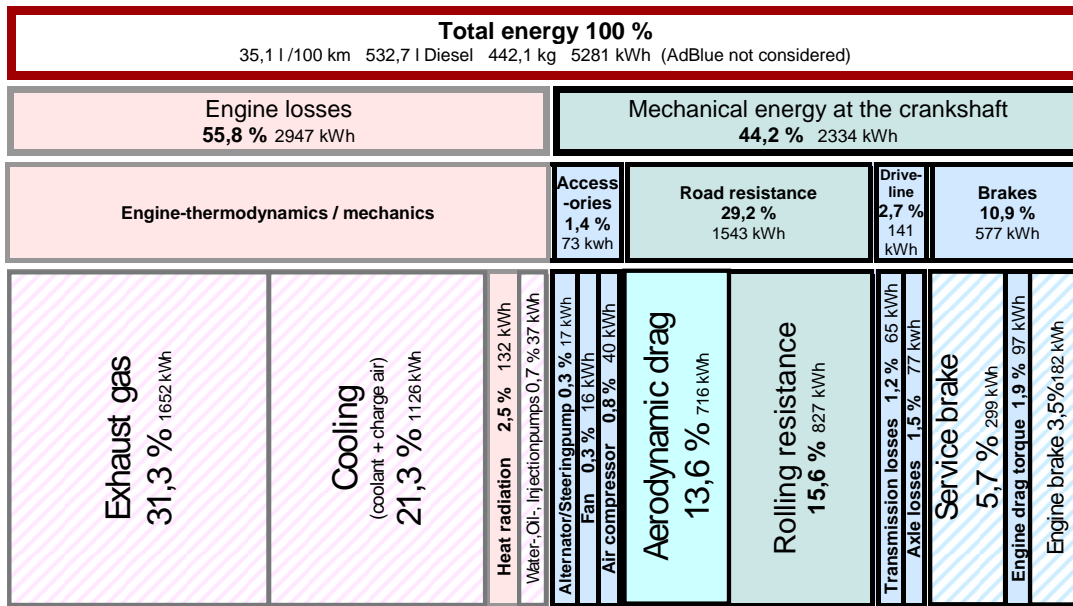


Abbildung 2.2: Gesamtenergiebilanz eines Sattelkraftfahrzeugs mit 40 t Gesamtgewicht auf der Fernverkehrsstrecke Stuttgart – Hamburg - Stuttgart [19, S. 18]

Nebenverbraucher

Der Leistungsbedarf der Nebenverbraucher unterliegt im Realbetrieb starken Schwankungen. Beispielhaft zu nennen sind Lüfter, die nach der Kühlsystemtemperatur geregelt sind und deren maximale die mittlere Leistungsaufnahmen um den Faktor 20 übersteigen können [20, S. 8]. Die genaue aktuelle Leistungsaufnahme von Nebenverbrauchern lässt sich neben Messungen nur mit komplexen Berechnungen quantifizieren. In Kraftstoffverbrauchsberechnungen wird daher vielfach vereinfachend auf die mittlere Leistungsaufnahme zurückgegriffen, wenn einzelne Nebenverbraucher nicht Gegenstand der Untersuchung sind.

Aus der Energiebilanz in Abbildung 2.2 lässt sich aus der gefahrenen Distanz, der Durchschnittsgeschwindigkeit und der Nebenverbraucherenergie die mittlere Leistung aller Nebenverbraucher, die nicht im Verbrennungsmotor bilanziert werden, ableiten. Diese beträgt 4 kW und macht 3,1 % gesamten Kraftstoffverbrauchs aus. Delorme et. al [21, S. 13] setzen für US-amerikanische Class 8 Sattelzüge eine mittlere Nebenverbraucherleistung von 5,2 kW an.

Verbrennungsmotor

Bei Sattelkraftfahrzeugen im Fernverkehr werden vorwiegend Dieselerbrennungsmotoren mit Leistungen im Bereich von ca. 300 kW bis 400 kW eingesetzt. Seit Dezember 2013 gilt hierbei die Schadstoffnorm Euro VI [22, S. 13].

Wirkungsgrad und Kraftstoffdurchfluss von Dieselerbrennungsmotoren sind vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig. Dieser Zusammenhang kann auf unterschiedlichen Detaillierungsebenen abgebildet werden. Eine Möglichkeit stellen Verbrauchskennfelder dar, die den Wirkungsgrad bzw. Kraftstoffdurchfluss als Funktion von Drehzahl und Drehmoment bzw. effektivem Mittel- druck wiedergeben (Abbildung 2.3). Die Linien gleichen Wirkungsgrades bilden eine typische Muschelform aus. Verbrauchskennfelder sind weiterhin gekennzeichnet durch eine Mindest- und Maximaldrehzahl sowie durch Linien maximalen Drehmoments und des Schleppmoments. Im

Bereich negativen Drehmoments wird der Motor vom restlichen Antriebsstrang angetrieben. Es erfolgt hier eine Schubabschaltung, die zu einer Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr führt. Verbrauchskennfelder werden in der Regel anhand von Motorprüfständen ermittelt. Hierzu werden in einem Raster definierte Betriebspunkte stationär angefahren und der Kraftstoffdurchfluss gemessen [17, S. 11-22].

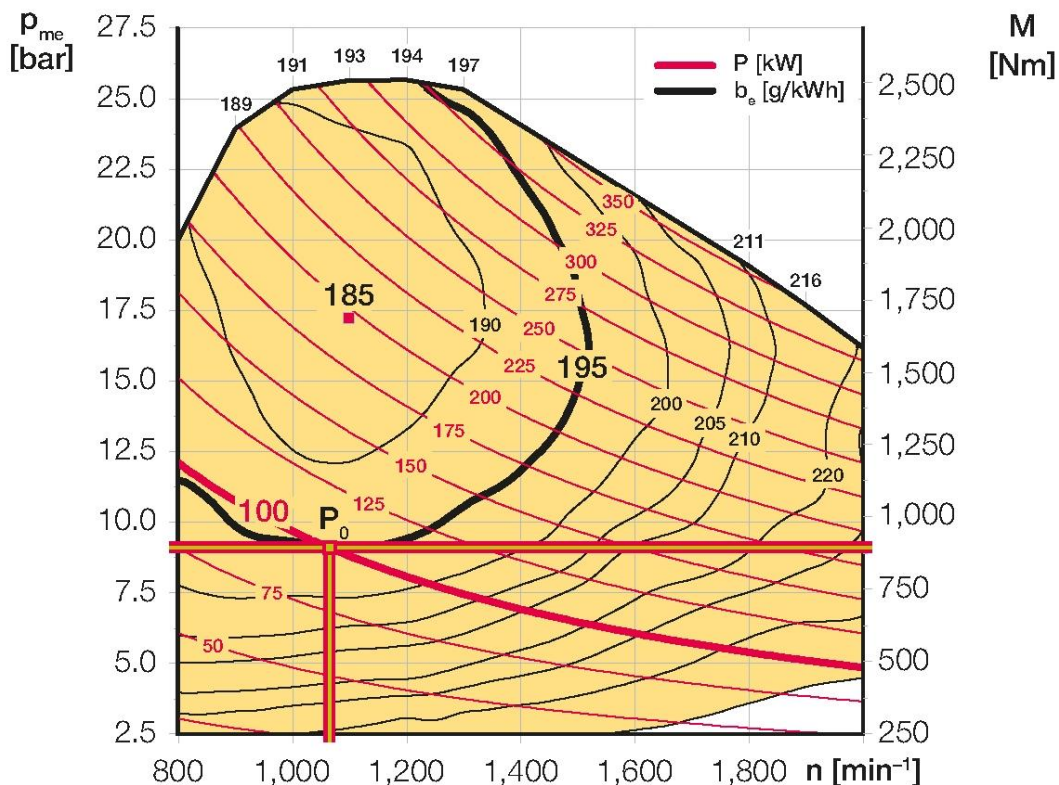


Abbildung 2.3: Verbrauchskennfeld eines Verbrennungsmotors für schwere Nutzfahrzeuge [23, S. 138]
 P_0 stellt einen beispielhaften Betriebspunkt eines Sattelkraftfahrzeugs mit 40 t Gesamtgewicht bei konstanter Geschwindigkeit von 80 km/h in der Ebene dar.

Eine weitere Form der Darstellung der Motorwirkungsgrade besteht in Willans-Linien. Sie bilden den Zusammenhang zwischen eingehender Leistung in Form eines Kraftstoffdurchflusses und ausgehender mechanischer Leistung auf unterschiedlichen Drehzahlniveaus ab [24, S. 113-114]. Die Steigung der Geraden werden als Differenzwirkungsgrad bzw. deren Parallelität als konstanter Differenzwirkungsgrad bezeichnet [25, S. 183]. Anhand des konstanten Differenzwirkungsgrades lassen sich Änderungen in der abgegebenen Leistung in eine Kraftstoffeinsparung umrechnen. Bei hoher Drehzahl des Verbrennungsmotors verlieren die Willans-Linien jedoch ihre Geradenform und Parallelität. Neben Verbrauchskennfeldern und Willans-Linien kann die Motoreffizienz auch stark vereinfacht durch einen mittleren Wirkungsgrad abgebildet werden. LaClair [26] setzt beispielsweise diesen Ansatz bei der Berechnung von Verbrauchseinsparpotentialen bei schweren Nutzfahrzeugen an.

Getriebe

In schweren Nutzfahrzeugen kommen im Allgemeinen mehrstufige Getriebe zum Einsatz, um Gangspreizungen von bis zu 15 zu erreichen. Bei Sattelzugmaschinen sind diese oftmals als automatisierte 12-Gang-Getriebe ausgeführt [25] und verfügen über eine Splitgruppe (Abbildung 2.4 – Markierung B), ein 3-stufiges Hauptgetriebe (Abbildung 2.4 – Markierung A) sowie eine Bereichsgruppe (Abbildung 2.4 – Markierung C).

Die Splitgruppe, auch Vorschaltgruppe genannt, verdichtet die Gangfolge mit geringen Stufen-sprüngen von 1,1 bis 1,2. Die Bereichsgruppe, auch Nachschaltgruppe genannt, verdoppelt die Gänge mit einer weiteren Übersetzung. Die unterschiedlichen Getriebestufen wirken sich auf die Wirkungsgrade in den Gangstufen aus.

Manuelle Getriebe mit 16 Gangstufen unterscheiden sich von jenen mit 12 Gangstufen konzeptionell lediglich im Hauptgetriebe, die über vier statt drei Gangstufen verfügen. Tabelle 2.2 zeigt beispielsweise die mittleren Wirkungsgrade eines manuellen Getriebes mit 16 Gangstufen.

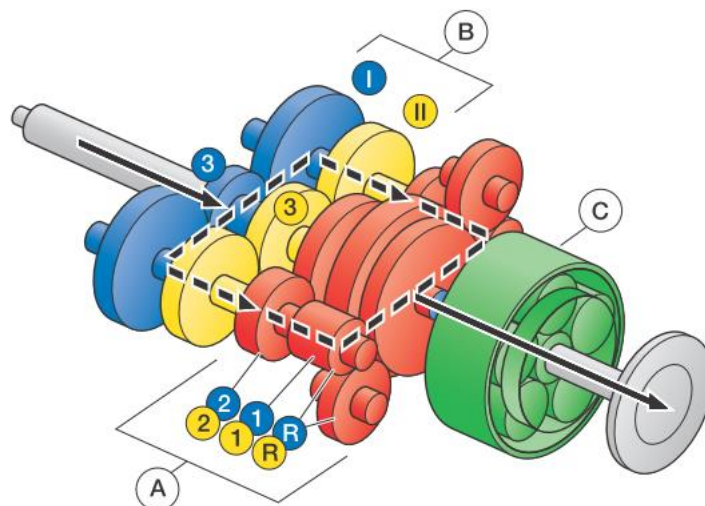


Abbildung 2.4: Funktionsschema eines mehrstufigen Nutzfahrzeuggetriebes mit 12 Gangstufen [23, S. 223]

Für automatisierte Getriebe mit 12 Gangstufen lassen sich aus Tabelle 2.2 folgende Faustregeln ableiten. Bei Durchtrieb im 12. Gang ist der Wirkungsgrad mit circa 99 % am höchsten. Fließt die Leistung durch das Planetengetriebe der Bereichsgruppe verschlechtert sich der Wirkungsgrad um circa einen Prozentpunkt (Gänge 7 bis 11). Ein Leistungsfluss über Vorgelegewellen führt ebenfalls zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrads um circa einem Prozentpunkt (Gänge 1 bis 5 sowie 7 bis 11). Bei der Analyse von Kraftstoffverbräuchen und Einsparpotenzialen sollten daher auch mittlere Wirkungsgrade je Gangstufe mit zu berücksichtigen, weil sich die Wirkungsgrade der einzelnen Gangstufen um bis zu zwei Prozentpunkte unterscheiden.

Tabelle 2.2: Mittlere Wirkungsgrade eines Fernverkehr Nutzfahrzeuggetriebes mit 16 Gangstufen [27, S. 29].

Gang	mittlerer Wirkungsgrad	Gang	mittlerer Wirkungsgrad
1	97,3 %	9	98,0 %
2	97,2 %	10	97,8 %
3	97,2 %	11	97,8 %
4	97,0 %	12	97,6 %
5	97,2 %	13	97,7 %
6	97,0 %	14	97,5 %
7	97,0 %	15	97,5 %
8	98,3 %	16	98,9 % (Direktgang)

Antriebsachse

Die Antriebsachse bei Sattelzugmaschinen wird überwiegend als einfache Übersetzung mit Hypoidantrieb und Differenzialgetriebe ausgeführt. Über das Übersetzungsverhältnis der Hinterachse kann konstruktiv eine Anpassung des Antriebsstrangs an verschiedene Reifengrößen erfolgen. Darüber hinaus ist auch eine Anpassung an unterschiedliche Fahrzeugeinsätze möglich, um den Verbrennungsmotor in optimalen Betriebspunkten zu halten, ohne die Anzahl erforderlichen Gangwechsel signifikant zu erhöhen. Übliche Übersetzungen von Hinterachsgetrieben liegen im Bereich von 2,6 bis 2,9 [28, S. 43]. Delorme et al. [21, S. 26] setzen beispielsweise für eine vergleichbare Hinterachse einer US Class 8 Sattelzugmaschine einen mittleren Wirkungsgrad von 98 % an.

2.3.2 Fahrwiderstände

Unter Fahrwiderstand werden alle äußeren am Fahrzeug wirkenden Kräfte zusammengefasst, die der Fahrzeugbewegung entgegen gerichtet sind. Der Gesamtfahrwiderstand F_{res} ergibt sich aus der Summe von Rollwiderstand F_{roll} , Luftwiderstand F_{air} , Beschleunigungswiderstand F_{acc} und Steigungswiderstand F_{grd} entsprechend Gl. (2.1).

$$F_{res} = F_{roll} + F_{air} + F_{acc} + F_{grd} \quad (2.1)$$

Der während der Fahrt überwundene Beschleunigungswiderstand wird im System Fahrzeug als kinetische Energie gespeichert. Gleiches gilt für den Steigungswiderstand in Form von potentieller Energie. Beschleunigungs- und Steigungswiderstand können auch negativ ausfallen. Wenn sie im Fahrbetrieb nicht genutzt werden können, erfolgt eine Umwandlung in Abwärme durch den Einsatz von Bremssystemen wie Dauer-, Motor oder Reibungsbremse. Roll- und Luftwiderstand sind demgegenüber stets dissipativ. Die Fahrwiderstandsleistung P_{res} ergibt sich durch Integration des Fahrwiderstandes über die Fahrzeuggeschwindigkeit.

Rollwiderstand

Auf den Rollwiderstand entfallen etwa 39 % der an der Antriebsachse bzw. 35 % der an der Kurbelwelle zur Verfügung stehenden Energie (Abbildung 2.2). Er bezeichnet im Allgemeinen den Rad-Rollwiderstand, der neben dem Reifen-Rollwiderstand auch Schwall- und Lagerwiderstand sowie Widerstände, die aus der Fahrwerksgeometrie resultieren, beinhaltet. Der Reifenwiderstand entsteht im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn. Der Rad-Rollwiderstand besteht bei schweren Nutzfahrzeugen überwiegend aus dem Reifen-Widerstand, sodass restliche Anteile im Allgemeinen vernachlässigt werden können. Ausnahmen bilden beispielsweise gravierende Fahrwerksfehlstellungen an mehrachsigen Sattelanhängern, wie von Krantz [29, S. 2-3] untersucht. Im Rahmen dieser Dissertation werden Rad- und Reifen-Rollwiderstand unter dem Begriff Rollwiderstand gleichgesetzt.

Der Rollwiderstand bzw. Rollwiderstandskoeffizient wird üblicherweise unter Einsatz von Trommelprüfstandsversuchen ermittelt. Beispielhaft hierfür zu nennen ist die Verordnung (EG) Nr. 1222/2009 [30], anhand derer die Kraftstoffeffizienz von Reifen als Verbraucherinformation zertifiziert wird. Das Prüfverfahren hierzu ist in ISO 28580 [31] beschrieben.

Der Rollwiderstandskoeffizient $c_{roll,ISO}$ eines Rades errechnet sich entsprechend Gl.(2.2) aus dem Quotienten der Rollwiderstandskraft $F_{roll,ISO}$ und normierten Radaufstandskraft $f_{z,ISO}$, die nach ISO 28580 mit 85 % der maximalen Traglast des Rades angesetzt wird.

$$c_{r,ISO} = \frac{F_{roll,ISO}}{F_{z,ISO}} \quad (2.2)$$

Genauere Rollwiderstandsbeiwerte von Nutzfahrzeugreifen werden in der Regel nicht veröffentlicht. In Verordnung (EG) Nr. 1222/2009 [30, S. 51] werden jedoch gemessene Rollwiderstandskoeffizienten in Kraftstoffeffizienzklassen A bis G eingeteilt, die veröffentlicht werden müssen. Nutzfahrzeugreifen, die der Reifenklasse C3 zuzuordnen sind, erfahren hierbei beispielsweise eine Einteilung entsprechend Tabelle 2.3.

Tabelle 2.3: Reifenlabel entsprechend Verordnung (EG) Nr. 1222/2009 für die Klasse C3 [30, S. 51]

Effizienzklasse	Rollwiderstandskoeffizient
A	$RRC_{ISO} < 4 \text{ kg/t}$
B	$4,1 \text{ kg/t} \leq c_{roll,ISO} < 5,0 \text{ kg/t}$
C	$5,1 \text{ kg/t} \leq c_{roll,ISO} < 6,0 \text{ kg/t}$
D	$6,1 \text{ kg/t} \leq c_{roll,ISO} < 7,0 \text{ kg/t}$
E	$7,1 \text{ kg/t} \leq c_{roll,ISO} < 8,0 \text{ kg/t}$
F	$8,1 \text{ kg/t} \leq c_{roll,ISO}$

Der Rollwiderstandsbeiwert von Nutzfahrzeugreifen unterliegt auf echten Fahrbahnen im Vergleich zu Trommelprüfstandsversuchen zusätzlichen Einflüssen. Bode und Bode [32] untersuchten punktuell wesentliche Einflüsse, denen der Rollwiderstand bei Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen ausgesetzt ist. Sie beschränkten sich hierbei auf stationäre Betriebssituationen. Als Verfahren wählten sie Schleppversuche mit einem Anhänger, bei dem sie die Koppelkraft maßen [32, S. 20-29]. Um auf Trommelprüfständen gemessene Rollwiderstände auf

mittlere reale Straßenverhältnisse zu übertragen, werden Korrekturfaktoren für die Trommelkrümmung, den Reifenfülldruck, die Radlast, die Fahrgeschwindigkeit, die Fahrbahntemperatur, die Fahrbahntextur sowie die Fahrbahnnachgiebigkeit vorgeschlagen [32, S. 63]. Bode und Bode [32, S. 67-69] kommen zum Schluss, dass Korrekturfaktoren für Fahrbahntemperatur, Fahrgeschwindigkeit, Fahrbahntextur und Fahrbahnnachgiebigkeit für die Übertragung von Ergebnissen aus Trommelprüfstandsversuchen auf die Straße noch nicht ausreichend verifiziert sind. Abschätzungen der quantitativen Einflüsse von Radlast und Reifenfülldruck seien jedoch möglich. Dies deckt sich mit Angaben des Reifenherstellers Michelin [24, S. 84]. Der Radlastkorrekturfaktor C_L berechnet sich entsprechend Gl. (2.3) aus dem Quotienten aus der Radaufstandskraft F_Z und der normierten Radaufstandskraft $F_{Z,ISO}$ sowie der reifenspezifischen Konstante für die Korrektur der Radlast φ . Als empirischer Wert für Nutzfahrzeugreifen kann für diese Konstante ein Wert von $\varphi = 0,9$ angesetzt werden [24, S. 84].

$$C_L = \left(\frac{F_Z}{F_{Z,ISO}} \right)^{\varphi-1} \quad (2.3)$$

Der Radfülldruckkorrekturfaktor C_P berechnet sich entsprechend Gl. (2.4) aus dem Quotienten aus dem Fülldruck des Reifens im Kaltzustand p_{tire} und dem Normfülldruck des Reifens im Kaltzustand $p_{tire,iso}$ sowie der reifenspezifischen Konstante für die Korrektur des Fülldrucks ϕ . Als empirischer Wert für Nutzfahrzeugreifen kann für diese Konstante ein Wert von $\phi = -0,2$ angesetzt werden [24, S. 84]

$$C_P = \left(\frac{p_{tire}}{p_{tire,ISO}} \right)^{\phi} \quad (2.4)$$

Für den Korrekturfaktor der Fahrbahnkrümmung bzw. Trommel wird in ISO 28580 [32, S. 16] zur Umrechnung von unterschiedlichen Prüftrommelradien eine weitere Gleichung angesetzt. Eine Umrechnung auf ebene Fahrbahnen hierdurch überbewertet den Effekt hingegen, sodass der resultierende Rollwiderstand zu gering ausfällt. Bode und Bode [32, S. 67-69] folgern aus ihren Untersuchungen jedoch, dass dieser Fehler wiederum durch den Einfluss der Fahrbahntextur (Rauigkeit) ausgeglichen wird. Aus ihren Vergleichen zwischen Trommelprüfstandsversuchen und Messungen auf Straßen mit einem geschleppten Anhänger schließen sie, dass nach ISO 28580 ermittelte Rollwiderstandskoeffizienten auch für mittlere reale Straßenbedingen angesetzt werden können.

Ein weiterer wesentlicher Einflussfaktor auf den Rollwiderstandsbeiwert bildet die Profiltiefe. Diese nimmt über die Lebensdauer eines Reifens ab. Mit geringerer Profiltiefe gehen generell niedrigere Rollwiderstandsbeiwerte einher. Messungen von Bode und Bode [32, S. 33] zeigen exemplarisch, dass der Rollwiderstandsbeiwert eines Anhängerreifens über die Lebensdauer bei einer Verringerung der Profiltiefe von 16 mm auf 4 mm um rund 26 % sinkt. Die Reifennutzung kann durch Nachschneiden und Runderneuerung verlängert werden, mit entsprechenden Auswirkungen auf den Rollwiderstand.

Schwere Nutzfahrzeuge sind im Allgemeinen mit unterschiedlichen Reifenarten je Achsart (Lenkachse, Antriebsachse, Anhängerachsen) ausgestattet. Die Aufstandskräfte auf den einzelnen Achsen variieren auch in großem Ausmaß.

Der Rollwiderstand des Fahrzeugs F_{roll} errechnet sich unter Einbezug verschiedener Achsen, Fülldrücke und Radaufstandskräfte entsprechend Gl. (2.5).

$$F_{roll} = \sum_{i=1}^{R\ddot{a}der} c_{r,ISO} F_{z,i} C_P C_L \quad (2.5)$$

Luftwiderstand

Auf den Luftwiderstand entfallen etwa 34 % der an der Antriebsachse bzw. 31 % der an der Kurbelwelle zur Verfügung stehenden Energie (Abbildung 2.2). Er entsteht durch Reibungs- und Druckkräfte bei Bewegung eines Fahrzeugs durch eine Atmosphäre. Aufgrund der stumpfen Geometrie von Nutzfahrzeugen lösen sich Strömungen zum Teil ab. Daher sind vor allem Druckkräfte für den Luftwiderstand verantwortlich [33, S. 12]. Diese bestehen im Wesentlichen aus einem Überdruckgebiet an der Fahrzeugfront sowie einem Unterdruckgebiet am Fahrzeugheck (Abbildung 2.5).

Der Luftwiderstand errechnet sich aus dem Flächenintegral aller auf das Fahrzeug wirkenden Druck- und Scherkräfte. In der fahrzeugtechnischen Praxis werden zur Berechnung des Luftwiderstandes $F_{air(0)}$ entsprechend Gl. (2.1) der Luftwiderstandsbeiwert bei frontaler Fahrzeuganströmung $c_{d(0)}$, die Stirnfläche des Fahrzeugs A_{cr} , die Dichte der Luft bei Referenzbedingungen $\rho_{air,ref}$ sowie die Windanströmungsgeschwindigkeit v_{air} herangezogen. Als Referenzbedingungen für die Dichte der Luft können $1,188 \text{ kg/m}^3$ angesetzt werden [17, S. 132].

$$F_{air(0)} = c_{d(0)} A_{cr} \frac{\rho_{air}}{2} v_{veh}^2 \quad (2.6)$$

Im Luftwiderstandsbeiwert drückt sich so auch die aerodynamische Güte eines Fahrzeugs aus. Bei Sattelkraftfahrzeugen liegt dieser im Bereich von 0,50 bis 0,75 [34, S. 660-663]. Die im Vergleich zu Pkw um den Faktor 2 bis 3 größeren Luftwiderstandsbeiwerte sind auf die Auslegung der Fahrzeuge auf maximales Nutzvolumen entsprechend der zulässigen Maße und die daraus resultierende Quaderform zurückzuführen.

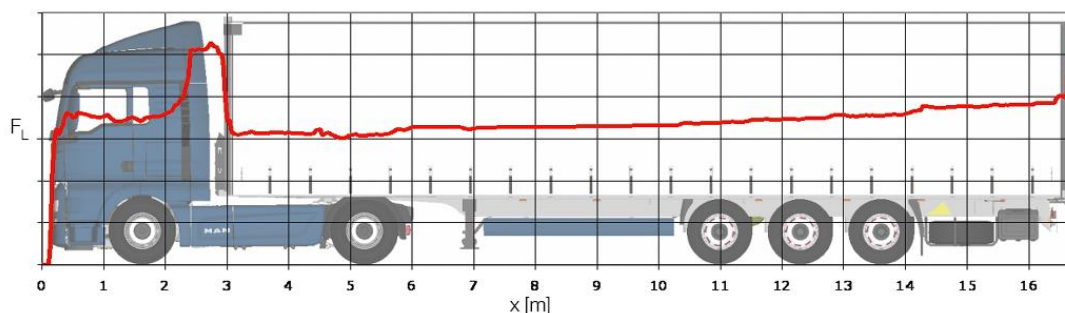


Abbildung 2.5: Luftwiderstandsentwicklung in Längsrichtung eines Sattelzuges [23, S. 34]

Eine frontale Anströmung der Fahrzeuge stellt einen Idealfall dar, der in der Praxis nur bei Windstille oder bei Windrichtung in Achse der Fahrtbewegung auftritt. Bei seitlichem Wind erfahren die Fahrzeuge eine Schräganströmung, durch den der Luftwiderstandsbeiwert im Allgemeinen ansteigt. Der Anströmwinkel berechnet sich nach Gl. (2.7) aus dem Winkel der Windrichtung relativ zur Fahrzeuglängsachse α , der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{veh} und der Windgeschwindigkeit v_{wind} .

$$\beta = \arctan \frac{v_{air} \sin \alpha}{v_{veh} + v_{air} \cos \alpha} \quad (2.7)$$

Die resultierende Luftanströmung v_{air} ergibt sich trigonometrisch entsprechend Gl. (2.8) (Abbildung 2.6).

$$v_{air} = \sqrt{(v_{wind} * \cos \alpha + v_{veh})^2 + (v_{wind} * \sin \alpha)^2} \quad (2.8)$$

Der Anstieg des Luftwiderstandsbeiwertes über den Anströmwinkel begründet sich unter anderem durch Einstromung von Luft in den Raum zwischen Fahrerhaus und Sattelanhänger sowie durch Um- und Durchströmung des Fahrwerks ab gewissen Schräganströmwinkeln. Daher wird in bei Nutzfahrzeugen auch ein über unterschiedliche Schräganströmwinkel gemittelter Luftwiderstandsbeiwert angewandt [34, S. 660-663].

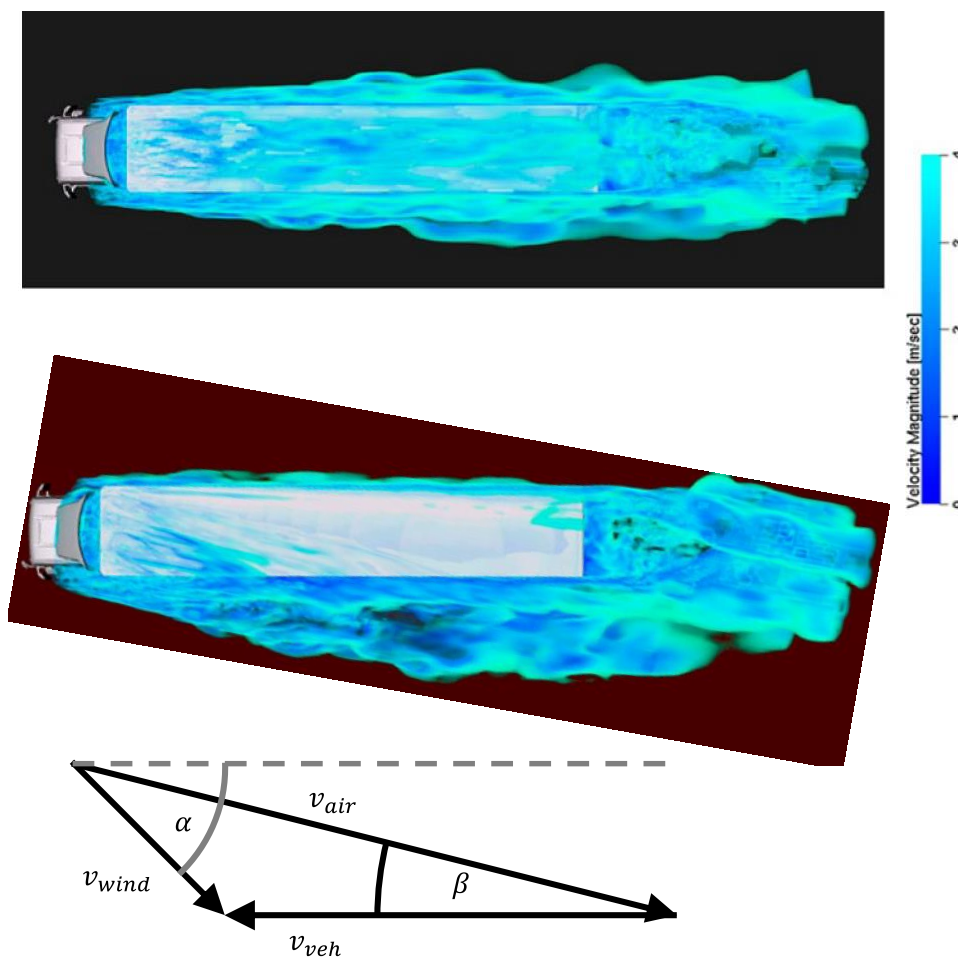


Abbildung 2.6: Strömungsvisualisierung bei Frontalanströmung (oben) und 10° Schräganströmung (unten) [35, S. 661] sowie Winkelbeziehungen entsprechend Gl. (2.7)

Im Stand der Technik zeigt sich beim Anstieg des Luftwiderstandsbeiwertes über den Anströmwinkel kein einheitliches Bild. Kopp und Frank [34, S. 662] geben für Sattelkraftfahrzeuge einen ca. 8 % höheren Luftwiderstandsbeiwert bei einem Schräganströmwinkel von 3° an. Devesa und Indinger [36, S. 32] maßen in Windkanaluntersuchungen an einer generischen Sattelzuggeometrie bei gleichem Schräganströmwinkel einen 2 % bis 5 % höheren Luftwiderstandsbeiwert. In Untersuchungen anhand von CFD-Methoden berechneten Frasquet und Indinger [37, S. 29] bei gleicher Fahrzeuggeometrie hingegen einen Anstieg um 13,5 %. Demgegenüber zeigten

sich bei Hausberger et al. [38, S. 24] in Fahrwiderstandsmessungen an Sattelzugmaschinen keine messbaren Einflüsse des Seitenwinds auf den Luftwiderstandsbeiwert.

Im Rahmen der CO₂-Zertifizierung schwerer Nutzfahrzeuge wird der Einfluss von Seitenwind auf den Luftwiderstand sowohl bei Fahrwiderstandsmessungen als auch in Verbrauchsberechnungen mit dem Simulationsprogramm VECTO berücksichtigt. [17, S. 109-110, 39, S. 24-25]

Bei der Verbrauchsberechnung im Simulationsprogramm VECTO wird ein über Schräganströmung gemittelter Luftwiderstandsbeiwert angenommen, der aus einer mittleren in Europa vorherrschenden Windgeschwindigkeit $v_{wind} = 3 \text{ m/s}$ errechnet wird. Hierzu wird der Luftwiderstandsbeiwert bei Frontalanströmung $c_{d(0)}$ entsprechend Gl. (2.9) um einen Seitenwindkorrekturfaktor $f_{cd}(v_{veh})$ ergänzt. [39, S. 25]

$$c_d = c_{d(0)} * f_{cd}(v_{veh}) \quad (2.9)$$

Der Seitenwindkorrekturfaktor $f_{cd}(v_{veh})$ berechnet sich entsprechend Gl. (2.10) aus der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{veh} sowie aus dem Integral des Luftwiderstandsanstiegs infolge Schräganströmung $\Delta c_d(\beta)$ und der Luftanströmung über den Winkel der Windrichtung. [39, S. 24-25]

$$f_{cd}(v_{veh}) = \frac{1}{2\pi * v_{veh}^2} \int_0^{2\pi} \Delta c_d(\beta) * v_{air}(v_{wind}, v_{veh}, \alpha)^2 \quad (2.10)$$

Die Änderung des Luftwiderstands infolge Schräganströmung ist fahrzeugabhängig. Im Rahmen der CO₂-Zertifizierung werden generische Werte je Fahrzeuggattung angesetzt [5, S. 77]. Für ein Sattelkraftfahrzeug ergibt sich beispielsweise eine Änderung des Luftwiderstandes infolge Schräganströmung nach Gl. (2.11).

$$\Delta c_d(\beta) = \frac{0,030042 * \beta + 0,040817 * \beta^2 - 0,002130 * \beta^3}{A_{cr}} \quad (2.11)$$

Bei einer Stirnfläche von 10,3 m² ergibt sich bei einem Schräganströmwinkel von 3° eine Erhöhung des Luftwiderstandes um 0,04. Dies entspricht bei einen zugrunde gelegten Luftwiderstandsbeiwert bei Frontalanströmung von 0,58 einem Anstieg von 7 %.

Beschleunigungswiderstand

Der Beschleunigungswiderstand resultiert aus der Trägheit longitudinal und rotatorisch beschleunigter Massen im Fahrzeug. Die longitudinal zu beschleunigende Masse entspricht der Fahrzeugleermasse sowie der Nutzlast und ist durch Wiegen zu bestimmen. Bei den rotatorisch zu beschleunigenden Massen ist die Bestimmung eines auf den dynamischen Radius der Antriebsräder bezogenes Ersatzträgheitsmoments Θ_{red} aus den Komponenten des Antriebsstranges und der Räder mit höherem Mess- oder Berechnungsaufwand verbunden. Daher wird insbesondere bei schweren Nutzfahrzeugen ersatzweise ein von der Getriebeübersetzung abhängiger Drehmassenzuschlagsfaktor $\lambda(i)$ angewandt [40, S. 44]. Der Beschleunigungswiderstand berechnet sich entsprechend Gl. (2.12) aus diesem, der Fahrzeugleermasse m_{veh} , der Nutzlast m_{load} sowie der Fahrzeugbeschleunigung a .

$$F_{acc} = \left((m_{veh} + \Theta_{red}/r_{dyn}^2) + m_{load} \right) * a = (\lambda(i) * m_{veh} + m_{load}) * a \quad (2.12)$$

Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand F_{grad} entspricht physikalisch der Hangabtriebskraft und errechnet sich entsprechend Gl. (2.13) aus der Fahrzeugleermasse m_{veh} , der Nutzlast m_{load} sowie dem Winkel der Fahrbahnsteigung γ bzw. der Steigung der Fahrbahn q .

$$F_{grad} = (m_{veh} + m_{load}) * g * \sin(\gamma) = (m_{veh} + m_{load}) * g * q \quad (2.13)$$

2.4 Fahrzyklen

Als Fahrzyklus werden „modellhafte Vorgaben für Fahrten mit dem Kraftfahrzeug“ bezeichnet [41, S. 6]. In der Regel erfolgen diese als zeitbasierte Geschwindigkeitsvorgabe. Als Anwendungsbereiche für Fahrzyklen gelten Zulassungsverfahren, Auslegung von Fahrzeugen und Komponenten, Vergleich von Kraftstoffen und Technologien und die Erzeugung von Emissionsfaktoren [42, S. 23-24]. Kundenspezifische Bewertungen von Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs können dem Anwendungsbereich Vergleich von Technologien zugeordnet werden. Vereinzelt werden Fahrzyklen aus Zulassungsverfahren für den Vergleich von Technologien herangezogen. Beispielhaft zu nennen ist die World Harmonized Lightduty Vehicles Test Procedure (WLTP) aus dem Bereich der Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeuge [43, S. 1-2]. Dessen Hauptzweck besteht im Zulassungsverfahren. Das Testverfahren bzw. der Fahrzyklus daraus wird aber auch zur Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs herangezogen. Hauptanforderung für beide Anwendungsgebiete ist eine hohe Übereinstimmung zwischen Fahrzyklus und Fahrpraxis bezüglich Emissionen und Kraftstoffverbrauch [42, S. 26].

2.4.1 Fahrzyklen für schwere Nutzfahrzeuge

Analog zur WLTP können Fahrzyklen, die im Rahmen der CO₂-Zertifizierung für schwere Nutzfahrzeuge definiert wurden, europaweit als Standardfahrzyklen angesehen werden. Weitere Standardfahrzyklen bestehen für Motoremissionstests von schweren Nutzfahrzeugen. Als Beispiel ist der World Harmonized Transient Cycle (WHTC) zu nennen, der der Zulassung für die Abgasnorm Euro VI zugrunde liegt [44, S. 1-13]. Diese Emissionsmessungen werden üblicherweise an Dynamometern durchgeführt. Die Fahr- bzw. Lastzyklen bestehen daher sowohl aus Zeit-Geschwindigkeits- als auch Zeit-Drehmoment-Vorgaben [45, S. 19-20]. Beide Vorgaben sind für die Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs am Fahrzeug unbrauchbar. Reine Zeit-Geschwindigkeits-Vorgaben vernachlässigen die Straßentopographie. Diese kann bei schweren Nutzfahrzeugen jedoch Verbrauchsunterschiede von 30 % verursachen [7, S. 10]. Um realistische Kraftstoffverbräuche ermitteln zu können, müssen daher bei schweren Nutzfahrzeugen Steigungs- bzw. Höhenverläufe hinterlegt werden [46, S. 26]. Zum anderen bauen zeitbasierte Fahrzyklen auf der Prämisse, dass im Zyklus bewegte Fahrzeuge jederzeit über ausreichend Leistung verfügen, um dem vorgegebenen Geschwindigkeitsverlauf folgen zu können. Bei nicht ausreichender Leistung (Untermotorisierung) kann in Teilen des Fahrzyklus die geforderte Geschwindigkeit nicht erreicht werden. Bei Sattelkraftfahrzeugen mit Leistungsgewichten bis unter 8 kW je Tonne Gesamtmasse kann dies bereits bei mittleren Beschleunigungsanforderungen oder höheren Geschwindigkeiten an gewöhnlichen Steigungen

bei Autobahnen auftreten. Untermotorisierung hat bei zugrundeliegenden Zeit-Geschwindigkeits-Diagrammen eine kürzere gefahrene Distanz zur Folge. Untersuchungen zum Kraftstoffverbrauch werden dadurch verfälscht [21, S. 55-56].

Distanzbasierte Fahrzyklen weisen oben genannte Einschränkungen bzgl. Untermotorisierung nicht auf. Sie bilden eine Soll- bzw. Zielgeschwindigkeit über eine gefahrene Distanz ab (Distanz-Geschwindigkeits-Diagramm). Untermotorisierte Fahrzeuge mit verschiedenen Leistungen benötigen in distanzbasierten Fahrzyklen unterschiedliche Zeit, um den Zyklus vollständig zu absolvieren. Die gefahrene Distanz bleibt konstant, was zu einem realistischeren Vergleich von Fahrzeugen bezüglich ihres Kraftstoffverbrauchs führt. Die Dauer der abgebildeten Fahrt kann jedoch variieren. Der mögliche wirtschaftliche Aspekt unterschiedlicher Zeiten, um einen Fahrzyklus zu absolvieren, wird im Rahmen dieser Dissertation jedoch nicht weiter betrachtet.

Abbildung 2.7 zeigt beispielsweise das Ergebnis eines distanzbasierten Fahrzyklus, der von schweren Nutzfahrzeugen mit unterschiedlicher Leistung absolviert wurde [8, S. 11]. Das Ergebnis ist für eine bessere Darstellung der Unterschiede wiederum im Zeit-Geschwindigkeits-Diagramm abgebildet. Die Besonderheit des abgebildeten Fahrzyklus besteht darin, dass einige Beschleunigungsvorgänge (gekennzeichnet durch "Target speed phase") über eine senkrechte Flanke abgebildet wurden, in denen alle Fahrzeuge untermotorisiert sind und diese je nach Leistung unterschiedlich beschleunigen.

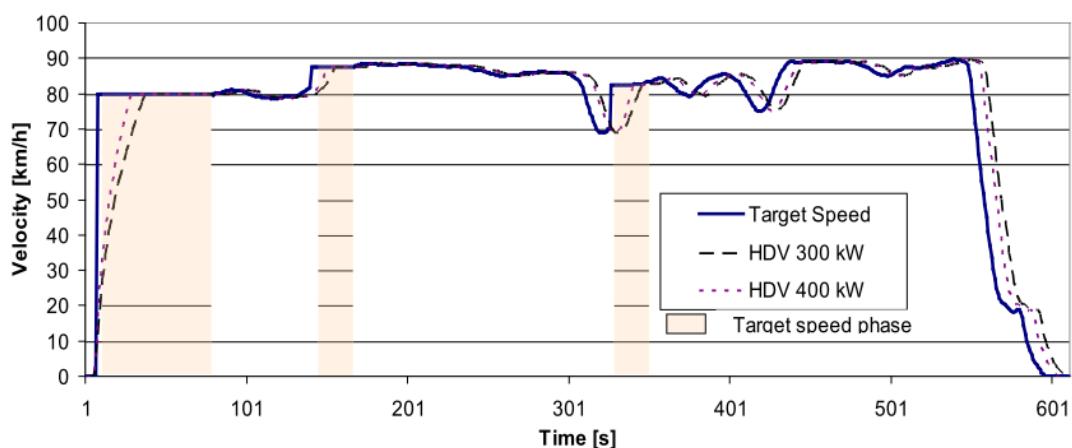


Abbildung 2.7: Ergebnisse eines distanzbasierten Fahrzyklus dargestellt im Zeit-Geschwindigkeits-Diagramm [8, S. 11]

Für die CO₂-Zertifizierung schwerer Nutzfahrzeuge anhand von VECTO entstanden mehrere, bestimmten Fahrzeugklassen und Einsatzprofilen zugeordnete, distanzbasierte Fahrzyklen mit hinterlegten Steigungsprofilen [39, S. 97-103]. Die Zielgeschwindigkeitsvorgaben unterscheiden sich jedoch von Abbildung 2.7 in der Hinsicht, dass sie nicht nur steigende senkrechte Flanken bei Beschleunigungsphasen aufweisen, sondern auch fallende bei Verzögerung (Abbildung 2.11). Senkrecht fallende Flanken erfordern weitere Fahrvorgaben, bzw. ein Fahrermodell in einer Verbrauchssimulation, das diese über Ausrollen und aktives Abbremsen des Fahrzeugs in ein realistisches Fahrverhalten überführt.

Der Fernverkehrszyklus für die CO₂-Zertifizierung besteht aus einer ca. 110 km langen Fahrt (Abbildung 2.8). Diese ist aufgeteilt auf zwei kurze Landstraßenfahrten mit Zielgeschwindigkeiten von 60 km/h zu Beginn und am Ende des Zyklus. Der Rest des Fahrzyklus bildet eine Autobahnfahrt mit einer Zielgeschwindigkeit von ca. 85 km/h ab. Das hinterlegte Steigungsprofil weist Steigungen von bis zu 5 % auf.

Bisherige Untersuchungen von Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion bei schweren Nutzfahrzeugen basieren meist noch nicht auf den neuen, standardisierten Fahrzyklen zur CO₂-Zertifizierung schwerer Nutzfahrzeuge. Es wurde teilweise auf verschiedene, frühere Arbeitsstände des Fernverkehrszyklus der CO₂-Zertifizierung zurückgegriffen [38, S. 28, 47, S. 58] oder auch wie bei Welfers et al. in Ermangelung eines Standards eigene Fahrzyklen generiert [48, S. 103-107].

Mit Beschreibungen von Fahrzeugeinsätzen können Fahrzyklen auch implizit beschrieben werden. Beispielhaft zu nennen sind von Fahrzeugherstellern oder der Fachpresse durchgeführte Kraftstoffverbrauchsmessungen. Einen von der Fachpresse durchgeführten Test stellt der sogenannte VerkehrsRundschau-Test (VR-Test) dar. [28, S. 36-43]. Dieser beschreibt eine Route, aufgeteilt in mehrere Etappen, die mit unterschiedlichen Beladungszuständen zu absolvieren sind.

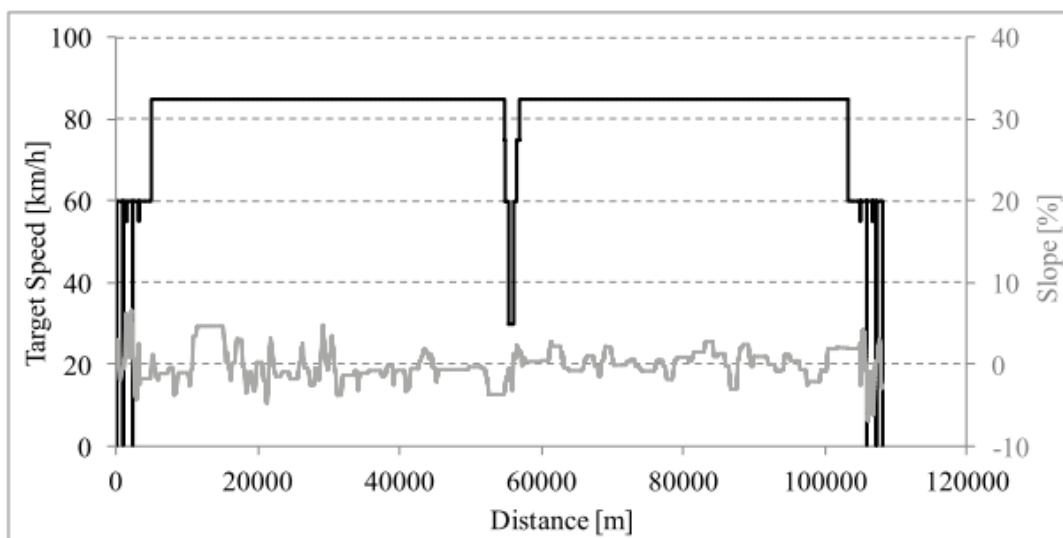


Abbildung 2.8: Zielgeschwindigkeits-Fahrzyklus mit Steigungsprofil für das Einsatzprofil Fernverkehr im Rahmen der CO₂-Zertifizierung

2.4.2 Erstellung von Fahrzyklen für schwere Nutzfahrzeuge

Für die Erstellung von Fahrzyklen steht entsprechend unterschiedlicher Anwendungsgebiete und der daraus resultierende Anforderungen eine Vielzahl an Vorgehensmodellen und Ansätzen zur Verfügung. Der im Folgenden dargestellte Stand der Technik fokussiert sich hierbei auf die Erstellung von Fahrzyklen für schwere Nutzfahrzeuge sowie die Thematik der Zielgeschwindigkeiten und des Einbeziehens von Steigungsprofilen. Vier grundlegende Phasen können bei der Erstellung von Fahrzyklen im Allgemeinen identifiziert werden [49, S. 46-48].

1. Erhebung einer Datenbasis
2. Analyse der Datenbasis
3. Konstruktion des Fahrzyklus
4. Zyklusvalidierung und -finalisierung

Erhebung einer Datenbasis

Grundlage für die Erstellung von Fahrzyklen bilden aufgezeichnete Messsignale im realen Fahrzeugbetrieb. Zwei vermeintlich gleiche Fahrten auf ein und derselben Strecke können sich erfahrungsgemäß stark voneinander unterscheiden. Um einen für den speziellen Einsatzzweck repräsentativen Fahrzyklus erstellen zu können, ist daher darauf zu achten, dass Einflussfaktoren auf das Fahrverhalten ausreichend berücksichtigt sind. Diese Einflussfaktoren können in die drei Kategorien Fahrereinfluss, Fahrzeugeinfluss sowie Verkehrs- und Straßeneinfluss unterteilt werden [42, S. 28-33]. Diese Kategorien spiegeln auch einleitend die von Zürn genannten Einflüssen auf den Kraftstoffverbrauch wider (Abbildung 1.2).

Die Messsignale, wie beispielsweise die Fahrzeuggeschwindigkeit, müssen kontinuierlich erfasst werden. Geschwindigkeitssignale können hierbei aus unterschiedlichen Quellen gewonnen werden. Zusätzlich zu fahrzeuginternen Messsignalen kann beispielsweise auch auf GPS-Empfänger zurückgegriffen werden. Höhen- bzw. Steigungsprofile können beispielsweise aus Quellen wie GPS-Daten, 3D-Kartendaten, Inklinometerdaten und barometrische Messdaten gewonnen werden [50, S. 29-30]. Die Herausforderung bei der Erhebung von Höhen- und Steigungsprofilen bildet die Anforderung an eine hohe Genauigkeit.

Analyse der Datenbasis, Konstruktion und Validierung von Fahrzyklen

Die Vielzahl an möglichen Vorgehensmodellen zur Erstellung von Fahrzyklen drückt sich insbesondere in den beiden Schritten der Analyse der Datenbasis und der Konstruktion des Fahrzyklus aus. Kattenberg beschreibt hierzu ein Ordnungsschema, um grundlegende Ansätze zu gliedern [51, S. 31-32] (Abbildung 2.9).

Der erste grundlegende Ansatz besteht darin Messungen im spezifischen Einzelfall durchzuführen und direkt, beispielsweise durch Verketteten, in Fahrzyklen für eben diesen Einsatzfall zu überführen (Abbildung 2.9, linker Pfad). Dieser Ansatz wurde beispielsweise bei Welfers et. al [48, S. 103-107] gewählt, um das Kraftstoffeinsparpotential einer aerodynamisch optimierten Fahrerkabine quantifizieren. Hierzu wurde jedoch nur eine einzelne Fahrt von Aachen nach Köln und zurück mit rund 140 km Länge in einen zeitbasierten Fahrzyklus mit hinterlegtem Steigungsprofil überführt. Hierbei erscheint fraglich, ob etwaige Einflussfaktoren auf das Fahrverhalten und damit auf die Repräsentativität des Fahrzyklus ausreichend berücksichtigt wurden.

Der zweite grundlegende Ansatz greift auf Messdaten zurück, die unabhängig von spezifischen Einsätzen gewonnen werden (Abbildung 2.9, rechter Pfad). Die Messdaten werden anschließend nach Kriterien für unterschiedliche Einsatzarten klassifiziert. Bei zusammengesetzten Fahrzyklen („composite cycles“) entsteht hierbei final ein Fahrzyklus. Dieser wird aus den Fahrzyklen einzelner Klassen zusammengesetzt, um einen spezifischen Einsatz nachzubilden. Bei gewichteten Fahrzyklen („weighted cycles“) werden hingegen mehrere Fahrzyklen generiert und jeweils Ergebnisse beispielsweise in einer Verbrauchsberechnung generiert. Der individuelle Einsatz wird abschließend aus einer Gewichtung der Ergebnisse bewertet.

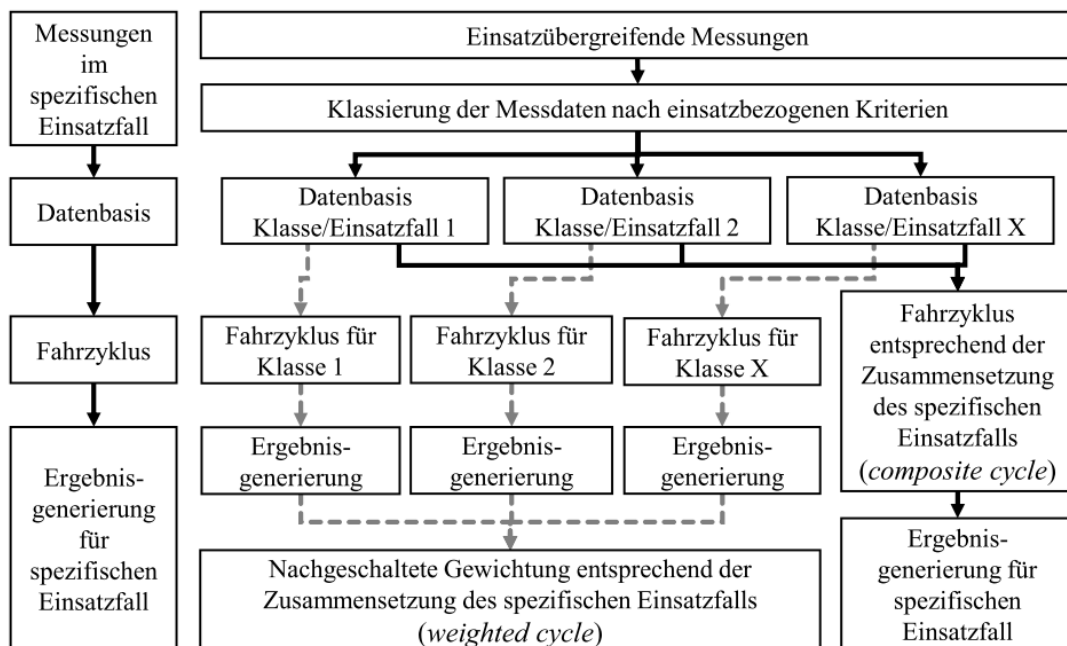


Abbildung 2.9: Grundlegende Ansätze zur Erstellung von Fahrzyklen nach Kattenberg [51, S. 31]

Unter die Kategorie der zusammengesetzten Fahrzyklen fallen Ansätze die auf sogenannten Mikrotrips basieren. Bei diesen Ansätzen werden die Fahrten der Datenbasis in kurze Sequenzen mit klar definierten Grenzen unterteilt, die Mikrotrips genannt werden. Die exakte Definition von Mikrotrips variiert in den unterschiedlichen Methoden. Ein Mikrotrip beschreibt beispielsweise die kurze Fahrt zwischen Zeitpunkten, an denen das Fahrzeug zum Stoppen kommt. Die Fahrzyklen werden anschließend durch Aneinanderreihung von Mikrotrips gebildet [49, S. 54-56]. So gebildete Fahrzyklen werden mit der Datenbasis anhand von Kennwerten und mathematischen Beschreibungen verglichen. Eine beispielhafte mathematische Beschreibung ist eine sogenannte Geschwindigkeits-Beschleunigungs-Matrix (va-Matrix) [42, S. 34, 49, S. 180]. Diese bildet die relativen Häufigkeiten ab, wie stark bei welcher Geschwindigkeit beschleunigt und verzögert wurde. Ein Beispiel für Kennwerte ist die Anzahl der Stopps pro Kilometer oder die Standardabweichung der Straßensteigung.

Einen Mikrotrip basierten Ansatz wählte beispielsweise van de Weijer [42, S. 46-60] bei der Erstellung von zeitbasierten Fahrzyklen ohne Steigungsprofil, die der Ableitung von Emissionsfaktoren von Nutzfahrzeugen dienen. Ein Mikrotrip wird wie im obigen Beispiel als Fahrt zwischen zwei Stopps definiert. Anschließend klassifiziert van de Weijer die Mikrotrips und Stopps nach deren jeweiliger Dauer und generiert Fahrzyklen mit dem gleichen Verhältnis von Mikrotrip- und Stoppklassen wie in der Datenbank vertreten. Die generierten Fahrzyklen vergleicht van de Weijer statistisch mit der Datenbasis anhand einer va-Matrix sowie weiterer beschreibender Kennwerte. Van de Weijer ist sich des starken Einflusses der Steigungsverläufe auf den Kraftstoffverbrauch und weitere Emissionswerte bewusst und diskutiert den Einsatz einer Geschwindigkeits-Beschleunigungs-Steigungs-Matrix (vag-Matrix). Diese würde den besten Vergleich zwischen Datenbasis und generiertem Fahrzyklus ermöglichen, jedoch einen hohen Rechenaufwand bedeuten. Letztendlich greift van de Weijer auf beschreibende Kennwerte zurück und weist deren Praktikabilität anhand von Korrelationen mit dem Kraftstoffverbrauch und weiteren Emissionen nach.

Kattenberg [51] beschreibt ein Vorgehensmodell zur die Erstellung von zusammengesetzten Fahrzyklen mit Zielgeschwindigkeitsansatz und hinterlegten Steigungsprofilen. Ausgangspunkt der Erstellung bilden vom Benutzer vorgegebene den Fahrzeugeinsatz beschreibende Kennwerte. Kattenberg wendet hierzu intuitive Kennwerte aus einem dreidimensionalen Parameterraum, der durch den Streckentyp (Stadt, Land, Autobahn), die Topographie (flach, hügelig, bergig) und die Verkehrsdichte (gering, normal, hoch) aufgespannt wird. Hinzu kommen weiter beschreibende Kennwerte wie Länge eines Segments, die Nutzlast oder Ereignisse wie beispielsweise zusätzliche Stopps [51, S. 44-52] (Abbildung 2.10). Die relevanten Merkmale der beschreibenden Kennwerte, wie beispielsweise Steigungsprofil für die Topographie „hügelig“, leitete Kattenberg aus einer Datenbasis ab. Darauf basierend entwickelte er einen Algorithmus, der anhand der beschreibenden Kennwerte beliebige Fahrzyklen erstellt. [51, S. 57-82]

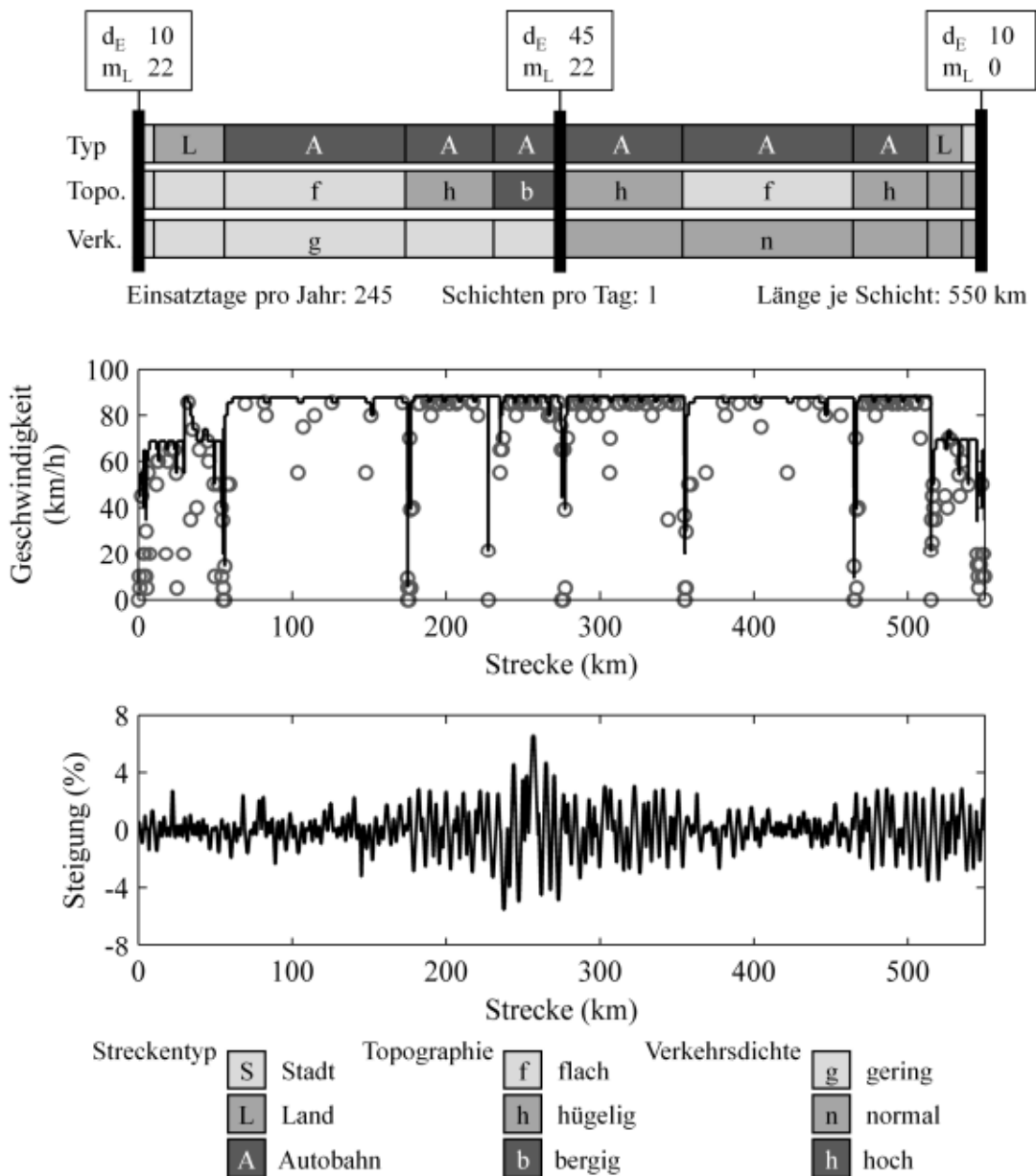


Abbildung 2.10: Nach Kattenberg erzeugter Fernverkehrs-Fahrzyklus [51, S. 79]

2.5 Grenzpotentiale und kundenspezifische Einflüsse

Kraftstoffverbrauchsgradienten, auch Grenzpotentiale genannt, werden gebildet, indem Einsparpotentiale ins Verhältnis zu Änderungen von fahrzeugtechnischen Parametern gesetzt werden. Sie ermöglichen lineare Inter- und Extrapolation, um Auswirkungen geänderter Parameter auf den Kraftstoffverbrauch abzuschätzen.

In Kapitel 2.3 wurden Aerodynamik und Rollwiderstand durch ihre hohen Anteile am Kraftstoffverbrauch als große Stellhebel zur Verbrauchsreduktion ermittelt. Des Weiteren ist aufgrund des hohen Anteils der gebremsten Energie auch die Fahrzeugmasse als weiterer Stellhebel von Interesse. Nachfolgend werden hierzu Verbrauchsgradienten recherchiert und diskutiert, in wie weit diese jeweils über Fahrzeugeinsätze hinweg streuen.

Für den Luftwiderstand von Sattelzugmaschinen im Fernverkehr finden sich im recherchierten Stand der Technik unterschiedliche Verbrauchsgradienten.

- Kopp und Frank [34, S. 654] geben für die Einsatzszenarien „sehr schwerer Kurs“, „Bundesstraße“, „hügelige Autobahn“ und „Ebene“ relative Verbrauchsgradienten über relative Luftwiderstandsverringerungen an. Die Szenarien sind nicht näher beschrieben. Deren jeweilige Grenzpotentiale zeigen jedoch einige große Spreizung. Eine relative Luftwiderstandsreduktion von 10 % geht im Szenario „sehr schwerer Kurs“ mit einer relativen Einsparung des Kraftstoffverbrauchs von 0,3 % einher. Im Szenario „Ebene“ beträgt die relative Einsparung hingegen 3,4 %.
- Devesa und Indinger [36, S. 59] rechnen in CFD-Analysen ermittelte relative Luftwiderstandsreduktionen von 10 % in relative Kraftstoffeinsparungen von 2,9 % um.
- Aus der Gesamtenergiebilanz eines Sattelkraftfahrzeugs im Fernverkehr nach Hohlloh [19, S. 18] lässt sich der Verbrauchsgradient für den Luftwiderstand ableiten. Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, entfallen 31 % der an der Kurbelwelle zur Verfügung stehenden Antriebsenergie auf den Luftwiderstand. Eine Reduktion des Luftwiderstandes um 10 % geht demnach überschlägig mit einer relativen Kraftstoffeinsparung von 3,1 % einher, bzw. bezogen auf den angegebenen Kraftstoffverbrauch von 35,1 l/100 km mit 1,1 l/100 km.
- Dünnebeil et al. [47, S. 55] untersuchten Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion bei Sattelzügen im Fernverkehr. Hierbei wurden Kraftstoffverbräuche anhand eines Arbeitsstands von 7/2014 von VECTO berechnet. Eine Luftwiderstandsreduktion von 16 % geht bei einem Basisverbrauch von 34,5 l/100 km mit einer Verbrauchsreduktion von 3,9 % einher [47, S. 72-82].

Absolute Kraftstoffersparnisse bilden die Grundlage für eine wirtschaftliche Bewertung von Einsparmaßnahmen. Grenzpotentiale, die sich auf relative Kraftstoffeinsparungen bzw. auf relative Luftwiderstandsverringerungen beziehen, sind für die Berechnung von absoluten Kraftstoffeinsparungen nur mittelbar geeignet. Die Potentiale von aerodynamischen Verbesserungsmaßnahmen werden, wie in nachfolgenden Kapiteln beschrieben, in vielen Literaturstellen in absoluten oder relativen Änderungen des Luftwiderstandsbeiwertes angegeben. So ist jeweils ein Bezugswert des Kraftstoffverbrauchs anzusetzen, um relative Luftwiderstandsänderungen in absolute Kraftstoffeinsparungen umrechnen zu können.

Die recherchierten Grenzpotentiale können bezüglich absoluter Kraftstoffersparnisse vergleichbar gemacht werden, indem fehlende Bezugswerte für den Kraftstoffverbrauch angesetzt und die recherchierten Verbrauchsgradienten auf eine Luftwiderstandsverbesserung in gleicher Höhe (10 %) bezogen werden (Tabelle 2.4). Die große Spreizung der relativen Ersparnisse zwischen „sehr schwerer Kurs“ und „Ebene“ zeigt sich trotz unterschiedlicher Bezugswerte für die Kraftstoffverbräuche auch in der absoluten Kraftstoffersparnis. Die Verbrauchsgradienten von Devesa und Indinger [36, S. 59], Holloh [19] und Dünnebeil et al. [47, S. 72-82] liegen im Bereich der Einsparung des Einsatzszenarios „Ebene“ bei ca. 1 l/100 km. Das Einsatzszenario „hügliche Autobahn“ hingegen weist eine um den Faktor 3 geringere Kraftstoffersparnis auf. Variationen der angenommenen Bezugswerte für den Kraftstoffverbrauch (+/- 5 l/100 km) im Sinne einer Sensitivitätsanalyse ändern diesen Faktor nur unwesentlich.

Tabelle 2.4: Kraftstoffersparnis bei der relativen Luftwiderstandsverringierung um 10 % in unterschiedlichen Einsätzen. Berechnung der Gradienten unter angenommenen Basiswerten für den Kraftstoffverbrauch und basierend auf Werten nach Kopp und Frank [34, S. 654], Devesa und Indinger [36, S. 59], Holloh [19, S. 18] sowie Dünnebeil et al. [47, S. 72-82]

	relative Kraftstoffersparnis	Kraftstoffverbrauch	absolute Kraftstoffeinsparung
Kopp und Frank - sehr schwerer Kurs	0,3 %	45 l/100 km*	0,1 l/100 km
Kopp und Frank - Bundesstraße	0,7 %	30 l/100 km*	0,2 l/100 km
Kopp und Frank - hügelige Autobahn	0,9 %	35 l/100 km*	0,3 l/100 km
Kopp und Frank - Ebene	3,4 %	25 l/100 km*	0,9 l/100 km
Devesa und Indinger	2,9 %	35 l/100 km	1,0 l/100 km
Holloh	3,1 %	35 l/100 km	1,1 l/100 km
Dünnebeil et al.	2,4 %	35 l/100 km	0,8 l/100 km

*angenommene Basiswerte

Der Stand der Technik gibt für den Rollwiderstand ebenfalls sich unterscheidende Verbrauchsgradienten wieder.

- Aus der Gesamtenergiebilanz eines Sattelkraftfahrzeugs im Fernverkehr nach Holloh [19, S. 18] lässt sich neben dem Verbrauchsgradient für den Luftwiderstand auch jener für den Rollwiderstand ableiten. Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, entfallen 35 % der an der Kurbelwelle zur Verfügung stehenden Antriebsenergie auf den Rollwiderstand. Eine Reduktion des Rollwiderstandsbeiwertes um 10 % geht demnach überschlägig mit einer relativen Kraftstoffersparnis von 3,5 % einher, bzw. bezogen auf den angegebenen Kraftstoffverbrauch von 35,1 l/100 km mit 1,2 l/100 km.
- Bei Kraftstoffverbrauchsmessungen von Denimal et. al. [52, S. 60-65] wurde der Gesamrollwiderstand bei einem Versuchsfahrzeug mittels Forschungsreifen

um 20 % reduziert. Dies führte einer relativen Kraftstoffersparnis von 5,9 % und 6,7 %, bzw. konstanten 2,0 l/100 km absoluter Kraftstoffersparnis. Das Sattelkraftfahrzeug hatte eine Gesamtmasse von 36 t und fuhr eine gemischte Route bestehend aus Landstraßen und Autobahnanteilen.

Zur Gewichtsreduktion können folgende Verbrauchsgradienten ermittelt werden.

- Helms und Lamprecht [53, S. 4] geben für Sattelkraftfahrzeuge mit 40 t Gesamtmasse als mittleren Verbrauchgradienten 0,6 l/100 km je Tonne Fahrzeugmasse an. Sie verweisen jedoch auf eine mögliche Spreizung von 0,3 l/100 km je Tonne bei flachen Autobahnen bzw. bis 1,0 l/100 km je Tonne in städtischen Verkehrssituationen.
- Kraftstoffverbrauchsmessungen bei Variation der Fahrzeugmasse auf einer gemischten Route mit Autobahn- und Landstraßenanteilen ergaben bei Denimal et al. [52, S. 60-65] einen Gradienten von 0,6 l/100 km je Tonne Fahrzeug- bzw. Ladungsmasse.
- In den Verbrauchsberechnungen bei Dünnebeil et al. [47, S. 72-82] führt im Fernverkehr eine Gewichtsreduktion von 400 kg zu einer Verbrauchsreduktion von 0,7 % von 34,5 l/100 km. Dies entspricht ebenfalls einem Verbrauchsgradienten von 0,6 l/100 km je Tonne Fahrzeugmasse.
- Süßmann et al. [54, S. 51-54] verglichen herkömmliche Sattelkraftfahrzeuge mit Lang-Lkw, die beide jeweils auf derselben Pendelroute im Einsatz waren. Hierbei zeigte sich bei der Gegenüberstellung von mittleren Einsatzgewichten (20,7 und 33,9 t) und mittleren Kraftstoffverbräuchen (24,1 l/100 km und 32,0 l/100 km) ebenfalls ein Verbrauchgradient von 0,6 l/100 km je Tonne Fahrzeugmasse.

Für den Luftwiderstand lässt sich aus den recherchierten Literaturstellen ein mittlerer Verbrauchsgradient von ca. 1,0 l/100 km bei einer Luftwiderstandsreduktion von 10 % ableiten (Tabelle 2.4). Die Recherche zeigte jedoch auch eine starke Abhängigkeit vom Einsatzszenario mit minimale Ausprägungen bis zu 0,1 l/100 km bei gleicher Luftwiderstandsreduktion. Selbst im Szenario „hügelige Autobahn“, das einem Fernverkehrseinsatz zuzuordnen ist, variiert das Einsparpotential noch um den Faktor 3 gegenüber dem mittleren Verbrauchsgradienten.

Beim Rollwiderstand zeigt sich bei beiden recherchierten Werten ein Verbrauchsgradient von ca. 1,0 l/100 km bei einer Reduktion des Rollwiderstands um 10 %. Die Sattelkraftfahrzeuge beider Literaturstellen haben mit 40 t und 36 t eine hohe Gesamtmasse. Der Rollwiderstand und damit auch der Verbrauchsgradient für den Rollwiderstands sind von der Fahrzeuggesamtmasse abhängig. Diese variiert bei Sattelkraftfahrzeugen im Fernverkehr zwischen Leerfahrt und Fahrt mit maximaler Nutzlast grob um den Faktor 2.

Beim Grenzpotential zur Gewichtsreduktion zeigt sich einerseits auch wiederum ein mittlerer Wert von 0,6 l/100 km je eingespartem Gewicht von einer Tonne. Andererseits konnten auch um den Faktor 3 streuende Ausprägungen für flache Autobahnen und städtische Verkehrssituationen gefunden werden.

Für alle drei Stellhebel zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs konnte ein mittleres Grenzpotential ermittelt werden (Tabelle 2.5). Starke Abhängigkeiten von Zuladung und dem Fahrzeugeinsatz deuten jedoch auch auf die Notwendigkeit hin, diesbezügliche Optimierungsmaßnahmen vor dem Hintergrund des Kundeneinsatzes der Fahrzeuge zu bewerten.

Tabelle 2.5: Mittlere Verbrauchsgradienten für den Luftwiderstand, den Rollwiderstand sowie für Leichtbau. Referenzwerte: Kraftstoffverbrauch 35 l/100 km, Fahrzeugesamtmasse 40 t, Nutzlast 26 t, Luftwiderstandsbeiwert 0,58, Rollwiderstandsbeiwert 5,0 kg/t

Optimierung	Änderung des Kraftstoffverbrauches		
Änderung des Luftwiderstands Δc_d	-10 %	-1,0 l/100 km	(3,0 %)
Änderung des Rollwiderstand Δc_r	-10 %	-1,0 l/100 km	(3,0 %)
Änderung der Fahrzeugmasse Δm_{veh}	-1000 kg	-0,6 l/100 km	(1,7 %)

2.6 Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs

Mehrere umfangreiche Studien befassten sich die letzten Jahre mit einer Vielzahl an Maßnahmen zur Reduktion der CO₂-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs bei schweren Nutzfahrzeugen, bewerteten deren Wirksamkeit und recherchierten mögliche Marktbarrieren.

- Baker et al. von der Unternehmensberatung Ricardo aus dem Jahr 2009 im Auftrag des Britischen Department for Transportation [55]
- Hill et al. von der Unternehmensberatung AEA Technology aus dem Jahr 2011 im Auftrag der Europäischen Kommission [56]
- Law et al. von der Unternehmensberatung TIAX aus dem Jahr 2011 im Auftrag des International Council on Clean Transportation (ICCT) [14]
- Dünnebeil et al. vom Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg (ifeu) und des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz aus dem Jahr 2015 im Auftrag des Umweltbundesamtes [47]

Die Arbeit von Hill et al. [56] baute auf der Recherche technischer Maßnahmen zur CO₂-Reduktion von Baker et al. [55] auf. Sie vertieften die Maßnahmenrecherche [56, S. 110-148] und bewerteten Technologien, deren Umsetzung bis zum Jahr 2020 möglich wären, vor dem Hintergrund unterschiedlicher Fahrzeugkategorien [56, S. 197-198]. Ein hervorgehobenes Ergebnis dieser Studie ist, dass aerodynamischen Maßnahmen an Sattelanhängern die im Fernverkehr eingesetzt werden, den Kraftstoffverbrauch um ca. 10 % senken könnten [56, S. 118]. Ferner wurden die Einsparpotentiale der Maßnahmen je Fahrzeugkategorie einer Kosten-Nutzen-Analyse unterzogen [56, S. 197-202]. Maßnahmen mit einer Amortisationsdauer von unter zwei Jahren bei einem Kraftstoffpreis von 1,0 €/l wurden als rentabel eingestuft. In der Fahrzeugkategorie „Fernverkehr“ sind dies unter anderem beispielsweise rollwiderstandsoptimierte Reifen, aerodynamisch optimierte Auflieger oder auch vorausschauende Tempomaten.

Die Studie von Law et al. [14] basierte wiederum der Maßnahmenbewertung von Hill et al. [56], überarbeitete die zur Verfügung stehenden Informationen; unter anderem mit einer Gegenüberstellung zu einer äquivalenten US-amerikanischen Studie [57]. Insgesamt 24 Maßnahmen wurden den Technologiefeldern Management, Hybridisierung, Motoreffizienz, Antriebsstrang, Reifen, Leichtbau und Aerodynamik zugeordnet. Eine Bewertung der Potentiale und des Kosten-

Nutzen-Faktoren der Maßnahmen erfolgte gegenüber der für CO₂-Zertifizierung schwerer Nutzfahrzeugen definierten Fahrzeugklassen. [14, S. 35-68] Maßnahmen, wie aerodynamisch optimierte Auflieger, die in vergangenen Studien als Maßnahmenpaket betrachtet wurden, finden bei Law et al. [14, S. 42] als einzeln bewertete Maßnahmen wie Heckeinzug oder Aufliegerseitenverkleidung Eingang in die Studie. Als rentabel wurden Maßnahmen definiert, deren Amortisationsdauer bei einem Kraftstoffpreis von 1,3 €/l bis zu drei Jahren beträgt. In der Fahrzeugklasse „Fernverkehr“ wurden mehrere Maßnahmen aus den Technologiefeldern Aerodynamik, Leichtbau und Reifen als rentabel eingestuft [14, S. 53-55].

Ziel der Studie von Dünnebeil et al. [47] war eine Abschätzung der Einsparpotentiale technischer Maßnahmen zur CO₂-Reduktion anhand der Verbrauchsberechnung der CO₂-Zertifizierung für schwere Nutzfahrzeuge („VECTO“, Arbeitsstand 07/2014) und eine Kosten-Nutzen-Analyse. Weiter befasst sich die Studie mit möglichen Markthemmnissen der Maßnahmen sowie Strategien zu deren Überwindung [47, S. 18]. Betrachtet wurden die Fahrzeugklassen „Sattelzug 40 t“, „Verteiler-Lkw 12 t“ und „Stadtbus 18 t“ [47, S. 58-63]. In den Technologiefeldern Motor und Antriebsstrang, Aerodynamik, Reifen, Nebenaggregate, Leichtbau und Fahrzeugregelung wurden jeweils Maßnahmen für die drei Fahrzeugkategorien ausgewählt und teilweise zu Maßnahmenpaketen gebündelt [47, S. 65-69]. Ein Beispiel für ein Maßnahmenbündel stellt die Kombination von Aufliegerseitenverkleidung und Heckeinzug dar, das den Kraftstoffverbrauch im Fernverkehr um ca. 3,9 % reduziert. [47, S. 86]. In der Kosten-Nutzen-Analyse finden sich auch wieder Maßnahmen unter anderem aus den Technologiefeldern Aerodynamik und Rollwiderstand deren Amortisationszeit bei Sattelzügen im Fernverkehr unter 3 Jahren liegt [47, S. 108]. Bei der Recherche der Markthemmnisse wird auch von Dünnebeil et al. [47, S. 131-132] die in der Einleitung dieser Arbeit beschriebene Investitionsunsicherheit der Fahrzeugflottenbetreiber genannt, die auf einer fehlenden Verfügbarkeit glaubwürdiger Informationen beruht. Als Strategie zur Überwindung dieses Informationsdefizits schlagen Dünnebeil et al. [47, S. 149-150] neben der Einführung des standardisierten CO₂-Testverfahrens auch eine freiwillige Zertifizierung von Einzeltechnologien vor.

2.7 Quantifizierung von Kraftstoffverbrauch und Einsparpotentialen

Dieses Kapitel befasst sich mit Verfahren, die es ermöglichen, den Kraftstoffverbrauch bzw. die Differenz zweier Kraftstoffverbräuche von schweren Nutzfahrzeugen zu quantifizieren. Die Differenzbildung hat Auswirkungen auf die Anforderungen bezüglich Genauigkeit der eingesetzten Verfahren zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs.

Die Genauigkeit entspricht in diesem Kontext einem Maß für die Übereinstimmung zwischen einem ermittelten, das heißt in einem Testaufbau gemessenen oder einem berechneten, Kraftstoffverbrauch und den tatsächlichen im Realeinsatz auftretenden. Sie resultiert aus der Richtigkeit und der Präzision der eingesetzten Verfahren. Die Richtigkeit bemisst die Abweichung des Mittelwerts mehrerer ermittelter Kraftstoffverbräuche von einem tatsächlichen Kraftstoffverbrauch im Realeinsatz. Die Präzision hingegen entspricht der Streuung mehrerer ermittelter Kraftstoffverbräuche um jeweils den eigenen Mittelwert. Die Quantifizierung von Einsparpotentialen stellt geringere Anforderungen an die Richtigkeit eingesetzter Verfahren, weil sich Abweichungen von tatsächlichen Kraftstoffverbräuchen bei Differenzbildung zweier ermittelter Werte in der Regel gegenseitig aufheben. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird daher der

Begriff „Differenzmessgenauigkeit“ verwendet. Diese beschreibt, wie richtig und präzise der Unterschied zwischen Kraftstoffverbräuchen mit einem Verfahren ermittelt werden kann.

Kraftstoffverbräuche und -verbrauchsunterschiede können durch Messungen am Fahrzeug, an Prüfständen oder durch Berechnung ermittelt werden. Im Folgenden werden hierzu gängige Verfahren beschrieben.

2.7.1 Kraftstoffverbrauchsmessung am Fahrzeug

Bei der Messung des Kraftstoffverbrauchs unmittelbar an Fahrzeugen gilt es, eine Reihe von möglichen Störgrößen zu beachten. Diese können zum einen fahrzeugseitig zu finden sein, weil der Kraftstoffverbrauch nur mit einer Messunschärfe quantifiziert werden kann oder weil beispielsweise auch der Kraftstoffverbrauch baugleicher Fahrzeuge durch Toleranzen voneinander abweicht. Zum anderen können Einsatz- und Umwelteinflüsse den Kraftstoffverbrauch ungewollt beeinflussen.

Verfahren zur Messung des Kraftstoffverbrauchs sollten daher diese Störgrößen kontrollieren oder statistisch mitteln. Eine Kontrolle von Störgrößen ist beispielsweise durch Referenzfahrzeuge möglich. Referenzfahrzeuge begleiten die Fahrten von Messfahrzeugen möglichst unverändert und ermöglichen eine Korrekturrechnung von Kraftstoffverbrauchsunterschieden aufgrund von Wettereinflüssen. Eine statistische Mittelung von Messfehlern wird hingegen durch entsprechend lange bzw. wiederholte Messungen erreicht.

Die Messung des Kraftstoffverbrauchs am Fahrzeug kann beispielsweise durch fahrzeuginterne Kraftstoffverbrauchsschätzer, durch Kraftstoffdurchflussmessgeräte oder durch Wiegen von speziellen Messtanks erfolgen. Kraftstoffverbrauchsschätzer, die den Kraftstoffverbrauch indirekt durch die Einspritzcharakteristik der Injektoren am Dieselmotor messen, weichen hierbei zum Teil um 10 % von Kraftstoffdurchflussmessgeräten ab [58, S. 11-12]. Diese sind mit Genauigkeiten im Bereich von +/- 1 % und Wiederholbarkeiten im Bereich von +/-0,2 % spezifiziert [58, Appendix A].

Telematik im Speditionsalltag

Eine Möglichkeit der Quantifizierung des Kraftstoffverbrauchs am Fahrzeug bietet der Einsatz von Telematiksystemen im Speditionsalltag. Diese greifen auf eine Vielzahl an im Fahrzeug zur Verfügung stehender CAN-Bus-Daten zurück wie beispielsweise Kraftstoffverbrauchsschätzer, Fahrzeuggeschwindigkeit, Fahrzeugmassenschätzer, Gangwahl, Gaspedalstellung oder auch GPS-Position. Die Daten werden in der Regel automatisch aggregiert und stehen auch für Auswertungen bzgl. Kraftstoffverbrauch, Einsatzschwere oder Fahrerbewertung zur Verfügung.

Vorschriften oder Richtlinien, wie Auswertungen durch Flotten-Telematiksysteme durchzuführen sind, und welche Genauigkeiten erreicht werden können, konnte im Rahmen der hier vorliegenden Literaturrecherche nicht ermittelt werden.

Eine beispielhafte Telematikauswertung wurde von Großart [59] genutzt, um das Einsparpotential durch Aerodynamikmaßnahmen an einem Sattelanhänger im Kundeneinsatz zu beziffern. Hierfür verglich er Monatsauswertungen der gleichen Jahreszeit eines optimierten Fahrzeugs vor (01/2010 und 12/2010) und nach Durchführung der Umbaumaßnahmen (01/2011). Des Weiteren nutzte er die Jahresauswertung des Fahrzeugs vier Jahre vor sowie drei Quartale nach der Optimierung. Die Kraftstoffeinsparung bewegte sich bei beiden Auswertungszeiträumen im

Bereich von 1 l/100 km bzw. ca. 4 %. Inwieweit ungewollte Einflussfaktoren auf den Kraftstoffverbrauch berücksichtigt wurden, geht aus der Veröffentlichung nicht hervor. Jedoch sind in allen Auswertungen die Fahrerbewertung und die vom Telematiksystem errechnete Einsatzschwere, in die Beladung, Topographie und Verkehr indirekt eingehen, auf einem konstanten Niveau. Auffällig ist, dass im Auswertungszeitraum 12/2010 die Durchschnittsgeschwindigkeit um 4 km/h sank, was beispielsweise auf ein erhöhtes Verkehrsaufkommen oder eine geänderte Route schließen lässt. Das Wetter wurde in der Monatsauswertung indirekt und statistisch grob über die Jahreszeit berücksichtigt. Die Jahresauswertung wurde durch den Wettereinfluss jedoch verzerrt, weil der Kraftstoffverbrauch nach der Optimierung nur in den ersten drei Jahresquartalen berücksichtigt wurde und dieser im Winter erfahrungsgemäß steigt. Somit kann zusammengefasst werden, dass das mithilfe dieser Methodik quantifizierte Einsparpotential von 1 l/100 km nicht zweifelsfrei auf die Aerodynamikmaßnahmen zurückzuführen ist.

Kraftstoffverbrauchsmessung auf öffentlichen Straßen und Teststrecken

Eine weitere Möglichkeit zur Messung des Kraftstoffverbrauchs bzw. zur Quantifizierung von Einsparpotentialen besteht in der Durchführung von Fahrversuchen auf öffentlichen Straßen oder abgesperrten Teststrecken. Derartige Messungen finden sowohl bei Nutzfahrzeug- und Komponentenherstellern als auch in der Fachpresse Anwendung.

Ein Beispiel für von der Nutzfahrzeugherstellern durchgeführte Kraftstoffverbrauchsmessungen bei Lastkraftwagen wurde von Egger [60] beschreiben. Die Prozedur ist in weiten Teilen dem SAE J1321 Type II Verfahren [61] ähnlich.

Beide Verfahren erheben keinen Anspruch, reale Kraftstoffverbräuche im Speditionsalltag absolut zu ermitteln, jedoch Unterschiede zwischen diesen. Nach Egger [60, S. 2] wurde ein Verfahren entwickelt „mit welchem über Vergleichsfahrten auf verschiedenen Strecken (Bundesstraße, Autobahn) mit Lastkraftwagen die relative Kraftstoffeinsparung einer Maßnahme hergeleitet werden kann, ohne dass Einflüsse auf den absoluten Kraftstoffverbrauch (z.B. Wetter) das Ergebnis stören.“ Die Übertragbarkeit der ermittelten Kraftstoffeinsparungen auf kundenspezifische Einsätze wird von Egger nicht thematisiert.

Beide beschriebenen Verfahren basieren auf der wiederholten Messung des Kraftstoffverbrauchs bei konstanter Geschwindigkeit. Die Kraftstoffverbrauchsmessungen werden jeweils mit zwei möglichst ähnlichen Fahrzeugen, einem Messfahrzeug und einem Referenzfahrzeug, durchgeführt. Bei beiden Fahrzeugen wird im ersten Schritt der Kraftstoffverbrauch auf der Route ermittelt. Anschließend wird eines der beiden Fahrzeuge modifiziert und die Messfahrten werden wiederholt. Ziel der Messungen ist, den Einfluss eben dieser Modifikation auf den Kraftstoffverbrauch zu quantifizieren. Das zweite Fahrzeug dient als Referenzfahrzeug, um Wettereinflüsse rechnerisch zu kompensieren. Die Testspezifikation von Egger beschreibt weiter den Einsatz eines Kraftstoffdurchflussmessgerätes [60, S. 10]. Durch die Verfahren können die von Zürn [7, S. 11] beschriebenen Einflussfaktoren auf den Kraftstoffverbrauch kontrolliert werden (Abbildung 1.2). Für das Verfahren nach Egger gilt die Einschränkung, dass die Messungen nur ohne wesentlichen Verkehrseinfluss auf öffentlichen Straßen durchgeführt werden können. Die Einflüsse von Fahrzeugkonditionierung und Beladung können bei Messungen außerhalb des Realeinsatzes gezielt kontrolliert werden.

Einen ähnlichen Testaufbau nutzen regelmäßig von der Fachpresse durchgeführte Kraftstoffverbrauchsmessungen wie beispielsweise der VerkehrsRundschau-Test (VR-Test) [28, S. 36-

43] sowie Messungen von Denimal et al. [52, S. 60-65]. Diese Kraftstoffverbrauchsmessungen werden wie bei Egger auch auf öffentlichen Straßen durchgeführt, jedoch nicht nur bei konstanter Autobahngeschwindigkeit. Die jeweils gefahrenen Routen umfassen neben Autobahnanteilen auch Landstraße sowie Autobahnauffahrten und -abfahrten. Für eine hohe Reproduzierbarkeit sind klare Fahrhinweise vorgesehen, die beispielsweise Brems- und Ausrollpunkte umfassen. Vereinzelt Verkehrseinflüsse auf den vorgeschriebenen Ablauf sind nicht auszuschließen. Diese können im kleineren Umfang über Messwerte des Referenzfahrzeugs oder über Erfahrungswerte korrigiert werden.

2.7.2 Antriebsstrang- und Rollenprüfstände

Auf Antriebsstrang- und Rollenprüfständen kommen reale Fahrzeugkomponenten zum Einsatz. Auf Antriebsstrangprüfständen erfolgt die Energieübertragung von untersuchten Antriebssträngen direkt auf Messeinrichtungen, die geregelt Lastprofile sowohl einleiten als auch aufbringen können, um Fahrwiderstände zu simulieren. Bei Rollenprüfständen stehen untersuchte Fahrzeuge auf Messrollen. Hierbei ist unter anderem zu beachten, dass Reifen auf Messrollen ein anderes Verhalten aufweisen, bspw. bei Schlupf, und der Rollwiderstand gegenüber Straßenmessungen variiert. Eine Korrelation kann beispielsweise durch Messräder hergestellt werden, deren Verhalten sowohl auf der ebenen Fahrbahnen als auch auf den Messrollen bekannt ist.

Rollenprüfstände wurden beispielsweise von Fontaras et al. [62, S. 30-34] in einer Validierungsstudie zu VECTO angewandt, weil diese eine hochgradig kontrollierte Testumgebung ermöglichen ohne Störeinflüsse von Wind, Temperatur und Verkehr.

2.7.3 Berechnung des Kraftstoffverbrauchs

Der Kraftstoffverbrauch von Fahrzeugen kann in Computersimulationen berechnet werden. In diesen werden Fahrzeuge mit ihren für die Längsdynamik relevanten Eigenschaften abgebildet. Bei Nutzfahrzeugen kommen in der Regel Punktmassemodelle zum Einsatz, weil radlastdynamische Effekte eine untergeordnete Rolle spielen.

Nach Nizzola [63, S. 29] kann zwischen zwei Grundprinzipien der Verbrauchssimulation unterschieden werden (Abbildung 2.11). Bei quasistationären Verbrauchssimulationen, auch Rückwärtssimulationen genannt, wird ausgehend von einem Fahrzyklus zu jedem Zeitpunkt über die Fahrwiderstände und den Antriebsstrang ein Motorbetriebspunkt ermittelt und die Kraftstoffverbräuche werden in jedem Intervall aufsummiert. Bei dynamischen Verbrauchssimulationen, auch Vorwärtssimulationen genannt, wirkt hingegen ein Regler (Fahrermodell) auf Stellgrößen des Antriebsstrangs. Ausgehend von den Motorbetriebspunkten wird über den Antriebsstrang und die Fahrwiderstände die Fahrzeugreaktion bzw. der Fahrzeugzustand berechnet. Die Führungsgröße des Reglers bildet die vom Fahrzyklus vorgegebene Geschwindigkeit.

Fahrzyklen nach dem Zielgeschwindigkeitsansatz führen mit Rückwärtssimulationen zu Fehlern, weil möglicherweise auf Motorbetriebspunkte zurückgerechnet würde, die vom Motor nicht geleistet werden können. Demnach sind bei Zielgeschwindigkeitsfahrzyklen nur Vorwärtssimulationen direkt anwendbar. Für die indirekte Anwendung von Rückwärtssimulationen ist eine Vorverarbeitung notwendig, die ein dem Fahrzeug entsprechendes, realistisches Geschwindigkeitsprofil ableitet.

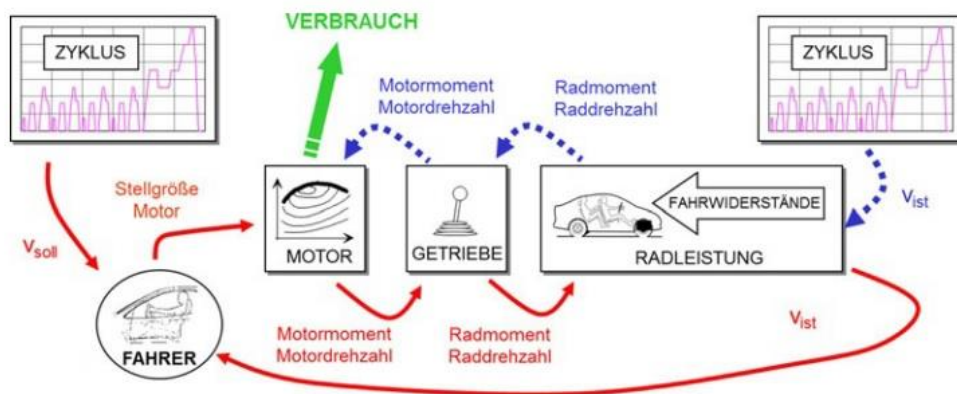


Abbildung 2.11: Grundprinzipien der Verbrauchssimulation nach Nizzola [63, S. 29]

In Verbrauchssimulationen können die Detaillierungsgrade der modellierten Komponenten insbesondere im Antriebsstrang sich erheblich unterscheiden. Sie richten sich nach dem jeweiligen Untersuchungsziel der Simulation. In den fahrzeugtechnischen Grundlagen in Kapitel 2.3.1 wurde beispielhaft bereits auf die Modellierung von Nebenverbrauchern eingegangen. Der Energieverbrauch bei Sattelfahrzeugen im Fernverkehr kann für Kraftstoffverbrauchsberechnungen über eine mittlere Leistungsaufnahme dargestellt werden [20, S. 94]. Bei einer Untersuchung der Einsparpotentiale einzelner Nebenverbrauchsaggregate wie eines Klimakompressors wäre dieser Detaillierungsgrad jedoch nicht hinreichend. Die stark variierende Leistungsaufnahme müsste beispielsweise nach den wesentlichen Einflussfaktoren in Kennfeldern aufgeschlüsselt werden.

Von LaClair [26] wurde zur Berechnung von Einsparpotentialen bei Nutzfahrzeugen eine Rückwärtssimulation mit einem niedrigem Detaillierungsgrad gewählt. Getriebe, Differential und Motor wurden über mittlere Wirkungsgrade abgebildet, sodass sich eine lineare Abhängigkeit zwischen der vom Antriebsstrang bereitgestellter positiver Traktionsenergie und dem Kraftstoffverbrauch ergibt. Die angewandten Fahrzyklen entstammen aus Messungen realer Fahrzeuge, enthalten Steigungsprofile und basieren auf Zeit-Geschwindigkeits-Vorgaben.

LaClair [26, S. 2-5] berechnet, abgeleitet aus der Fahrwiderstandsgleichung (2.1), die vorherrschende Traktionsleistung P_{trac} mit Gl. (2.14).

$$P_{trac} = P_{acc} + P_{grd} + P_{air} + P_{roll} \quad (2.14)$$

Anschließend führt er eine Fallunterscheidung zwischen positiver Traktionsleistung nach Gl. (2.15) und negativer Traktionsleistung nach Gl. (2.16) durch.

$$P_{acc} > -P_{grd} - P_{air} - P_{roll} \quad (2.15)$$

$$P_{acc} < -P_{grd} - P_{air} - P_{roll} \quad (2.16)$$

Ferner integriert LaClair die Traktionsleistung für alle Zeitanteile in denen Gl. (2.15) gilt nach Gl. (2.17) zur Antriebsenergie $E_{trac,drive}$ auf. Für alle Zeitanteile in denen Gl. (2.16) gilt, integriert er nach Gl. (2.18) die Traktionsleistung zur Bremsenergie $E_{trac,brake}$ auf.

$$E_{trac,drive} = \int_{t,trac} P_{trac} dt \quad (2.17)$$

$$E_{trac,brake} = \int_{t,brake} P_{trac} dt \quad (2.18)$$

Den Kraftstoffverbrauch V berechnet LaClair aus der Antriebsenergie $E_{trac,drive}$ und Nebenverbraucherenergie E_{aux} über den Heizwert des Kraftstoffs H_i , den mittleren Motorwirkungsgrad, die mittlere Nebenverbrauchsleistung sowie den mittleren Getriebewirkungsgrad entsprechend Gl. (2.19) [26, S. 5]

$$V = \int_{t,trac} \frac{\frac{E_{trac,drive}}{\eta_{trans}} + E_{aux}}{\eta_{eng} * H_i} dt \quad (2.19)$$

Mit dieser Methode berechnet LaClair Einsparpotentiale durch Optimierung des Roll- und Luftwiderstands, durch Verringerung der Masse und durch Rückgewinnung von negativer Traktionsenergie durch Hybridantriebe. Start-Stopp-Automatiken, die den Motor während des Stillstands abschalten, werden ebenfalls adressiert, indem in der Berechnung ein mittlerer Kraftstoffdurchfluss bei Fahrzeugstillstand angesetzt wird.

Das im Rahmen des CO₂-Zertifizierungsverfahrens entwickelte Simulationsprogramm VECTO basiert ebenfalls auf einer Rückwärtssimulation und verfügt im Vergleich zu LaClair [24] über einen wesentlich höheren Detaillierungsgrad. VECTO zielt darauf ab, die absoluten Kraftstoffverbräuche unterschiedlichster schwerer Nutzfahrzeuge möglichst realitätsnah abzubilden und Kraftstoffeinsparmaßnahmen einheitlich zu bewerten [62, S. 15]. VECTO ist kompatibel zu zeit- als auch zu distanzbasierten Fahrzyklen mit Zielgeschwindigkeitsansatz. In einer Vorverarbeitung werden dem Fahrzyklus fahrzeug- und fahrerspezifische Merkmale aufgeprägt, sodass die Anwendung der Rückwärtssimulation möglich ist [17, S. 99-107]. Der hohe Detaillierungsgrad ermöglicht einerseits die Berechnung realitätsnaher Kraftstoffverbräuche, andererseits auch die Bewertung unterschiedlichster Einsparmaßnahmen, teilweise bis auf Komponentenebene. Im Beschleunigungswiderstand werden beispielsweise die Trägheitsmomente aller rotierender Komponenten berücksichtigt und das Ersatzträgheitsmoment berechnet [17, S. 111-112]. Ein weiteres Beispiel bilden die Getriebeverluste, die je Gang über auf gemessenen Drehmoment-Drehzahl-Kennfeldern basieren [17, S. 114-115]. In einer Validierungsstudie erreichte VECTO eine Übereinstimmung mit auf der Straße gemessenen Kraftstoffverbräuchen von +/- 3 % [62, S. 41].

Kattenberg [51] schaltet seiner einsatzspezifischen, auf beschreibenden Kennwerten basierten Erstellung von Fahrzyklen ebenfalls eine Vorwärtssimulation nach. In dieser bildet er ein Sattelkraftfahrzeug ab, das über einen Kühlaufleger mit elektrischer Energierückgewinnung verfügt [51, S. 89-99]. Weitere Vorwärtssimulationen für schwere Nutzfahrzeuge werden beispielsweise von Welfers [48] und Delorme et al. [21] angewandt. In beiden Simulationsmodellen kommen jedoch zeitbasierte Fahrzyklen zum Einsatz.

2.8 Messung der Fahrwiderstände

In diesem Kapitel werden Verfahren zur Bestimmung der Fahrwiderstände beschrieben. Die Ermittlung des Roll- und des Luftwiderstandes bei schweren Nutzfahrzeugen stehen als Herausforderung hierbei im Vordergrund. Die Ermittlung der Fahrzeugmasse wird im Folgenden nicht näher beschrieben. Sie kann durch Wiegen der Fahrzeuge erfolgen.

2.8.1 Rollwiderstand

Die Bestimmung des Rollwiderstandes bzw. einzelner Rollwiderstandskoeffizienten erfolgt im Allgemeinen anhand von Trommelprüfstandsmessungen oder Schleppversuchen mit Fahrzeugen und Anhängern.

Trommelprüfstandsversuche wurden bereits in Kapitel 2.3.2 bei der Beschreibung des Rollwiderstandes thematisiert. Bode und Bode [32, S. 67-69] folgern aus Vergleichen zwischen Trommelprüfstandsversuchen und Schleppversuchen mit einem Messanhänger, dass nach ISO 28580 [31] ermittelte Rollwiderstandskoeffizienten auch für mittlere reale Straßenbedingungen angesetzt werden können.

Der Versuchsaufbau der Schleppversuche bei Bode und Bode [32, S. 20-25] basiert auf einer Messung der Koppelkraft eines gezogenen Anhängers (Abbildung 2.12). Da die Koppelkraftmessung Luft-, Beschleunigungs- und Steigungswiderstand mit enthält, wurden die Versuche bei geringer konstanter Geschwindigkeit von 15 km/h und bei wechselnden Fahrtrichtungen durchgeführt (Paarbildung von Messwerten). Vor Versuchsdurchführung wurden die Reifen durch eine Warmlaufphase thermisch vorkonditioniert. Hervorzuheben ist, dass die Messwerte sich erst nach 45 Minuten Fahrt jeweils konstanten Werten annäherten [32, S. 30].



Abbildung 2.12: Schleppversuch zur Ermittlung des Rollwiderstandes nach Bode und Bode [32, S. 20]

Holloh et. al [64, S. 7-11] skizzieren ebenfalls einen Schleppversuch, bei dem die stationären mechanischen Fahrwiderstände eines Fahrzeugs ermittelt werden können (Abbildung 2.13). Diese beinhalten neben dem Gesamrollwiderstand des Fahrzeugs bei offener Kupplung auch Leerlaufverluste des Hinterachsgetriebes.

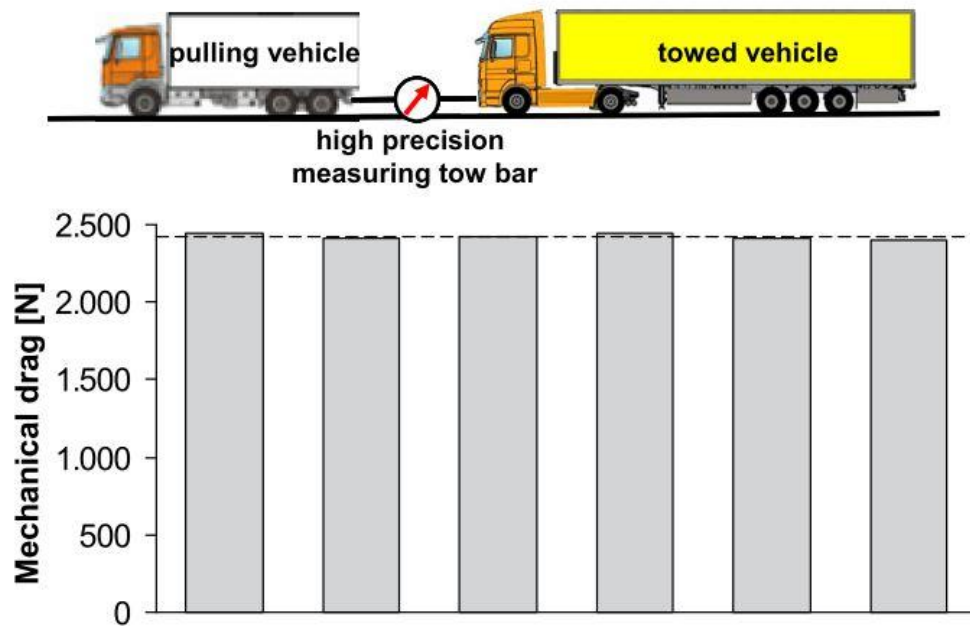


Abbildung 2.13: Schleppversuch zur Ermittlung des Rollwiderstandes nach Holloh et al. [64, S. 7]

2.8.2 Luftwiderstand

Im Fahrzeugentwicklungsprozess haben sich neben Untersuchungen im Windkanal auch Simulationen mittels numerischer Strömungsmechanik (CFD) durchgesetzt. An beide Verfahren werden hier ähnliche Anforderungen bezüglich Genauigkeit gestellt. Änderungen des Luftwiderstandsbeiwerts bis zu einem Bereich von 0,001 sind zu erfassen. [35, S. 970]

Bei Nutzfahrzeugen sind Windkanalmessungen im Maßstab 1:1 mit einem großen Aufwand verbunden. Daher haben sich Windkanalmessungen in Maßstäben 1:4 oder auch 1:2,5 etabliert. Im Maßstab 1:4 werden gewöhnlich Detailoptimierungen an Nutzfahrzeugen bewertet, bspw. Verschmutzungsanfälligkeit von Seitenspiegeln. Kleinere Maßstäbe wie 1:2,5 werden bevorzugt für Untersuchungen an Gesamtfahrzeugkombinationen angewandt, um Aussagen über den Luftwiderstandsbeiwert zu gewinnen und Wechselwirkungen von aerodynamischen Anbauteilen zu bewerten. Bei Modellwindkanalversuchen wirken auch sogenannte Blockadeeffekte. Diese beschreiben störende Wechselwirkungen zwischen Modell und Begrenzungen des Windkanals, die in der Realität nicht auftreten und Messwerte somit verfälschen. Diese Blockadeeffekte treten insbesondere bei Drehung des Fahrzeugmodells um seine Hochachse zur Darstellung von Schräganströmungen auf. [34, S. 665-670]

Numerische Strömungsmechanik als Ersatz und Ergänzung zu Windkanaluntersuchungen befasst sich mit der dreidimensionalen Simulation reibungsbehafteter Strömungen. Als Modellgleichung wird bspw. die Navier-Stokes-Gleichung angewandt. In der Fahrzeugaerodynamik sind sich ablösende Strömungsgebiete unvermeidbar, was einen erhöhten Rechenaufwand zur Folge hat und den Einsatz von vereinfachten Ersatzmodellen erfordert. Nach Schütz et al. [65, S. 969] liegt der Rechenaufwand für ein Gesamtfahrzeugmodell „in der Größenordnung Tage“. Aufgrund der stets zunehmenden Leistungsfähigkeit von Computern wird der Rechenaufwand heute, 7 Jahre nach diesem Zitat, in der Größenordnung Stunden liegen. Weiteren Aufwand erzeugen die Modellerstellung (Pre-Processing) sowie die Ergebnisauswertung (Post-Processing). Schütz et al. [65, S. 969] attestieren der numerischen

Strömungsmechanik „noch lange nicht die gleiche Zuverlässigkeit“ wie dem Experiment. Holloh et. al [64, S. 10] weisen auf Abweichungen von +/- 10 % vom Luftwiderstandsbeiwert bei numerischer Strömungsmechanik hin. Diese werden wesentlich beeinflusst durch die Detaillierungsgenauigkeit der generierten Modelle sowie der Motorraumdurchströmungssimulation.

2.8.3 Kombinierte Messung von Roll- und Luftwiderstand

Zur kombinierten Roll- und Luftwiderstandsmessung wird der Gesamtfahrwiderstand eines Fahrzeugs bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten ermittelt. Anschließend wird über modellhafte Rechnungen, die auf den Fahrwiderstandsgleichungen beruhen, Roll- und Luftwiderstandsbeiwerte ermittelt. Die Messungen werden auf Teststrecken durchgeführt. Daher sind auch Umwelteinflüsse wie beispielsweise die Lufttemperatur und Wind durch Korrekturrechnungen zu berücksichtigen.

Der Gesamtfahrwiderstand lässt sich durch Ausrollen des Fahrzeugs (Coast-Down Test) einerseits oder durch Konstantfahrt und Messung der Antriebskraft andererseits messen. Beide Verfahren stellen hohe Anforderungen an zur Verfügung stehende Teststrecken, Umweltbedingungen, Messtechnik und Versuchsdurchführungen.

Bei Konstantfahrtversuchen ist die Antriebskraft am Rad F_{trac} dem Gesamtfahrwiderstand gleichzusetzen, wobei der Beschleunigungswiderstand annähernd Null ist. Als Unbekannte ist die Summe aus Rollwiderstand F_{roll} und Luftwiderstand F_{air} entsprechend Gl. (2.20) zu ermitteln.

$$F_{roll} + F_{air} = F_{trac} - F_{grd} \quad (2.20)$$

Bei Ausrollversuchen ist die Antriebskraft am Rad F_{trac} annähernd Null bzw. entspricht einer negativen Antriebskraft, die aus dem Leerlaufmoment der Antriebsachse entsteht. Der Term des Beschleunigungswiderstandes F_{acc} ist negativ und errechnet sich aus den Trägheitskräften des Fahrzeugs. Die Summe aus Rollwiderstand F_{roll} und Luftwiderstand F_{air} ist nach Gl. (2.21) zu ermitteln.

$$F_{roll} + F_{air} = -F_{acc} - F_{grd} + F_{trac} \quad (2.21)$$

Bei Nutzfahrzeugen kann unter der Annahme eines geringfügigen Einflusses der Geschwindigkeit auf den Rollwiderstandsbeiwert der Rollwiderstand als konstant angenommen werden [8, S. 12]. Der Luftwiderstand F_{air} steigt mit dem Quadrat der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{veh} bzw. der Anströmung v_{air} . Eine Aufschlüsselung von Luft- und Rollwiderstand ist folglich über eine Polynomapproximation 2. Grades möglich (Abbildung 2.14).

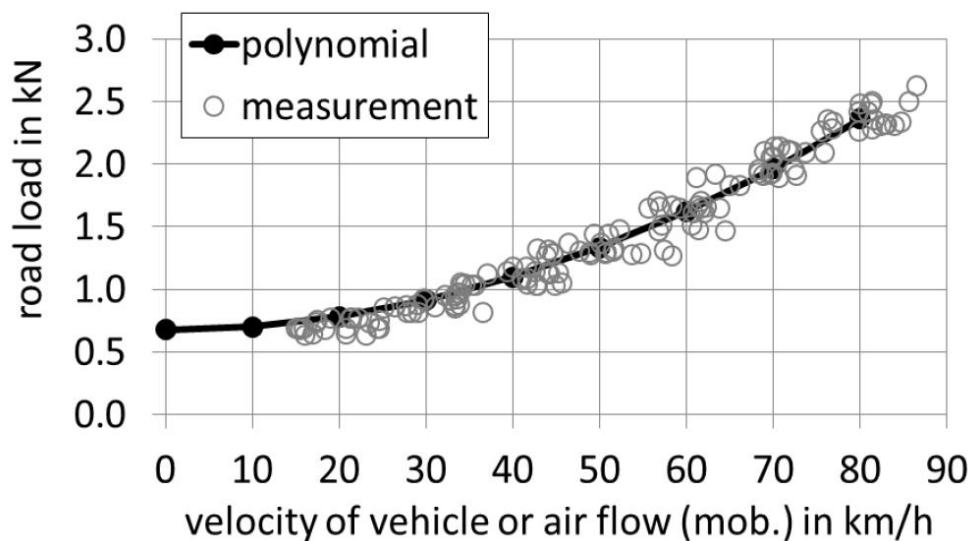


Abbildung 2.14: Beispiel einer Polynomapproximation der Summe aus Luft- und Rollwiderstand eines Ausrollversuchs [8, S. 198]

Der Stand der Technik beschreibt zahlreiche Verfahren zu Konstantfahrtversuchen [38, S. 11-17, 39, S. 24-53, 62, S. 16-22] und Ausrollversuche [38, S. 11-17, 66, 67, 68, S. 10-29]. Die Beschreibungen der Versuchsdurchführungen enthalten jeweils auch witterungstechnische Randbedingungen bezüglich Wind, Umgebungstemperatur oder Nässe sowie Korrekturrechnungen, um beispielsweise den Luftwiderstand auf eine normierte Luftdichte zu beziehen.

2.9 Diskussion des Standes der Technik

Der Stand der Wissenschaft und Technik wurde zu Maßnahmen zur CO₂-Reduktion bei Sattelkraftfahrzeugen und der Quantifizierung ihrer Einsparpotentiale erhoben. Aus der Analyse der Gesamtenergiebilanz eines Sattelzugs im Fernverkehr (Abbildung 2.2) konnten der Luftwiderstand, der Rollwiderstand und Leichtbau als starke Stellhebel zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs identifiziert werden. Bei der Recherche zum Stand der Technik der zugehörigen Grenzpotentiale zeigt sich, dass für den Anwendungsfall Sattelkraftfahrzeug im Fernverkehr mittlere Werte angesetzt werden können. Es zeigte sich jedoch auch, dass diese über unterschiedliche Fernverkehrseinsätze hinweg stark streuen können. Der Verbrauchsgradient für Aerodynamik variiert im recherchierten Stand der Technik selbst bei Fernverkehrsszenarien um den Faktor 3. Der Verbrauchsgradient für den Leichtbau variiert um den Faktor 3, das Potential für den Rollwiderstand mit der Fahrzeugmasse um den Faktor 2. Diese Faktoren schlagen in einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung direkt auf die Rentabilität entsprechender Effizienzmaßnahmen durch. Dies verdeutlicht, dass eine einheitliche Bewertung von Effizienzmaßnahmen beispielsweise über Standardfahrzyklen nicht für alle Anwendungsfälle aus dem Bereich Fernverkehr stehen kann.

Der ermittelte Stand der Technik zeigt ferner, dass bereits in mehreren Studien verfügbare Effizienzmaßnahmen zusammengetragen und jeweils bezüglich ihrer Einsparpotentiale und Rentabilität bewertet wurden. Dabei konnte eine Reihe von bereits verfügbaren und rentablen Maßnahmen identifiziert werden. Als Hindernis für deren Umsetzung wurde unter anderem das Fehlen verlässlicher Informationen ermittelt.

Die Recherche des Standes der Technik zu Fahrzyklen für schwere Nutzfahrzeuge offenbart die Notwendigkeit von zielgeschwindigkeitsbasierten Fahrzyklen mit hinterlegten Steigungsprofilen. Im Rahmen des CO₂-Zertifizierungsverfahren wurden hierzu entsprechende Fahrzyklen für unterschiedliche Fahrzeugeinsätze und Fahrzeugklassen entwickelt. So ist anzunehmen, dass sich diese auch zu einem Standard etablieren werden und Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs an ihnen einheitlich gemessen werden. Die so entstehenden „Katalogeinsparungen“ werden die Maßnahmen zumindest untereinander vergleichbar machen.

Ein Schlüssel zu kundenspezifischen Bewertungen stellt die Anwendung von individuellen Fahrzyklen dar. Hierzu steht eine Reihe von Vorgehensmodellen zur Verfügung. Aus diesen ist insbesondere jene von Kattenberg hervorzuheben, die es ermöglicht, aus benutzerdefinierten und intuitiven beschreibenden Kennwerten zielgeschwindigkeitsbasierte Fahrzyklen mit hinterlegtem Steigungsprofil zu generieren [51, S. 44-47]. Vor dem Hintergrund einer kundenspezifischen Bewertung stellt sich hier die Frage, wie bzw. wie gut und aufgrund welcher Informationen von Flottenbetreibern die beschreibenden Kennwerte ausgewählt werden können. Insbesondere herausfordernd erscheint die Aufgabe, individuelle Fahrzyklen für Fahrzeuge zu erstellen, die nicht im Pendelverkehr eingesetzt werden, sondern durch Frachtbörsen täglich wechselnde Routen und Beladungen erfahren.

Für die Quantifizierung von Einsparpotentialen konnten unterschiedliche Verfahren recherchiert werden, die sich bezüglich ihrer kundenspezifischen Aussage, ihres Aufwandes und ihrer Differenzmessgenauigkeit unterscheiden lassen (Tabelle 2.6).

Die kundenspezifische Aussage leitet sich aus der Repräsentativität von erzielten Ergebnissen für einen individuellen Fahrzeugeinsatz ab.

- Verfahren nach Egger [60] oder dem SAE J1321 Type II Verfahren [61] messen den Kraftstoffverbrauch am Fahrzeug bei konstanter Autobahngeschwindigkeit und konstanter Beladung. Dieser Fahrzustand kann im Fernverkehr einen hohen Anteil belegen. In den seltensten Fällen wird dies jedoch das gesamte Spektrum des Fahrzeugeinsatzes widerspiegeln, sodass gewonnene Erkenntnisse nicht auf kundenspezifische Einsätze direkt übertragbar sind.
- Den realistischeren Fahrzeugeinsatz bilden Verfahren wie die CO₂-Zertifizierung mit VECTO [62] oder der VR-Test [28, S. 36-43] ab. Dort zum Einsatz kommende Fahrzyklen setzen sich aus verschiedenen Landstraßen- und Autobahnfahrten zusammen, die mit unterschiedlicher Beladung gefahren werden. Im Sinne eines „mittleren Fahrzyklus“ können sie so gestaltet werden, dass sich ein Großteil von Flottenbetreibern mit deren Fahrzeugeinsätzen weitestgehend widerspiegelt sieht.
- Bei der Anwendung von Telematik im Speditionsalltag werden die Maßnahmen unmittelbar im kundenspezifischen Fahrzeugeinsatz bewertet.
- Im Vorgehensmodell nach Kattenberg [51, S. 44-47] kann der kundenspezifische Fahrzeugeinsatz, soweit die entsprechenden Informationen für die beschreibenden Kennwerte vorliegen, nachgebildet werden. So ist anzunehmen, dass beide letztgenannten Verfahren den kundenspezifischen Einsatz genauer abbilden können als Standardfahrzyklen dies vermögen.

Der Aufwand, der für eine Bewertung von Maßnahmen betrieben werden muss, hängt neben dem gewählten Verfahren von einer Vielzahl weiterer Faktoren ab, beispielsweise welche Art von Maßnahme und wie viele Maßnahmen untersucht werden sollen.

- Am höchsten ist der Aufwand im Allgemeinen einzuschätzen, sobald Fahrzeuge außerhalb ihres üblichen, kommerziellen Fahrzeugeinsatzes für Messungen bereitgestellt werden müssen. Dies ist bei Verfahren nach Egger [60], SAE J1321 Type II [61], im VR-Test [28, S. 36-43] sowie bei Prüfstandsversuchen erforderlich. Hinzu kommen gegebenenfalls Kosten für Prüfstände und Teststrecken.
- Bei der Nutzung von Telematik im Speditionsalltag ist der Aufwand geringer einzuschätzen, weil die betrachteten Maßnahmen im kommerziellen Fahrzeugeinsatz getestet werden. Das Verfahren benötigt jedoch zur statistischen Mittelung von Störgrößen einen langen Betrachtungszeitraum der mit dokumentiert und ausgewertet werden muss.
- Verfahren, die auf Verbrauchsberechnungen beruhen, sind selbst mit einem vergleichsweise geringen Aufwand verbunden. Für Verbrauchsberechnungen wie in VECTO entstehen einmalig hohe Aufwände für die Parametrierung der Modelle. Sind beispielsweise aerodynamische Maßnahmen zu bewerten, ohne dass hierfür bereits entsprechende Messungen vorgenommen wurden, können zusätzliche Einmalaufwände anfallen. Diese können jedoch im Allgemeinen wiederholt in unterschiedlichen Analysen genutzt werden. Im Verfahren nach Kattenberg [51] kommen Aufwände für die Informationsakquise und Erstellung der individuellen Fahrzyklen hinzu.

Die Möglichkeiten und Grenzen der recherchierten Verfahren Unterschiede im Kraftstoffverbrauch zu quantifizieren, wurde im Stand der Technik als Differenzmessgenauigkeit definiert. Diese unterscheidet sich bei den recherchierten Verfahren erheblich. Bei Kraftstoffverbrauchsmessungen am Fahrzeug kann dies am Umgang mit Störgrößen aus den Bereichen Fahrer, Fahrzeug sowie Verkehr und Umwelt diskutiert werden. Bei Verbrauchsberechnungen ist die Modellierung und Parametrierung ausschlaggebend für die Differenzmessgenauigkeit.

- Der Einsatz von Telematik im Speditionsverkehr behandelt Störgrößen durch statistische Mittelung über einen längeren Zeitraum. Diese Mittelwertbildung ist jedoch mit einer gewissen Unsicherheit behaftet, wenn langfristig wirkende Störgrößen oder sich ändernde Parameter nicht ausreichend berücksichtigt wurden. Beispielsweise zu nennen sind Jahreszeiten, Baustellen oder die Bereifung von Fahrzeugen, wenn deren Profil, und damit einhergehend der Rollwiderstand, kontinuierlich abnehmen. Der Einsatz von Telematik im Speditionsalltag zur Quantifizierung von Einsparpotentialen ist für einzelne Maßnahmen, deren Wirkung unterhalb von 1,0 l/100 km liegt vermutlich ungeeignet.
- Die Differenzmessgenauigkeit von dedizierten Kraftstoffverbrauchsmessungen mit einem Referenzfahrzeug wie im VR-Test [28, S. 36-43], bei Denimal et al. [52, S. 60-65], nach Egger [60] oder SAE J1321 Type II [61] ist höher einzuschätzen als bei der Anwendung von Telematik im Speditionseinsatz. Dies begründet sich unter anderem darin, dass Störgrößen aus dem Bereich Fahrer und Fahrzeug durch klare Fahrhinweise und definierte Fahrzeugzustände besser kontrolliert werden können. Referenzfahrzeuge ermöglichen eine Kompensationsrechnung von Umwelteinflüssen. Zum Einsatz kommende Kraftstoffdurchflussmessgeräte haben eine höhere Genauigkeit als fahrzeugseitige Kraftstoffverbrauchsschätzer, deren Daten von Telematiksystem im Allgemeinen verarbeitet werden. Bei konstanter Geschwindigkeit wie bei Egger [60] und SAE J1321 Type II [61] können zudem etwaige Verkehrseinflüsse ausgeschlossen werden.

- Die Differenzmessgenauigkeit von Kraftstoffverbrauchsmessungen auf Antriebsstrang- und Rollenprüfständen ist nochmal höher einzuschätzen als bei Messungen auf öffentlichen Straßen und Teststrecken, auch wenn hier Referenzfahrzeuge eingesetzt werden. Die Testumgebung in Prüfständen ist im Allgemeinen hochgradig kontrolliert und ermöglicht so eine hohe Wiederholbarkeit von Messungen.
- Verbrauchsberechnungen vermögen bei korrekter Modellbildung, Detailierung und Parametrierung selbst Verbrauchsunterschiede infolge von kleinsten Parameteränderungen zu quantifizieren. Die Differenzmessgenauigkeit kann jedoch nur in Verbindung mit Messungen geänderter Eingangsparameter bewertet werden. Bei korrekter Parametervariation ist jedoch die Differenzmessgenauigkeit höher einzuschätzen als bei Verbrauchsmessungen am Fahrzeug.

Tabelle 2.6: Bewertung der recherchierten Verfahren zur Kraftstoffverbrauchsmessung bezüglich der Quantifizierung kundenspezifischer Einsparpotentiale anhand einer dreistufigen qualitativen Bewertung mit „gut“ (+), „mittel“ (o) und „schlecht“ (-)

	Telematik	SAE J1321 Type II [61] Egger [60]	VR-Test [28, S. 36-43]	Rollen- und Antriebsstrangprüfstände	VECTO [62]	Kattenberg [51]
Kundenspezifische Aussage	+	-	o	abhängig von Fahrzyklus	o	+
Aufwand	o	-	-	-	o	o
Differenzmessgenauigkeit	-	o	o	+	+	+

Die Gegenüberstellung der recherchierten Verfahren zur Quantifizierung von Kraftstoffeinsparpotentialen zeigt, dass kein Verfahren bezüglich kundenspezifischer Aussage, Aufwand und Differenzmessgenauigkeit optimal ist. Das Verfahren nach Kattenberg mit im Vergleich „mittlerem Aufwand“ und „guter Differenzmessgenauigkeit“ und „guter kundenspezifischer Aussage“ ist am tauglichsten Maßnahmen kundenspezifisch zu bewerten (Tabelle 2.6). Das Verfahren hat jedoch den oben beschriebenen Nachteil, dass die Parametrierung des Kundeneinsatzes eine Herausforderung darstellen kann, weil es nicht direkt am realen Fahrzeugeinsatz ansetzt.

Es zeigt sich ferner, dass auch keines der recherchierten Verfahren über eine durchgängige Werkzeugkette von der Akquise kundenspezifischer Einsätze über die Potentialbewertung bis hin zu Wirtschaftlichkeitsanalyse und Demonstration verfügt. Eine derartige Werkzeugkette könnte insbesondere dabei unterstützen, informierte Investitionsentscheidungen treffen zu können.

3 Aufgabenstellung und Struktur der Dissertation

Aus dem Stand der Technik wurde die folgende Aufgabestellung abgeleitet. Es soll ein Verfahren entwickelt und bewertet werden, das effizient kundenspezifische Einsparpotentiale technischer Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei schweren Nutzfahrzeugen quantifiziert und direkt am realen Fahrzeugeinsatz ansetzt. Das Verfahren soll um weitere Bausteine ergänzt werden, sodass eine über den Stand der Wissenschaft und Technik hinausgehende, durchgängige Werkzeugkette entsteht. Diese umfasst die Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen unmittelbar im Fahrzeugeinsatz, die Potentialbewertung möglicher Maßnahmen sowie die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung und die Demonstration präzidierter Einsparungen.

Dünnebeil et al. [47, S. 132-137] schlagen zum Abbau von Markthemmnissen von kraftstoffverbrauchsreduzierenden Maßnahmen unter anderem „Nutzfahrzeug-Effizienzberater“ vor, die vor allem kleinere Unternehmen herstellerunabhängig unterstützen, passende Maßnahmen zu identifizieren. Das zu entwickelnde Verfahren wäre neben konventionellen Informationen auch ein Werkzeug für eben jene „Nutzfahrzeug-Effizienzberater“. Es ermöglicht, maßgeschneiderte Lösungen zu entwickeln, insbesondere wenn sich Flottenbetreiber mit ihren Fahrzeugeinsätzen in den Standardwerten der CO₂-Zertifizierung nicht repräsentiert sehen.

Das im Rahmen dieser Dissertation entwickelte Verfahren wird in den folgenden Kapiteln näher beschrieben (Abbildung 3.1). Die ersten beiden Bausteine umfassen die Ermittlung von möglichen technischen Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs (Kapitel 4) sowie die Akquise von kundenspezifischen Fahrzyklen (Kapitel 5). Die Maßnahmenermittlung (Kapitel 4) greift hierbei auf die Mittel der Recherche und der Fahrwiderstandsmessungen zurück. Ziel ist es, relevante fahrzeugtechnische Parameter, wie beispielsweise Luftwiderstandsverbesserungen, zu erheben. Diese ermöglichen eine Berechnung des Kraftstoffeinsparpotentials in unterschiedlichen Fahrzeugeinsätzen. Die Fahrzeugeinsätze spiegeln sich in Fahrzyklen wider. Die Akquise der kundenspezifischen Fahrzyklen (Kapitel 5) setzt mit einer Datenaufzeichnung unmittelbar im Fahrzeugeinsatz an. Die hierbei gewonnenen Rohdaten werden zu webbasierten Fahrzyklen mit Zielgeschwindigkeitsansatz und hinterlegtem Steigungsprofil verarbeitet. Die kundenspezifischen Fahrzyklen und die fahrzeugtechnischen Parameter der ermittelten Maßnahmen finden Eingang in eine Verbrauchssimulation (Kapitel 6). Diese ermöglicht eine effiziente Quantifizierung der Einsparpotentiale der recherchierten Maßnahmen vor dem Hintergrund des Kundeneinsatzes. Für eine anschließende Wirtschaftlichkeitsbetrachtung (Kapitel 7) werden die kundenspezifischen Einsparpotentiale der untersuchten Maßnahmen, die sich aus der Verbrauchssimulation ergeben, den Kosten der Maßnahmen gegenübergestellt. Ziel ist die Berechnung von Amortisationsdauern und Fahrleistungen, ab denen sich die Maßnahmen im jeweiligen Kundeneinsatz lohnen. Kraftstoffverbrauchsmessungen am Fahrzeug in Ausgangskonfiguration sowie mit realisierten Maßnahmen ermöglichen die Validierung von zuvor durch

Berechnung ermittelten Einsparpotentials (Kapitel 8). Der Demonstration von prognostizierten Kraftstoffverbrauchsminderungen kommt eine besondere Bedeutung zu, weil im Stand der Wissenschaft und Technik recherchierte Veröffentlichungen den Nachweis von im direkten Kundeneinsatz prognostizierten und eben dort gemessenen Einsparpotentials schuldig bleiben.

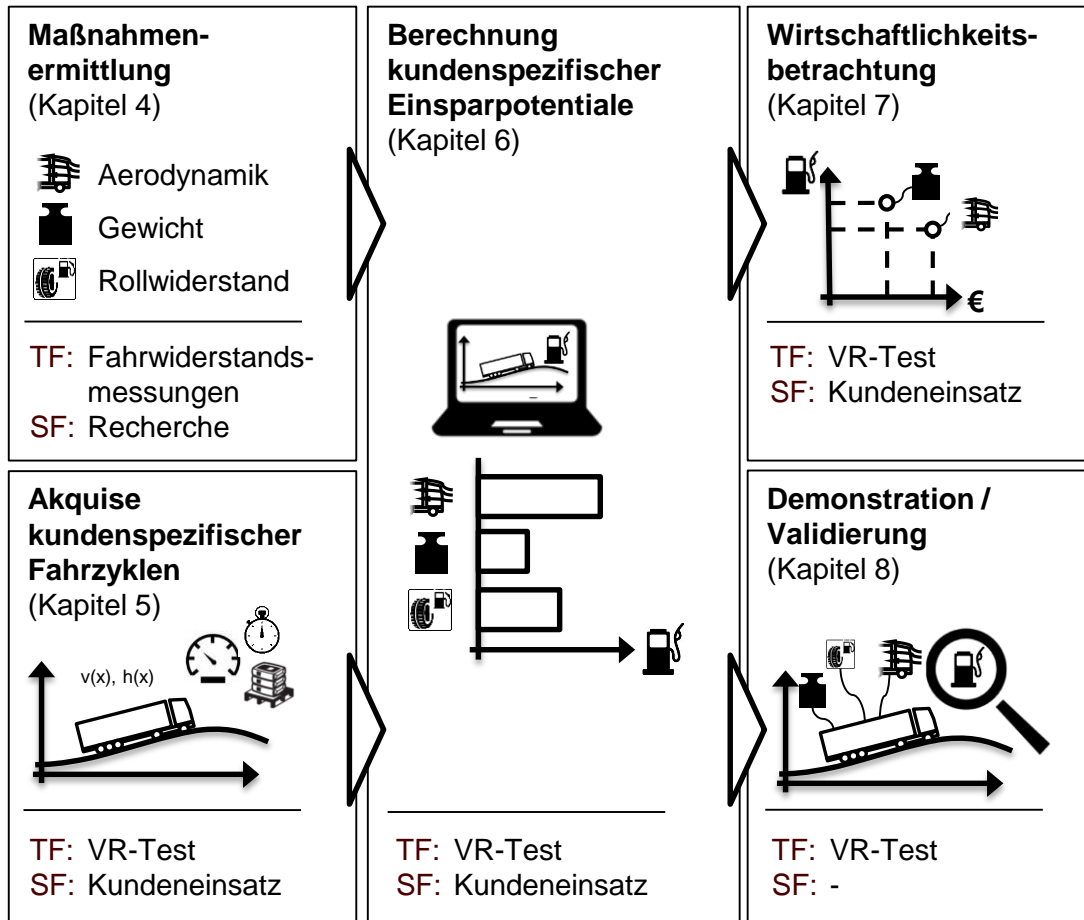


Abbildung 3.1: Verfahren zur Quantifizierung und Demonstration von kundenspezifischen Einsparpotentials technischer Maßnahmen sowie deren wirtschaftlichen Bewertung; Durchführung anhand eines Testfahrzeugs (TF) und eines Speditionsfahrzeugs (SF).

Für die Entwicklung und die Validierung des Verfahrens standen zwei Sattelkraftfahrzeuge mit einer zulässigen Gesamtmasse von 40 t zur Verfügung (Tabelle A.1 im Anhang). Das erste stellt ein Testfahrzeug (TF) dar, das zu Forschungszwecken zur Verfügung stand. Das zweite ist ein Speditionsfahrzeug (SF), das sich zum Zeitpunkt der Untersuchungen im täglichen, kommerziellen Fernverkehrseinsatz befand. Die Sattelzugmaschine und der Sattelanhänger bildeten hierbei eine dauerhafte Kombination.

Am Testfahrzeug konnten luftwiderstandsreduzierende Maßnahmen prototypisch umgesetzt werden. Mit diesen Maßnahmen waren Fahrwiderstandsmessungen möglich, sodass recherchierte Parameter mit direkt am Fahrzeug gewonnen Messergebnissen verglichen werden konnten (Kapitel 4). Ferner waren mit dem Testfahrzeug Kraftstoffverbrauchsmessungen im VR-Test [28, S. 36-43] möglich. Anhand dieser Messwerte konnte der VR-Test in einen Fahrzyklus überführt werden (Kapitel 5). Die gemessenen Kraftstoffverbräuche ermöglichten auch eine Validierung der Verbrauchssimulation. Anhand der Verbrauchssimulation wurden für das Testfahrzeug im VR-Test die Einsparpotentials zu den betrachteten Maßnahmen berechnet (Kapitel 6) und eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt (Kapitel 7). Abschließend war mit

dem Testfahrzeug auch eine Kraftstoffverbrauchsmessung im VR-Test mit einer umgesetzten Maßnahmenkombination möglich, sodass berechnete Einsparpotentiale demonstriert werden konnten (Kapitel 8).

Am Speditionsfahrzeug, das bereits über eine Seitenverkleidung am Sattelanhänger verfügte, konnten keine zusätzlichen Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs umgesetzt werden. Aufgrund seiner baulichen Ähnlichkeit zum Testfahrzeug wurden jedoch die im Rahmen von Fahrwiderstandsmessungen gewonnene Parameter des Testfahrzeugs auf das Speditionsfahrzeug übertragen. Ferner wurden weitere Maßnahmen recherchiert, deren Einsatz in beiden Fahrzeugen möglich ist (Kapitel 4). Am Speditionsfahrzeug kam hingegen ein System zur automatisierten Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen zum Einsatz, das im Rahmen dieser Dissertation konzipiert und realisiert wurde. Damit konnte der tägliche Kundeneinsatz in eine Datenbasis überführt werden, die den kundenspezifischen Fahrzyklus abbildet (Kapitel 5).

Beide Fahrzeuge mit den zugehörigen Fahrzyklen, das Speditionsfahrzeug mit dem kundenspezifischen Fahrzyklus und das Testfahrzeug mit dem VR-Test als Fahrzyklus, wurden in der Verbrauchssimulation abgebildet (Kapitel 6). Bei beiden Fahrzeugen wurden die ausgewählten recherchierten und teilweise in Fahrwiderstandsmessungen untersuchten Maßnahmen simuliert und deren Einsparpotentiale in den jeweiligen Fahrzyklen berechnet. Auch die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung konnte so für beide Fahrzeuge vor dem Hintergrund der jeweiligen Fahrzeugeinsätze durchgeführt werden (Kapitel 7).

Zur Validierung der in der Verbrauchssimulation prädizierten Einsparungen wurde der VR-Test mit dem Testfahrzeug sowohl in Ausgangskonfiguration als auch mit einem Maßnahmenpaket absolviert (Kapitel 8). Damit befasst sich das Kapitel auch implizit exemplarisch damit, wie Kraftstoffeinsparungen demonstriert werden können.

4 Maßnahmenermittlung

Dieses Kapitel befasst sich mit der Ermittlung von fahrzeugseitigen Maßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und deren fahrzeugtechnischen Parametern. Zunächst werden infrage kommende Maßnahmen von Zielfahrzeugen recherchiert. Anschließend werden deren fahrzeugtechnische Parameter ermittelt, um diese in der anschließenden Verbrauchsberechnung modellieren zu können. Hierzu wird auf die Mittel der Recherche und der Messung zurückgegriffen. Neben den fahrzeugtechnischen Parametern, werden in entsprechenden Veröffentlichungen oftmals auch konkrete Kraftstoffeinsparpotentiale zu Maßnahmen genannt. Diese sind im Rahmen des hier vorgestellten Verfahrens zur Bewertung kundenspezifischer Einsparpotentiale nur mittelbar von Interesse, weil sie möglicherweise nur von dem Hintergrund eines anderen Fahrzeugeinsatzes gültig sind. Konkrete Kraftstoffeinsparpotentiale zu Maßnahmen werden in der folgenden Recherche dennoch mit betrachtet, weil sie Hinweise auf wirksame Maßnahmen und die Größenordnungen derer Potentiale geben.

Die stetige Bestrebung von Transportindustrie und Forschung, den Kraftstoffverbrauch von Nutzfahrzeugen zu reduzieren, drückt sich in einer enormen Fülle an verfügbaren Maßnahmen und Technologien aus. Die Recherche zum Stand der Technik befasste sich mit zusammenfassenden Studien zu einzelnen Maßnahmen (Kapitel 2.6). Dieses Kapitel hingegen befasst sich mit einer konkreten Auswahl an Maßnahmen aus den Bereichen Aerodynamik, Rollwiderstand und Leichtbau, die als große Stellhebel zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs identifiziert wurden. Für das Speditionsfahrzeug und das Testfahrzeug werden aus dem Bereich der Aerodynamik Heckanzüge bzw. Heckanzugklappen („Boat-Tails“, „Flaps“), Seitenverkleidungen an Sattelanhängern („Side-Skirts“, „Trailer-Skirts“) sowie Diffusoren am Heck von Sattelanhängern betrachtet. Rollwiderstandsreduktion wird beispielhaft durch rollwiderstandsoptimierte Reifen für Anhängerachsen untersucht. Um das Themenfeld Leichtbau nicht kleinteilig auf Komponentenebene zu betrachten, werden am Markt verfügbare Leichtbausattelanhänger betrachtet.

4.1 Maßnahmenrecherche

Bei der Recherche von Maßnahmen lassen sich veröffentlichte fahrzeugtechnische Parameter und Kraftstoffeinsparpotentiale oftmals nicht direkt miteinander vergleichen, weil die Bezugsgrößen variieren oder relative Angaben gemacht werden. Daher werden zur vergleichenden Bewertung der Maßnahmen die in Tabelle 2.5 definierten Fahrzeugparameter und Verbrauchsgredienten herangezogen, um unterschiedliche Angaben einem Vergleich zugänglich zu machen. Es werden beispielsweise relative Luftwiderstandsverbesserungen über den dort zugrunde gelegten Luftwiderstandsbeiwert $c_{d(0)}$ von 0,58 in absolute Werte übersetzt.

4.1.1 Heckenzugklappen

Heckenzüge reduzieren die widerstandserzeugende Wirbelbildung am hinteren Ende von Sattelanhängern und vermindern dadurch den Gesamtluftwiderstand von Sattelkraftfahrzeugen. Als gängigste Lösung werden Heckenzüge über sogenannte Heckenzugklappen realisiert (Abbildung 4.1). Diese können an den Türen eines Heckportals eingefaltet oder eingeklappt werden, um ein Öffnungswinkel der beiden Türflügel von annähernd 270° zu realisieren. Dieser Öffnungswinkel ist für eine freie Sicht des Fahrzeugführers beim rückwärtigen Heranfahren an eine Laderampe bei geöffneten Portaltüren vonnöten.

Nach der Verordnung (EU) 1230/2012 [69, S. 31-79] sind Heckenzugklappen bei Sattelanhängern im ausgefahrenem Zustand mit einer Länge von bis zu 500 mm und einer Breite je Seite von 50 mm von den üblichen Längenbegrenzungen ausgenommen. Für Heckenzugklappen in eingefahrenem Zustand sind jedoch keine Längenausnahmen vorgesehen, was einem nachträglichen Anbringen an bestehende Heckportale oftmals entgegensteht.



Abbildung 4.1: Heckenzugklappen im ein- und ausgefahrenem Zustand [70]

Die Wirkungsweise und mögliche Einsparpotentiale unterschiedlicher Varianten von Heckenzugklappen sind Gegenstand zahlreicher Studien. Diese sind im Folgenden zusammengefasst.

Bereits zu Beginn der 1990er Jahre untersuchten Göhring und Krämer [71, S. 435-439, 72, S. 634-640] bzw. Porth und Krämer [73, S. 220-228, 74, S. 632-639] neben weiteren aerodynamischen Maßnahmen auch Heckenzüge an Sattelkraftfahrzeugen und wiesen deren mögliche Einsparpotentiale nach. Die Beträge der Einsparpotentiale sind möglicherweise nicht mehr auf heutige Fahrzeuggeometrie übertragbar, weil die Untersuchungen an aus heutiger Sicht veralteter Fahrzeuggeometrie durchgeführt wurden. Göhring und Krämer [71, S. 436-437] zeigten jedoch anhand von Windkanalmodellen generell auf, dass der optimale Einzugswinkel im Bereich von 10° bis 13° zu wählen ist, um eine möglichst hohe Luftwiderstandsreduktion herbeizuführen. Sie belegten auch, dass diese dann weitestgehend unabhängig von Fahrzeug-schräganströmungen ist.

Frank [75, S. 67] kommt in einer Literaturrecherche zur Aerodynamik von schweren Nutzfahrzeugen ebenfalls zum Schluss einer geringen Schräganströmeempfindlichkeit mit annähernd gleichem Effekt im gesamten Anströmbereich. Bei einer optimalen Gestaltung mit ca. 14° Einzugswinkel und einer Klappenlänge von 500 mm bis 600 mm geht Frank zusammenfassend von einer Verbesserung von maximal 0,035 bis 0,050 im Luftwiderstandsbeiwert aus [75, S. 68]. Bei einem angenommenen Ausgangswert von 0,58 entspräche dies einer Luftwiderstandsreduktion

um 6,0 % bis 8,5 % und unter Anwendung der Gradienten aus Tabelle 2.5 einer Einsparung von 0,60 l/100 km bis 0,85 l/100 km.

Devesa & Indinger [36, S. 43-50] untersuchten anhand von CFD-Methoden und Windkanaluntersuchungen unterschiedliche Heckeinzugsvarianten. Eine Variante, die jedoch nur Windkanalmessungen unterzogen wurde, mit einer Länge von 400 mm und drei Klappen (Abbildung 4.2) erzielte eine Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes um 6,0 %.



Abbildung 4.2: Heckeinzugsklappen, Windkanalmodell 1:2,5 [36, S. 50]
Geometrie in Originalgröße 1:1: Länge 400 mm, Einzugswinkel 13 °, Bodenfreiheit 1,5 m, Radius der Kantenrundung zwischen oberer und seitlicher Klappen 25 mm

Frasquet & Indinger [37] untersuchten in einer anschließenden Studie anhand von CFD-Methoden weiter den Einfluss der Schräganströmung bei Heckeinzugsklappen. Die Untersuchungen wurden jedoch gegenüber der in Abbildung 4.2 dargestellten Konfiguration mit einer Heckeinzugsvariante mit 4 Klappen durchgeführt. In dieser Variante sind die seitlichen Klappen bis zur Unterkante des Aufbaus verlängert und schließen ebendort an eine vierte, horizontale Klappe an. Diese Konfiguration ist zulassungstechnisch aufgrund von erhöhter Verletzungsgefahr bei Auffahrunfällen insbesondere mit Motorradfahrern zu hinterfragen. Devesa & Indinger [37, S. 43-50] ermittelten in der Vorgängerstudie für diese Variante mit 4 Klappen durch CFD-Methoden eine Reduktion des Luftwiderstands von 9,4 %. Windkanalmessungen ergaben 7,7 %. In der anschließenden Studie berechneten Frasquet & Indinger [37, S. 31-39] anhand des gleichen Referenzmodells Reduktionen im Luftwiderstandsbeiwert von 5,2 %, 5,6 % und 6,5 % bei Anströmwinkeln von 0°, 3° und 6°. Unter Anwendung der Gradienten aus Tabelle 2.5 entspräche dies einer Einsparung von 0,52 l/100 km bis 0,65 l/100 km. Aufgrund der geringen Unterschiede zwischen Frontal- und Schräganströmung schreiben auch sie dem Einsparpotential durch Heckeinzugsklappen eine geringe Schräganströmungsempfindlichkeit zu [37, S. 51].

Van Raemdonck [76, S. 69-97] führte unter Anwendung von CFD-Methoden, Windkanaluntersuchungen und Kraftstoffverbrauchsmessungen ebenfalls Untersuchungen zu Heckeinzügen durch. Varianten mit einer Länge von 1,5 m und 4 Klappen, also inklusive der vertikalen Klappe am unteren Ende des Aufbaus, zeigten in CFD-Untersuchungen eine über Schräganströmung gemittelte Luftwiderstandsreduktion von 10 % und in Windkanaluntersuchungen eine Reduktion von 12 % [76, S. 90]. Sowohl durch Literaturrecherche als auch durch eigene Parameterstudien kommt von Raemdonck zum Schluss, dass längere Klappen ein größeres Potential aufweisen

als kürzere. Kraftstoffverbrauchsmessungen bei konstanter Geschwindigkeit von 85 km/h entsprechend dem SAE J1321 Type II Verfahren [61] (Kapitel 2.7.1) ergaben eine Verbrauchseinsparung von 1,06 l/100 km [76, S. 86].

Weitere Untersuchungen an Heckenzügen und deren Wirkung auf den Luftwiderstand zeigen beispielhaft Sulitka [77], Denimal et al. [52, S. 60-65], Hoepke [40, S. 78-79], Law et al. [14, S. 42] sowie Dünnebeil et al. [47, S. 78-87].

Hersteller kommerzieller Heckklappensysteme geben deren Einsparpotential als Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes an, bspw. Betterflow mit 9 % [70], oder direkt als Reduktion des Kraftstoffverbrauchs, bspw. Wabco [78] mit 1,1 l/100 km bei Autobahngeschwindigkeit.

Die recherchierten Werte und Angaben zeigen einen Bereich auf, in dem die Einsparpotentiale von Heckenzugklappen einzuordnen sind (Tabelle 4.1). Dieser liegt bei der Reduktion des Luftwiderstandes zwischen 5 % und 10 % mit vernachlässigbarem Einfluss durch Schräganströmung. Hierdurch ergibt sich entsprechen der im Stand der Technik recherchierten Grenzpotentiale eine Einsparung im Kraftstoffverbrauch von 0,5 l/100 km bis 1,0 l/100 km. Die Angaben von Herstellern kommerzieller Systeme liegen am oberen Ende dieses Bereichs.

Tabelle 4.1: Recherchierte Einsparpotentiale von Heckenzügen

Autor und Quelle	Variante	Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes	Reduktion des Kraftstoffverbrauchs
Frank [75, S. 67]	14° Einzugswinkel, 0,5...0,6 m Länge	0,035...0,050 bzw. 6,0...8,6 %*	0,60...0,85 l/100 km*
Devesa & Indinger [36, S. 43-50]	3 Klappen, 0,4 m Länge	6% bzw. 0,035*	0,65 l/100 km*
Van Raemdonck [76, S. 86-97]		10...12 % bzw. 0,06...0,07*	1,06 l/100 km (Konstantfahrt 85 km/h)
Sulitka [77, S. 6-8]	4...8° Einzugswinkel, 3 Klappen, 0,84 m Länge,	4...8 % bzw. 0,023...0,046*	0,40...0,80 l/100 km*
Denimal et al. [52, S. 65]	ca. 1 m Länge		3 % bzw. 1,05 l/100 km*
Hoepke [40, S. 78]	geschlossener Heckenzug, 1,6 m Länge		1,5 l/100 km
Law et al. [14, S. 42]			2...4 % bzw. 0,7...1,4 l/100 km*
Dünnebeil et al. [47, S. 78-87]	0,5 m Länge	8 %	0,8 l/100 km*
Wabco [78]	3 Klappen, 0,5 m Länge		1,1 l/100 km (Konstantfahrt auf Autobahn)
Betterflow [70]	3 Klappen, 0,5 m Länge	9 %	0,9 l/100 km*

*eigene Berechnung anhand recherchiertes Grenzpotentiale und Referenzwerte (Tabelle 2.5)

4.1.2 Diffusoren am Sattelanhängenheck

Diffusoren bzw. Umlenkschaufeln leiten die am Fahrzeug entlangströmende Luft am Ende des Sattelanhängers in dessen hinteres Unterdruckgebiet, sodass dort der Druck steigt. Ein auf dem Markt befindliches Produkt besteht aus einer Umlenkschaufel, die am oberen Ende des Aufliegerhecks angebracht wird (Abbildung 5.4). Der Hersteller des Produkts „SDR-Diffusor“ [79] bewirbt sein Produkt mit einer Kraftstoffverbrauchsreduktion von bis zu 1,5 l/100 km. Van Ramendonck [76, S. 163-164] führte mit dem SDR-Diffusor Kraftstoffverbrauchsmessungen bei Konstantfahrt mit 85 km/h entsprechend SAE J1321 Type II Verfahren [61] durch und maß eine Einsparung von 0,28 l/100 km.

Die Umlenkschaufel „SDR-Diffusor“ mit einer Höhe 70 mm könnte zu zulassungstechnischen Problemen führen, weil viele Sattelanhänger, insbesondere Volumensattelanhänger, die maximal zulässige Höhe von 4000 mm bereits voll ausreizen.



Abbildung 4.3: Umlenkschaufeln „SDR-Diffusor“ am Sattelanhängen des Testfahrzeugs

4.1.3 Seitenverkleidung am Sattelanhängen

Seitenverkleidungen an Sattelanhängern stellen eine Abschirmung des unteren Bereichs des Fahrgestells dar (Abbildung 4.4). Ziel von Seitenverkleidungen ist, das Einströmen von Luft im Bereich des Rahmens und Fahrwerks zu minimieren. Dadurch werden Wirbelbildungen unter und neben dem Fahrzeug reduziert. Mögliche Ausführungsvarianten unterscheiden sich in Länge und Höhe sowie bei der seitlichen Abschirmung der Räder. Ähnlich wie für Heckeneinzieklappen kann auch für Seitenverkleidungen festgestellt werden, dass deren Wirkungsweise und mögliche Einsparpotentiale bereits Gegenstand zahlreicher unterschiedlicher Studien sind.



Abbildung 4.4: Seitenverkleidung mit vertikalem Flügelprofil an der Vorderkante, montiert am Sattelanhänger des Testfahrzeugs

In den Untersuchungen von Göhring und Krämer [71, S. 435-439, 72, S. 634-640] bzw. Porth und Krämer [73, S. 220-228, 74, 632-630] wurden in den 1990er Jahren auch Seitenverkleidungen betrachtet und deren Einsparpotential nachgewiesen. Die Wirksamkeit von Seitenverkleidungen steigt nach Göhring und Krämer bei zunehmender Fahrzeugschräganströmung [71, S. 436].

Frank [75, S. 56-61] weist auch auf den Einfluss der Schräganströmung bei Seitenverkleidungen hin. Zusammenfassend hält er eine Luftwiderstandsreduktion unter Realbedingungen um 0,03 für erzielbar. Bei einem angenommenen Referenzluftwiderstandsbeiwert von 0,58 entspräche dies einer Luftwiderstandsreduktion von ca. 5 %. Unter Anwendung der Gradienten aus Tabelle 2.5 ergibt dies eine Einsparung von 0,5 l/100 km.

Frasquet & Indinger [37, S. 40-45] untersuchten anhand von CFD-Methoden Seitenverkleidungen unter Schräganströmung. Die von ihnen untersuchte Variante reduzierte den Luftwiderstandsbeiwert um 0,7 %, 5,8% und 8,2 % bei Anströmwinkeln von 0°, 3° und 6°. Unter Anwendung der Gradienten aus Tabelle 2.5 entspräche dies Einsparungen von 0,07 l/100 km, 0,58 l/100 km und 0,82 l/100 km.

Van Raemdonck [76, S. 48-63] untersuchte anhand von Windkanalmodellen unterschiedliche Ausführungen von Seitenverkleidungen. Er variierte hierbei auch die Form der Vorderkanten und untersuchte erstmals eine Variante die ein vertikales Flügelprofil aufweist, um die Einströmung in den Rahmenbereich des Sattelanhängers weiter zu reduzieren. Für herkömmliche Seitenverkleidungen ermittelte van Raemdonck eine über Schräganströmung gemittelte Luftwiderstandsreduktion von ca. 11 % (-0,06) [76, S. 48]. Die Variante mit vertikalem Flügelprofil erzielte hingegen eine über die Schräganströmung gemittelte Luftwiderstandsreduktion von 16 % bzw. von 14 % bei Frontalanströmung [76, S. 51-52]. Van Raemdonck [76, S. 55-56] setzte anschließend Prototypen dieser Variante an realen Fahrzeugen um und führte Kraftstoffverbrauchsmessungen durch. Bei Konstantfahrt mit 85 km/h wurden nach dem SAE J1321 Type II Verfahren [61] Kraftstoffeinsparungen von 1,1 l/100 km bis 2,4 l/100 km gemessen [76, S. 63-64]. Die Streuung der Ergebnisse ist auf unterschiedliche Windverhältnisse zurückzuführen. Bei Windgeschwindigkeiten im Bereich von 14...18 km/h wurde eine Kraftstoffeinsparung von

1,1 l/100 km gemessen, bei 25...28 km/h von 1,55 l/100 km und bei 32...40 km/h oberhalb von 2,1 l/100 km.

Kopp und Frank geben für herkömmliche Seitenverkleidung eine Reduktion des Luftwiderstands um 8 % an [34, S. 697]. Dies ginge unter Anwendung der Gradienten aus Tabelle 2.5 mit einer Einsparung von 0,8 l/100 km einher.

Sulitka [77] untersuchte experimentell anhand eines 1:15 Windkanalmodells verschiedene Varianten von Seitenverkleidungen. Eine Variante wies hierbei abgedeckte Rädern und eine Abdeckung bis hin zu den Stützbeinen des Sattelanhängers auf. Diese Ausführung reduzierte den Luftwiderstandsbeiwert bei Frontalanströmung um 4 % und bei einem Anströmwinkel von 10° um 10 %. Die über die Schräganströmung gemittelte Luftwiderstandsreduktion ergab hierbei 6 %, was nach Tabelle 2.5 einer Verbrauchsreduktion von ca. 0,6 l/100 km entspräche

Hausberger et al. [38] untersuchten anhand von Fahrwiderstandsmessungen die Seitenverkleidung aus dem Produktprogramm eines Sattelanbieterherstellers. Hierbei konnte eine Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes um 0,03 gemessen werden. Durch Fehleinstellung des Dachspoilers am Zugfahrzeug wurde in weiteren Vergleichsmessungen die Aerodynamik des Zugfahrzeugs künstlich verschlechtert. Bei dieser Konfiguration reduzierte sich der Luftwiderstandsbeiwert ebenfalls im Vergleich mit zu ohne Seitenverkleidung am Sattelanbieter um 0,03. [38, S. 23] Bei der Analyse des Einflusses von Seitenwind konnte entgegen der Erwartung der Autoren keine höheren Luftwiderstandsbeiwerte gemessen werden. [38, S. 24]

Dünnebeil et al [47, S. 83] leiten aus einer Literaturrecherche eine Luftwiderstandsminderung von 8 % für Seitenverkleidungen ab, die anschließend in Verbrauchssimulationen Eingang fand.

Law et al. [14, S. 42] setzen in Ihrer Studie zu CO₂-Reduktionsmaßnahmen für Seitenverkleidungen an Sattelanbietern allgemein ein Einsparpotential von 2 % bis 3 % an.

Die recherchierten Untersuchungen zeigen einen weiten Bereich an möglichen Minderungen im Luftwiderstandsbeiwert auf (Tabelle 4.2). Zusammenfassend erscheinen Reduktionen im Luftwiderstandsbeiwert von 5 % bis 10 % möglich, die mit einer Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs von ca. 0,5 l/100 km bis 1,0 l/100 km einhergehen. Die Wirksamkeit von Seitenverkleidungen steigt mit zunehmendem Schräganströmwinkel infolge von Seitenwind. Insofern können Einsparpotentiale, die bei Frontalanströmung ermittelt werden, als Minima interpretiert werden.

Tabelle 4.2: Recherchierte Einsparpotentiale von Seitenverkleidungen

Autor und Quelle	Variante	Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes	Reduktion des Kraftstoffverbrauchs
Frank [75, S. 56-61]		0,03 bzw. 5 %*	0,5 l/100 km*
Frasquet & Indinger [37, S. 40-45]	abgedeckte Räder, Länge bis hin zu Stützbeinen des Sattelanhängers	0,7 % bei Frontalanströmung, 5,8 % bei 3°, 8,2 % bei 6° Schräganströmung	0,1 l/100 km bei Frontalanströmung, 0,6 l/100 km bei 3°, 0,8 l/100 km bei 6° Schräganströmung*
Van Raemdonck [76, S. 48]	abgedeckte Räder, Länge bis hin zu Stützbeinen des Sattelanhängers	11 % über Schräganströmung gemittelt	1,1 l/100 km*
Van Raemdonck [76, S. 51-52]	abgedeckte Räder, Länge bis hin zu Stützbeinen des Aufliegers, mit vertikalem Flügelprofil an der Vorderkante	16 % über Schräganströmung gemittelt, 14 % bei Frontalanströmung	1,6 l/100 km über Schräganströmung gemittelt, 1,4 l/100 km bei Frontalanströmung*
Kopp und Frank [34, S. 697]		8 %	0,8 l/100 km*
Sulitka [77]	abgedeckte Räder, Länge bis hin zu Stützbeinen des Sattelanhängers	4 % bei Frontalanströmung, 10 % bei 10° Schräganströmung, 6 % über Schräganströmung gemittelt	0,4 l/100 km bei Frontalanströmung, 1,0 l/100 km bei 10° Schräganströmung, 0,6 l/100 km über Schräganströmung gemittelt*
Hausberger et al. [38, S. 23]	abgedeckte Räder, Länge bis hin zu Stützbeinen des Sattelanhängers	0,03 bzw. 4,3 %	0,4 l/100 km*
Law et al. [14, S. 42]			2...3 % bzw. 0,7...1,1 l/100 km*
Dünnebeil et al. [47, S. 83]		8 %	0,8 l/100 km*

*eigene Berechnung anhand recherchierter Grenzpotentiale und Referenzwerte (Tabelle 2.5)

4.1.4 Kombinierte aerodynamische Maßnahmen am Sattelanhängers

Aerodynamische Maßnahmen an Sattelanhängers können kombiniert werden. Hierbei sind mögliche Wechselwirkungen zu beachten. Die Einsparpotentiale einzelner Maßnahmen können daher in der Regel nicht addiert werden.

Eine vielfach untersuchte Kombination bildet der gemeinsame Einsatz aus Seitenverkleidung am Sattelanhängers und Heckenzugsklappen. Frasquet und Indinger [37, S. 46-50] kombinierten eine Seitenverkleidung mit einem Heckenzug mit 4 Klappen (links, rechts, oben, unten) mit einer Länge von je 0,4 m. Anhand von CFD-Methoden ermittelten sie eine Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes von 8,2 % bei Frontalanströmung bzw. 11,8 % und 15,9 % bei 3° und 6° Schräganströmung.

Dünnebeil et al. [47, S. 196-200] untersuchten anhand des gleichen CFD-Grundmodells eine ähnliche Kombination bestehend aus einer Seitenverkleidung und einem Heckenzug mit 3 Klappen (links, rechts, oben) mit einer Länge von je 0,5 m. Die Berechnung ergab eine Verminderung des Luftwiderstandsbeiwertes von 7,3 % bei Frontalanströmung und 8,5 % bei einem Schräganströmwinkel von 3°. Für die Berechnung von Kraftstoffeinsparpotentialen mittels Verbrauchsimulationen, wandten sie jedoch mit Verweis auf weitere Literaturstellen sowie möglicher Schräganströmwinkel von bis zu 10° eine Minderung des Luftwiderstandsbeiwertes von 16 % an [47, S. 83].

Van Raemdonck [76, S. 159-161] kombinierte eine Seitenverkleidung mit vertikalem Flügelprofil an der Vorderkante mit Heckenzugklappen mit einer Länge von 1,2 m. Anhand von Konstantgeschwindigkeitsfahrten nach SAE J1321Type II [61] wurde eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs von 2,2 l/100 km gemessen.

Einen Sattelanhänger mit Vollverkleidung, der den Grundgedanken von Seitenverkleidung und Heckenzug mit einer Länge von 400 mm aufgreift und um Unterbodenverkleidung sowie weitere Windleitkörper ergänzt, wurde von Daimler [80] als „AeroTrailer“ entwickelt. Dessen Minderung des Luftwiderstands gegenüber einem herkömmlichen Sattelanhänger wird mit 18 % angegeben.

Auch der gemeinsame Einsatz von Diffusoren am Sattelanhängerheck und Seitenverkleidungen ist denkbar. Hierzu konnten im Rahmen der Maßnahmenrecherche keine Untersuchungen auffindig gemacht werden.

Die Recherche zur Kombination aus Seitenverkleidung und Heckenzugklappen zeigt zusammenfassend einen Bereich von 8 % bis 16 % in der Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes auf, der mit einer Einsparung im Kraftstoffverbrauch von 0,8 l/100 km bis 1,6 l/100 km einhergeht (Tabelle 4.3). Hierbei ist wiederum hervorzuheben, dass durch den Einsatz von Seitenverkleidungen der Einspareffekt bei größerer Schräganströmung steigt und Einsparungen bei Frontalanströmung als Mindesteinsparpotentiale zu interpretieren sind. Der „AeroTrailer“ zeigt mit einer Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes von 18 % die obere Grenze auf, was mit der Kombination von Seitenverkleidung und Heckenzugklappen von ca. 0,4 m realisierbar erscheint.

Tabelle 4.3: Recherchierte Einsparpotentiale von kombinierten aerodynamischen Maßnahmen

Autor und Quelle	Variante	Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes	Reduktion des Kraftstoffverbrauchs
Frasquet & Indinger [37, S. 46-50]	Seitenverkleidung und Heckeinzug mit 4 Klappen mit 0,4 m Länge	8,2 % bei Frontalanströmung, 11,8 % bei 3°, 15,9 % bei 6° Schräganströmung	0,8 l/100 km bei Frontalanströmung, 1,2 l/100 km bei 3° , 1,6 l/100 km bei 6° Schräganströmung*
Dünnebeil et al. [47, S. 196-200]	Seitenverkleidung und Heckeinzug mit 3 Klappen mit 0,5 m Länge	7,3 % bei 0°, 8,5 % bei 3° Schräganströmung	0,7 l/100 km bei Frontalanströmung, 0,9 l/100 km bei 3° Schräganströmung*
Dünnebeil et al. [47, S. 83]		16 % über Schräganströmung von bis zu 10° gemittelt	1,6 l/100 km*
van Raemdonck [76, S. 159-161]	Seitenverkleidung (abgedeckte Räder, Länge bis hin zu Stützbeinen des Sattelanhängers, mit vertikalem Flügelprofil an der Vorderkante) und Heckeinzugsklappen mit 3 Klappen mit 1,3 m Länge		2,2 l/100 km
Daimler [80]	Vollverkleidung mit Heckeinzug mit 0,4 m Länge	18 %	1,8 l/100 km*

*eigene Berechnung anhand recherchierter Grenzpotentiale und Referenzwerte (Tabelle 2.5)

4.1.5 Rollwiderstandsoptimierte Reifen

Die Kraftstoffeffizienz von Reifen drückt sich in deren Rollwiderstandskoeffizienten aus, die nach Verordnung (EG) Nr. 1222/2009 [30, S. 51] für schwere Nutzfahrzeuge in Klassen eingeteilt sind (Tabelle 2.3). Je Verbesserung der Klasse geht eine Verringerung des genormten Rollwiderstandsbeiwertes nach ISO 28580 [31] von ca. 1,0 kg/t einher. Bei einem angenommenen Ausgangsrollwiderstandsbeiwert von ca. 5 kg/t (Zwischen Label B und C) entspräche dies einer Verbesserung von 20 %, die mit Anwendung der recherchierten Grenzpotentiale den Kraftstoffverbrauch um ca. 2 l/100 km senkt (Tabelle 2.5).

Sowohl das Testfahrzeug als auch das Speditionsfahrzeug waren auf allen Achsen mit Reifen der Kraftstoffeffizienzklasse C ausgestattet (Tabelle A.1 im Anhang). Für die Reifen des Testfahrzeugs waren die normierten Rollwiderstandskoeffizienten nach ISO 28580 [31] bekannt (Tabelle 4.4).

Tabelle 4.4: Bereifung des Testfahrzeugs, Original und Optimierungsbeispiel

Position	Reifen	$f_{z,ISO}$ in kg	$f_{r,ISO}$ in kg/t
Lenkachse	315/70 R 22,5 Michelin X Energy SAVER-GREEN XF	3188	5,11 (Label C)
Antriebsachse	315/70 R 22,5 Michelin X Energy SAVER-GREEN XD	3400	5,21 (Label C)
Sattelanhängerachse	385/65 R 22,5 Continental HTR2	3825	5,35 (Label C)
Sattelanhängerachse (Optimierungsbeispiel)	385/65 R 22,5 Michelin XLine Energy	3825	3,83 (Label A)

Unter Einbezug der Abhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes von der Achslast nach Gl. (2.3) sowie des Achslastverteilungsmodells (Tabelle 6.1) ergibt sich nach Gl. (2.5) für das Testfahrzeug im Leerzustand ein Gesamrollwiderstand von 5,8 kg/t und bei einer Nutzlast von 25,5 t ein Gesamrollwiderstand von 5,3 kg/t.

Mittlerweile sind für die Lenk- und Antriebsachse von Sattelkraftfahrzeugen Reifen mit der Kraftstoffeffizienzklasse B sowie für Sattelanhänger mit der Kraftstoffeffizienzklasse A erhältlich.

Als beispielhafte Rollwiderstandsoptimierung werden die Sattelanhängerachsen mit Reifen der Kraftstoffeffizienzklasse A ausgestattet (Tabelle 4.4). Diese Verbesserung führt beim Testfahrzeug ohne Beladung zu einem Gesamrollwiderstand von 5,1 kg/t und bei einer Nutzlast von 25,5 t zu einem Gesamrollwiderstand von 4,5 kg/t. Durch die optimierten Sattelanhängerreifen kann der Rollwiderstand somit um ca. 0,8 kg/t bzw. ca. 15 % reduziert werden. Mit dem im Stand der Technik ermittelten Grenzpotential (Tabelle 2.5) geht diese Verbesserung mit einer Einsparung von ca. 1,5 l/100 km einher.

4.1.6 Leichtbausattelanhänger

Das Leichtbaugrenzpotential konnte in der Literaturrecherche mit ca. 0,6 l/100 km je 1 t beziffert werden (Tabelle 2.5). Leichtbau ist durch belastungsgerechte Konstruktion und Materialauswahl an beinahe allen Komponenten am Gesamtfahrzeug möglich. Das Themenfeld des Leichtbaus sei hier aus Sicht von Flottenbetreibern am Beispiel von Leichtbausattelanhängern adressiert. Hierzu wurden Leermassen von Sattelanhänger mit Schiebeplane recherchiert. Die Werte beziehen sich jeweils auf minimale Ausstattungen, weil die Leermassen mit kundenindividuellen Ausstattungen stark variieren können (Tabelle 4.5). Die Leermasse von dreiachsigen Sattelanhängern mit Standard-Innenhöhe und Schiebeplane, mit dem auch das Testfahrzeug ausgestattet ist, bewegt sich im Bereich von 6,0 t bis 6,3 t. Vergleichbare Sattelanhänger mit speziellem Leichtbau sind jedoch auch mit Leermassen im Bereich von 4,7 t bis 5,7 t erhältlich (Tabelle 4.5, Ausführung Standard). Im Bereich der Sattelanhänger mit ca. 3 m Innenhöhe, vergleichbar zum Speditionsfahrzeug, sind Leermassen von 6,0 t bis 6,6 t üblich, jedoch bei fokussiertem Leichtbau auch von 4,9 t bis 6,0 t möglich (Tabelle 4.5, Ausführung Volumen).

Aus dieser Betrachtung heraus kann schlussgefolgert werden, dass Gewichtseinsparungen von ca. 1 t bei Sattelanhängern möglich sind. Bei Gewichtseinsparungen steht heute meist jedoch eine Erhöhung der maximalen Nutzlast im Vordergrund. Leichtbau zum Zwecke der Verbrauchseinsparung, d.h. ohne Nutzlastkompensation, wird hingegen seltener angewandt.

Tabelle 4.5: Herstellerangaben zu Leermassen von dreiachsigen Sattelanhängern mit Schiebeplane mit minimaler Ausstattung

Hersteller	Produkt	Ausführung	spezieller Leichtbau	Leermasse	Quelle
Fahrzeugwerk Bernard Krone GmbH	Profi Liner SDP 27 eLB4-CS	Standard		ca. 6,2 t	[81]
	Profi Liner Ultra SDP 27 eLUB-CS	Standard	ja	ca. 5,7 t	[81]
	MEGA Liner SDP 27 eLG4-CS	Volumen		ca. 6,5 t	[81]
Kögel Trailer GmbH & Co. KG	Cargo	Standard		ca. 6,0 t	[82]
	Light	Standard	ja	ca. 5,2 t	[83]
	Light plus	Standard	ja	ca. 4,8 t	[82]
Schmitz Cargobull AG	Mega	Volumen		ca. 6,0 t	[84]
	S.CS UNIVERSAL	Standard		ca. 6,3 t	[85]
	S.CS UNIVERSAL -X-Light	Standard		ca. 5,4 t	[85]
	S.CS MEGA	Volumen		ca. 6,6 t	[85]
Berger Fahrzeugtechnik Ges.m.b.H.	S.CS MEGA-X-Light	Volumen	ja	ca. 6,0 t	[85]
	24 LTn	Standard	ja	ca. 4,7 t	[86]
	24 LTMn	Volumen	ja	ca. 4,9 t	[86]

4.2 Fahrwiderstandsmessungen

Im vorangegangenen Kapitel 4.1 konnten für aerodynamische Maßnahmen Bereiche recherchiert werden, in denen die Luftwiderstandsminderungen anzusetzen sind. Unklar ist, ob diese sich tatsächlich an einem möglichen Zielfahrzeug einstellen werden.

Im Rahmen der CO₂-Zertifizierung von schweren Nutzfahrzeugen werden langfristig voraussichtlich auch Standard-Reduktionspotentiale im Luftwiderstandsbeiwert bei gezogenen Einheiten ermittelt werden. Selbst vor diesem Hintergrund scheint jedoch eine direkte Übernahme von Standardwerten auf beliebige Zielfahrzeuge fragwürdig. Kopp und Frank [34, S. 677] zeigen beispielsweise Wirbelstrukturen am Heck von Sattelanhängern, die sich auch bei ähnlichen Fahrzeugen unterschiedlich ausbilden können (Abbildung 4.5). Aerodynamische Maßnahmen am Sattelanhänger, insbesondere Diffusoren und Heckenzugklappen, erzielen ihre Wirkung durch Beeinflussung eben jener Wirbelstrukturen. Dies wirft die Frage auf, ob jene Maßnahmen auch bei unterschiedlichen Wirbelstrukturen das gleiche Potential aufweisen, oder unterschiedlich stark wirken. Fahrwiderstandsmessungen mit aerodynamischen Maßnahmen scheinen daher empfehlenswert, um Einsparpotentiale an möglichen Zielfahrzeugen genau beziffern zu können.

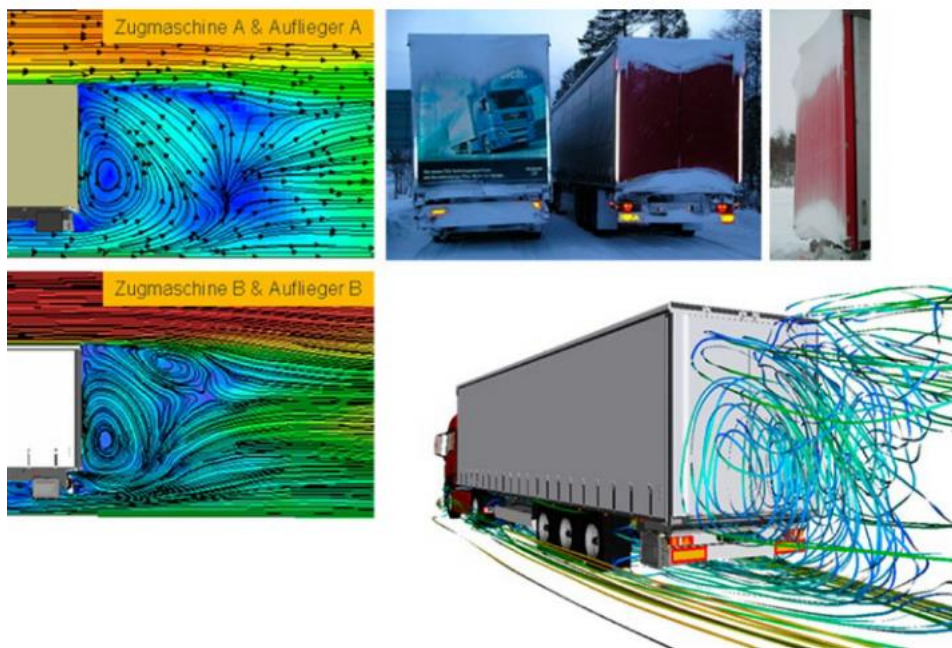


Abbildung 4.5: Wirbelstrukturen am Heck ähnlicher Sattelkraftfahrzeuge [34, S. 677]

Nachfolgend beschriebene Fahrwiderstandsmessungen wurden im Rahmen des durch die Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) geförderten Forschungsprojekts „Technische Möglichkeiten für die Reduktion der CO₂-Emissionen von Nutzfahrzeugen“ durchgeführt. Inhalte von Kapitel 4.2 wurden bereits von Süßmann und Lienkamp [87, S. 36-41] veröffentlicht, werden nachfolgend jedoch wiedergegeben, weil sie einen wesentlichen Bestandteil des in dieser Dissertation beschriebenen Vorgehens bilden.

Am Testfahrzeug wurden folgende aerodynamische Maßnahmen und Kombinationen umgesetzt und untersucht.

- Ausgangskonfiguration (keine zusätzlichen Maßnahmen)
- SDR-Diffusor
- SDR-Diffusor + Seitenverkleidung
- Seitenverkleidung
- Heckeinzugsklappen + Seitenverkleidung

Als Seitenverkleidung stand eine auf dem freien Markt erhältliche Variante mit vertikalem Flügelprofil nach van Raemdonck [76, S. 51-52] zur Verfügung (Abbildung 4.4). Ein äquivalent marktreifes Produkt für Heckeinzugsklappen stand zum Zeitpunkt der Untersuchungen nicht zur Verfügung. Es wurde daher der Funktionsprototyp eines Heckeinzuges selbst entworfen und umgesetzt. Die Geometrie des Heckeinzuges richtete sich nach Maßangaben von Indinger und Devesa [36, S. 44] (Einzugswinkel 13°, Kantenrundung zwischen den Klappen 25 mm), wies jedoch eine Länge von 500 mm auf (Abbildung 4.6).



Abbildung 4.6: Funktionsprototyp eines Heckeinzugs am Sattelanhänger des Testfahrzeugs

4.2.1 Beschreibung des Messverfahrens

Das gewählte Verfahren und der Testablauf zur Fahrwiderstandsmessung wurden maßgeblich durch die zur Verfügung stehenden Teststrecken bestimmt. Für die Messungen konnte auf die Rollfelder der ehemaligen Fliegerhorste in Leipheim und Neubiberg zurückgegriffen werden. Auf beiden Strecken waren nur Ausrollversuche möglich. Konstantfahrversuche waren nicht möglich, weil die nutzbare Fläche sich auf eine ebene, gerade Strecke von 1,4 km bzw. 1,8 km Länge mit engen Wendemöglichkeiten an den Enden beschränkte. Der Untergrund in Neubiberg besteht aus bündig verlegten Betonplatten. Das Rollfeld in Leipheim ist asphaltiert.

Die Versuche wurden jeweils in unbeladenem Zustand durchgeführt. Aufgrund der begrenzten Ausrolllänge der Strecken erfolgten die Ausrollversuche jeweils zweistufig mit einem oberen und einem unteren Geschwindigkeitsbereich. Der Testablauf ist Tabelle 4.6 zu entnehmen.

Tabelle 4.6: Gewählter Testablauf für Ausrollversuche

Aktion	Beschreibung
1 Fahrzeug warmfahren	Geschwindigkeit 85 km/h, Dauer 45 Minuten
2 10 x Fahrzeug ausrollen	Geschwindigkeitsbereich 85 km/h bis 60 km/h, 5 x Richtung Osten, 5 x Richtung Westen
3 Fahrzeug warmfahren	Geschwindigkeit 85 km/h, Dauer 20 Minuten
4 Wiederholung der Aktionen 2 und 3	
5 10 x Fahrzeug ausrollen	Geschwindigkeitsbereich 65 km/h bis 40 km/h, 5 x Richtung Osten, 5 x Richtung Westen
6 Fahrzeug warmfahren	Geschwindigkeit 85 km/h, Dauer 20 Minuten
7 10 x Fahrzeug ausrollen	Geschwindigkeitsbereich 65 km/h bis 40 km/h, 5 x Richtung Osten, 5 x Richtung Westen

Mit diesem Testablauf stehen 20 Ausrollfahrten je Geschwindigkeitsbereich zur Verfügung. Die Geschwindigkeitsbereiche wurden in 6 gleiche Intervalle von 81 km/h bis 41 km/h eingeteilt (je Geschwindigkeitsbereich 3 Intervalle).

Die Ausrollintervalle wurden während der Messfahrten nach Erreichen der Ausgangsgeschwindigkeit von ca. 85 km/h jeweils durch Öffnen der Kupplung und Einlegen der neutralen Gangstellung eingeleitet.

Zur Messung von Windeinflüssen, der Umgebungstemperatur sowie des Luftdrucks stand ein stationäres Ultraschall-Windmessgerät zur Verfügung. Es wurde jeweils auf der Hälfte der Länge und einem Abstand von ca. 30 Meter neben den beiden Messstrecken aufgebaut wurde. Das Messgerät wurde auf einem Stativ auf einer Höhe von 2 Meter angebracht.

Die stationäre Windmessung wurde dazu verwendet, um quer und längs wirkende Windeinflüsse auszuschließen bzw. in die Berechnung mit einfließen zu lassen. Aus der Fahrzeuggeschwindigkeit und der senkrecht auf das Fahrzeug je Ausrollfahrt mittlere frontale Windgeschwindigkeit wurde so durch Addition die frontale Anströmgeschwindigkeit berechnet.

Für das Kräftegleichgewicht während des Ausrollvorgangs wird Gl. (2.21) angesetzt. Die Berechnung des Steigungswiderstands je Intervall erfolgt entsprechend Gl. (4.1) aus der gefahrenen Strecke je Intervall Δs , der Höhendifferenz je Intervall Δh , der aktuellen Fahrzeugleermasse inklusive Fahrer und Kraftstoff m_{veh} und der Erdbeschleunigung g .

$$F_{grad} = m_{veh} * g * \frac{\Delta h}{\Delta s} \quad (4.1)$$

Hierzu wurden die Teststrecken mit einem geometrischen Nivellement vermessen und als Höhenprofil hinterlegt (Abbildung 4.7). Jedem Messpunkt ist neben der Höhe auch eine Satellitennavigationsposition zugeordnet. Dies ermöglicht eine Zuordnung von Fahrzeugpositionen zu relativen Höhen.

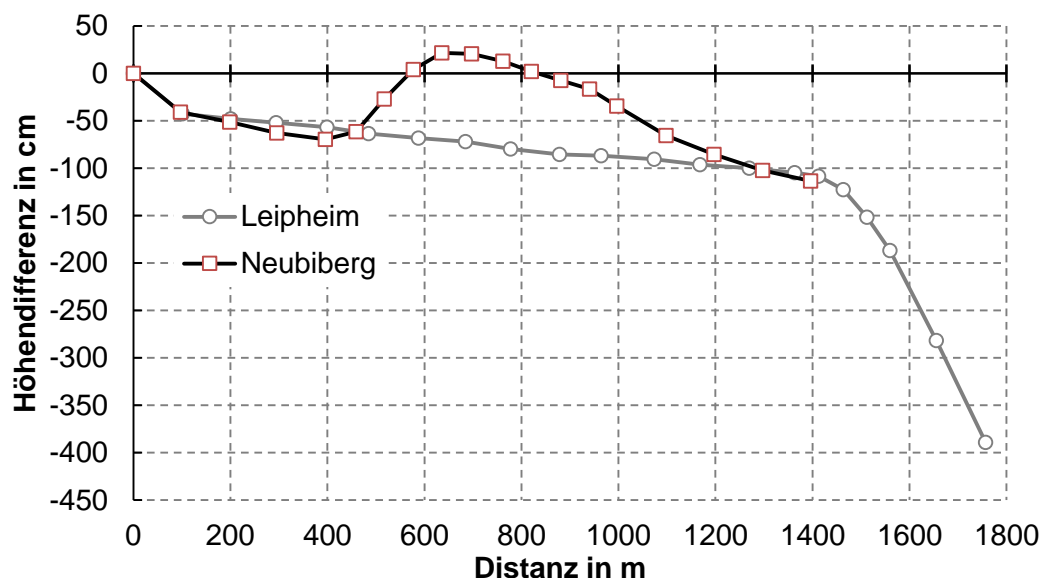


Abbildung 4.7: Gemessene Höhenprofile der Teststrecken in Neubiberg und Leipheim

Für den Beschleunigungswiderstand je Intervall mit der Dauer t und einer Geschwindigkeitsdifferenz von Δv wird Gl. (4.2) angesetzt, wobei nach Hausberger et. al [8, S. 107] für den Massenzugschlag je Rad ein Wert von 56,7 kg angesetzt wurde.

$$F_{acc} = (m_{veh} + m_{rot}) \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (4.2)$$

Für die Bestimmung des Schleppwiderstands der Hinterachse, der in einer negativen Traktionskraft resultiert, wurden zur Verfügung gestellte Angaben des Fahrzeugherstellers hinterlegt.

Die Summe aus Roll- und Luftwiderstand wird entsprechend Gl. (4.3) mit den Faktoren F_0 und F_2 über die Geschwindigkeit aufgelöst.

$$F_{roll} + F_{air} = F_0 + F_2 v^2 \quad (4.3)$$

F_0 repräsentiert den über die Geschwindigkeit konstant angenommenen Rollwiderstand. Um Messungen bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen vergleichbar zu machen, wird der Faktor basierend auf empirischen Daten nach Gl. (4.4) mit einem Korrekturfaktor für den Rollwiderstand K_{roll} normiert [8, S. 113]. In diesen gehen neben der Umgebungstemperaturen T_{air} der Koeffizient für den Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Rollwiderstand k ein. Für diesen kann ein Wert von 0,006 1/K angesetzt werden. Diese Korrektur ist nur in einem begrenzten Temperaturbereich gültig. Die Messungen wurden daher nur bei Umgebungstemperaturen über 10°C durchgeführt.

$$F_{0,norm} = F_0 * K_{roll} = F_0(1 + k(T_{air} - 293,15K)) \quad (4.4)$$

Der Faktor F_2 , der zusammen mit dem Quadrat der Anströmgeschwindigkeit als Produkt den Luftwiderstand bildet, wird nach Gl. (4.5) ebenfalls auf Normbedingungen (20 °C Umgebungstemperatur, Luftdruck 1000 hPa) korrigiert, um Vergleichbarkeit zwischen unterschiedlichen Messungen herzustellen [8, S. 113]. Der Luftwiderstand wird von der Dichte der Luft mit bestimmt, die im Wesentlichen von Luftdruck p_{air} und Temperatur T_{air} der Umgebung beeinflusst wird. Der Einfluss der Luftfeuchtigkeit ist demgegenüber vergleichbar gering. Bei Nebel wurden jedoch keine Messungen durchgeführt.

$$F_{2,norm} = F_2 * K_{air} = F_2 \left(\frac{1000hPA * T_{air}}{p_{air} * 293,15K} \right) \quad (4.5)$$

Eine Regression 2. Grades bzw. eine lineare Regression über das Quadrat der Anströmgeschwindigkeit ermöglicht entsprechend Gl. (4.6) die Bestimmung von $F_{0,norm}$ und $F_{2,norm}$. Die Summe wird hierbei über alle Intervalle aller Ausrollfahrten einer Messung gebildet.

$$\min \sum_{i=1}^n \left[(F_{roll,i} + F_{air,i}) - F_{2,norm} \frac{1}{K_{air,i}} v_{res}^2 - F_{0,norm} \frac{1}{K_{roll}} \right] \quad (4.6)$$

Abschließend werden der Roll- und Luftwiderstandsbeiwert über Gl. (4.7) und (4.8). ermittelt.

$$c_{roll} = \frac{F_{0,norm}}{m_{veh} * g} \quad (4.7)$$

$$c_d = 2 \frac{F_{2,norm}}{\rho_{air,ref} * A_{cr}} \quad (4.8)$$

4.2.2 Ergebnisse und Diskussion

Im ersten Schritt wurde der Luftwiderstandsbeiwert der Ausgangskonfiguration des Testfahrzeugs ohne aerodynamische Maßnahmen ermittelt und durch wiederholte Fahrwiderstandsmessungen die Wiederholbarkeit der Versuchsdurchführung untersucht.

Die Wiederholbarkeit wurde auf den Teststrecken in Leipheim bzw. Neubiberg untersucht. In Leipheim unterschied sich der Versuchsaufbau in den Geschwindigkeitsintervallen. Die sechs Intervalle waren statt von 81 km/h auf 41 km/h (Tabelle 4.6) von 81 km/h auf 31 km/h definiert.

Für die Untersuchung der Wiederholbarkeit stehen insgesamt sieben Ausrolltests zur Verfügung, die mit dem Testfahrzeug in Ausgangskonfiguration durchgeführt wurden. Vier Versuche wurden auf der Teststrecke in Leipheim, drei in Neubiberg mit dem in Tabelle 4.6 beschriebenen Testablauf durchgeführt. Bei linearer Regression zeigen sich auf beiden Teststrecken starke Streuungen bzw. Standardabweichungen in den Roll- und Luftwiderstandsbeiwerten (Tabelle 4.7, Mitte). Der errechnete Rollwiderstand in Leipheim liegt beispielsweise zwischen 6,0 kg/t und 6,8 kg/t, der Luftwiderstandsbeiwert zugleich zwischen 0,60 und 0,55. Die Tatsache, dass hohe Rollwiderstandsbeiwerte mit niedrigen Luftwiderstandsbeiwerten einhergehen, deutet darauf hin, dass aufgrund der geringen Geschwindigkeitsspanne (81 km/h bis 41 km/h bzw. 31 km/h) in der Regression die Differenzierung zwischen den Faktoren $F_{0, \text{norm}}$ und $F_{2, \text{norm}}$, also zwischen Roll- und Luftwiderstandsbeiwert, sensitiv ist. Diese Problematik, die auch bei Konstantfahrtversuchen auftritt, führte zum Vorschlag, in der Regression eine Stützstelle bei 0 km/h einzufügen [8, S. 23-24]. Diese entspricht einem bekannten Rollwiderstandsbeiwert, sodass dadurch über die Regression nur noch der Faktor $F_{2, \text{norm}}$ (Luftwiderstand) ermittelt werden muss. Die Auswirkung eines Messfehlers im Rollwiderstandsbeiwert auf den Luftwiderstandsbeiwert ist gering. Beispielsweise verursacht ein Messfehler von 10 % im Rollwiderstandsbeiwert im Luftwiderstandsbeiwert einen Fehler von etwa 3 %. Dieser Ansatz wurde in folgenden Auswertungen verfolgt. So wird in Leipheim der Rollwiderstandsbeiwert von 6,4 kg/t (Mittelwert der vorab errechneten Werte) in der linearen Regression vorgegeben (Tabelle 4.7, rechte Seite). Das Ziel der Fahrwiderstandsmessungen ist ein Vergleich von Luftwiderstandsbeiwerten. Eine Ungenauigkeit im Rollwiderstandsbeiwert hat somit nur geringe Auswirkung auf den Luftwiderstandsbeiwert. Bei der Messung der Maßnahmen und beim Vergleich zur Ausgangskonfiguration wird der durch einen möglicherweise ungenauen Rollwiderstand gemachte systematische Fehler zudem gegenseitig aufgehoben. Durch den in der linearen Regression zugrunde gelegten Rollwiderstandsbeiwert verringert sich die Streuung im Luftwiderstand signifikant (Tabelle 4.7, rechte Seite). Dieser liegt in Leipheim im Mittel bei 0,58 mit einer Standardabweichung von nunmehr nur noch 0,002. Das gleiche Vorgehen wurde auch bei den Messungen in Neubiberg angewendet, wodurch bei einem Rollwiderstandsbeiwert von 6,1 kg/t sich ein Luftwiderstandsbeiwert von 0,58 ergibt, ebenfalls mit einer Standardabweichung von 0,002. Die Differenz im Rollwiderstandsbeiwert bei beiden Teststrecken ist möglicherweise auf unterschiedliche Fahrbahnoberflächen zurückzuführen.

4 Maßnahmenermittlung

Tabelle 4.7: Ergebnisse wiederholter Fahrwiderstandsmessungen des Testfahrzeugs in Ausgangskonfiguration

Teststrecke	Datum	Messung	lineare Regression zur Ermittlung von c_R und c_d				f_R in linearer Regression vorgegeben			
			$f_{0,norm}$	$f_{2,norm}$	c_R in kg/t	c_d	$f_{0,norm}$	$f_{2,norm}$	c_R in kg/t	c_d
Leipheim	04.09.2012	I	884	3,48	6,6	0,569	857	3,55	6,4	0,580
	05.09.2012	II	830	3,66	6,1	0,598	866	3,54	6,4	0,579
	26.09.2012	III	905	3,39	6,8	0,554	859	3,54	6,4	0,579
	18.10.2012	IV	804	3,68	6,0	0,602	855	3,52	6,4	0,575
				Std. abw.	0,3	0,020				0,002
				Mittelwert	6,4	0,586				0,578
Neubiberg	23.04.2013	V	813	3,54	6,1	0,578	808	3,55	6,1	0,581
	08.05.2013	VI	769	3,63	5,9	0,594	802	3,55	6,1	0,580
	14.05.2013	VII	776	3,60	5,9	0,588	799	3,52	6,1	0,576
					Std. abw.	0,1	0,006			
				Mittelwert	6,0	0,586				0,579

Abbildung 4.8 zeigt beispielhaft Ergebnisse eines Ausrollversuchs des Prototyps in Ausgangskonfiguration, durchgeführt in Neubiberg (Tabelle 4.7, Messung V). Die Rauten zeigen die gemessenen, nicht normierten Fahrwiderstandskräfte (Roll- und Luftwiderstand) in den sechs Geschwindigkeitsintervallen. Sie sind aufgetragen über die Fahrzeuggeschwindigkeit. Die Kreise zeigen die Windkompensation auf. Sie wurden um die frontale Windanströmgeschwindigkeit entlang der Abszisse verschoben. Das Polynom 2. Grades zeigt die über die lineare Regression ermittelte normierte Fahrwiderstandskurve bei vorgegebenem Rollwiderstandsbeitrag.

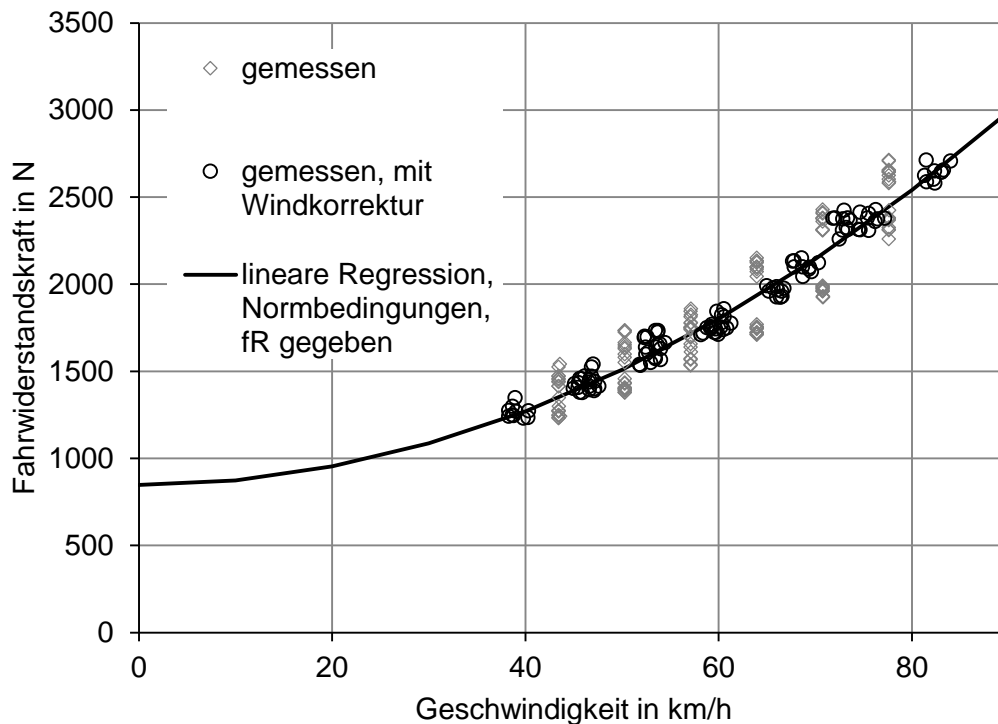


Abbildung 4.8: Gemessene Fahrwiderstände und durch lineare Regression ermittelte Fahrwiderstandskurve des Testfahrzeugs in Ausgangskonfiguration

Die weiteren Fahrwiderstandsmessungen, die der Ermittlung des Luftwiderstandsbeiwertes bei umgesetzten aerodynamischen Maßnahmen dienen, wurden ebenfalls in Neubiberg durchgeführt. Nach den Basismessungen konnten in Leipzig aufgrund von Bauarbeiten keine weiteren Messungen durchgeführt werden. Während der Fahrwiderstandsmessungen mit oben genannten Maßnahmen herrschten Umgebungstemperaturen zwischen 12 °C und 20 °C, wodurch die Gültigkeit der Korrekturfaktoren gewährleistet wurde. Bei allen Messungen herrschte vergleichbar schwacher Seitenwind von durchschnittlich 2...3 km/h mit Spitzen von 4 km/h.

Durch die Anbringung eines SDR-Diffusors über dem Heckportal des Sattelanhängers (Abbildung 4.3) konnte eine Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes von absolut 0,02 bzw. 3,4 % erzielt werden (Tabelle 4.8, Messung VIII). Die Maßnahme wurde anschließend mit der oben beschriebenen Seitenverkleidung am Sattelanhängers kombiniert, wodurch sich der Luftwiderstandsbeiwert im Vergleich zur Ausgangskonfiguration ohne Maßnahmen um 0,05 bzw. 8,6 % verbesserte (Tabelle 4.8, Messung IX). Bei Messung des Luftwiderstandes allein mit der Seitenverkleidung zeigte sich jedoch ebenfalls eine Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes um 0,05 bzw. 8,6 % (Tabelle 4.8, Messung X). Dies lässt den Schluss zu, dass sich beide Maßnahmen, der SDR-Diffusor und die Seitenverkleidung gegenseitig beeinflussen. Der SDR-Diffusor wirkt wie bereits beschrieben auf das Unterdruckgebiet hinter dem Sattelanhängers und erzielt seine Wirkung durch Teilung des Heckwirbels. Offenbar beeinflusst die Seitenverkleidung die Heckwirbelbildung so ungünstig, dass die Funktionsweise des SDR-Diffusors möglicherweise nicht mehr gegeben ist. In einer weiteren Messung wurde die Seitenverkleidung mit den Heckeinzugsklappen kombiniert. Dadurch ergab sich eine Reduktion des Luftwiderstandsbeiwertes um weitere 0,03 auf insgesamt 0,08 bzw. 13,8 % (Tabelle 4.8, Messung XI). In der letzten Konfiguration wurden die Heckeinzugsklappen allein vermessen (Abbildung 4.6). Die Minderung im

Luftwiderstandsbeiwert beläuft sich auf 0,03 bzw. 5,2 % (Tabelle 4.8, Messung XII). Im Gegensatz zum SDR-Diffusor beeinflussen sich Heckeinzugsklappen und Seitenverkleidung gegenseitig nicht in ungünstiger Art und Weise. Das aerodynamische Einsparpotential beider Maßnahmen kann in diesem Fall addiert werden.

Tabelle 4.8: Gemessene Reduktionen des Luftwiderstands am Testfahrzeug auf der Teststrecke in Neubiberg

Datum	Messung	Konfiguration	$f_{0,norm}$	$f_{2,norm}$	f_R in kg/t	C_d	ΔC_d
	V, VI, VII	Ausgangskonfiguration	(Tabelle 4.7)		6,1	0,58	Referenz
28.05.2013	VIII	SDR-Diffusor	797	3,41	6,1	0,56	-0,02 (-3,4 %)
02.07.2013	IX	SDR-Diffusor + Seitenverkleidung	821	3,23	6,1	0,53	-0,05 (-8,6 %)
16.07.2013	X	Seitenverkleidung	813	3,26	6,1	0,53	-0,05 (-8,6 %)
16.08.2013	XI	Heckeinzugsklappen + Seitenverkleidung	811	3,05	6,1	0,50	-0,08 (-13,8 %)
19.09.2013	XII	Heckeinzugsklappen	813	3,38	6,1	0,55	-0,03 (-5,2 %)

Die Maßnahmenrecherche in Kapitel 2.6 zeigte für Seitenverkleidungen und für Heckeinzugsklappen je eine Verbesserung des Luftwiderstandsbeiwertes im Bereich von 5 % bis 10 %. Die Messergebnisse für beide aerodynamischen Anbauteile am Testfahrzeug stellen sich somit im Allgemeinen plausibel dar.

Die Seitenverkleidung am Sattelanhängers wies vertikale Flügelprofile an den Vorderkanten nach van Raemdonck [76, S. 51-52] auf. Die Fahrwiderstandsmessungen konnten am Testfahrzeug die prognostizierte Luftwiderstandsreduktion von 14 % bei Frontalanströmung jedoch nicht bestätigen.

Die Heckeinzugsklappen am Testfahrzeug wurden nach den Entwürfen von Devesa und Indinger [36, S. 61] funktionsprototypisch umgesetzt. Das im Rahmen der Fahrwiderstandsmessungen gewonnene Ergebnis von 5,2 % Luftwiderstandsverringern zeigt eine gute Übereinstimmung mit den CFD-Analysen und Windkanaluntersuchungen, die für drei Klappen mit einer Länge von 400 mm eine Reduktion von 6,0 % ergaben.

Für die Kombination von Seitenverkleidung und Heckeinzugsklappen zeigte die Literaturrecherche einen Bereich von 8 % bis 16 % Luftwiderstandsreduktion. Das Ergebnis der Fahrwiderstandsmessungen liegt mit ca. 14 % in diesem Bereich.

5 Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen

Die vorausgegangenen Maßnahmenrecherche befasste sich mit fahrzeugtechnischen Parametern als Eingangsdaten für die Verbrauchssimulation. Dieses Kapitel befasst sich mit der Erstellung von kundenspezifischen Fahrzyklen, die den individuellen Transporteinsatz in der Verbrauchssimulation abbilden.

In der Aufgabenstellung wurde das Ziel formuliert, distanzbasierte Fahrzyklen mit Zielgeschwindigkeitsansatz und hinterlegtem Steigungsprofil direkt aus dem Fahrzeugeinsatz zu ermitteln. Hierzu wurde ein System zur Datenakquise für das Speditionsfahrzeug konzipiert und prototypisch umgesetzt. Eine anschließende Verarbeitung der Rohdaten mündete in einer Datenbasis, die den kundenspezifischen Fahrzyklus darstellt.

Zunächst werden im Folgenden die Konzeption des Systems und die prototypisch durchgeführte Datenakquise mit dem Speditionsfahrzeug beschrieben. Anschließend werden die Datennachverarbeitungsschritte zur Ermittlung von Straßensteigungen, Zielgeschwindigkeiten und Fahrzeugmassen dargestellt und bewertet. Danach erfolgt eine Vorstellung der erhobenen Datenbasis. In einem anschließenden Vergleich wird das vorgestellte Verfahren zur Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen noch dem Verfahren nach Kattenberg [51] gegenübergestellt. Wesentliche Bestandteile dieses Vergleichs wurden im Rahmen einer gemeinsamen Vorveröffentlichung ausgearbeitet [88].

Ergänzend zum Speditionsfahrzeug mit seinem kundenspezifischen Fahrzyklus wurde ferner der zum Testfahrzeug zugehörige VR-Test in einen Fahrzyklus überführt. Das oben beschriebene System zur automatischen Akquise von Fahrzyklen konnte nur im Speditionsfahrzeug zum Einsatz kommen, weil dessen Fertigstellung erst nach Durchführung von Fahrversuchen mit dem Testfahrzeug erfolgte. Der VR-Test wurde daher manuell, anhand von Fahrweisungen des VR-Tests, in einen Fahrzyklus überführt.

5.1 Konzeption und Datenerhebung

Das System zur Datenakquise, das im Speditionsfahrzeug zum Einsatz kam, basiert auf der Aufzeichnung von Fahrzeugbusdaten (CAN-Bus) sowie einer Luftdruckmessung der Atmosphäre zur Ermittlung von Steigungsprofilen.

In der Flottentelematik im Transportgewerbe geht der Trend weg von dedizierten Telematikgeräten hin zu Applikationen auf mobilen Geräten wie Tablet-PCs und Smartphones [89]. Dieser Trend wurde bei der Konzeption der Messtechnik von Süßmann et al. [90, S. 3] aufgegriffen. Die Messtechnik besteht hardwareseitig aus einem CAN-Bus-Bluetooth-Adapter sowie einem Smartphone mit integriertem GPS-Empfänger und Luftdrucksensor. Für das Smartphone wurde

von Schabert [90] und Rossmann [91] eine Applikation programmiert, um Messdaten aufzuzeichnen und an einen Server weiterzuleiten.

Der CAN-Bus-Bluetooth-Adapter ist im Fahrerhaus an einen zentralen CAN-Bus angeschlossen und sendet die im Fahrzeug auf dem offenen CAN-Protokoll nach FMS-Standard verfügbaren Daten [92, S. 27] via Bluetooth an das Smartphone. Das sich ebenfalls im Fahrerhaus befindende Smartphone fügt in einer Taktrate von 1 Hz den CAN-Daten jeweils den vorherrschenden Luftdruck sowie eine Satellitennavigationsposition hinzu, speichert die Datensätze in einer Zeitserie und sendet die Zeitserien an einen Server.

Die Erstellung von Höhen- bzw. Steigungsprofilen kann aus unterschiedlichen Quellen erfolgen (Kapitel 2.4.2). Im vorliegenden Konzept wird die barometrische Höhenbestimmung eingesetzt, um eine Unabhängigkeit der Datenaufzeichnung von möglicherweise temporär nicht verfügbaren Satellitennavigationssystemen, beispielsweise durch Abschottung in Tunneln, Wäldern, Tälern und Stadtgebieten, zu gewährleisten. Ungenaue Satellitennavigationsdaten in Verbindung mit 3D-Kartendaten können ferner zu Fehlinformationen führen, die weiterer Algorithmen bedürfen. Beispielhaft zu nennen ist eine für herkömmliches GPS übliche Positionsabweichung von 10 Metern bei einem Fahrzeug, das eine Talbrücke befährt. Die Lokalisierung zeigt möglicherweise auf eine Position im Tal und die 3D-Kartendaten geben eine falsche Höhe aus. Ähnlich verhält es sich bei Bäumen und Gebäuden neben Straßen. Die Satellitennavigationsdaten wurden soweit verfügbar mit aufgezeichnet und für Plausibilisierungen und Validierungen herangezogen. Tabelle B.1 im Anhang zeigt die aufgezeichneten Daten des Systems sowie die daraus abgeleiteten Messgrößen.

Die prototypische Umsetzung des Datenakquisesystems zur Erstellung kundenspezifischer Fahrzyklen erfolgte am Speditionsfahrzeug, das nur über den FMS-Standard Version 2 verfügt. In dieser Version liegen keine fahrzeugintern ermittelten Fahrzeugmassen auf dem offenen CAN-Protokoll. Kapitel 5.4 befasst sich daher mit der Ermittlung der Fahrzeugmassen, um die Fahrtendatenbank um diesen Parameter zu erweitern.

5.2 Ermittlung von Steigungsprofilen

Nach Aufzeichnung der Messwerte müssen aus dem Umgebungsluftdruck und der Distanz Steigungsprofile ermittelt werden. Ziel ist es, zu jedem Zeitschritt einen Steigungswert zu ermitteln. Genauigkeitsanforderungen an Steigungsprofile für den expliziten Einsatz in Verbrauchsberechnungen konnten im recherchierten Stand der Technik nicht ermittelt werden. Stahlholm [93, S. 22], der eine iterative Methode zur Erstellung von Steigungsprofilen für optimale Längsregelungen von schweren Nutzfahrzeugen entwickelte, stellt folgende Anforderung an sein System:

- Mittelwert der Abweichung: -0,1 %-Punkte
- Standardabweichung: 0,15 %-Punkte

Dies deckt sich mit grundlegenden fahrzeugtechnischen Betrachtungen. Bei einem Sattelkraftfahrzeug mit 40 t Gesamtmasse ergibt sich bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h je Prozentpunkt positiver Steigung eine zusätzliche erforderliche Leistung von ca. 87 kW. Dies entspricht etwa ein Viertel der maximal zur Verfügung stehenden Antriebsleistung von Sattelkraftfahrzeugen. Daraus wird ersichtlich, dass die Genauigkeit des Steigungsprofils sich im Promillebereich bewegen sollte.

Als Referenz für Untersuchungen steht ein über ein Inertialmesssystem erstelltes Steigungsprofil zur Verfügung, das im Rahmen der VR-Tests mit dem Testfahrzeug aufgezeichnet wurde. Das Speditionsfahrzeug bewegte sich in seinem kommerziellen Einsatz in Teilen auf der Route des VR-Tests. Dies ermöglicht einen Vergleich.

Die Ermittlung der Steigungsprofile aus dem Luftdruck erfolgt nach folgenden Schritten:

1. Aufzeichnung des Luftdruckes
2. Berechnung eines Luftdruckwertes pro Distanzwert über nichtlineare Regression
3. Berechnung des relativen Höhenprofils über barometrische Höhenbestimmung
4. Filterung des Höhenprofils über die Distanz
5. Ableitung des Steigungsprofils
6. Filterung des Steigungsprofils über die Distanz
7. Zuordnung des Steigungsprofils über die Distanz zu diskreten Zeitwerten der Messdatenreihe.

Schritt 2 umfasst eine nichtlineare Regression der Luftdruckwerte über die Distanz. Dieser Schritt ist notwendig, weil bei stehendem Fahrzeug mehrere Luftdruckwerte einem Distanzwert zugeordnet werden und eine Gradientbildung so nicht möglich wäre. Hierzu wurde der in MATLAB® implementierte fit-Algorithmus [94] mit der Einstellung „smoothspline“ angewandt. Die folgenden beiden Kapitel befassen sich mit den Schritten 3, der Bildung des Höhenprofils aus dem Luftdruckwerten, sowie den Schritten 4 bis 6, der Nachverarbeitung der Daten und Bildung des Steigungsprofils. Anschließend werden die Ergebnisse bewertet.

5.2.1 Barometrische Höhenbestimmung

Die Abnahme des Luftdrucks mit steigender geographischer Höhe ist in der barometrischen Höhenformel beschrieben. In ihrer bekanntesten Form wird Luft als ideales Gas mit konstanter Temperatur angenommen [95, S. 183]. Der Luftdruck der Atmosphäre p_{air} als Funktion der Höhe h berechnet sich entsprechend Gl. (5.1) aus dem Referenzluftdruck der Atmosphäre $p_{air,0}$, der Erdbeschleunigung g , der spezifischen Gaskonstante R_d sowie der Temperatur der Luft T_{air}

$$p_{air}(h) = p_{air,0} * \exp\left(-\frac{g * h}{R_d * T_{air}}\right) \quad (5.1)$$

Diese Form der barometrischen Höhenformel unterschätzt tendenziell die Höhe. Die internationale Höhenformel berücksichtigt hingegen eine mittlere, lineare Abnahme der Temperatur über die Höhe und basiert auf der internationalen Standardatmosphäre (ISA) der International Civil Aviation Organization (ICAO) [95, S. 184]. In erdnahen Bedingungen bis 11 km über Normalnull gilt für die Höhe als Funktion des Luftdruckes der Atmosphäre $h_{ISA}(p)$ die Gl. (5.2) [96, S. 22, 97, S. 8]. Diese berücksichtigt die Standardtemperatur auf Normalnull $T_{0,ISA}$ mit 288,15 K (=15°C), den Standardtemperaturgradient über die Höhe T'_{ISA} mit 0,0065 K/m, die individuelle Gaskonstante trockener Luft mit 287,05 J/(kg K) sowie den Standardluftdruck der Atmosphäre auf Normalnull mit 1013,25 hPa.

$$h_{ISA}(h) = \frac{T_{0,ISA}}{T'_{ISA}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_{0,ISA}} \right)^{\frac{R_s T'_{ISA}}{g}} \right] \quad (5.2)$$

Für die barometrische Höhenbestimmung wurde die internationale Höhenformel entsprechend Gl. (5.2) angewandt.

Für den im Smartphone verbauten Luftdrucksensor konnten keine Spezifikationen zu dessen Messgenauigkeit recherchiert werden. Daher wurde von Rossmann [91, S. 58-61] eine Vergleichsmessung mit einem Ultraschall-Anemometer, das einen integrierten kapazitiven Drucksensor aufweist, durchgeführt, um die Eignung des Smartphone-Sensors zu bewerten. Mit beiden Geräten wurden Luftdrücke auf 4 Etagen eines Treppenhauses gemessen und über die internationale Höhenformel entsprechend Gl. (5.2) Höhenprofile erstellt (Tabelle 5.1).

Die Höhendifferenzen der Etagen wurden zusätzlich mit einem Maßband gemessen. Dieses Maß diente als Höhenreferenz. Die Luftdruckmessung des Anemometers ist mit einer Genauigkeit von +/-1,5 hPa und einer Auflösung von 0,1 hPa spezifiziert [98, S. 29]. Dies entspräche einer nach internationaler Höhenformel einer Höhengauigkeit von ca. 0,8 m. Tatsächlich wurden von dem Messgerät jedoch auf 0,01 hPa gerundete Werte ausgegeben.

Die gemessenen absoluten Luftdrücke von beiden Systemen zeigen je Etage nur geringe Abweichungen im Bereich von 0,25 hPa. Die Abweichungen der Luftdrücke, jeweils bezogen auf das Erdgeschoss (EG), liegen im Bereich von 0,02 hPa. Diese Übereinstimmung in den Druckänderungen bezogen auf das Erdgeschoss spiegelt sich auch in der Höhenberechnung wider. Beide Systeme zeigen eine Abweichung von maximal ca. 0,1 m im Vergleich zur Referenzmessung durch das Maßband. Würde ein Fahrzeug eine Höhendifferenz von 12,4 m bei einer Steigung von 3,00 % überwinden, wäre eine Distanz von etwa 413 m nötig. Eine gemessene Höhendifferenz mit einem Fehler von -0,1 m auf der gleichen Distanz würde eine Steigung von 2,98 % ergeben. Dies deutet auf eine Einigung des im Smartphone verbauten Luftdrucksensors zur barometrischen relativen Höhenbestimmung.

Tabelle 5.1: Vergleichsmessung zur Bewertung der Eignung des im Smartphone verbauten Luftdrucksensors (Messwerte nach Rossmann [91, S. 58-61])

Etage	Luftdruck in hPa		Höhendifferenz mit int. Höhenformel in m		Höhendifferenz Maßband in m
	Anemometer	Smartphone	Anemometer	Smartphone	
EG	957,93 (Ref.)	957,77 (Ref.)	0,00	0,00	0,00
1. OG	957,43 (-0,50)	957,28 (-0,49)	4,36	4,27	4,20
2. OG	956,92 (-1,01)	956,74 (-1,03)	8,80	8,98	8,80
3. OG	956,53 (-1,40)	956,36 (-1,41)	12,20	12,29	12,40

5.2.2 Ableitung des Steigungsprofils

Die weitere Messdatenaufbereitung befasst sich mit der Überführung von erstellten Höhenprofilen in Steigungsprofile. Auf einem 84 km langen Abschnitt der Autobahn 9 zwischen Nürnberg-

Feucht und Manching auf dem sich das Speditionsfahrzeug mit Smartphone bewegte, wurde ein Referenzsteigungsprofil mit dem Testfahrzeug und dessen Inertialmesssystem aufgezeichnet.

Eine reine Ableitung des Höhenprofils über die Distanz über finite Differenzen führt ohne Filterung zu unbrauchbaren Ergebnissen. Für die Messdatenaufbereitung wurde anhand des Referenzsteigungsprofils eine optimale Vor- und Nachfilterung des über das Speditionsfahrzeug ermittelten Höhenprofils berechnet. Die Vorfilterung entspricht einer Glättung des Höhenprofils. Die Nachfilterung glättet nach Ableitung der Höhe über die Distanz dementsprechend das gewonnene Steigungsprofil.

Als Übereinstimmungsmaß bzw. Gütekriterium zwischen Referenz- und berechnetem Steigungsprofil wurde die Methode der kleinsten Fehlerquadrate SFQ entsprechend Gl. (5.3) gewählt, in die die Anzahl der Messwerte n , die Steigung des gemessenen Profils q_{mess} und die Steigung des Referenzprofils q_{ref} eingeht.

$$SFQ = \sum_{i=1}^n (q_{mess,i} - q_{Ref,i})^2 \quad (5.3)$$

Als Vor- und Nachfilteralgorithmen wurden vollfaktoriell alle Varianten des in MATLAB® [99] implementierten Smooth-Algorithmus [100] angewandt und dessen Einstellungen ebenfalls vollfaktoriell variiert. Eine minimale Summe der Fehlerquadrate zeichnet die letztendlich gewählten optimalen Vor- und Nachfilterparameter aus (Tabelle 5.2).

Tabelle 5.2: Optimale Parameter für Vor- und Nachfilterung bei Anwendung des Smooth-Algorithmus [100]

Einheit	Filtermethode	Filterspannweite über die Distanz
Vorfilter (Höhenprofil)	lowess	18
Nachfilter (Steigungsprofil)	rloess	40

Diese optimale Messdatennachverarbeitung führte zu einem mittleren Abweichungsbetrag 0,32 %-Punkten der Steigung. Der Mittelwert aller Steigungswerte weist gegenüber der Referenz eine Abweichung von 0,04 %-Punkten auf bei einer Standardabweichung von 0,55 %-Punkten.

Ein graphischer Vergleich von ermitteltem Steigungsprofil und dem Referenzsteigungsprofil zeigt eine generelle Übereinstimmung (Abbildung 5.1). Das ermittelte Steigungsprofil weist jedoch insbesondere bei maximal auftretenden Steigungen in Teilen einen höheren Betrag auf. Dies ist beispielsweise bei Kilometer 24 erkennbar.

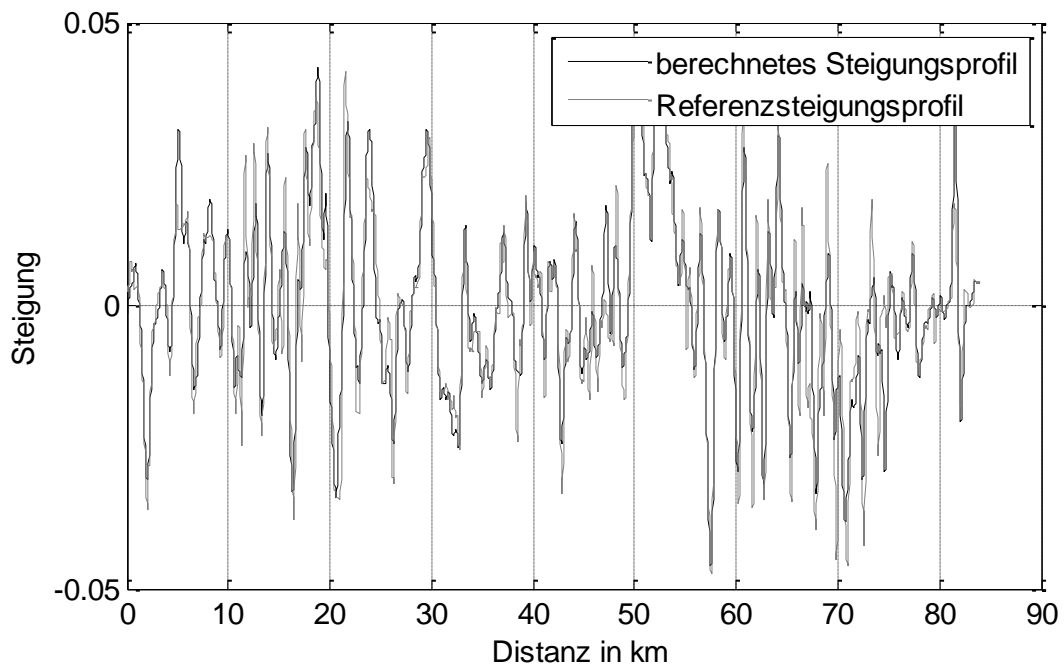


Abbildung 5.1: Grafischer Vergleich von über den Luftdruck gemessenen Steigungsprofil und einem Referenzsteigungsprofil

5.2.3 Bewertung der gemessenen Steigungsprofile

Die erreichten Ergebnisse sind unterhalb der einleitend von Stahlholm [93, S. 22] für optimale Längsregelungen von schweren Nutzfahrzeugen gestellten Anforderung an die Standardabweichung. Die Messwerte könnten in seinem System beispielsweise durch die in Teilen höher ausfallenden Steigungen zu einer schlechten Gangwahl führen. Für die Anwendung in Kraftstoffverbrauchsberechnungen erscheinen die über den Luftdruck ermittelten Steigungsprofile jedoch brauchbar, weil der sich dadurch ergebende Fehler in einem A-B-Vergleich aufhebt.

Nachfolgend werden zur weiteren Bewertung der Ergebnisse Verbrauchsberechnungen mit beiden Steigungsprofilen, dem über den Luftdruck ermittelten und der Referenz, angestoßen. Ziel ist eine Analyse, ob sich durch das über den Luftdruck ermittelte Steigungsprofil Unterschiede im Kraftstoffverbrauch gegenüber der Referenz herausbilden. Die Verbrauchssimulation selbst wird nachfolgend in Kapitel 6 beschrieben. Sie ist entsprechend dem Speditionsfahrzeug mit der zugehörigen Fahrt parametrisiert.

Der Kraftstoffverbrauch beider Simulationsdurchläufe unterscheidet sich um ca. 0,3 l/100 km bzw. 1,0 %. Die Dauer beider simulierter Fahrten und damit die Durchschnittsgeschwindigkeit sind nahezu identisch (Tabelle 5.3).

Tabelle 5.3: Ergebnisse der Verbrauchssimulation des Speditionsfahrzeugs mit über den Luftdruck berechneten Steigungsprofil und mit Referenzsteigungsprofil

Einheit	Simulationsdurchlauf mit Steigungsprofil		
	„Referenz“	„Luftdruck“	Differenz
Kraftstoffverbrauch in l/100 km	29,93	29,64	+0,29 (+1,0 %)
Absoluter Kraftstoffverbrauch in l	24,99	24,75	+0,25 (+1,0 %)
Dauer der Fahrt in Min.	59,77	59,72	+0,05 (+0,1 %)
Durchschnittsgeschwindigkeit in km/h	83,83	83,90	-0,07 (-0,1 %)

Der Kraftstoffverbrauch beider Fahrten lässt sich über die Verlustenergien näher aufschlüsseln (Abbildung 5.2). Bei der Verbrauchssimulation mit dem über den Luftdruck berechneten Steigungsprofil begründet sich der etwas geringere Kraftstoffverbrauch hauptsächlich in der niedrigeren Verlustenergie der Bremse. In der Verbrauchssimulation wird zwischen den unterschiedlichen Bremsen wie Motorbremse, Retarder und Reibungsbremse nicht unterschieden. Alle anderen Verlustenergien unterscheiden sich nur unwesentlich.

Der geringe Unterschied in den berechneten Kraftstoffverbräuchen und die annähernd gleichen Verlustenergien bestätigen, dass die Erhebung von Steigungsprofilen über den Luftdruck mit dem beschriebenen Verfahren für die Anwendung in Verbrauchssimulationen geeignet ist.

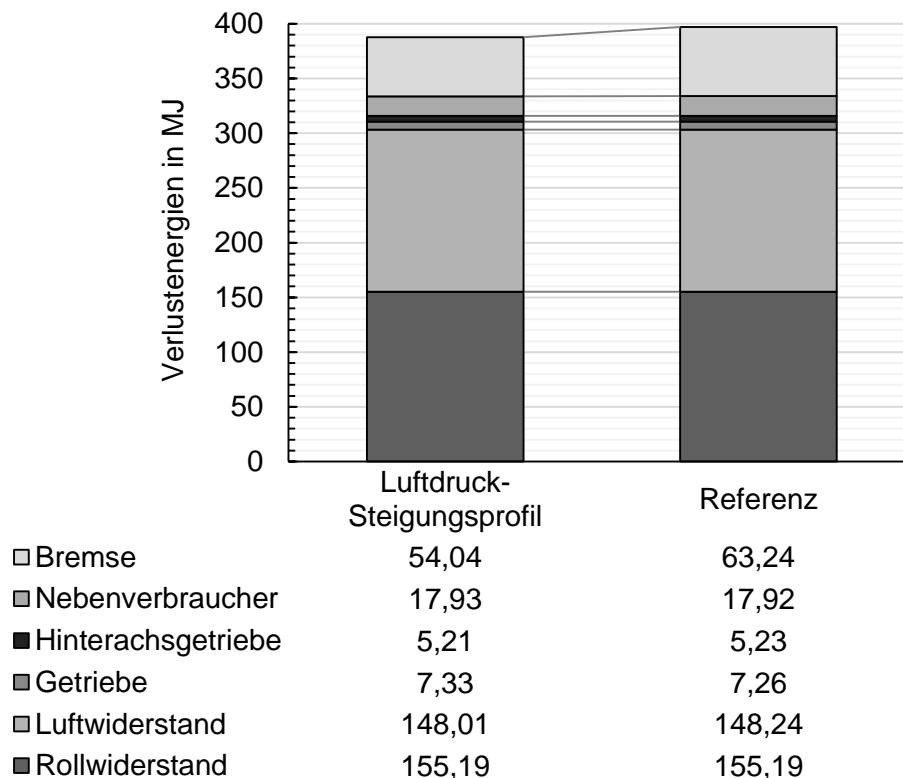


Abbildung 5.2: Vergleich der Verlustenergien der Verbrauchssimulation mit dem aus dem Luftdruck berechneten Steigungsprofil sowie mit dem Referenzsteigungsprofil

5.3 Ermittlung der Zielgeschwindigkeiten

Die Ermittlung der Zielgeschwindigkeiten erfolgt aus den aufgezeichneten Fahrzeugparametern (Tabelle B.1 im Anhang). Ziel ist die Ableitung eines Geschwindigkeitsprofils, das sich ergäbe, wenn das Fahrzeug stets über ausreichend Antriebsleistung verfügt hätte. Die Zielgeschwindigkeit wird im Folgenden unter der Annahme ermittelt, dass bis zum Erreichen der Zielgeschwindigkeit Untermotorisierung herrscht. Diese tritt im Wesentlichen bei starken Beschleunigungsvorgängen (Abbildung 5.3, Markierung A) sowie beim Befahren von Steigungen auf, bei denen die gewünschte Geschwindigkeit nicht erreicht wird (Abbildung 5.3, Markierung B). Möglich sind jedoch auch leichte Beschleunigungen, die nicht durch die Leistung des Fahrzeugs begrenzt, sondern beispielsweise durch den Verkehrsfluss beeinflusst werden (Abbildung 5.3, Markierung D). Bei Verzögerungen (Abbildung 5.3, Markierung E) kann Untermotorisierung generell ausgeschlossen werden. Eine weitere nutzfahrzeugspezifische Eigenheit bilden Tempomaten, die eine Überschreitung der eingestellten Geschwindigkeit beispielsweise um 5 km/h zulassen. Diese Überschreitung tritt bei Bergabfahrt auf (Abbildung 5.3, Markierung C) und wird von Fahrwiderständen und dem Schlepptomoment des Antriebsstranges beeinflusst. Neben der Ermittlung der Zielgeschwindigkeit bei Untermotorisierung muss daher auch die Zielgeschwindigkeit beim Einsatz von Tempomaten berücksichtigt werden. Eine Herausforderung hierbei ist, dass die aufgezeichneten Fahrzeugparameter nach dem FMS-Standard lediglich den Status ausgeben, ob ein Tempomat aktiv ist, nicht jedoch die gewählte Geschwindigkeit.

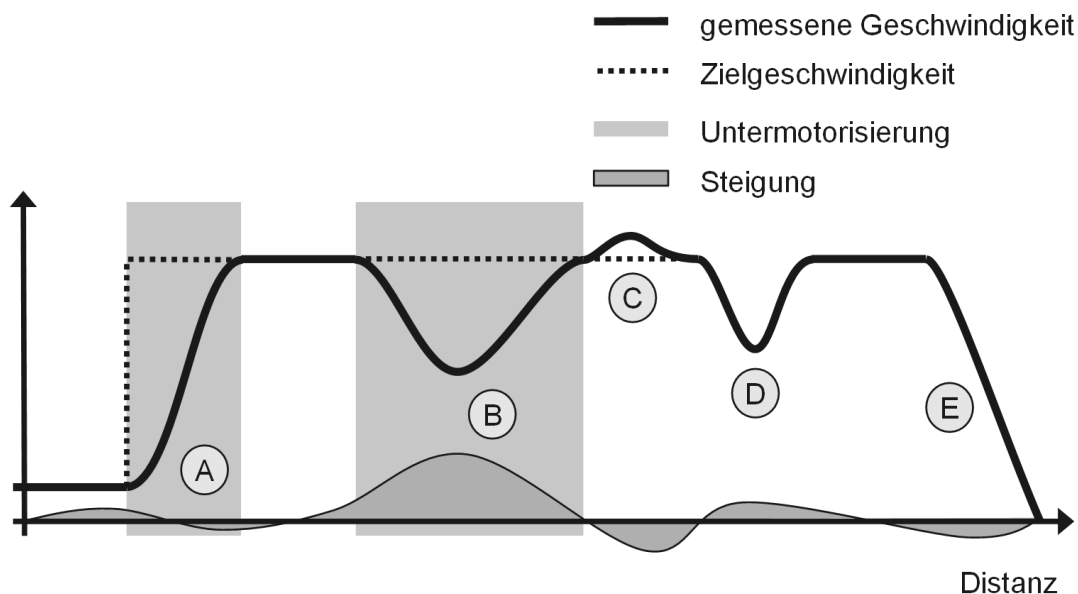


Abbildung 5.3: Untermotorisierung und Zielgeschwindigkeit in einem qualitativen Geschwindigkeits- und Steigungsprofil
 Markierung A – Beschleunigung mit Untermotorisierung
 Markierung B – Geschwindigkeitseinbruch durch Steigung
 Markierung C – Übergeschwindigkeit bei Tempomateinsatz
 Markierung D – Beschleunigung ohne Untermotorisierung
 Markierung E – Bremsen

5.3.1 Untermotorisierung

Wesentliche Identifikationsfaktoren für die Untermotorisierung bilden die Fahrzeuglängsbeschleunigung einerseits und das Motordrehmoment oder die Gaspedalstellung andererseits. Bei der oben beschriebenen Messdatenerhebung eignet sich die Gaspedalstellung nicht, weil bei aktiven Tempomaten kein der Motorlast zugehöriger Wert ausgegeben wird.

Aufbauend auf dieser Annahme beschreibt Rossmann [101, S. 23-28] einen Zielgeschwindigkeitsschätzer. Im ersten Schritt werden hierbei Fahrzyklusanteile ermittelt, bei denen Untermotorisierung vorherrscht. Im zweiten Schritt wird über den gesamten Bereich der Untermotorisierung die am Ende der Untermotorisierung erreichte Geschwindigkeit als Zielgeschwindigkeit definiert. Für die Analyse der Untermotorisierung wendet Rossmann Fuzzy-Logik an (Abbildung 5.4). Fuzzy-Logik ermöglicht eine Zuordnungen von mehreren Eingangsgrößen zu mehreren Ausgangsgrößen unter Berücksichtigung der klassischen Mengenlehre und Logik.

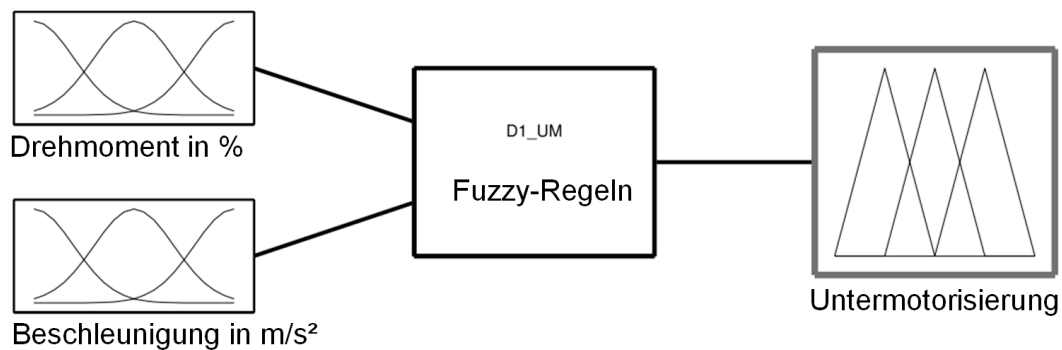


Abbildung 5.4: Fuzzy-Set zur Ermittlung der Untermotorisierung nach Rossmann [101, S. 24]

Zu den beiden Eingangsgrößen Beschleunigung und normiertes Motordrehmoment und der Ausgangsgröße Untermotorisierung legte Rossmann [101, S. 23-26] im Folgenden beschriebene sogenannte Zugehörigkeitsfunktionen fest.

Die Beschleunigung kann die drei Zustände „positiv“, „Null“ und „negativ“ aufweisen. Die jeweiligen Bereiche werden typischerweise durch Gauß-Funktionen definiert (Abbildung 5.5). Der Zustand Beschleunigung „Null“ wurde hierbei im Unschärfeintervall von etwa -0,1 bis 0,1 m/s² gewählt.

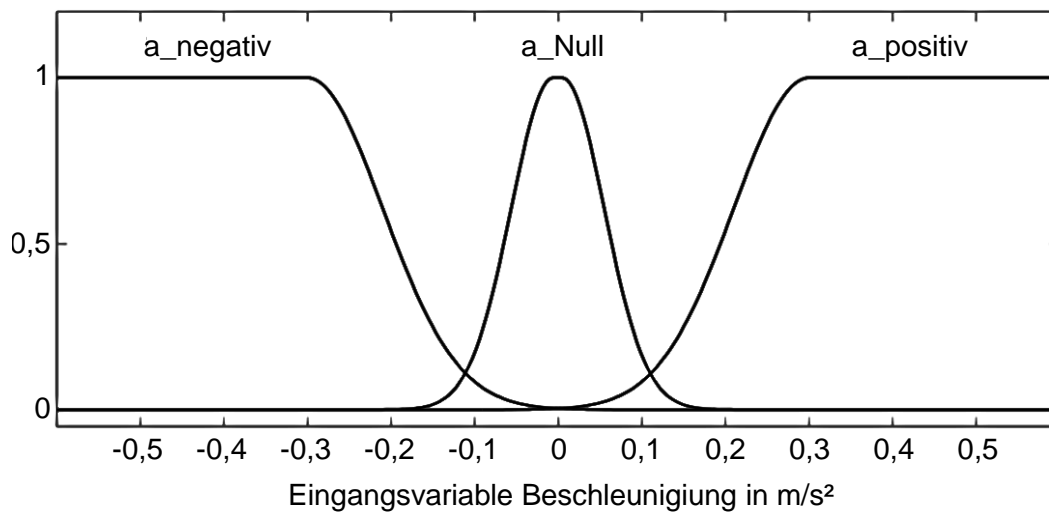


Abbildung 5.5: Zugehörigkeitsfunktion der Beschleunigung nach Rossmann [101, S. 29]

Dem Motordrehmoment, das als prozentualer Anteil des drehzahlabhängigen Maximalmoments ausgedrückt wird, werden die Zustände „minimal“, „moderat“, „hoch“ und „maximal“ zugeordnet (Abbildung 5.6).

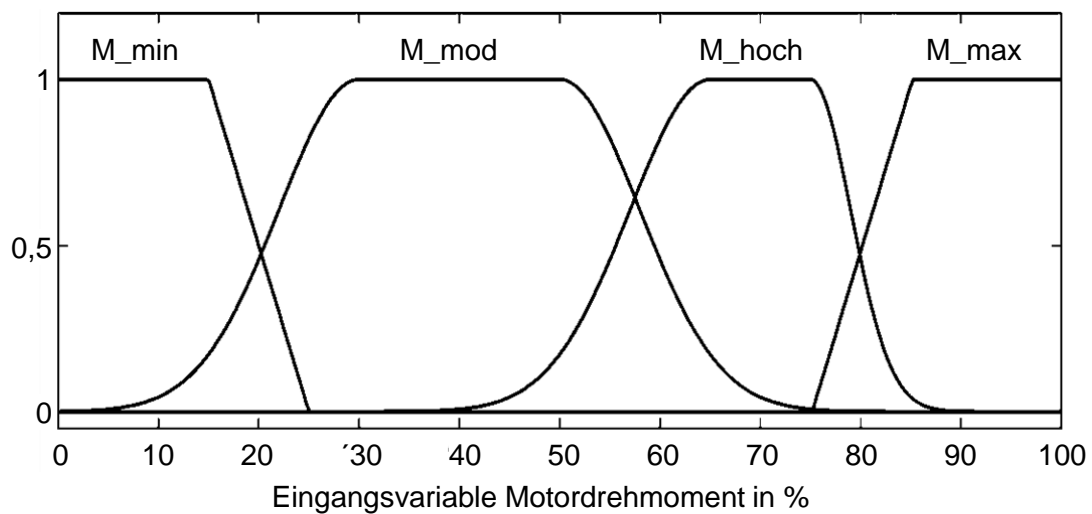


Abbildung 5.6: Zugehörigkeitsfunktion des normierten Motordrehmoments nach Rossmann [101, S. 25]

Die Eingangsparameter werden im Fuzzy-Set (Abbildung 5.4) der im folgenden natürlichsprachlich wiedergegebenen Regeldefinition entsprechend zur Ausgangsgröße Untermotorisierung (UM) verarbeitet [101, S. 27-28].

1. Wenn das Motordrehmoment „minimal“ ist, herrscht keine Untermotorisierung unabhängig von der aktuellen Beschleunigung.
2. Wenn das Motordrehmoment „maximal“ ist, herrscht Untermotorisierung unabhängig von der aktuellen Beschleunigung.
3. Wenn das Motordrehmoment „moderat“ oder „hoch“ und die Beschleunigung „negativ“ ist, herrscht Untermotorisierung.

4. Wenn das Motordrehmoment „moderat“ oder „hoch“ und die Beschleunigung „Null“ ist, herrscht keine Untermotorisierung.
5. Wenn das Motordrehmoment „moderat“ oder „hoch“ und die Beschleunigung „positiv“ ist, herrscht Untermotorisierung.

Die Regeldefinition in Regel 3 und 5, wonach auch bei moderatem Motormoment Untermotorisierung bei positiver oder negativer Beschleunigung vorherrschen kann, ermöglicht es beginnende bzw. auslaufende Untermotorisierungszustände schärfer abgrenzen zu können. Dies verbessert die anschließende Zielgeschwindigkeitsdefinition. Die beiden Zustände treten in der Regel nur über kurze Zeit auf. Insbesondere bei Regel 3 ist anzumerken, dass Anpassungen von höheren auf niedrigere Geschwindigkeiten in der Regel im Motordrehmomentstatus „minimal“ durchgeführt werden.

Die beiden Zugehörigkeitsfunktionen und die Regeldefinition werden in dem Fuzzy-Set (Abbildung 5.4) zu einem Fuzzy-Interferenz System verarbeitet (Abbildung 5.7). Die Schwelle für den Zustand „Untermotorisierung“ wurde bei 0,5 gewählt.

Während eines aktiven Status „Untermotorisierung“ können Gangwechsel erfolgen, die bei einfachen Reibkupplungen zu einer Zugkraftunterbrechung und damit einem kurzzeitigen Abfall des Motordrehmoments führen. Dies würde den Zustand „Untermotorisierung“ aufheben und die Zielgeschwindigkeitsschätzung (Ende der Untermotorisierungsphase) verfälschen. Der Zielgeschwindigkeitsschätzer nach Rossmann überbrückt diese Bereiche daher und setzt den Status „Untermotorisierung“ über den Gangwechsel hinweg, wenn vor und nach dem Gangwechsel Untermotorisierung vorherrscht [101, S. 42].

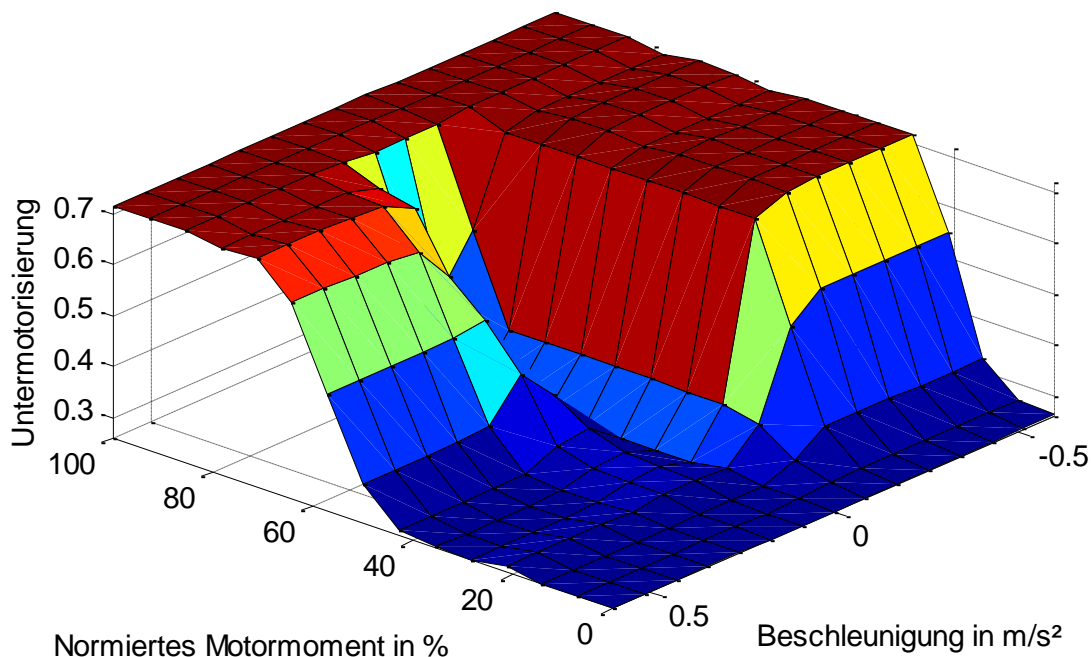


Abbildung 5.7: Fuzzy-Interferenz-System der Untermotorisierung nach Rossmann [101, S. 25]

5.3.2 Aktiver Tempomat

Rossmann erweiterte den Zielgeschwindigkeitsschätzer bei Untermotorisierung um eine Zielgeschwindigkeitsschätzung bei aktivem Tempomaten [101, S. 36-37] (Abbildung 5.3, Markierung

C). Diese Schätzung kommt ausschließlich zum Einsatz, wenn keine Untermotorisierung herrscht und der Tempomat aktiv ist.

Die im Tempomat eingestellte Geschwindigkeit wird über Intervalle ermittelt, in denen das Motordrehmoment entsprechend des oben beschriebenen Fuzzy-Sets „moderat“ oder „hoch“ ist. Die mittlere Geschwindigkeit eines jeden Intervalls wird als Zielgeschwindigkeit des Tempomaten gesetzt. Die Schätzung wird nur durchgeführt, wenn keine Untermotorisierung herrscht. Dies impliziert, dass die Beschleunigung „Null“ ist. Sinkt das Motordrehmoment auf „minimal“ ab wird, auch bei beschleunigendem Fahrzeug, die zuvor gesetzte Zielgeschwindigkeit beibehalten.

5.3.3 Bewertung geschätzter Zielgeschwindigkeiten

Bei Anwendung des Zielgeschwindigkeitsschätzers auf die Messdaten werden alle in Absatz 5.3 beschriebenen Fahrsituationen entsprechend umgesetzt (Abbildung 5.8).

- Der Zielgeschwindigkeitsschätzer unterscheidet durch den Status „Untermotorisierung“ zwischen Beschleunigungsvorgängen, die durch die Leistung des Fahrzeugs begrenzt sind (Abbildung 5.8, Markierung A) und Beschleunigungen, die nicht durch die Leistung des Fahrzeugs begrenzt sind, wenn beispielsweise ein langsames, nicht überholbares Fahrzeug voraus fährt (Abbildung 5.8, Markierung D).
- Auch bei Gangwechseln, in denen das Motordrehmoment reduziert wird, wird der Status Untermotorisierung beibehalten, wenn vor und nach dem Schaltvorgang Untermotorisierung vorherrscht (Abbildung 5.8, Markierung A)
- Geschwindigkeitseinbrüche aufgrund von Untermotorisierung werden erkannt (Abbildung 5.8, Markierung B)
- Bei Verzögerung des Fahrzeugs (Bremsen, Ausrollen) entspricht die Zielgeschwindigkeit stets der gemessenen Geschwindigkeit (Abbildung 5.8, Markierung E).
- Bei aktivem Tempomat wird die eingestellte Zielgeschwindigkeit erkannt, auch wenn die gemessene Geschwindigkeit bei Bergabfahrt aufgrund der Tempomateinstellung größer ist (Abbildung 5.8, Markierung C).

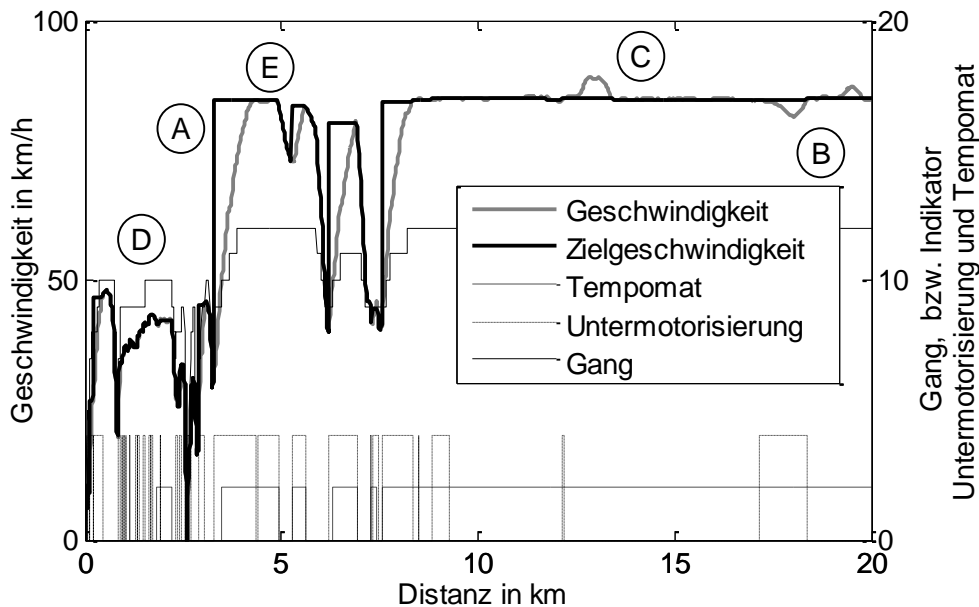


Abbildung 5.8: Wirkungsweise des Zielgeschwindigkeitsschätzers
 Markierung A – Beschleunigung mit Untermotorisierung
 Markierung B – Geschwindigkeitseinbruch durch Steigung
 Markierung C – Übergeschwindigkeit bei Tempomateinsatz
 Markierung D – Beschleunigung ohne Untermotorisierung
 Markierung E – Bremsen

5.4 Ermittlung der Fahrzeugmasse

Das Speditionsfahrzeug war mit der FMS-Version 2 ausgestattet, die noch keine vom Fahrzeug geschätzten Fahrzeugmassen auf dem offenen CAN-Bus-Protokoll ausgibt. Die Gesamtmassen mussten daher anhand der aufgezeichneten Daten berechnet werden.

Zur Berechnung der Fahrzeugmasse wurde ein Ansatz gewählt, der auf einem Vergleich von über Fahrwiderstände und Antriebsstrangparameter berechneter Motorleistung und vom CAN-Bus ausgegebener Motorleistung beruht. Diesen Ansatz nutzt Jonhed [102, S. 15-22] für die Massenschätzung von Nutzfahrzeugen während der Fahrt. Für den Vergleich von berechnetem und von dem vom Fahrzeug ausgegebener Motorleistung nutzt Jonhed die rekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Für eine Datennachverarbeitung kann jedoch eine nicht-rekursive Methode der kleinsten Fehlerquadrate SFQ entsprechend Gl. (5.4) angewandt werden. Die ausgegebene Motorleistung berechnet sich aus dem vom Fahrzeug auf dem CAN-Bus bereitgestellten Motordrehmoment $M_{mot,CAN}$ und Motordrehzahl $n_{mot,CAN}$. Das berechnete Motormoment ergibt sich aus den Fahrwiderstandsleistungen, den Wirkungsgraden des Schaltgetriebes η_{gear} , dem Wirkungsgrad des Hinterachsgetriebes η_{final} sowie der Nebenverbraucherleistung P_{aux} .

Zur Schätzung der Fahrzeugmasse wurde die Fahrzeugmasse für jede Fahrt der Datenbasis einzeln im Intervall von 14,0 bis 40,5 t mit der Schrittweite 0,1 t variiert und jeweils die Masse ausgewählt, bei der die Summe der Fehlerquadrate ihr Minimum erreichte. Der gewählte Massenbereich übersteigt die Zulässige Gesamtmasse um 500 kg, um in der Praxis vorkommende geringe Überladungen zu berücksichtigen. Um Fahrzeugstillstand und Motorschleppphasen

auszuschließen, wurden gemessene Motorleistungen unter 10 kW von der Betrachtung ausgenommen.

$$SFQ = \sum_{t=1}^n \left[\left(2\pi * M_{mot_{CAN,t}} * n_{mot_{CAN,t}} / 60 \right) - \left(\frac{(P_{air,t} + P_{roll,t} + P_{acc,t} + P_{grd,t})}{\eta_{gear,t} * \eta_{ha}} + P_{aux} \right) \right]^2 \quad (5.4)$$

Eine direkte Validierung der Massenschätzung ist aufgrund fehlender Referenzwerte nicht möglich. Die Validierung der Fahrzeugmassen erfolgt daher implizit durch die Verbrauchsberechnung, in die die Fahrzeugmassen Eingang finden, sowie deren Validierung.

5.5 Erhobene Datenbasis

Das System zur Ermittlung kundenspezifischer Fahrzyklen war beim Speditionsfahrzeug im Zeitraum 25. Oktober 2014 bis 3. Dezember 2014 sowie 20. Februar 2015 bis 20. März 2015 in Betrieb. An 53 Arbeitstagen wurden insgesamt 264 Fahrten aufgezeichnet. Eine Fahrt entspricht hierbei jeweils einem Intervall indem die „Zündung“ des Fahrzeugs und somit auch das System zur Datenakquise aktiv waren. In den 264 Fahrten fuhr das Sattelkraftfahrzeug 22.242 km. Dies ergibt eine durchschnittliche Tagesfahrstrecke von 420 km. Hochgerechnet auf ein Jahr mit 250 Arbeitstagen ergibt sich eine für den Fernverkehr typische Jahresfahrstrecke von 105.000 km.

Die zurückgelegte Strecke der einzelnen Fahrten bilden hierbei sowohl Rangiermanöver auf Betriebshöfen als auch längere Autobahnfahrten von bis zu 345 km am Stück ab. Die kumulative Verteilungsfunktion der zurückgelegten Strecken je Fahrt zeigt, dass eine große Anzahl der Fahrten Rangiermanövern entspricht (Abbildung 5.9). Etwa 20 % der Fahrten weisen eine Distanz von unter 3 km auf.

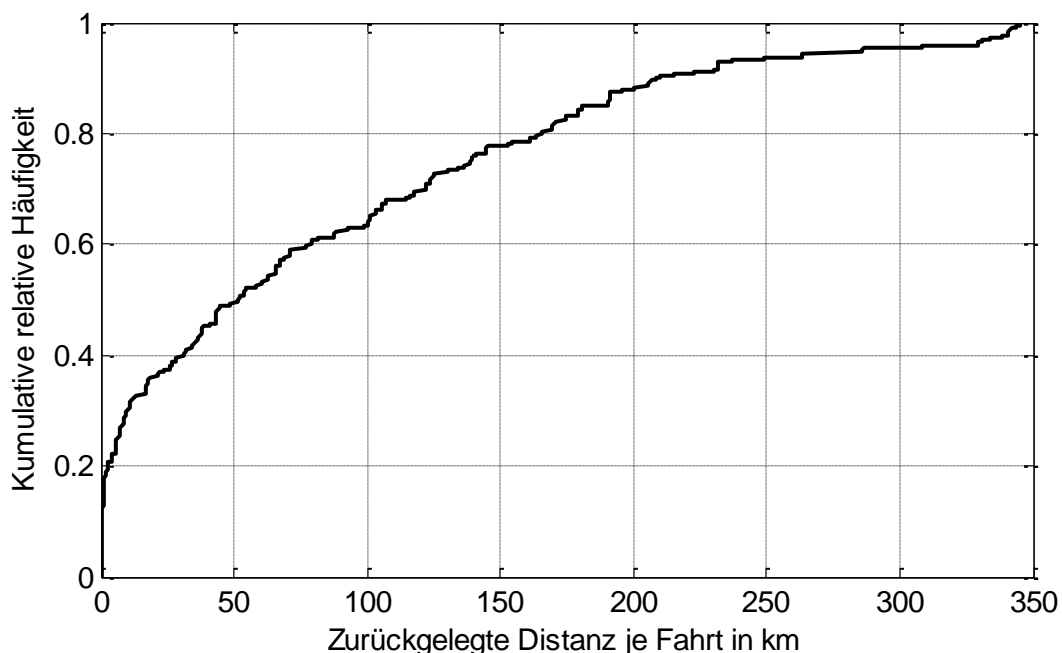


Abbildung 5.9: Kumulative relative Häufigkeit zurückgelegter Distanzen je Fahrt

Die fahrzeuginterne Kraftstoffverbrauchsmessung wies auf der Gesamtstrecke einen Verbrauch von 7247,3 l aus. Das entspricht einem durchschnittlichen Kraftstoffverbrauch von 32,6 l/100 km. Das Fahrzeug stand bei laufendem Motor auf Rastplätzen und Betriebshöfen im gesamten Zeitraum insgesamt 30 Stunden still und verbrauchte hierbei 44,1 l. Der Leerlaufverbrauch des Motors lässt sich hierdurch auf ca. 1,4 l/h beziffern.

Die Beladung des Fahrzeugs variiert bei den aufgezeichneten Fahrten stark (Abbildung 5.10). Wiederkehrende Beladungszustände wie sie in Pendelverkehren auftreten, sind nicht zu identifizieren. Die über die gefahrene Strecke gemittelte Fahrzeugmasse lag bei 30,3 t, die Nutzlast bei 16,0 t. Der Massenschätzer ermittelte Fahrzeugmassen im kompletten Spektrum von 14,0 bis 40,5 t. Der hohe Anteil von 19 % an Fahrten mit der Maximalmasse kann durch die Schwäche des Massenschätzers, bei kurzen Fahrten zu hohe Massen anzusetzen, erklärt werden. Diese Fahrten sind fast ausschließlich durch Distanzen von unter 3 km gekennzeichnet. Fahrten mit einer Fahrzeugmasse von 40,5 t stellen nur einen geringen Anteil von 2,5 % am Gesamtkraftstoffverbrauch aller Fahrten der Datenbank. Die Schwäche des Massenschätzers, bei kurzen Strecken zu hohe Massen anzusetzen, wirkt sich somit nur in geringem Umfang im Kraftstoffverbrauch aus.

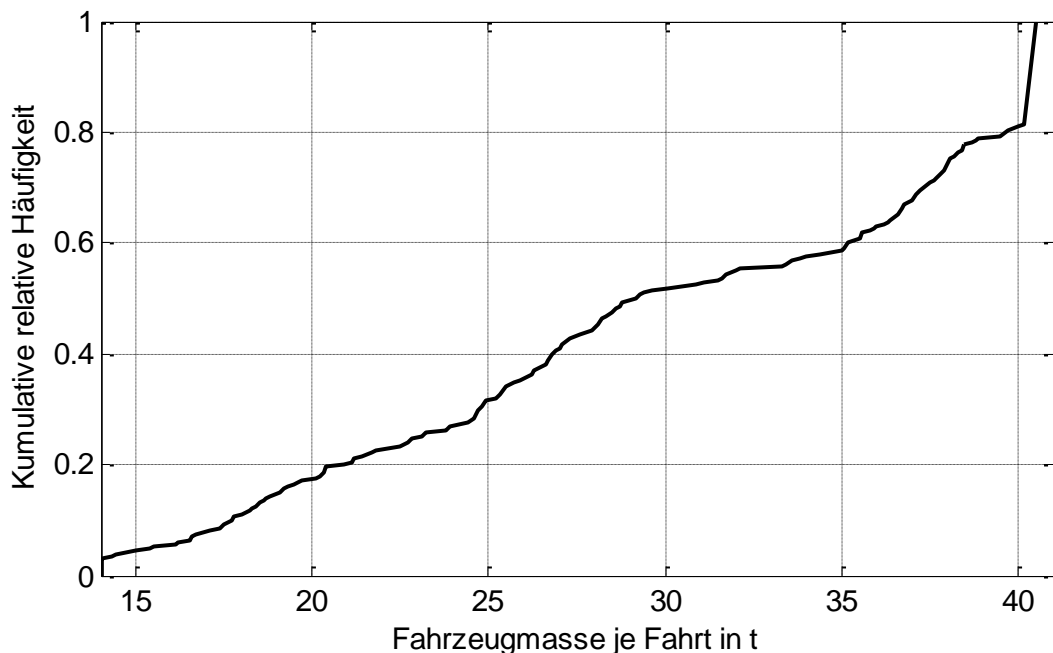


Abbildung 5.10: Kumulative relative Häufigkeiten der Fahrzeugmassen aller Fahrten der Datenbasis

Das Geschwindigkeitsprofil der aufgezeichneten Fahrten ist durch hohe Autobahnanteile charakterisiert (Abbildung 5.11). Das Fahrzeug besitzt einen Geschwindigkeitsbegrenzer, der auf 85 km/h eingestellt ist. Geschwindigkeitsanteile von über 85 km/h wurden in Schubphasen bei Bergabfahrten erreicht.

Bei der Ermittlung der Zielgeschwindigkeiten ergeben sich durch Untermotorisierung auf 41 % der gesamten gefahrenen Distanz Zielgeschwindigkeiten, die oberhalb der gefahrenen Geschwindigkeit liegen. Die Zielgeschwindigkeiten aller Fahrten liegen insbesondere im Geschwindigkeitsbereich von 70 km/h bis 85 km/h über den gemessenen Geschwindigkeiten (Abbildung 5.11). Bei den gemessenen Geschwindigkeiten liegen 60% über 77 km/h, bei den Zielgeschwindigkeiten hingegen 60 % über 84 km/h.

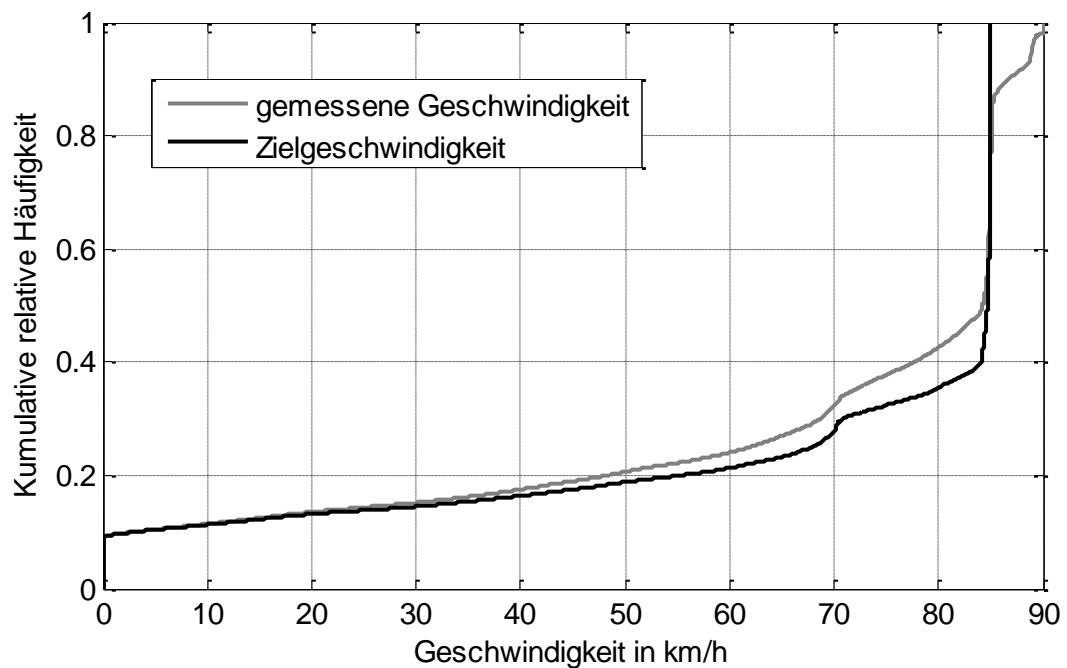


Abbildung 5.11: Kumulative relative Häufigkeiten der Geschwindigkeiten aller Fahrten der Datenbasis

Das Steigungsprofil der Datenbank zeigt auf, dass die gefahrenen Strecken auch mehrfach Gefälle von über 3 % aufweisen. Beispielsweise zu nennen sind Fahrten auf der Bundesautobahn 7 in den Kasseler Bergen (Abbildung 4.10).

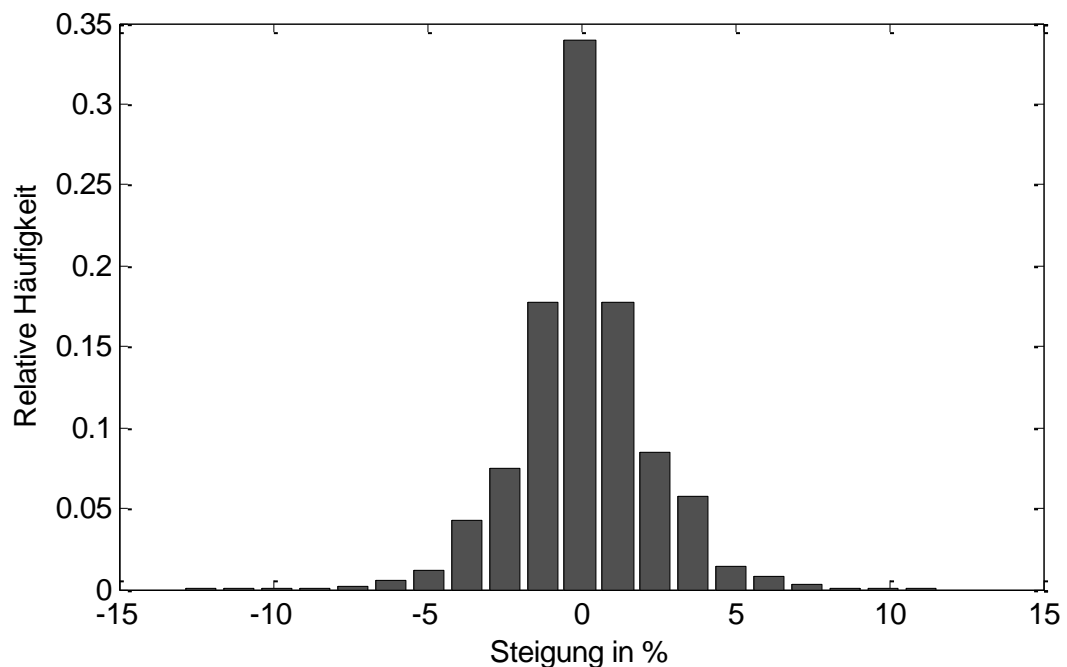


Abbildung 5.12: Relative Häufigkeiten der Steigungen in allen Fahrten der Datenbasis

5.6 Vergleich mit Vorgehensmodell nach Kattenberg

Die einsatzindividuelle Fahrzykluserstellung nach Kattenberg [51] (Kapitel 2.4.2) wurde mit dem oben beschriebenen Vorgehensmodell zur Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen in einer gemeinsamen Vorveröffentlichung gegenübergestellt [88]. Ziel war es, die aus beiden Ansätzen resultierenden Fahrzyklen und die sich daraus ergebenden Kraftstoffeinsparpotenziale zu vergleichen [88, S. 4].

Ausgangspunkt bildet eine Serie von Fahrten am 3. und 4. März 2015 aus der Datenbasis von Paderborn nach Neuburg mit einer gefahrenen Distanz von 514 km (Abbildung 5.13). Hierbei bewegte sich das Speditionsfahrzeug abgesehen von zwei kurzen Abschnitten am Anfang sowie am Ende der Tour auf Autobahnen. Eine Fahrtunterbrechung wurde an einer Autobahnraststätte nach ca. 320 km eingelegt.

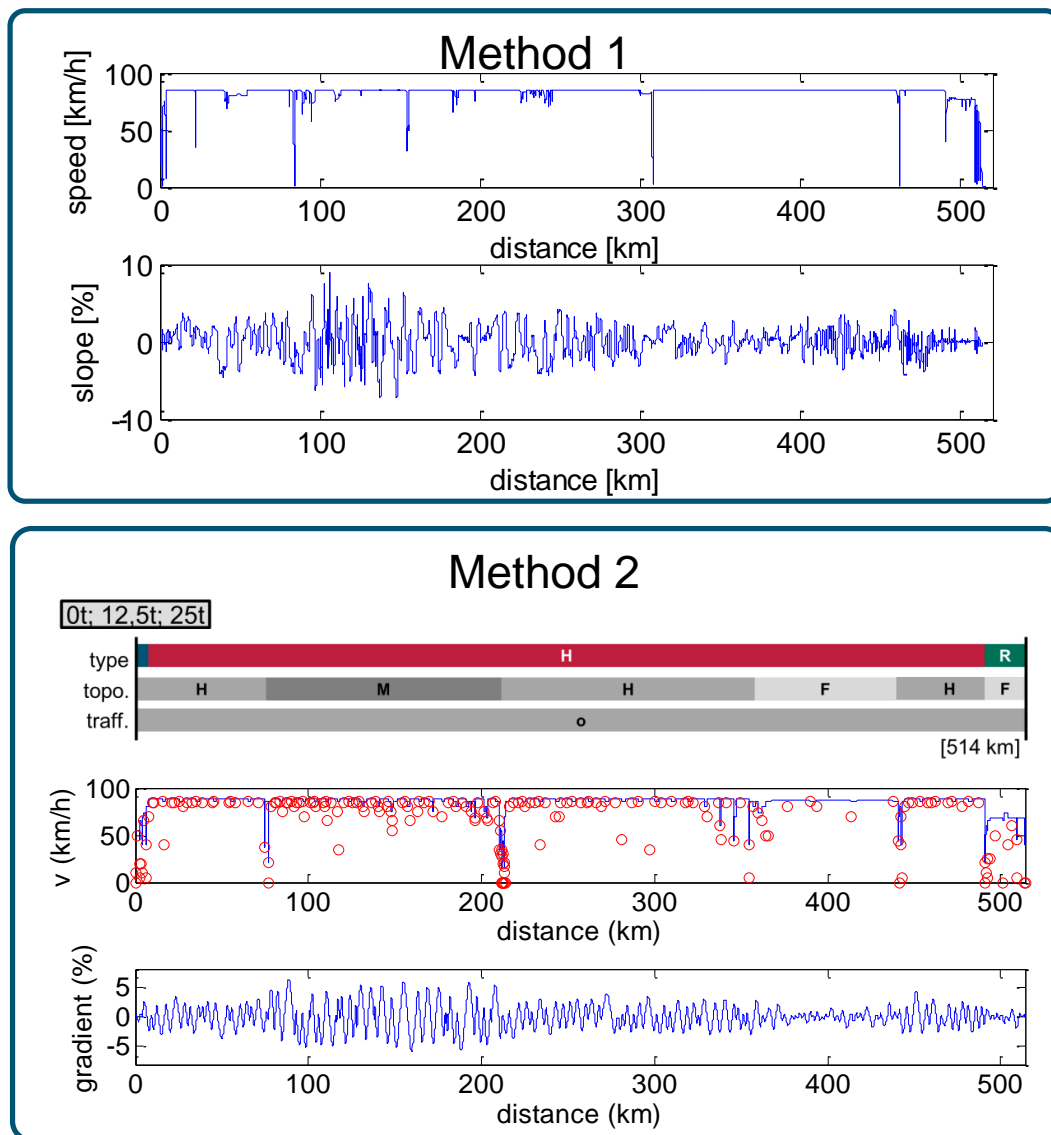


Abbildung 5.13: Generierte Fahrzyklen mit Zielgeschwindigkeitsansatz („speed“) und hinterlegtem Steigungsprofil („slope“ bzw. „gradient“) [88, S. 23]

„Method 1“: anhand der oben beschriebenen Vorgehensweise

„Method 2“: anhand der Vorgehensweise nach Kattenberg [51]

Die Straßentopographie ist bis zu einer gefahrenen Distanz von ca. 300 km von hohen Steigungen und Gefällen geprägt. Das aufgezeichnete Geschwindigkeitsprofil weist in diesem Bereich Geschwindigkeitseinbrüche bis unter 50 km/h auf [88, S. 22]. Das Zielgeschwindigkeitsprofil mit hohen Anteilen an Maximalgeschwindigkeit zeigt, dass diese im Wesentlichen nicht auf hohes Verkehrsaufkommen, sondern auf Untermotorisierung zurückzuführen sind. Ab einer Distanz von ca. 300 km kann das Fahrzeug der Zielgeschwindigkeit aufgrund geringerer Steigungen weitestgehend folgen. Die Gesamtmasse des Fahrzeugs betrug ca. 38 t.

Diese Fahrt wurde von Kattenberg anhand von beschreibenden Kennwerten wie Straßentyp, Topographie, Verkehrsaufkommen nachgebildet (Abbildung 5.13). Er wählte neben dem Hauptanteil an Autobahnfahrt entsprechend der Geschwindigkeitsverläufe am Anfang sowie am Ende der Fahrt den Straßentyp „Stadt“ bzw. „Landstraße“. Der Topographie wurden bis zu einer Distanz von ca. 350 km die Kategorien „hügelig“ und „bergig“ zugewiesen, gefolgt von „flach“ und einem weiteren Kapitel mit „hügelig“. Für die Verkehrsdichte wurde durchgängig die Kategorie „gering“ gewählt.

Beide Fahrzyklen wurden den jeweils zugehörigen Verbrauchberechnungen mit den gleichen Fahrzeugparametern eines Sattelkraftfahrzeugs zugeführt [88, S. 23-24]. Dabei wurden bei unterschiedliche Nutzlasten des Fahrzeugs der Gesamttrollwiderstand, der Luftwiderstandsbeiwert sowie die Fahrzeugleermasse variiert. Ein Vergleich der jeweiligen Energieeinsparungen beider Vorgehensweisen zeigt eine hohe Übereinstimmung (Abbildung 5.14).

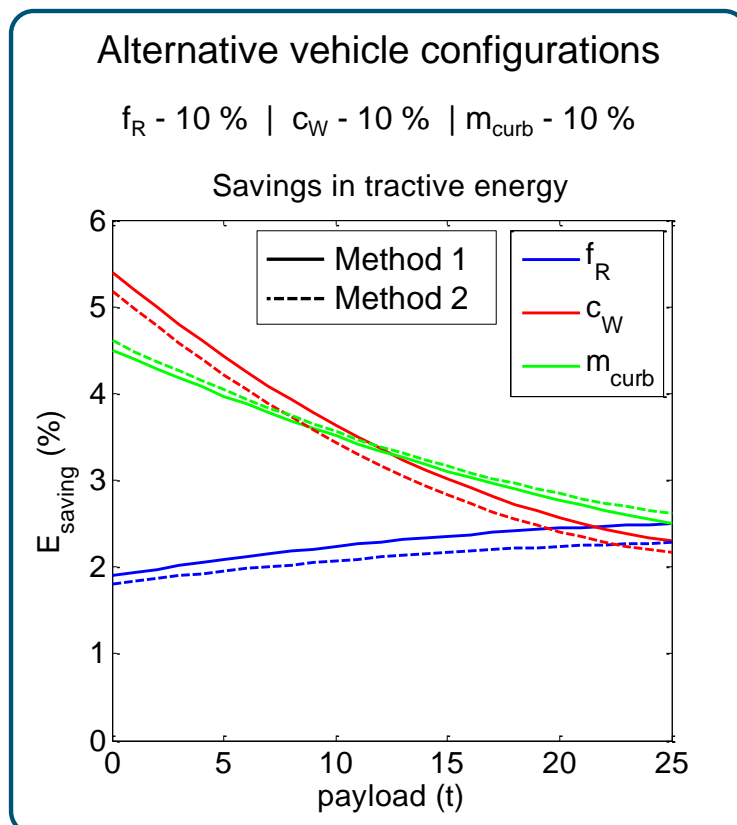


Abbildung 5.14: Einsparung im Energieverbrauch („ E_{saving} “) bei Variation von Gesamttrollwiderstand („ f_R “), Luftwiderstandsbeiwert („ c_W “) und Fahrzeugleermasse („ m_{curb} “) um 10 % [88, S. 24]

„Method 1“: anhand der oben beschriebenen Vorgehensweise

„Method 2“: anhand der Vorgehensweise nach Kattenberg [51]

5.7 Überführung des VR-Tests in einen Fahrzyklus

Mit dem Testfahrzeug wurden mehrfach Kraftstoffverbrauchsmessungen im VerkehrsRundschau-Test (VR-Test) durchgeführt. Der VR-Test ist ein, wie im Stand der Technik bereits beschrieben, von der Fachpresse angewandtes Messverfahren zum Quantifizieren von Kraftstoffverbräuchen auf öffentlichen Straßen [28, 36-43]. Der VR-Test bildet analog zum kundenspezifischen Fahrzyklus des Speditionsfahrzeugs den zugehörigen Fahrzyklus des Testfahrzeugs.

Die Testroute bestand zum Zeitpunkt der Durchführung aus einem ersten Teil, der mit annähernder Vollbeladung gefahren wurde (Abbildung 5.15, Etappen 1 bis 5), und einem zweiten Teil, bei dem zwei Etappen in Teilbeladung bzw. ohne Beladung jeweils einmal absolviert wurden (Abbildung 5.15, jeweils Etappen 6 und 7).

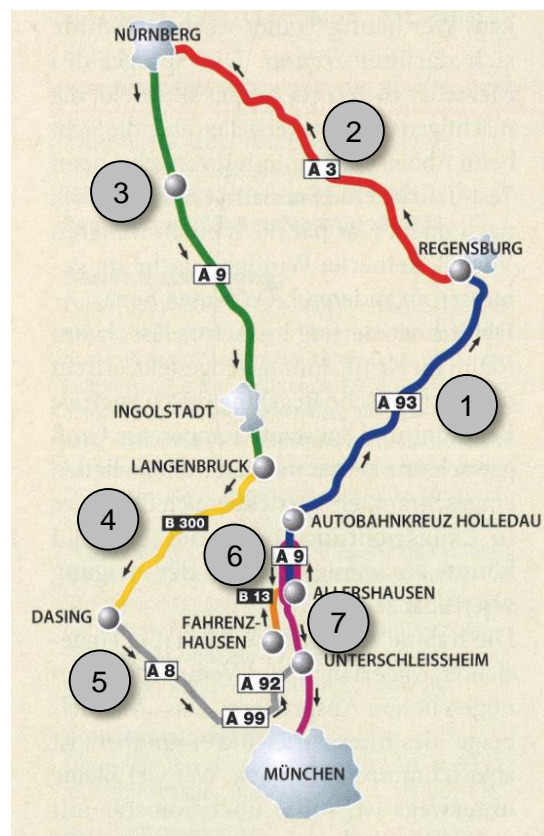


Abbildung 5.15: Route und Etappen des VerkehrsRundschau-Test; Stand bis Ende 2013 [28, S. 37] mit eingezeichneten Etappen, Beschreibung der Etappen in Tabelle 5.4

Die Etappen 1 bis 5 des ersten Teils bilden auf 358 km unterschiedliche Autobahncharakteristika sowie eine Landstraßenfahrt ab (Tabelle 5.4). Die Autobahnetappen, die 86 % der Strecke des ersten Teils ausmachen, klassifiziert Grüning [13, S. 60] nach ihren Steigungsprofilen mit „medium“, „hügelig“, „Rolletappe“ und „leicht“. Der erste Teil wird in Vollbeladung absolviert. Im zweiten Teil werden die Etappen 6 und 7, bzw. 8 und 9, in Teilbeladung bzw. als Leerfahrt gefahren. Mit den in Tabelle 5.4 gewählten Beladungszuständen ergibt sich eine über die Distanz gemittelte Nutzlast von 20,3 t.

Tabelle 5.4: Route und Etappen des VerkehrsRundschau-Test; Stand bis Ende 2013 [28, S. 37] und dem VerkehrsRundschau-Test angelehnte Nutzlasten, die im Rahmen der Fahrten mit dem Testfahrzeug gewählt wurden.

Etappe (Route)	Nutzlast	Strecke
1. Autobahn medium (A9 Allershausen – A93 Regensburg)	25,5 t	73 km
2. Autobahn hügelig (A3 Regensburg - Nürnberg)	25,5 t	82 km
Teil 1 3. Autobahn Rolletappe (A9 Nürnberg – Langenbruck)	25,5 t	100 km
4. Landstraße (B300 Langenbruck – Dasing)	25,5 t	50 km
5. Autobahn leicht (A8 Dasing – A92/99 Unterschleißheim)	25,5 t	53 km
6. Landstraße Teilbeladen (B13 Unterschleißheim – Allershausen)	12 t	20 km
Teil 2 7. Autobahn Teilbeladen (A9 Allershausen – Pfaffenhofen – München)	12 t	45 km
8. Landstraße leer (B13 Unterschleißheim – Allershausen)	0 t	20 km
9. Autobahn leer (A 9 Allershausen – Pfaffenhofen– München)	0 t	45 km
	Gesamtstrecke	488 km

Der erste Teil des VR-Tests wurde mit dem Testfahrzeug in Ausgangskonfiguration unter Begleitung des Referenzfahrzeugs der VR-Redaktion am 23.08.2012 sowie am 13.11.2012 absolviert. Der Test unter Teilbeladung des zweiten Teils erfolgte am 15.11.2012, ebenfalls unter Begleitung des Referenzfahrzeugs. Der VR-Test wurde im Gegensatz zum kundenspezifischen Fahrzyklus des Speditionsfahrzeugs manuell in einen Fahrzyklus überführt, weil zum Zeitpunkt der Fahrversuche das System zur automatischen Akquise von Fahrzyklen (Kapitel 5.1) noch nicht zur Verfügung stand.

Aufgrund der Ausstattung des Testfahrzeugs mit einem inertialen Messsystem konnte das Steigungsprofil diesem direkt entnommen werden. Die Zielgeschwindigkeiten konnten anhand der definierten Fahrhinweise der VR-Tests für das Testfahrzeug aus den gemessenen Ist-Geschwindigkeiten abgeleitet werden (Abbildung 5.16). So wurde beispielsweise auf allen Autobahnabschnitten ein aktiver Tempomat mit einer Zielgeschwindigkeit von 85 km/h und maximaler Überschreitung von 5 km/h aufgeprägt. Der Tempomat wurde 300 m vor Autobahnausfahrten und -überleitungen deaktiviert und erst auf dem folgenden Beschleunigungsstreifen wieder aktiviert. In diesen Intervallen entspricht die gemessene Ist-Geschwindigkeit der Zielgeschwindigkeit, weil keine Untermotorisierung herrscht. Eine Massenschätzung war wegen bekannter Fahrzeugleermasse und Zuladung nicht notwendig. Das Testfahrzeug mit einer Leermasse von 13,6 t wurde für den ersten Teil des VR-Tests mit 25,5 t beladen. Die Fahrzeugesamtmasse belief sich daher auf 39,1 t. Für die Teilbeladung im zweiten Teil wurde das Fahrzeug mit 12 t auf eine Gesamtmasse von 25,6 t beladen.

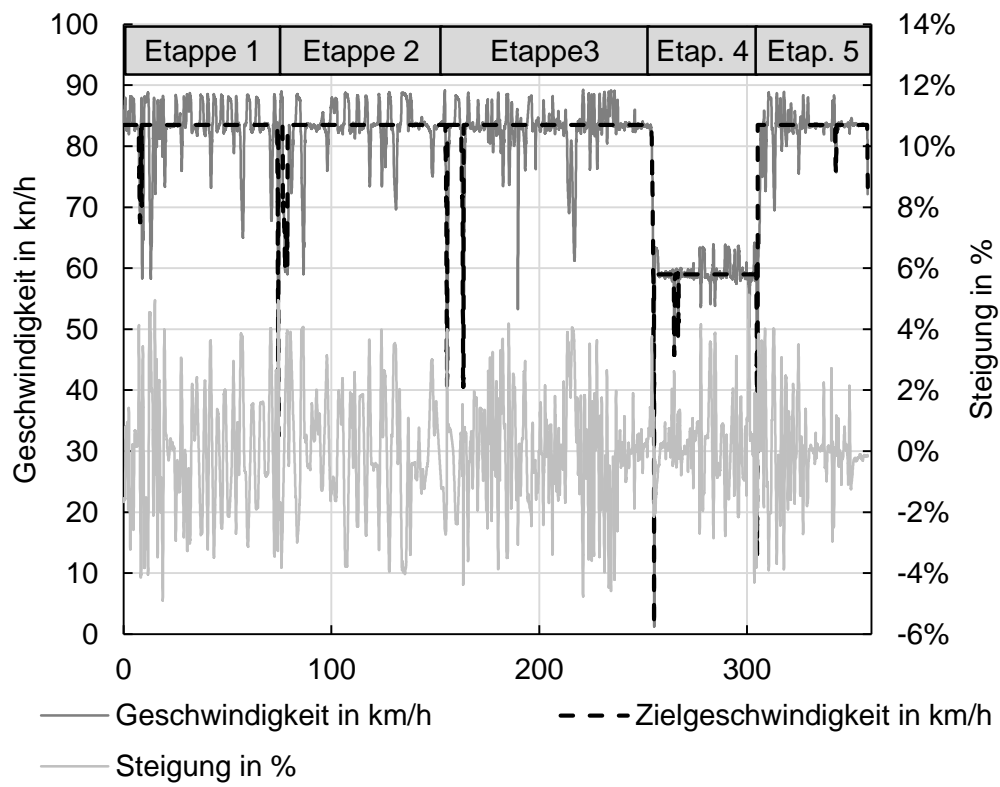


Abbildung 5.16: Erster Teil des VR-Tests als Fahrzyklus mit Zielgeschwindigkeitsansatz

6 Berechnung kundenspezifischer Einsparpotentiale

Das zentrale Element des in dieser Dissertation beschriebenen Vorgehens zur Quantifizierung kundenspezifischer Einsparpotentiale bildet die im Folgenden beschriebene Verbrauchssimulation. Deren Ziel ist die Berechnung von Kraftstoffverbrauchsunterschieden, die sich durch die Umsetzung der Effizienzmaßnahmen in kundenspezifischen Fahrzyklen ergeben. Sie wurde initial im Rahmen des durch die Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) geförderten Forschungsprojekts „Technische Möglichkeiten für die Reduktion der CO₂-Emissionen von Nutzfahrzeugen“ entwickelt. Dies geschah etwa zeitgleich mit der Entstehung des Verbrauchsberechnungstools VECTO [5, 8, 17]. Die Inhalte von Kapitel 6.1 bis 6.3 wurden in Teilen bereits von Süßmann und Lienkamp [87, S. 41-51] veröffentlicht, werden nachfolgend jedoch wiedergegeben und ergänzt, weil sie einen wesentlichen Bestandteil des in dieser Dissertation beschriebenen Vorgehens bilden. Die Verbrauchssimulation wurde ferner im Rahmen des Projekts Truck2030 am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München um weitere Module erweitert und von Wolff et al. [103] der Öffentlichkeit zugänglich gemacht.

Dieses Kapitel beschreibt zunächst den Aufbau und die Parametrierung der Verbrauchssimulation. Anschließend wird die Validierung der Verbrauchssimulation dargestellt und diskutiert. Nach der Validierung werden die Ergebnisse der Verbrauchssimulation beschrieben. Es wurde zunächst analysiert, welche Größenordnung die jeweiligen Grenzpotentiale aufweisen und in wie weit die streuen. Diese wurden unter anderem für das Speditionsfahrzeug im kundenspezifischen Fahrzyklus und für das Testfahrzeug im VR-Test abgeleitet. Der Analyse der Grenzpotentiale folgt die Berechnung der eigentlichen Einsparpotentiale der im Rahmen dieser Dissertation betrachteten Effizienzmaßnahmen aus den Bereichen Aerodynamik, Leichtbau und Rollwiderstand für eben diese Transporteinsätze.

6.1 Aufbau und Parametrierung

Das Verbrauchsberechnungsmodell wurde als Vorwärtssimulation aufgebaut (Abbildung 2.11). Diese Form wurde gewählt, um Fahrzyklen mit Zielgeschwindigkeitsansatz anwenden zu können. Die Verbrauchssimulation wurde mit der Software MATLAB-Simulink® realisiert [104]. Der Aufbau einer Vorwärtssimulation nach Nizzola [63, S. 29] spiegelt sich in der Wahl der Hauptfunktionsblöcke wider. Diese bilden Zyklus, Fahrer, Motor, Kupplung, Getriebe, Achsgetriebe, Rad und Fahrzeug (Abbildung 6.1).

Im Funktionsblock Zyklus (Abbildung 6.1, Markierung 1) wird der Fahrzyklus eingelesen. Er gibt die Zielgeschwindigkeit sowie die Straßensteigung in Abhängigkeit von der zurückgelegten Strecke aus.

Im Funktionsblock Fahrer (Abbildung 6.1, Markierung 2) ist ein PI-Regler mit Vorsteuerung realisiert. Die Führungsgröße bildet die Zielgeschwindigkeit. Die Rückführgröße, aus der die Regelabweichung berechnet wird, bildet die Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Als Stellgröße stehen ein normiertes Motormoment bzw. eine normierte Bremsanforderung zu Verfügung. Ist der Tempomat im vorgegebenen Fahrzyklus aktiv, erlaubt der Regler eine in Sattelzugmaschinen übliche Überhöhung der Geschwindigkeit in Schubphasen von beispielsweise 5 km/h.

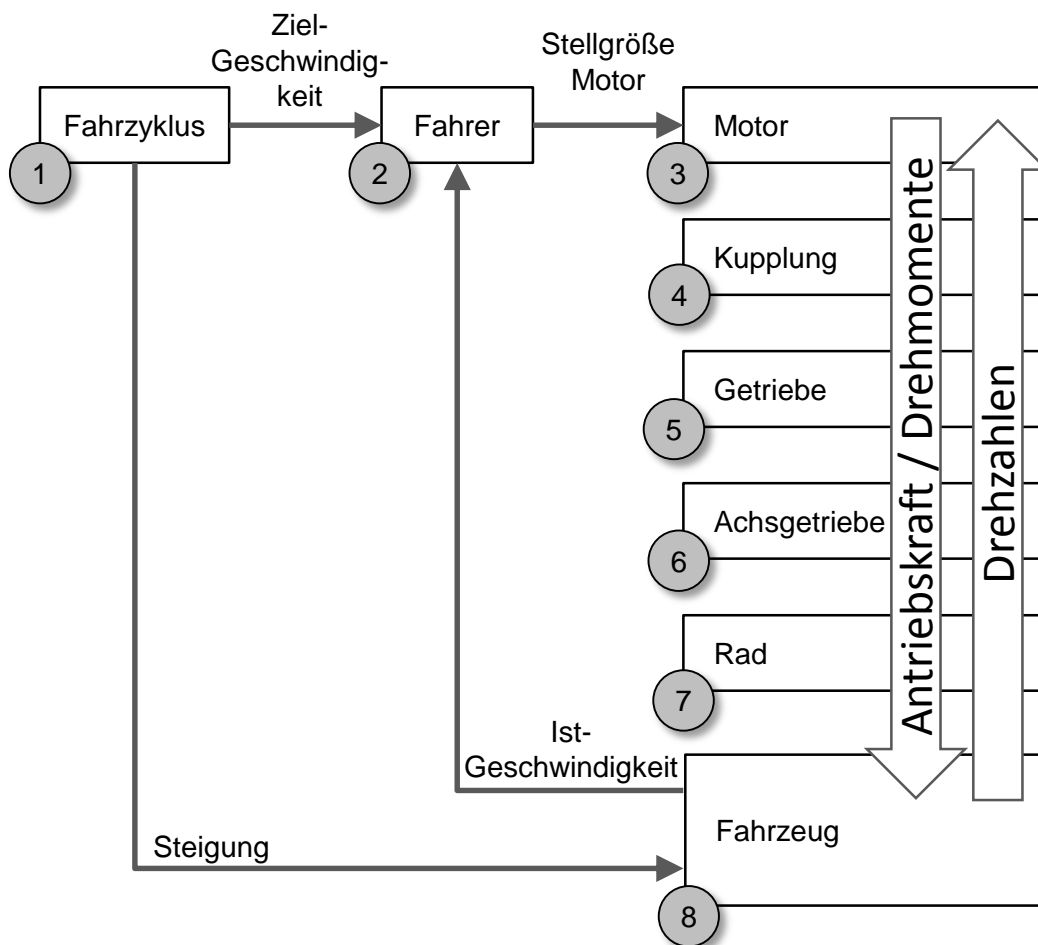


Abbildung 6.1: Schematisches Blockschaltbild der Verbrauchssimulation; Details siehe Abbildung C.1 im Anhang

Im Funktionsblock Motor (Abbildung 6.1, Markierung 3) ist das stationäre Verbrauchskennfeld des in den beiden Fahrzeugen (Test- und Speditionsfahrzeug) verbauten Dieselmotors hinterlegt. In diesem sind für den Motorbetrieb wesentliche Nebenverbraucheranteile von Wasser-, Öl- und Einspritzpumpe bereits enthalten (Abbildung 6.3). Weitere hinterlegte Charakteristika des Funktionsblocks Motor bilden beispielsweise die Kurve des maximalen Drehmoments oder die Dynamik des Ansprechverhaltens, realisiert über einen maximalen Drehmomentanstiegsgradienten. Für Nebenverbraucher wie Lichtmaschine, Lenkhilfepumpe, Lüfter und Kompressor wurde für das Speditionsfahrzeug entsprechend ein mittlerer Leistungsbedarf von 5 kW angesetzt (Kapitel 2.3.1.1). Das Testfahrzeug verfügt über einen Kompressor, der in sich in

Leerlaufphasen abkuppelt. Die dadurch erzielte Einsparung wird für Fernverkehrsszenarien mit durchschnittlich 1,5 kW angegeben [21, S. 26]. Eingangsgröße des Funktionsblocks bildet das vom Fahrer angeforderte normierte Motormoment, das abhängig von der aktuellen Motordrehzahl und der Motordynamik zusammen mit der mittleren Nebenverbraucherleistung in ein abgegebenes Motormoment umgewandelt wird. Aus diesem und der aktuell vorherrschenden Motordrehzahl wird über das Verbrauchskennfeld der Kraftstoffverbrauch im Hintergrund aufsummiert.

Das vom Motor abgegebene Motormoment wird über die Funktionsblöcke Kupplung (Abbildung 6.1, Markierung 4), Getriebe (Markierung 5) und Achsgetriebe (Markierung 6) und den Funktionsblock Rad (Markierung 7) weitergegeben und entsprechend der Gangstufen übersetzt. Für die Wahl der Gangstufen wurde eine robuste Schalstrategie implementiert, die sich am Vorschlag der ACEA für das Simulationstool VECTO orientiert [105, S. 22]. Die Schaltstrategie basiert auf Geraden, die Bereiche im Verbrauchskennfeld markieren, in denen nicht bzw. herauf- oder heruntergeschaltet wird (Abbildung 6.2). Um ein realistisches Schaltverhalten zu erzeugen, sind auch Gangsprünge über mehrere Gänge hinweg möglich. Schaltvorgänge sind nur alle 3 Sekunden möglich, um Schaltpendeln zu verhindern. Die so berechneten Gangstufen erzeugen im Verbrauchskennfeld realistische Motorarbeitspunkte ähnlich wie die in den beiden Fahrzeugen implementierte Schaltstrategie des automatisierten Getriebes (Abbildung 6.3). Aufgrund dieser alternativen Schaltlogik können sich geringe Unterschiede in den Kraftstoffverbräuchen gegenüber Ergebnissen nach Süßmann und Lienkamp [87, S. 41-51] ergeben.

Die Übersetzungsverhältnisse der Gangstufen wurden aus in Verbrauchstests wiedergegebenen Herstellerangaben entnommen [106, S. 41]. Für deren mittleren Wirkungsgrad wurden Werte entsprechend der Analyse im Stand der Technik angesetzt (Absatz 2.3.1).

Der Funktionsblock Achsgetriebe (Abbildung 6.1, Markierung 6) beinhaltet eine weitere Übersetzungsstufe und deren mittleren Wirkungsgrad. Die Übersetzungen des Testfahrzeugs (2,85) und des Speditionsfahrzeugs (2,74) unterscheiden sich aufgrund verschiedener Reifengrößen. Der mittlere Wirkungsgrad wie bei wurde analog zu Delorme et al. [21, S. 26] mit 98 % angenommen.

Im Funktionsblock Rad (Abbildung 6.1, Markierung 7) wird entsprechend der Reifengrößen die Fahrzeuggeschwindigkeit in die Drehzahl des Achsgetriebes und das Drehmoment des Achsgetriebes in die Antriebskraft des Fahrzeugs übersetzt.

Im Funktionsblock Fahrzeug (Abbildung 6.1, Markierung 8) wird die im Funktionsblock Rad ausgegebene Antriebskraft bzw. die Bremsanforderung den Fahrwiderständen entgegengesetzt, woraus die Fahrzeuggeschwindigkeit und die zurückgelegte Strecke resultieren. Diese finden wiederum Eingang in die Funktionsblöcke Fahrer und Zyklus.

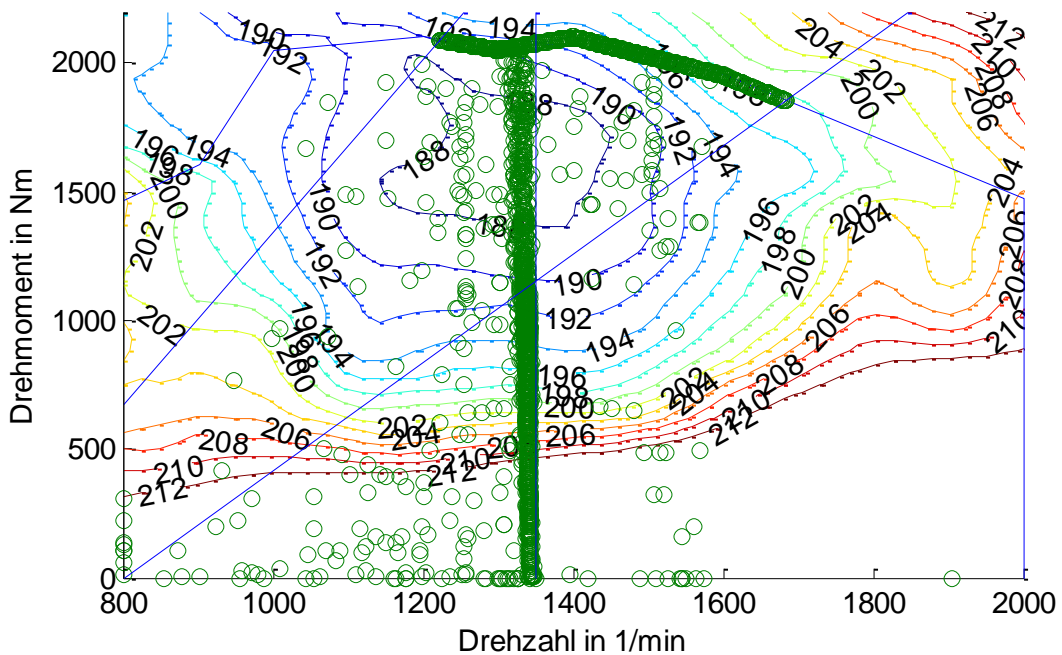


Abbildung 6.2: Kraftstoff-Verbrauchskennfeld mit simulierten Betriebspunkten, Iso-Linien in g/kWh (Fahrzeug B, Fahrt am 28.02.2015)

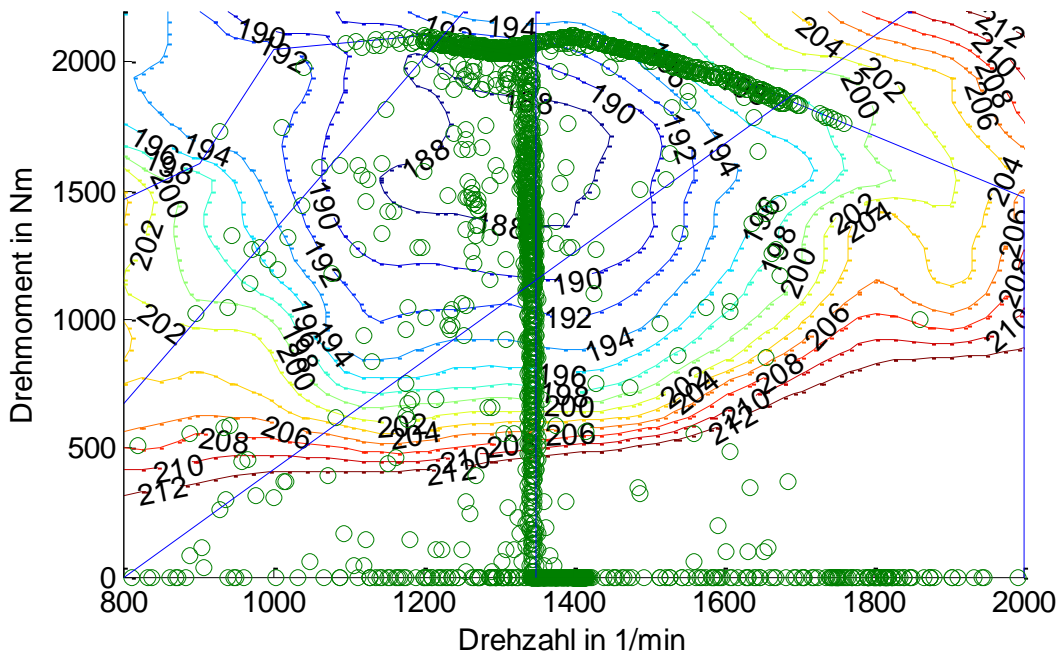


Abbildung 6.3: Kraftstoff-Verbrauchskennfeld mit gemessenen Betriebspunkten, Iso-Linien in g/kWh (Fahrzeug B, Fahrt am 28.02.2015)
 Der Unterschied im Bereich 0 Nm Drehmoment gegenüber Abbildung 6.2 kommt dadurch zustande, dass bei den via CAN-Bus gemessenen Betriebspunkten auch negative Drehmomente (Motorbremsmoment) mit 0 Nm angegeben werden.

In einer Initialisierungsfunktion werden vor Simulationsdurchlauf über ein Achslastverteilungsmodell (Tabelle 6.1) die Radaufstandskräfte und der Gesamttrollwiderstand in Abhängigkeit von der Nutzlast berechnet. Das Achslastverteilungsmodell führt zu einer realistischen Verteilung, die der Beladung des Testfahrzeugs durch die Testgewichte entspricht und einerseits zugunsten

einer guten Traktion die angetriebene Hinterachse bei geringer Beladung verstärkt belastet und andererseits auch gesetzliche Achslastgrenzen berücksichtigt (Abbildung 6.4). Für das Speditionsfahrzeug wurde in Ermangelung von Daten das gleiche Achslastverteilungsmodell und die gleichen Rollwiderstandsbeiwerte wie für das Testfahrzeug angenommen.

Tabelle 6.1: Relative Achslast in Abhängigkeit von der Nutzlast

Nutzlast in Tonnen	0	8	25,5
Vorderachse	40%	27%	18%
Hinterachse	25%	35%	29%
Sattelanhängerachsen	35%	38%	53%

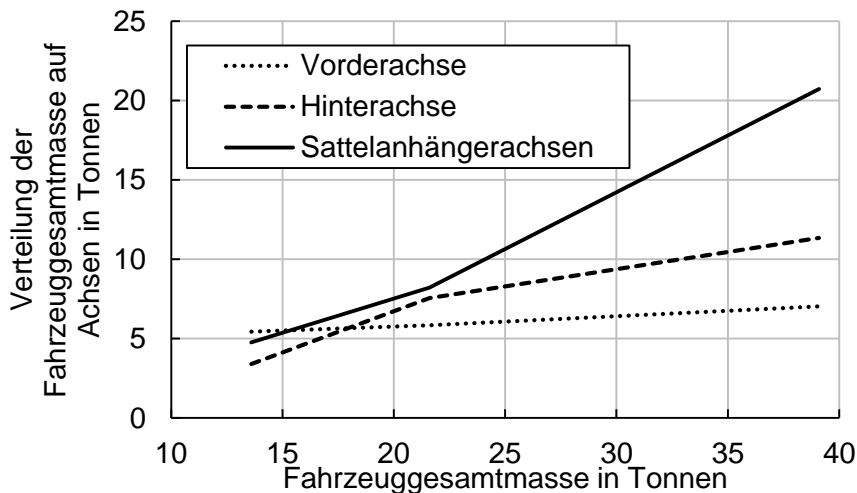


Abbildung 6.4: Verteilung der Fahrzeuggesamtmasse auf Achsen nach Tabelle 6.1 bei einer angenommenen Fahrzeugeigenmasse von 13,6 t wie beim Testfahrzeug

6.2 Validierung der Verbrauchsberechnung

Ziel der Verbrauchssimulation ist die Berechnung von Kraftstoffverbrauchsunterschieden, die sich durch die Umsetzung der Effizienzmaßnahmen in kundenspezifischen Fahrzyklen ergeben. Die Einsparpotentiale einzelner recherchierter Maßnahmen lagen im Bereich von 0,3 l/100km und größer. Die Verbrauchssimulation erlangt ihre Zweckmäßigkeit, wenn sie Verbrauchsunterschiede infolge geänderter Fahrzeugparameter in dieser Größenordnung berechnen kann. Zur Validierung dieser Anforderung, wurden drei Gegenüberstellungen von Berechnungsergebnissen mit Referenzwerten durchgeführt.

- In der ersten Gegenüberstellung wurden Berechnungsergebnisse der Verbrauchssimulation mit jenen der als valide angenommenen Verbrauchssimulation des Fahrzeugherstellers MAN Truck & Bus AG verglichen. Diese Validierung umfasst nicht nur den Vergleich von absoluten Verbrauchswerten, sondern auch von Verbrauchsunterschieden infolge geänderter Fahrzeugparameter. Es wurden so auch Grenzpotentiale direkt miteinander verglichen.

- In der zweiten Gegenüberstellung wurde der berechnete Kraftstoffverbrauch des Testfahrzeugs im VR-Test als Fahrzyklus mit realen Messwerten verglichen. Die Messwerte wurden durch ein im Testfahrzeug installiertes Kraftstoffverbrauchsmessgerät während des VR-Tests erhoben.
- In der dritten Gegenüberstellung wurde der berechnete Kraftstoffverbrauch des Speditionsfahrzeugs im gesamten kundenspezifischen Fahrzyklus berechnet und mit realen Messwerten verglichen. Die Messwerte wurden zusammen mit der Datenbasis während des Speditionseinsatzes über den gesamten Zeitraum vom fahrzeuginternen Kraftstoffverbrauchsschätzer generiert.

6.2.1 Vergleich mit Herstellerverbrauchssimulation

Der Vergleich mit der Herstellerverbrauchssimulation erfolgte anhand von abgestimmten Fahrzeugparametern eines generischen Sattelkraftfahrzeugs. Hierbei wurden der Luftwiderstandsbeiwert im Intervall [0,47; 0,49; ... ; 0,53], der Gesamttrollwiderstand im Intervall [4,5; 5,0; 5,5] kg/t sowie die Fahrzeuggesamtmasse im Intervall [38; 39; 40] t teilfaktoriell variiert. Die restliche Parametrierung orientierte sich am Testfahrzeug. Aus Datenschutzgründen musste in beiden Verbrauchsberechnungen ein veraltetes, jedoch äquivalentes Motorverbrauchkennfeld zum Einsatz kommen. Als Fahrzyklus kam eine Entwurfsversion des Fernverkehrszyklus für VECTO zum Einsatz, der eine ca. 98 km lange Autobahnfahrt darstellt (Abbildung 6.5).

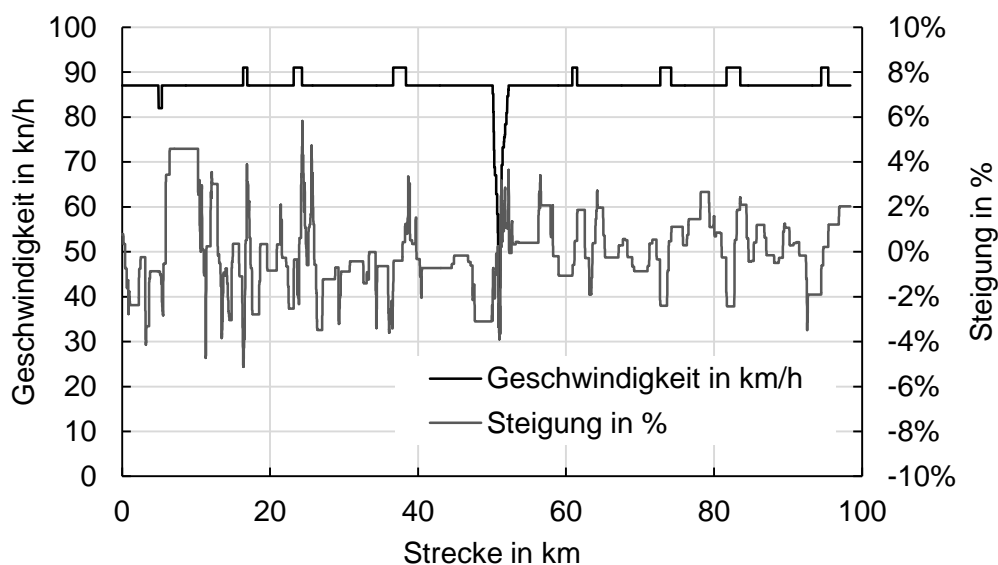


Abbildung 6.5: Geschwindigkeits- und Steigungsprofil der angewandten Entwurfsversion des Fernverkehrszyklus für den Vergleich der Verbrauchssimulationen des Fahrzeugherstellers.

Eine Gegenüberstellung der berechneten Kraftstoffverbräuche sowie der Verbrauchsdifferenzen infolge von Parametervariationen zeigt eine hohe Übereinstimmung. Die absoluten Kraftstoffverbräuche weichen um maximal 0,1 l/100 km ab (Tabelle 6.2, Differenz beider Simulationen). Die Verbrauchsunterschiede durch Parametervariation beider Verbrauchsberechnungen jeweils verglichen mit den Ausgangswerten weichen voneinander ebenfalls um maximal 0,1 l/100 km ab (Tabelle 6.2, Differenz beider Simulationen, Werte in Klammern). Damit zeigt sich, dass die oben beschriebene Verbrauchssimulation in der Lage ist, Verbrauchsunterschiede infolge der

geänderten Parameter annähernd gleich wie die validierte Herstellerverbrauchssimulation abbilden zu können.

Tabelle 6.2: Gegenüberstellung von berechneten Kraftstoffverbräuchen aus eigener Verbrauchssimulation und der Herstellerverbrauchssimulation. Unterschiede, die sich aus der teilfaktoriellen Parametervariation ergeben, stehen in Klammer und beziehen sich jeweils auf die Ausgangswerte der Parameter („Ref.“)

		Kraftstoffverbräuche in l/100 km					
		Eigene Simulation		Herstellersimulation		Differenz beider Simulationen	
Luftwiderstandsbeiwert	0,55	35,54	(+0,34)	35,45	(+0,33)	0,09	(+0,01)
	0,53	35,21	Ref.	35,12	Ref.	0,09	Ref.
	0,51	34,87	(-0,34)	34,80	(-0,32)	0,07	(-0,02)
	0,49	34,53	(-0,68)	34,47	(-0,65)	0,05	(-0,03)
	0,47	34,18	(-1,03)	34,16	(-0,97)	0,03	(-0,06)
Gesamtrollwiderstand in kg/t	5,5	36,20	(+1,00)	36,09	(+0,97)	0,11	(+0,03)
	5,0	35,21	Ref.	35,12	Ref.	0,09	Ref.
	4,5	34,21	(-1,00)	34,17	(-0,95)	0,04	(-0,04)
Fahrzeuggesamtmasse in t	40	35,21	Ref.	35,12	Ref.	0,09	Ref.
	39	34,63	(-0,58)	34,58	(-0,54)	0,05	(-0,04)
	38	34,04	(-1,17)	34,05	(-1,08)	-0,01	(-0,09)

6.2.2 Vergleich mit Testfahrzeug im VR-Test

In Kapitel 5.7 wurde der vom Testfahrzeug mehrfach absolvierte VR-Test vorgestellt und aufgezeigt, wie dieser in einen Fahrzyklus überführt wurde. Hier werden nun die Ergebnisse der mit mitgelaufenen Kraftstoffverbrauchsmessung mit jenen der Verbrauchssimulation gegenübergestellt.

Im ersten Teil des VR-Tests wurde beim Testfahrzeug am 23.08.2012 ein Kraftstoffverbrauch von insgesamt 112,08 l bzw. 31,31 l/100 km gemessen. Dem steht ein berechneter Kraftstoffverbrauch von 118,17 l bzw. 32,99 l/100 km gegenüber (Abbildung 6.6).

Bei der Teilbeladung des VR-Tests am 15.11.2012 belief sich der gemessene Kraftstoffverbrauch auf insgesamt 17,25 l bzw. 26,54 l/100 km. Verbrauchsberechnung ergab hingegen ein Kraftstoffverbrauch von insgesamt 118,17 l bzw. 32,99 l/100 km,

Der Kraftstoffverbrauch der Simulation ist in ersten Teil somit um 5,4 % und bei der Teilbeladung in zweiten Teil um 3,4 % höher der jeweils gemessene.

Hinsichtlich des Zieles der Verbrauchssimulation, Unterschiede im Kraftstoffverbrauch infolge geänderter Fahrzeugparameter zu quantifizieren, ist diese Übereinstimmung ausreichend. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Abweichungen in der Verbrauchsberechnung gegenüber der Messung auf systematische Fehler in der Simulation zurückzuführen sind. Diese

treten bei jeder Berechnung, auch bei Parameteränderungen, in gleicher Größenordnung auf. Beispielhaft zu nennen ist ein von der Realität abweichender Rollwiderstand. Bei der Berechnung von Verbrauchsunterschieden werden zwei Simulationsdurchläufe miteinander verglichen. Daher heben sich systematische gegenseitig Fehler auf.

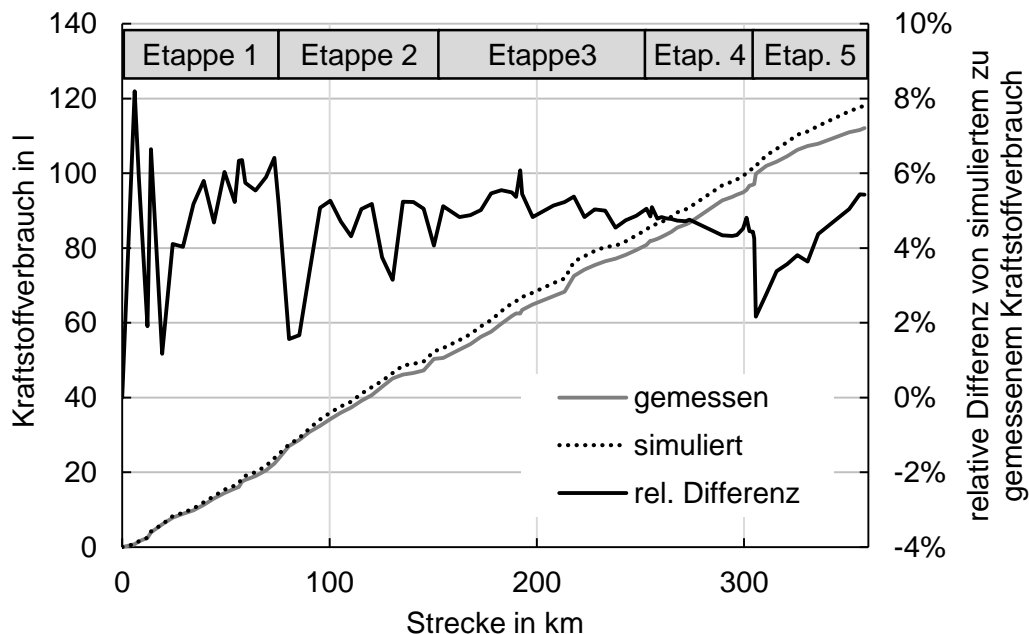


Abbildung 6.6: Vergleich von simuliertem und gemessenem kumuliertem Kraftstoffverbrauch im ersten Teil des VR-Tests

6.2.3 Vergleich mit erhobener Datenbasis

Die Verbrauchssimulation wurde für weitere Vergleiche mit dem Speditionsfahrzeug parametrisiert. Mit dem Speditionsfahrzeug selbst konnten keine Fahrwiderstandsmessungen durchgeführt werden. Aufgrund der Ähnlichkeit zum Testfahrzeug (gleiches Fahrerhaus, jedoch als Volumen-Fahrzeug) konnte für weitere Untersuchungen des hier vorgestellten Vorgehensmodells zur kundenspezifischen Analyse von Einsparpotentialen ein gleicher Luftwiderstandsbeiwert angenommen werden. Das Speditionsfahrzeug verfügt jedoch über eine Seitenverkleidung am Sattelanhänger. Daher wurde gemäß der Fahrwiderstandsmessungen am Testfahrzeug in der Verbrauchssimulation ein um 0,05 auf 0,53 verringerter Luftwiderstandsbeiwert angesetzt. Als Fahrzyklus diente der aus der Datenbasis generierte kundenspezifische Fahrzyklus mit einer Gesamtfahrstrecke von 22.242 km inklusive der zugehörigen jeweiligen Fahrzeuggesamtmassen bzw. Zuladungen.

Die folgenden Analysen exkludieren bei gemessenem und simuliertem Kraftstoffverbrauch die Fahrzeugstillstandzeiten in der Datenbasis, weil diese keinen Einfluss auf untersuchte Maßnahmenpotentiale haben. Eine Berücksichtigung wäre über den ermittelten Motorleerlaufverbrauch von 1,4 l/h jedoch möglich.

Der über den fahrzeuginternen Verbrauchsschätzer gemessene Kraftstoffverbrauch beläuft sich auf 7203,3 l bzw. 32,4 l/100 km. Der durch die Verbrauchssimulation berechnete Kraftstoffverbrauch liegt bei 7252,4 l bzw. 32,6 l/100 km. Dies entspricht einer relativen Differenz von 0,7 %. Im Verlauf der Berechnung der einzelnen Fahrten der Datenbank bewegt sich diese Abweichung zwischen -1,0 % und +1,5 % (Abbildung 6.7).

Durch die Übereinstimmung von fahrzeuginternen Verbrauchsschätzer und berechnetem Kraftstoffverbrauch wird die Anwendbarkeit der Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen nach dem oben beschriebenen Verfahren und die Brauchbarkeit der Verbrauchssimulation bestätigt. Sowohl die Ableitung der Steigungsprofile (Kapitel 5.2), die Ableitung von Zielgeschwindigkeiten (Kapitel 5.3), die Massenschätzung (Kapitel 5.4) als auch die Fahrzeugparametrierung (Kapitel 6.1) erweisen sich zum Zwecke der Verbrauchsberechnung und zur Ableitung von Einsparpotentialen als hinreichend genau.

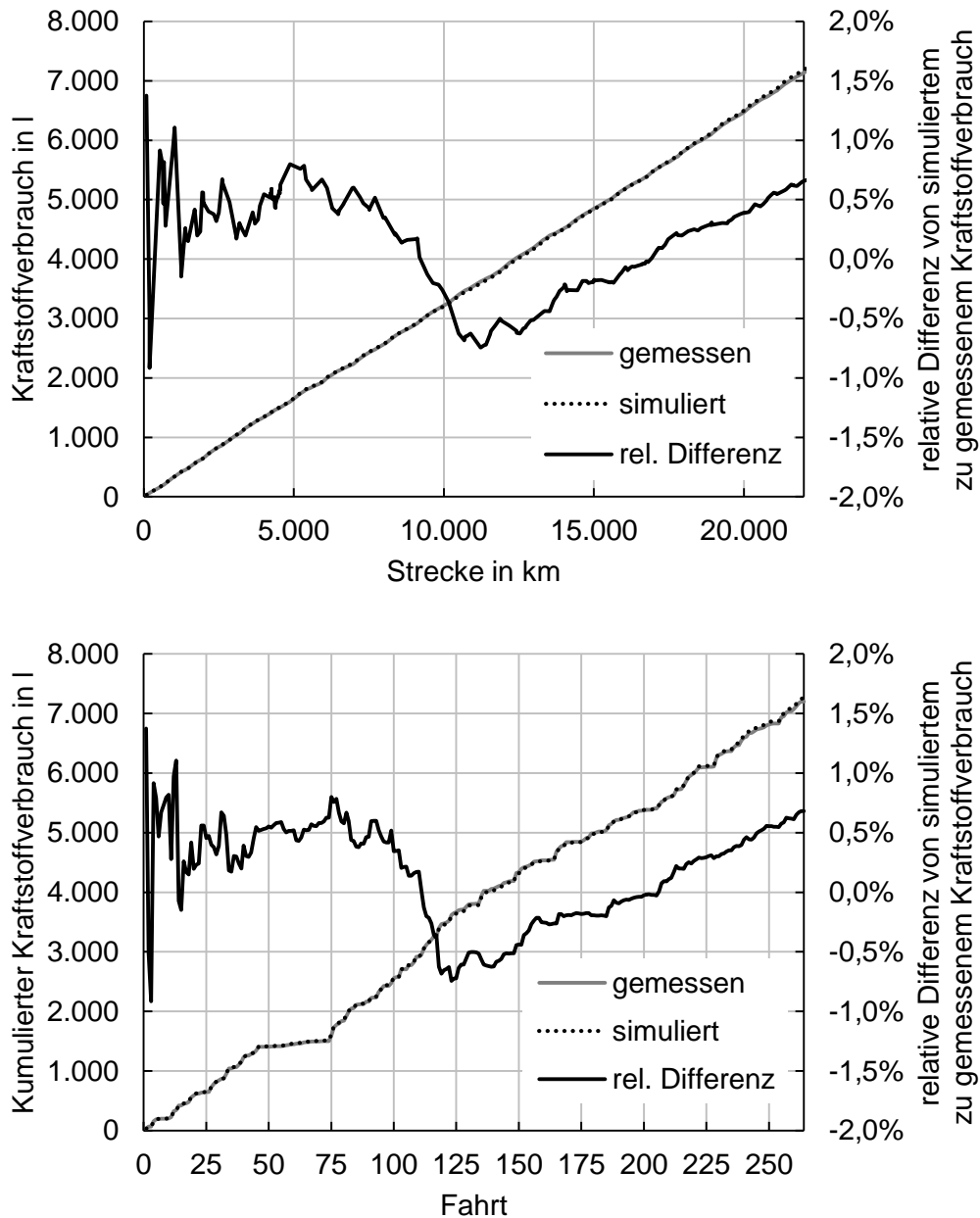


Abbildung 6.7: Vergleich von simuliertem und gemessenem kumuliertem Kraftstoffverbrauch über die Strecke (oben) und über die Anzahl der Fahrten (unten)

6.3 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden anhand der Verbrauchssimulation zuerst Grenzpotentiale unterschiedlicher Fahrzyklen erstellt und mit jenen der im Stand der Technik recherchierten (Kapitel 2.5) verglichen. Ziel ist eine Analyse, in welcher Größenordnung diese liegen und wie stark diese voneinander abweichen. Anschließend werden zu den recherchierten (Kapitel 4.1) und in Fahrwiderstandsmessungen (Kapitel 4.2) behandelten Maßnahmen die Einsparpotentiale für beide Fahrzeuge berechnet. Für das Testfahrzeug geschieht dies im VR-Test und für das Speditionsfahrzeug im kundenspezifischen Fahrzyklus der Datenbasis.

6.3.1 Grenzpotentiale in unterschiedlichen Fahrzyklen

Die im Stand der Technik recherchierten Grenzpotentiale (Tabelle 2.5) wurden über die Parameter Luftwiderstand ($\Delta C_d = -10\%$), Rollwiderstand ($\Delta C_r = -10\%$) und Fahrzeugleermasse ($\Delta m_{veh} = -1\text{ t}$) gebildet. Die gleiche Parametervariation wird nun in der Verbrauchssimulation durchgeführt. Neben den beiden Fahrzyklen VR-Test (Testfahrzeug) und kundenspezifischer Fahrzyklus der Datenbank (Speditionsfahrzeug) werden ferner Grenzpotentiale für unterschiedliche Konstantgeschwindigkeitsfahrten in der Ebene sowie für den „ACEA long-haul“ Fahrzyklus (Abbildung 6.5) berechnet (Tabelle 6.3).

Tabelle 6.3: Vergleich von recherchierten und über unterschiedliche Fahrzyklen berechneten Grenzpotentialen des Testfahrzeugs (TF) und des Speditionsfahrzeugs (SF)

Fahrzyklus	VR-Test		ACEA long-haul	Konstantgeschwindigkeit in der Ebene			Datenbasis	Literaturrecherche (Tabelle 2.5)	
Nutzlast	20,3 t (Mittelwert)	20,6 t (Mittelwert)	25,5 t	25,5 t	25,5 t	25,5 t	16,0 t (Mittelwert)		
Zielgeschwindigkeit	BAB 85 km/h LS 60 km/h	BAB 89 km/h LS 70 km/h	BAB 87 km/h	60 km/h	80 km/h	89 km/h	variiert		
Fahrzeug	TF	TF	TF	TF	TF	TF	SF*		
Referenzverbrauch in l/100 km	30,5	32,1	34,9	23,9	27,3	29,8	33,2	35,0	
Einsparung in l/100 km bei Parametervariation	ΔC_d -10 %	0,84 (2,7 %)	0,93 (2,9 %)	0,95 (2,7%)	0,64 (2,7 %)	1,08 (3,9 %)	1,34 (4,5 %)	0,86 (2,6 %)	1,0 (2,9 %)
	ΔC_r -10 %	0,89 (2,9 %)	0,89 (2,8 %)	1,00 (2,9 %)	1,34 (5,6 %)	1,23 (4,5 %)	1,24 (4,2 %)	0,76 (2,3 %)	1,0 (2,9 %)
	Δm_{veh} -1 t	0,54 (1,8 %)	0,57 (1,8 %)	0,52 (1,5 %)	0,31 (1,3 %)	0,28 (1,0 %)	0,29 (1,0 %)	0,69 (2,1%)	0,6 (1,7 %)

*ohne Seitenverkleidung

Der VR-Test weist in seiner originalen Ausführung moderate Autobahn- und Landstraßenzielgeschwindigkeiten von 85 km/h bzw. 60 km/h auf. Um eine extreme Ausprägung des VR-Tests mit

höheren Geschwindigkeiten mit abzubilden, wurden die Verbrauchsgradienten auch anhand eines modifizierten VR-Tests ermittelt, bei dem Autobahn- und Landstraßenzielgeschwindigkeit auf 89 km/h bzw. 70 km/h hochskaliert wurden.

Die Reduktion des Luftwiderstandes um 10 % geht bei den Konstantgeschwindigkeitsfahrten in der Ebene bei Geschwindigkeiten von 60 km/h bis 89 km/h mit den größten Unterschieden in der Einsparung von 0,6 bis 1,3 l/100 km einher. Die Einsparung steigt erwartungsgemäß mit zunehmender Geschwindigkeit. Sowohl der VR-Test als auch der ACEA long-haul Fahrzyklus wurden mit dem Anspruch entworfen, für den Speditionsalltag im Fernverkehr repräsentativ zu sein. Hier bewegt sich die Einsparung infolge einer Luftwiderstandsreduktion um 10 % im engeren Bereich von 0,9 bis 1,1 l/100 km und deckt sich auch mit dem im Stand der Technik recherchierten mittleren Wert von 1,0 l/100 km. Die Einsparung des Speditionsfahrzeugs in der erstellten Datenbasis liegt im Mittel ebenfalls in diesem Bereich. Werden die Einsparpotentiale der einzelnen Fahrten der Datenbank jedoch über die jeweiligen Durchschnittsgeschwindigkeiten aufgelöst, zeigt sich erwartungsgemäß die Geschwindigkeitsabhängigkeit (Abbildung 6.8). Die Einsparpotentiale von Luftwiderstandsoptimierungen nehmen den formelmäßigen fahrzeugtechnischen analytischen Zusammenhängen nach quadratisch mit der Geschwindigkeit zu. Diese quadratische Abhängigkeit ist aus dem Messdaten jedoch nicht ersichtlich. So ist anzunehmen, dass weitere Effekte wie ungleiche Straßentopographie oder Untermotorisierung über die Fahrten hinweg den Effekt verzerren.

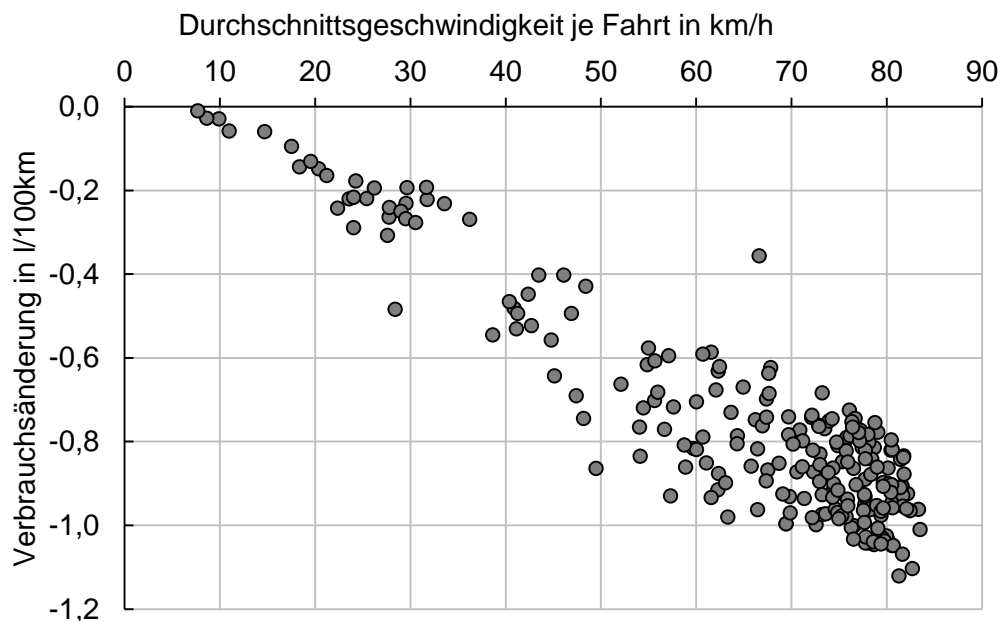


Abbildung 6.8: Verbrauchsänderung des Speditionsfahrzeugs in den einzelnen Fahrten der Datenbank bei einer Minderung des Luftwiderstandes um 10 % aufgetragen über der Durchschnittsgeschwindigkeit; Rangierfahrten unter 1 km Länge sind ausgeblendet, weil Einzeleffekte wie andere Schaltzeitpunkte eine überproportionale Auswirkung auf die Einsparpotentiale haben.

Eine Reduktion des Rollwiderstands um 10 % bzw. ca. 0,5 kg/t führt im VR-Test mit seinem Strecken und Beladungsmix zu einer Verbrauchseinsparung von 0,9 l/100 km und im ACEA long-haul Fahrzyklus von 1,0 l/100 km. Der aus der Datenbasis generierte Fahrzyklus, mit dem Speditionsfahrzeug im Einsatz führt zu einer vergleichbaren Reduktion von 0,8 l/100 km. Diese Werte decken sich ebenfalls mit dem recherchierten Grenzpotential von 1,0 l/100 km. Nur bei

allen Konstantgeschwindigkeitsfahrten in der Ebene mit einer 25,5 t Nutzlast ergibt sich eine höhere Verbrauchsreduktion von 1,2 bis 1,3 l/100 km. Werden die Einsparpotentiale durch Rollwiderstandsoptimierung der einzelnen Fahrten des Speditionsfahrzeugs über die Fahrzeugmasse aufgelöst, zeigt sich eine lineare Massenabhängigkeit. Die zugehörige lineare Regression weist ein Einsparpotential von ca. 0,3 l/100 km bei Leerfahrten (Fahrzeugmasse ca. 14 t) bzw. ca. 1,0 l/100 km bei Vollbeladung aus.

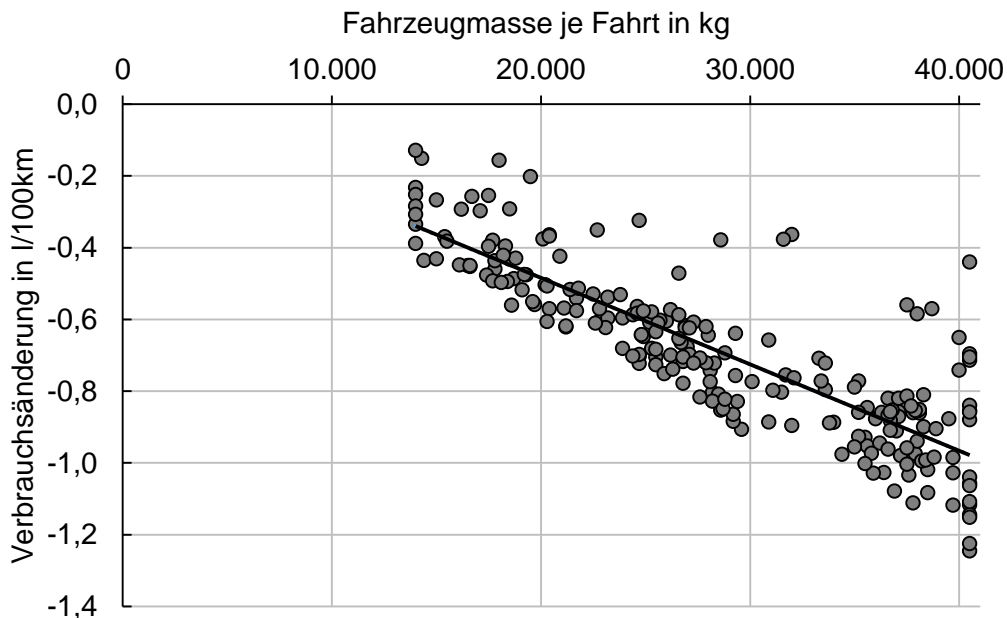


Abbildung 6.9: Verbrauchsänderung des Speditionsfahrzeugs in den einzelnen Fahrten der Datenbank bei einer Minderung des Rollwiderstandes um 10 % aufgetragen über der Fahrzeugmasse; Rangierfahrten unter 1 km Länge sind ausgeblendet, weil Einzeleffekte wie andere Schaltzeitpunkte eine überproportionale Auswirkung auf die Einsparpotentiale haben.

Eine Verringerung der Fahrzeugmasse um 1 t führt im VR-Test, im ACEA Long-haul Fahrzyklus sowie in dem aus der Datenbank generierten kundenspezifischen Fahrzyklus zu einer Einsparung von 0,5 l/100 km bis 0,7 l/100 km. Das recherchierte Grenzpotential von 0,6 l/100 km bildet die Einsparung in diesen Fahrzyklen gut ab. Bei Konstantfahrt in der Ebene liegt die Einsparung hingegen bei 0,3 l/100 km. Werden die Einsparung durch eine Massenreduktion bei einzelnen Autobahnfahrten der Datenbank über deren jeweilige Standardabweichung der Straßensteigung aufgelöst, zeigt sich, dass die Verbrauchsreduktion mit dieser in etwa linear ansteigt (Abbildung 6.10). Bei Extrapolation des linearen Einflusses der Standardabweichung der Straßensteigung von annähernd 0 % liegt die Einsparung ähnlich bei Konstantfahrt in der Ebene von 0,3 l/100 km. Dies erscheint unter der Annahme, dass bei Autobahnfahrten mit Durchschnittsgeschwindigkeiten über 60 km/h der Verkehr annähernd konstant fließt, plausibel. Bei höheren Standardabweichungen der Steigung im Bereich von 3 % steigt das Grenzpotential bis auf 0,9 l/100 km bei einer Massenreduktion von 1 t.

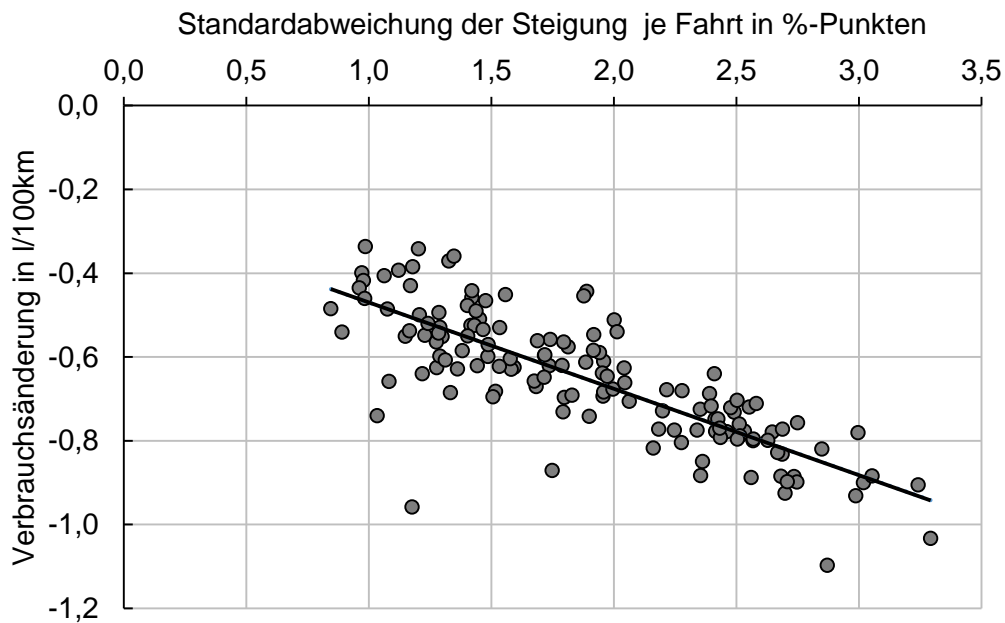


Abbildung 6.10: Verbrauchsänderung des Speditionsfahrzeugs in den einzelnen Fahrten der Datenbank bei einer Minderung der Fahrzeugmasse um 1 t aufgetragen über der Standardabweichung der Straßensteigung;
Abbildung aller Fahrten mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit über 60 km/h

6.3.2 Einsparpotentiale betrachteter Maßnahmen

Für beide Fahrzeuge wurden die Maßnahmen simuliert, die auch im Rahmen der Maßnahmenrecherche und in Fahrwiderstandsmessungen analysiert wurden. Neben der Berechnung einzelner Maßnahmen wurde auch ein Maßnahmenpaket aus Leichtbausattelanhänger, Seitenverkleidung, Heckeinzugsklappen und Rollwiderstandsoptimierung am Sattelanhänger, das eine maximale Einsparung verspricht, simuliert (Tabelle 6.4). In der Verbrauchsberechnung wird der VR-Test mit dem Testfahrzeug absolviert, der aus der Datenbank generierte kundenspezifische Fahrzyklus mit dem Speditionsfahrzeug.

Das annähernd gleiche Grenzpotential bei der Aerodynamik sowie die leicht unterschiedlichen Grenzpotentiale bei Leichtbau und Rollwiderstand drücken sich auch in den jeweiligen Einsparungen der entsprechenden Maßnahmen aus. Die Verbrauchsreduktion durch Seitenverkleidung am Sattelanhänger liegt bei ca. 0,6 l/100 km. Das Einsparpotential des SDR-Diffusors von ca. 0,3 l/100 km deckt sich Messungen von van Raemdonck [76, S. 163-164] bei konstanter Geschwindigkeit in der Ebene, liegt jedoch weit unter den Herstellerangaben von bis zu 1,5 l/100 km [79]. Die prädierte Verbrauchsreduktion der prototypischen Heckeinzugsklappen von ca. 0,6 l/100 km liegt unterhalb der genannten Einsparung von Herstellern kommerzieller Systeme von ca. 1,0 l/100 km [78]. Eine Verbrauchsreduktion in dieser Größenordnung erscheint nur durch die Kombination von Seitenverkleidung am Sattelanhänger und Heckeinzugsklappen möglich.

Die Rollwiderstandsoptimierung am Sattelanhänger führt beim Testfahrzeug im VR-Test aufgrund größeren mittleren Nutzlast bzw. Fahrzeugmasse zu einer Einsparung von 1,3 l/100 km, beim Speditionsfahrzeug im kundenspezifischen Fahrzyklus hingegen zu 1,1 l/100 km.

Bei der Verbrauchsreduktion, die mit dem Leichtbausattelanhänger erzielt werden kann, verhält es sich umgekehrt. Hier ist das Einsparpotential beim Speditionsfahrzeug mit 0,69 l/100 km geringfügig größer.

Bei der Kombination von aerodynamischen Maßnahmen, der Rollwiderstandsoptimierung und dem Leichtbausattelanhänger heben sich die unterschiedlichen Einsparungen der einzelnen Maßnahmen im Vergleich wieder auf, sodass bei beiden Fahrzeugen im jeweiligen Einsatz eine Verbrauchsreduktion von rund 2,8 l/100 km erscheint.

Tabelle 6.4: Parameteränderungen und Einsparungen der untersuchten Maßnahmen Seitenverkleidung am Sattelanhänger (SV), Heckeinzugsklappen (HEK), SDR-Diffusor, Leichtbausattelanhänger (LSA) und Rollwiderstandsreduktion am Sattelanhänger (RSA)

Kürzel	Name	Parameteränderungen	Einsparung VR-Test in l/100 km	Einsparung Datenbasis in l/100 km
HEK	Heckeinzugsklappen (Kapitel 4.1.1 und 4.2)	$\Delta c_d = -0,03$	0,43 (1,4 %)	0,44 (1,3 %)
SDR	SDR-Diffusor (Kapitel 4.1.2 und 4.2)	$\Delta c_d = -0,02$	0,29 (0,9 %)	0,30 (0,9 %)
SV	Seitenverkleidung (Kapitel 4.1.3 und 4.2)	$\Delta c_d = -0,05$ $\Delta m_{veh} = +200 \text{ kg}$	0,61 (1,9 %)	0,60 (1,8 %)
SV+ HEK	Kombinierte Maßnahmen: Seitenverkleidung und He- ckeinzugsklappen (Kapitel 4.1.4 und 4.2)	$\Delta c_d = -0,08$ $\Delta m_{veh} = +200 \text{ kg}$	1,05 (3,4 %)	1,04 (3,1 %)
LSA	Leichtbausattelanhänger (Kapitel 4.1.6)	$\Delta m_{veh} = -1000 \text{ kg}$	0,54 (1,7 %)	0,69 (2,1 %)
RSA	Rollwiderstandsoptimierung am Sattelanhänger mit Rei- fen der Effizienzklasse A (Kapitel 4.1.5)	$\Delta c_{r,ISO,Sattelanh.} = -1,52 \frac{\text{kg}}{\text{t}}$ $\rightarrow \Delta c_R \approx -0,8 \text{ kg/t}$	1,34 (4,3 %)	1,06 (3,2 %)
SV+ HEK+ LSA+ RSA	Kombinierte Maßnahmen: Seitenverkleidung, Heckein- zugsklappen, Leichtbausattelanhänger und Rollwiderstandsopti- mierung am Sattelanhänger	$\Delta c_d = -0,08$ $\Delta m_{veh} = -800 \text{ kg}$ $\Delta c_{r,ISO,Sattelanh.} = -1,52 \frac{\text{kg}}{\text{t}}$ $\rightarrow \Delta c_r \approx -0,8 \text{ kg/t}$	2,92 (9,4 %)	2,79 (8,4 %)

7 Wirtschaftlichkeitsanalyse

Für Betreiber von Fahrzeugflotten stellt es in der Regel keine Herausforderung dar, anhand von bekannten Einsparpotentialen unterschiedlicher Maßnahmen auf die eigene Unternehmenssituation angepasste Rentabilitätsberechnungen durchzuführen. In diesem Kapitel wird daher beispielhaft eine einfache Wirtschaftlichkeitsanalyse der bisher untersuchten Maßnahmen durchgeführt. Hierzu werden zuerst die Zusatzkosten der Maßnahmen als Einmalkosten abgeschätzt. Anschließend werden in einer statischen Rentabilitätsrechnung die Zusatzkosten dem eingesparten Kraftstoff monetär gegenübergestellt und eine sogenannte Amortisationsstrecke berechnet. Diese beschreibt jene Distanz, ab der die eingesparten Kraftstoffkosten die Zusatzkosten der Maßnahme übertreffen. Individuelle zusätzliche kaufmännische Aspekte wie Veränderungen im Wiederverkaufswert, bei Versicherungsbeiträgen oder bei Wartungskosten bleiben unberücksichtigt. Aus der Amortisationsstrecke lässt sich über die gefahrene Distanz pro Jahr, die beim Speditionsfahrzeug ca. 100.000 km beträgt, die Amortisationsdauer abschätzen. Law et al. [14, S. 53-55] und Dünnebeil et al. [47, S. 108] betrachten Maßnahmen als rentabel, deren Amortisationsdauer 3 Jahre nicht übersteigt. Demnach liegt die Grenze bei der Amortisationsstrecke bei ca. 300.000 km. Der Rentabilitätsrechnung werden zwei Kraftstoffkostenszenarien für das Jahr 2020 nach Fries et al. [107, S. 16] zugrunde gelegt. Im Szenario „geringer Ölpreis“ wird dort der Dieselbruttopreis mit 1,32 € je Liter angesetzt, im Szenario „hoher Ölpreis“ mit 1,71 € je Liter. Für die Rentabilitätsrechnung wird daher basierend auf einem Mehrwertsteuersatz von 19 % mit einem Dieselnetttopreis von 1,11 € je Liter und 1,44 € je Liter gerechnet.

Die durchschnittlichen Reifenkosten bei Sattelzugmaschinen können mit 400 € je Reifen angenommen werden, die Zusatzkosten für rollwiderstandsoptimierte Reifen mit 100 € je Reifen [108, S. 99]. Für die oben beschriebene Rollwiderstandsoptimierung am Sattelanhänger summieren sich die Mehrkosten bei drei Achsen und sechs Rädern somit zu 600 € auf. Die Zusatzkosten von Seitenverkleidung werden mit 3.000 € je Sattelanhänger angenommen [108, S. 95]. Dünnebeil et al. [47, S. 99] setzen für ein Aerodynamikpaket, das aus Seitenverkleidung am Sattelanhänger und Heckenzugklappen besteht, 4.500 € an. Dies und den recherchierten Wert für Seitenverkleidungen von 3.000 € zugrunde gelegt, kann ein Richtpreis von 1.500 € für Heckenzugklappen abgeleitet werden. Law et al. [14, S. 51] setzen für Heckenzugklappen vergleichbare 1.345 € an. Für den SDR-Diffusor werden 700 € als Richtpreis angenommen. Dünnebeil et al. [47, S. 99] setzen allgemein für Leichtbau von 400 kg, bzw. 3 % bezogen auf die Leermasse des Sattelzugs, Mehrkosten von 1.900 € an und verweisen auf überproportional steigende Mehrkosten bei weiterer Gewichtsreduktion. Law et al. [14, S. 42] setzen für ein Gewichtseinsparung von 450 kg einen Richtpreis von 2.300 € an. Die Marktrecherche der Leermassen von Sattelanhängern zeigte mögliche Gewichtseinsparungen im Bereich von 1.000 kg. Eine lineare Extrapolation der Leichtbaukosten nach Dünnebeil et al. [47, S. 99] und Law et al. [14, S. 51] von 5 €/kg ergibt Mehrkosten von 5.000 €. Bei angenommenen Marktpreisen von 20.000 € je Sattelanhänger in Grundausstattung entspricht dies jedoch realistischen Mehrkosten von ca. 25 %.

Die Grenzpotentiale und damit auch die Einsparpotentiale der untersuchten Maßnahmen unterschieden sich für beide Einsätze, den VR-Test und den aus der Datenbank abgeleiteten kundenspezifischen Fahrzyklus, nur geringfügig. Die geringen Abweichungen spiegeln sich auch in der Wirtschaftlichkeitsanalyse bei den Amortisationsstrecken wider (Abbildung 7.1).

Die geringste Amortisationsstrecke weisen in beiden Einsätzen die rollwiderstandsoptimierten Reifen an den Sattelanhängern auf. In beiden Szenarien „geringer Ölpreis“ und „hoher Ölpreis“ ist die Amortisationsstrecke kleiner oder gleich 50.000 km. Die Lebensdauer von Reifen, die im Fernverkehr mit ca. 120.000 km angegeben werden kann [108, S. 35], liegt weit über dieser Distanz. Wenn sich das Einsparpotential der besseren Reifen über die gesamte Lebensdauer (Profilabrieb) ausbildet, kann die Maßnahme unter obigen Randbedingungen als rentabel klassifiziert werden.

Die Maßnahme mit der nächst größeren Amortisationsstrecke ist der SDR-Diffusor, dessen Kraftstoffeinsparungen die Mehrkosten ab ca. 210.000 km bzw. 160.000 km übersteigen. Bei der Jahresfahrleistung des Speditionsfahrzeugs von ca. 100.000 km würde sich die Investition in die Maßnahme spätestens Anfang des dritten Jahres rentieren.

Heckeinzugsklappen haben in beiden Einsätzen eine Amortisationsstrecke von ca. 300.000 km bzw. 230.000 km, wodurch sich diese Maßnahme erst im vierten bzw. dritten Jahr amortisieren würde. Die Maßnahme liegt damit an der Grenze der Rentabilität.

Durch eine noch größere Amortisationsstrecke von ca. 450.000 km bzw. 350.000 km zeichnen sich die Seitenverkleidungen am Sattelanhängers aus. Die ermittelten Einsparpotentiale zeigen jedoch, wie bereits beschrieben, Mindesteinsparungen auf, weil Seitenverkleidungen bei Schräganströmung infolge von Seitenwinden eine zunehmende Wirkung haben. Insofern ist nicht eindeutig, ob die Maßnahme im Realeinsatz eine Rentabilitätsdauer von über 3 Jahren aufweist.

Bei den Leichtbausattelanhängern zeigt sich in den beiden Einsätzen aufgrund unterschiedlicher Einsparpotentiale ein differenzierteres Bild als bei den Aerodynamikmaßnahmen. Die Amortisationsstrecke liegt im Szenario „geringer Ölpreis“ im VR-Test bei über 800.000 km und im kundenspezifischen Fahrzyklus der Datenbasis bei ca. 650.000 km. Im Szenario „hoher Ölpreis“ betragen die Amortisationsstrecken ca. 650.000 km im VR-Test und ca. 500.000 km im kundenspezifischen Fahrzyklus der Datenbank. Die Amortisationsdauer läge somit bei 5 bis 8 Jahren. Unter den getroffenen Annahmen bzgl. Amortisationsdauer und ausgeschlossener Nutzlastkompensation von Leichtbau ist diese Maßnahme nicht rentabel.

Werden die beiden rentablen Einzelmaßnahmen Heckeinzugsklappen und Rollwiderstandsoptimierung am Sattelanhängers kombiniert, ist im VR-Test eine Verbrauchsminderung von ca. 1,8 l/100 km und im kundenspezifischen Fahrzyklus von ca. 1,5 l/100 km möglich. Mit dem Ziel einer maximalen Verbrauchsminderung unter der Prämisse der Rentabilität können durch eine Quersubventionierung von rentablen und nichtrentablen Maßnahmen weitere Kombinationen gebildet werden. Ein Beispiel bildet die Kombination aus Seitenverkleidung, Heckeinzugsklappen, Rollwiderstandsoptimierung am Sattelanhängers und Leichtbausattelanhängers. Diese verfügt über die maximal mögliche Einsparung von ca. 2,9 l/100 km bzw. 2,8 l/100 km bei einem Gesamtpreis von 10.100 €. Die Amortisationsstrecken lägen im Szenario „hoher Ölpreis“ unterhalb von 300.000 km. Das Maßnahmenpaket wäre damit noch rentabel. Im Szenario „geringer Ölpreis“ liegen die Amortisationsstrecken mit 315.000 km bzw. 326.000 km knapp oberhalb der Rentabilitätsgrenze.

Aus den Grenzpotentialen in den einzelnen Fahrzyklen (Tabelle 6.3) und einer gegebenen Amortisationsstrecke (300.000 km) lassen sich auch maximale Grenzkosten ableiten (Tabelle 6.4). Im Szenario „geringer Ölpreis“ liegt das Maximum bei ca. 2.800 € bzw. 2.900 € für eine Reduktion des Luftwiderstandes um 10 % bzw. des Luftwiderstandbeiwertes um ca. 0,06. Im Szenario „hoher Ölpreis“ können hingegen bis zu 3.600 € bzw. 3.700 € für die gleiche Parameteränderung investiert werden. Die Grenzkosten für Leichtbau liegen im Szenario „geringer Ölpreis“ bei ca. 1,8 €/kg und im kundenspezifischen Fahrzyklus der Datenbank bei 2,3 €/kg. Im Szenario „hoher Ölpreis“ werden bei beiden Fahrzeugeinsätzen die angesetzten Grenzkosten für Leichtbausattelanhänger von ca. 5 €/kg nicht erreicht.

Tabelle 7.1: Maximale Kosten für eine rentable Parameteränderungen bei einer gegebenen Amortisationsstrecke von 300.000 km in den Szenarien „geringer Ölpreis“ und „hoher Ölpreis“

Parameteränderung	Szenario „geringer Ölpreise“		Szenario „hoher Ölpreise“	
	VR-Test	Datenbasis	VR-Test	Datenbasis
$\Delta c_d = -10 \%$	2.800 €	2.900€	3.600 €	3.700 €
$\Delta c_r = -10 \%$	2.900 €	2.500€	3.800 €	3.300 €
$\Delta m_{veh} = -1000 \text{ kg}$	1.800 €	2.300€	2.300 €	3.000 €

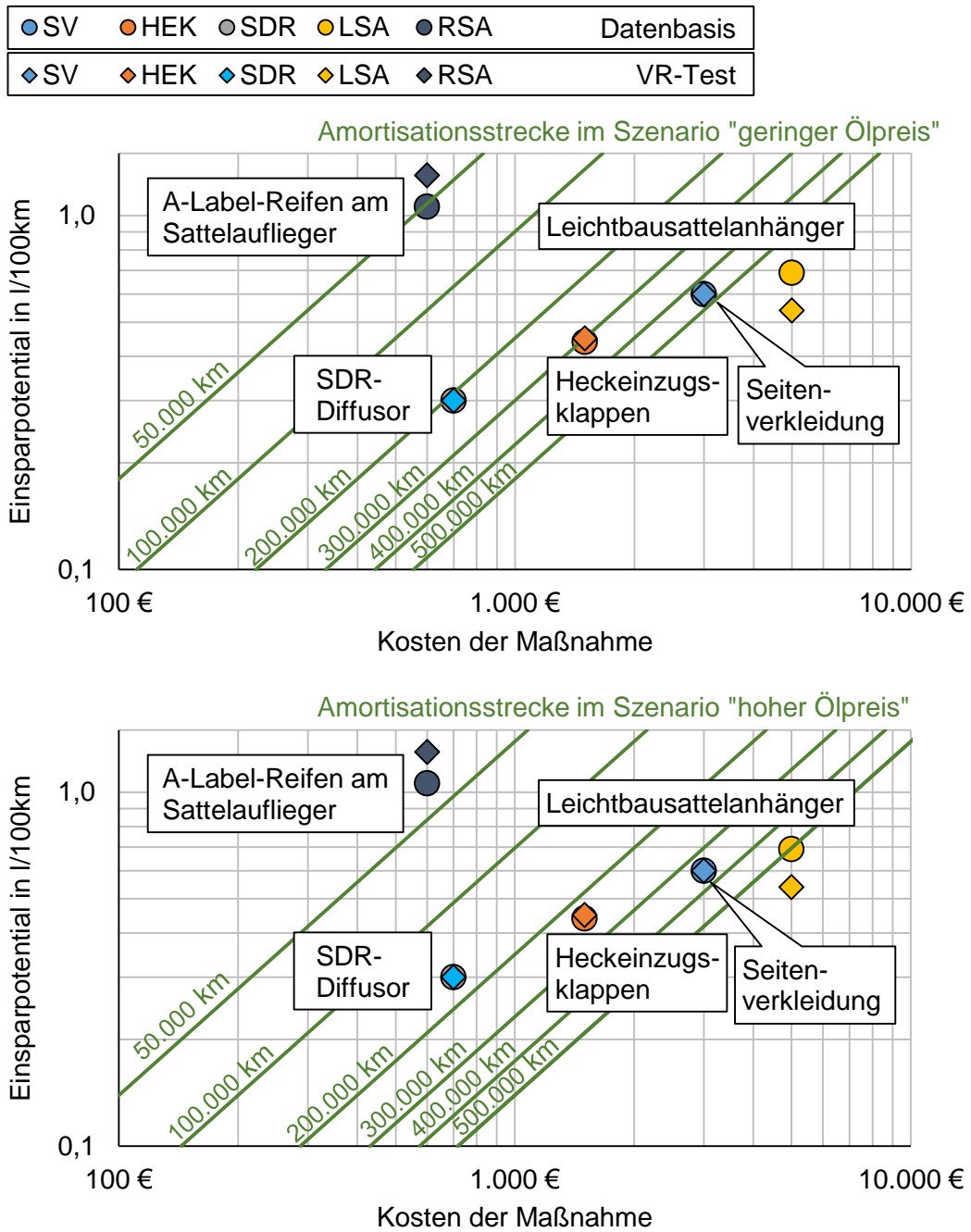


Abbildung 7.1: Wirtschaftlichkeitsanalyse der untersuchten Kraftstoffverbrauch reduzierenden Maßnahmen Seitenverkleidung am Sattelanhänger (SV), Heckeinzugsklappen (HEK), SDR-Diffusor, Leichtbausattelanhänger (LSA) und Rollwiderstandsreduktion am Sattelanhänger (RSA); oben: Szenario „geringer Ölpreis“; unten: Szenario „hoher Ölpreis“

8 Validierung der Einsparpotentiale

Zum Nachweis der in der Verbrauchssimulation berechneten Einsparpotentiale wurde der VR-Test mit dem Testfahrzeug in Ausgangskonfiguration sowie mit einer Fahrzeugoptimierung absolviert. Die nachfolgend beschriebenen Messergebnisse entstanden im Rahmen des durch die Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt) geförderten Forschungsprojekts „Technische Möglichkeiten für die Reduktion der CO₂-Emissionen von Nutzfahrzeugen“ [87, S. 54-55]. Die Inhalte dieses Kapitels werden nachfolgend wiedergegeben, weil sie einen wesentlichen Bestandteil des in dieser Dissertation beschriebenen Vorgehens bilden.

Die Verbrauchssimulation wurde bereits anhand von Kraftstoffverbrauchsmessungen des Testfahrzeugs im ersten Teil VR-Tests validiert (Kapitel 6.2.2). Diese erste Verbrauchsmessung vom 23.08.2012 wurde, ohne Änderungen am Testfahrzeug vorzunehmen, ein weiteres Mal am 13.11.2012 durchgeführt, um die Wiederholbarkeit der Messung zu bewerten. Anschließend wurde der erste Teil des VR-Tests mit dem Maßnahmenpaket aus Seitenverkleidung und Heck-einzugsklappen am Testfahrzeug am 27.08.2013 wiederholt, um dessen Kraftstoffeinsparung zu messen. Alle drei Fahrten wurden durch das Referenzfahrzeug (RF) der VerkehrsRundschau-Redaktion begleitet.

Der korrigierte Unterschied des Kraftstoffverbrauchs des Testfahrzeugs $\Delta\tilde{V}_{TF}$ wird über den Kraftstoffverbrauch bei der Basisfahrt $\tilde{V}_{TF,0}$ und den korrigierten Kraftstoffverbrauch bei einer Fahrt n $\tilde{V}_{TF,n,korr}$ berechnet. Zur Korrektur des Kraftstoffverbrauchs des Testfahrzeugs bei der Fahrt n wird der gemessene Kraftstoffverbrauch des Testfahrzeugs $\tilde{V}_{TF,n}$ mit den Kraftstoffverbräuchen des Referenzfahrzeugs bei Basisfahrt $\tilde{V}_{RF,0}$ und bei Fahrt n $\tilde{V}_{RF,n}$ entsprechend Gl. (8.1) skaliert.

$$\Delta\tilde{V}_{TF} = \frac{\tilde{V}_{TF,n} * \tilde{V}_{RF,0}}{\tilde{V}_{RF,n}} - \tilde{V}_{TF,0} = \tilde{V}_{TF,n,korr} - \tilde{V}_{TF,0} \quad (8.1)$$

Bei der Basisfahrt vom 23.08.2012 wurde am Testfahrzeug ein durchschnittlicher Kraftstoffverbrauch von 32,3 l/100 km gemessen, am Referenzfahrzeug von 30,9 l/100 km. Bei der wiederholten Fahrt am 13.11.2012 betrug der Kraftstoffverbrauch am Testfahrzeug 31,5 l/100 km, am Referenzfahrzeug abermals 30,9 l/100 km. Die geringen Verbrauchsunterschiede von Basisfahrt zu der wiederholten Fahrt an beiden Fahrzeugen deuten auf gleichwertige Umweltbedingungen an beiden Messtagen hin. Der korrigierte Unterschied des Kraftstoffverbrauchs des Testfahrzeugs liegt damit bei 0,2 l/100 km bzw. 0,7 % und zeigt eine gute Wiederholbarkeit des Kraftstoffverbrauchsmessverfahrens. Bei der Messung der Einsparung durch das Maßnahmenpaket am 27.08.2013 lag der Kraftstoffverbrauch beim Testfahrzeug ohne Korrektur bei 29,2 l/100 km, beim Referenzfahrzeug bei 30,3 l/100 km. Der korrigierte Kraftstoffverbrauch des Testfahrzeugs beläuft sich somit auf 29,8 l/100 km und die gemessene Verbrauchsminderung auf 1,5 l/100 km. Dieser steht eine berechnete Verbrauchseinsparung in Höhe von 1,1 l/100 km im ersten Teil des VR-Tests gegenüber (Tabelle 8.1). Ausgehend von

der zuvor ermittelten Wiederholbarkeit des Tests mit einer gemessenen Abweichung von 0,2 l/100 km stehen beide Werte plausibel zueinander. Die Aufschlüsselung über die Etappen hinweg zeigt jedoch eine konstant höhere Einsparung der Messung gegenüber der Berechnung. Dabei ist zu berücksichtigen, dass aufgrund geringer Distanzen bei etappenweiser Auswertung sich bereits geringste Messabweichungen stark auf das Ergebnis auswirken. Neben der Messgenauigkeit im Gesamtergebnis kann möglicherweise auch noch von einem real höheren Einsparpotential des Maßnahmenpakets ausgegangen werden. Dies könnte in der steigenden Wirksamkeit von Seitenverkleidungen bei Schräganströmung begründet sein. So herrschten beispielsweise bei allen Messungen entlang der Route Windgeschwindigkeiten von 5 km/h bis 15 km/h.

Tabelle 8.1: Vergleich berechneter und gemessener Kraftstoffverbräuche und Einsparungen im ersten Teil des VR-Tests

Etappe	berechneter Kraftstoffverbrauch in l/100 km			gemessener Kraftstoffverbrauch in l/100 km		
	Ausgangskonfiguration	Maßnahmenpaket	berechnete Einsparung in l/100 km	Ausgangskonfiguration	Maßnahmenpaket	gemessene Einsparung in l/100 km
1	32,5	31,5	1,0	30,5	29,0	1,5
2	36,1	35,0	1,1	34,7	33,0	1,7
3	32,7	31,5	1,2	31,3	29,8	1,5
4	30,6	30,0	0,6	30,3	29,0	1,3
5	31,8	30,5	1,3	28,2	27,1	1,1
gesamt	33,0	31,8	1,1	31,3	29,8	1,5

9 Diskussion und Ausblick

Die aus der Einleitung und dem Stand der Wissenschaft und Technik abgeleitete Aufgabenstellung umfasste die Entwicklung und Bewertung eines Verfahrens, das effizient kundenspezifische Einsparpotentiale technischer Maßnahmen bei schweren Nutzfahrzeugen quantifiziert und direkt am realen Fahrzeugeinsatz ansetzt. Das Verfahren sollte ferner um weitere Bausteine ergänzt werden, sodass eine durchgängige Werkzeugkette entsteht, die die Akquise kundenspezifischer Einsätze, die Potentialbewertung möglicher Maßnahmen sowie die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung und eine Demonstration präziser Einsparungen umfasst. Im Folgenden seien das im Rahmen dieser Dissertation entwickelten Verfahren und dessen prototypische Umsetzung einer kritischen Bewertung unterzogen. Hierzu wird sowohl auf die einzelnen Bausteine des Verfahrens als auch auf das Verfahren als Ganzes eingegangen.

In der Maßnahmenrecherche zum Sattelkraftfahrzeug konnten Maßnahmen zu den im Stand der Technik ermittelten starken Stellhebeln Aerodynamik, Rollwiderstand und Leichtbau ermittelt werden. Die Ermittlungen von zugehörigen fahrzeugtechnischen Parametern gestalten sich hierbei unterschiedlich komplex. Im Bereich Leichtbau kann die Massenreduktion unmittelbar aus Datenblättern oder über Wiegen von Fahrzeugen erfolgen. Im Bereich Rollwiderstand werden Rollwiderstandsklassen den Produktinformationen beigefügt, die für weitere Untersuchungen übernommen werden können. Die Ermittlung von Reduktionen im Luftwiderstandsbeiwert stellt hingegen eine Herausforderung dar, weil in der Regel noch keine entsprechenden Produktinformationen verfügbar sind. Dies gilt insbesondere für Maßnahmen an Sattelanhängern. Der systematische Vergleich von wissenschaftliche und kommerzielle Veröffentlichungen zeigte jedoch jeweils einen Bereich möglicher Luftwiderstandsreduktionen auf.

Das Testfahrzeug bot die Möglichkeit, den Luftwiderstand einzelner Maßnahmen und Maßnahmenkombinationen zu messen. Das aus dem Stand der Technik abgeleitete neue Fahrwiderstandsmessverfahren trägt der zur Verfügung gestandenen Messtechnik und Teststrecken Rechnung. Der Einfluss von Seitenwinden auf die Messungen wurde nicht systematisch untersucht, sondern durch Auswahl von Messtagen mit günstigen Windenverhältnissen umgangen. Der Messaufbau mit stationärem Anemometer am Streckenrand erlaubte zudem keine Messung des realen Fahrzeugantrömwinkels. Die Wiederholbarkeit auf einer Teststrecke, bzw. die Reproduzierbarkeit der Messungen auf unterschiedlichen Teststrecken, konnte durch jeweils gleiche Ergebnisse bei gleicher Konfiguration nachgewiesen werden. Die Fahrwiderstandsmessungen ermöglichen es, Unterschiede im Luftwiderstand mit einer Auflösung von 0,01 zu darzustellen. Die gemessenen Verbesserungen des Luftwiderstandes lagen im Bereich der recherchierten Werte und stellen sich plausibel dar. Die gemessene Luftwiderstandsreduktion der Seitenverkleidung kann vor dem Hintergrund der Thematik Schräganströmung als Mindesteinsparpotential interpretiert werden, weil die Wirksamkeit von Seitenverkleidungen entsprechend dem Stand der Technik mit zunehmendem Schräganströmwinkel steigt.

Die Kombination aus SDR-Diffusor und Seitenverkleidung am Sattelanhänger zeigt, dass sich aerodynamische Maßnahmen gegenseitig beeinflussen und sich deren Potential im Allgemeinen nicht addieren lässt. Bei aerodynamischen Effizienzmaßnahmen stellt sich ferner die Frage der Übertragbarkeit auf unterschiedliche Zielfahrzeuge, auch wenn diese von ähnlicher Geometrie sind. Aufgrund der Ähnlichkeit der Fahrzeuge wurde im Rahmen dieser Dissertation für die anschließende Simulationsstudie dennoch von einer Übertragbarkeit vom Testfahrzeug auf das Speditionsfahrzeug ausgegangen. Bei Anwendung des gesamten Verfahrens zur Quantifizierung kundenspezifischer Einsparpotentiale empfiehlt sich im Allgemeinen jedoch die Messung von Luftwiderstandsreduktionen direkt am Zielfahrzeug.

Der Baustein der Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen besteht aus einem Smartphone basierendem System zur Datenaufzeichnung und einer über den Stand der Technik hinausgehenden Messdatenverarbeitung zur Ableitung der Straßensteigung und Zielgeschwindigkeiten. Die Bestimmung von Straßensteigung basiert auf Luftdruckdaten des Smartphones, um von zeitweise nicht verfügbaren Satellitennavigationssystemen unabhängig zu sein. Hierbei wurden mögliche Störgrößen wie beispielsweise Fahrerkabinenbelüftung oder offene Fenster noch nicht systematisch untersucht. Dies könnte in Einzelfällen zu in Abschnitten falschen Steigungsprofilen führen. Der Filteralgorithmus wurde zudem an einem relativ kurzen Straßenabschnitt entwickelt, bei dem er im direkten Vergleich mit dem Referenzsteigungsprofil zu vergleichbaren Ergebnissen kam. Es konnte jedoch aufgrund fehlender Referenzen nicht unmittelbar untersucht werden, wie gut die gefundene Filterung und Ableitung von Steigungsprofilen bei anderen Straßentypen und bei unterschiedlichen Geschwindigkeits- und Steigungsverläufen funktioniert. Die Ergebnisse der Ermittlung von Steigungsprofilen können jedoch mittelbar über die Ergebnisse der Verbrauchssimulation mit dem Speditionsfahrzeug bewertet werden. Beide Steigungsprofile führten zu annähernd identischen Kraftstoffverbräuchen. Ferner konnte mit dem aus Luftdruckdaten gewonnenen Steigungsprofil der Kraftstoffverbrauch des Speditionsfahrzeugs in der Verbrauchssimulation genauer als 2 % nachgerechnet werden. Daraus kann auf die prinzipielle Eignung der Ableitung von Straßensteigungsprofilen aus den Luftdruckdaten mit der anschließenden Datenverarbeitung geschlossen werden.

Zum Baustein der Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen gehört ferner die Ableitung von Zielgeschwindigkeiten. Der entworfene auf einem Fuzzy-Set basierende Algorithmus arbeitet in den für die Auslegung genannten Fahrmanövern (Abbildung 5.3) zuverlässig und generiert plausible Zielgeschwindigkeiten (Abbildung 5.8). Die für die Auslegung definierten Situationen bilden die überwiegend in der Praxis vorkommenden Fahrmanöver der Untermotorisierung ab. Eine eingehendere Untersuchung über wesentlich größere und differenziertere Anzahl an möglichen Fahrmanövern wurde bisher jedoch nicht durchgeführt. Generell erscheint es jedoch schwer bis unmöglich, allgemeingültige Definitionen zu finden, um darzustellen, was in jeweiligen Fahrsituation die von Fahrern angestrebte Zielgeschwindigkeit gewesen wäre.

Die Verbrauchssimulation besteht aus einer dem Stand der Technik entsprechende Längsdynamiksimulation mit Kraftstoffverbrauchsberechnung. Diese entstand etwa zeitgleich mit dem der Verbrauchssimulation für die CO₂-Gesetzgebung VECTO. Der Detaillierungsgrad wurde entsprechend den untersuchten Effizienzmaßnahmen aus dem Bereich Luftwiderstand, Rollwiderstand und Leichtbau gewählt. Die Ergebnisse der Verbrauchssimulation wurden mit jener des Nutzfahrzeugherstellers MAN Truck & Bus AG sowohl hinsichtlich absoluter Kraftstoffverbräuche also auch hinsichtlich Verbrauchsunterschiede infolge von Parametervariationen verglichen. Der Vergleich zeigt eine hohe Übereinstimmung in beiden Fällen (Tabelle 6.2). Auch der Vergleich mit Kraftstoffverbrauchsmessungen am Testfahrzeug im VR-Test und am Speditionsfahrzeug im kundenspezifischen Fahrzyklus zeigte eine hinreichende Genauigkeit, um

Kraftstoffverbrauchsunterschiede mit der Simulation quantifizieren zu können (Abbildung 6.6, Abbildung 6.7). Die Verbrauchssimulation zeigt sich damit geeignet, die Einsparpotentiale der untersuchten Maßnahmen individuell nach Fahrzeugparameter und Fahrzyklus zu quantifizieren.

Die Rechenzeit der Verbrauchssimulation von wenigen Minuten auf einem herkömmlichen Desktoprechner ermöglichte es, aus dem kundenspezifischen Fahrzyklus der Datenbank mit 22.000 km Länge, direkt Parametervariation zu simulieren. Selbst die Verbrauchssimulation einer Flotte von 10 Fahrzeugen mit allen Fahrten über ein Jahr hinweg, was zu einer Gesamtfahrleistung von rund einer Million Kilometern entspricht, könnte innerhalb weniger Stunden durchlaufen. Erste Veröffentlichungen von Süßmann und Schabert [90] bauten noch auf ein Vorgehen, das verbrauchsäquivalente, kürzere Fahrzyklen aus einer großen Datenbank an Fahrten generiert. Von der Synthese kürzerer Fahrzyklen von wenigen hundert Kilometern aus einer solchen Fahrtendatenbank, beispielsweise nach Senger [109], wurde aufgrund der kurzen Rechenzeit der Verbrauchssimulation Abstand genommen.

Die anhand der Verbrauchssimulation berechneten Grenzpotentiale für Luftwiderstands-, Rollwiderstands- und Gewichtsreduktion in den Fahrzyklen VR-Test, kundenspezifischer Fahrzyklus und ACEA long-haul spiegeln weitestgehend die im Stand der Technik recherchierten mittleren Werte wider (Tabelle 6.4). Aus der Übereinstimmung der recherchierten mittleren Grenzpotentiale und den berechneten Grenzpotentialen von VR-Test und dem kundenspezifischen Fahrzyklus kann geschlossen werden, dass beide hinsichtlich Einsparpotentiale einem „mittleren Fahrzeugeinsatz“ entsprechen. Mit der Vergleichbarkeit nicht nur von absoluten Kraftstoffverbräuchen, sondern auch von Grenzpotentialen, wird der VR-Test seinem Anspruch gerecht, einen mittleren Fahrzeugeinsatz darzustellen, mit dem sich ein Großteil der Flottenbetreiber im Fernverkehr identifizieren kann. Abweichungen von den mittleren Grenzpotentialen werden durch die im Stand der Technik recherchierten maßgeblichen Einflussfaktoren auf die Grenzpotentiale verursacht. Beispielsweise zeigt sich die Gewichtsabhängigkeit des Grenzpotentials für Rollwiderstandsreduktion im Vergleich zwischen dem kundenspezifischen Fahrzyklus mit 16,0 t Nutzlast im Mittel und dem ACEA long-haul gerechnet mit 25,5 t Nutzlast. Auch die Aufschlüsselung der Grenzpotentiale über die einzelnen Fahrten der Datenbank hinweg zeigte die im Stand der Technik recherchierte mögliche Bandbreite an Grenzpotentialen. Beispielhaft zu nennen ist Analyse des Einflusses der Standardabweichung der Straßensteigung auf das Einsparpotential durch Leichtbau (Abbildung 6.10). Beim Speditionsfahrzeug des kundenspezifischen Fahrzyklus wurden diese Einflussfaktoren durch die Unterschiedlichkeit der einzelnen Fahrten ausgemittelt. Aus den Analysen kann jedoch geschlossen werden, dass auch Fahrzeugeinsätze im Straßengüterfernverkehr realistisch sind, bei denen die Grenzpotentiale um die im Stand der Technik recherchierten Faktoren abweichen. Beispielhaft zu nennen sind Pendelfahrten zwischen zwei Logistikstandorten, bei denen eine Mittelung der Einflussfaktoren aufgrund der Ähnlichkeit der einzelnen Fahrten nicht stattfindet.

Durch die anschließende Simulation der konkreten Einsparpotentiale der untersuchten aerodynamischen Maßnahmen im VR-Test und dem kundenspezifischen Fahrzyklus zeigte sich, dass die berechneten Einsparpotentiale unterhalb von Herstellerangaben und der im Rahmen von allgemeinen Studien wie von Law et al. [14, S. 42] angesetzten Werten lagen. Bei den Heckeingzugsklappen kann dies möglicherweise auf die prototypische Umsetzung zurückzuführen sein, obschon die Fahrwiderstandsmessung die vorab recherchierten Luftwiderstandsreduktionen bestätigen.

In der vereinfachten Wirtschaftlichkeitsanalyse konnten nur die Maßnahmen Rollwiderstandsreduktion am Sattelanhänger, SDR-Diffusor und Heckeingzugsklappen als eindeutig rentabel

identifiziert werden. Deren Amortisationsstrecken lagen in den beiden Einsätzen, dem VR-Test und dem kundenspezifischen Fahrzyklus, sowie in beiden Szenarien „hoher Ölpreis“ und „geringer Ölpreis“ unterhalb der Grenze von 300.000 km. Das Szenario „hoher Ölpreis“ verringert die Amortisationsstrecken der Maßnahmen gegenüber dem Szenario „geringer Ölpreis“, hat aber am grundsätzlichen Ergebnis der Rentabilität der untersuchten Maßnahmen nur wenig Einfluss. Die Rentabilität der untersuchten Maßnahmen hängt stärker von den Einmalkosten und den Einsparpotentialen ab, die jedoch kundenspezifisch variieren können. Mit bekannten Einsparpotentialen und Wirtschaftlichkeitszielen können über eine Rückwärtsrechnung der Wirtschaftlichkeitsanalyse maximale Einmalkosten für Parameteränderungen oder für konkrete Maßnahmen definiert werden, wie beispielhaft gezeigt wurde (Tabelle 7.1). Ein weiteres Ergebnis der Wirtschaftlichkeitsanalyse ist, dass mit dem Ziel der maximalen Flotteneffizienz auch rentable Maßnahmenpakete geschnürt werden können, die aus einer Kombination von rentablen und unrentablen Maßnahmen bestehen. Wirtschaftlichkeitsanalysen die, wie die beispielhaft ausgeführte auf kundenspezifischen Einsparpotentialen basieren, tragen zur Kostentransparenz bei der Planung von Effizienzmaßnahmen bei. Der Mehrwert entsteht aus der präziseren, mit weniger Unwägbarkeiten versehenen Berechnung möglicher Einsparungen, als dies über mittlere Einsparpotentiale möglich wäre. Sie könnten somit ein sinnvolles Werkzeug darstellen, um die in der Einleitung und in der Aufgabenstellung der Dissertation genannte Investitionsunsicherheit bei Flottenbetreibern abzubauen.

Ein weiterer wesentlicher Baustein zum Abbau von Investitionsunsicherheiten stellt die Demonstration der prädizierten Einsparpotentiale durch Kraftstoffverbrauchsmessungen dar. Die berechneten Einsparpotentiale des Testfahrzeugs im VR-Test für die Maßnahmenkombination aus Seitenverkleidung am Sattelanhängen und Heckenzugklappen von 1,1 l/100 km bzw. rund 3 % spiegelte sich nicht exakt, jedoch plausibel in der gemessenen Einsparung von ca. 1,5 l/100 km wider. Hier sei das bei Fahrzeugschräganströmung zunehmende Einsparpotential der Seitenverkleidung am Sattelanhängen nochmal erwähnt. Die berechneten Werte können somit als Mindesteinsparpotential interpretiert werden.

Bei der Kraftstoffverbrauchsmessung im VR-Test konnte die Wiederholbarkeit des Verfahrens nur über den Vergleich zweier Messungen in Ausgangskonfiguration abgeschätzt werden. Eine statistische Aussage zur Wiederholbarkeit des Kraftstoffmessverfahrens war daher leider nicht möglich. Die anhand des VR-Tests beispielhaft durchgeführte Demonstration eines zuvor berechneten Einsparpotentials für einen konkreten, zuvor akquirierten Fahrzyklus, stellt eine Validierung des gesamten Vorgehensmodells dar. Derart kontrollierte Kraftstoffverbrauchsmessungen sind im kundenspezifischen Speditionalltag im Allgemeinen jedoch nicht möglich. Der Einsatz von Telematik im Speditionseinsatz bietet, wie der Stand der Technik zeigt, aufgrund zahlreicher Störgrößen leider keine ausreichende Differenzmessgenauigkeit. Eine Möglichkeit zum Abbau von Investitionsunsicherheiten könnte jedoch darin bestehen, kundenspezifische Einsparpotentiale mit Kundenfahrzeugen zunächst in einem Kraftstoffverbrauchsmessverfahren wie dem VR-Test zu berechnen und zu demonstrieren, um das Vertrauen in das Verfahren zu stärken. Anschließend könnte ein rechnerischer Übertrag auf den kundenspezifischen Fahrzyklus mit der Verbrauchssimulation erfolgen; jedoch ohne weitere Demonstration.

Zur Bewertung und Validierung des entwickelten Vorgehens wäre es optimal gewesen, die komplette Werkzeugkette ohne Brüche mit ein und demselben Fahrzeug, statt mit Test- und Speditionsfahrzeug, zu analysieren. Mit dem Testfahrzeug wurde die komplette Werkzeugkette durchschritten, jedoch mit der Ausnahme, dass der Fahrzyklus aus den Fahrvorgaben des VR-Tests entstand und nicht nach dem beschriebenen automatisierten Verfahren zur Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen. Mit dem Speditionsfahrzeug konnten hingegen keine

Fahrwiderstandsmessungen durchgeführt werden und das Fahrzeug stand auch nicht für kontrollierte Kraftstoffverbrauchsmessungen zur Verfügung. So musste auf Annahmen zurückgegriffen werden, die jedoch aufgrund der Ähnlichkeit der Fahrzeuge in den Teilvalidierungsschritten, bspw. bei der Berechnung des Kraftstoffverbrauchs des Speditionsfahrzeugs, zu validen Ergebnissen führten. Anhand des Speditionsfahrzeugs im Realeinsatz und des Testfahrzeugs im VR-Test erwies sich das entwickelte Verfahren so als brauchbar, effizient kundenspezifische Einsparpotentiale direkt aus dem realen Fahrzeugeinsatz abzuleiten, sie in Kosten-Nutzen-Analysen zu bewerten und weiter in einem Versuchsaufbau zu demonstrieren.

Das Verfahren wurde am Beispiel von Sattelkraftfahrzeugen im Fernverkehr entwickelt und umgesetzt. Es ist jedoch nicht auf diese Fahrzeuggattung und dieses Einsatzgebiet beschränkt, sondern ließe sich auch auf weitere ausweiten.

In folgenden Forschungsarbeiten könnte ferner den dem Verfahren noch innewohnenden Unwägbarkeiten nachgegangen werden. Beispielhaft zu nennen ist die Erstellung von Steigungsprofilen aus der Luftdruckmessung der Atmosphäre. Dies wurde, wie bereits diskutiert, nur anhand eines kurzen Autobahnabschnitts entwickelt. Auch der Einfluss Fahrerhausklimatisierung wurde bisher nicht systematisch untersucht. Beispielhaft zu nennen sind auch die Kraftstoffverbrauchsmessungen wie dem VR-Test, deren Wiederholbarkeit noch nicht Gegenstand einer breiteren Untersuchung war.

Das Verfahren könnte auch optimiert werden, indem die einzelnen Bausteine als Ganzes verbessert werden. Aktuelle Markttreiber im Transportsektor sind nicht nur die Effizienzsteigerung und die Emissionsreduktion, die sich insbesondere in der CO₂-Zertifizierung ausdrücken, sondern auch die Megatrends Vernetzung, automatisiertes Fahren und Verkehrssicherheit. So ist anzunehmen, dass für die einzelnen Bausteine des vorgestellten Verfahrens zukünftig weitere Technologien und Informationen zur Verfügung stehen werden. Beispielhaft zu nennen ist eine breite, allgemein verfügbare Wissensbasis über die Wirkung von aerodynamischen Maßnahmen bei gezogenen Einheiten, sobald diese in die CO₂-Zertifizierung mit einbezogen werden. Für den Baustein der Kraftstoffverbrauchsberechnung kann künftig VECTO zum Einsatz kommen. Ferner ist eine automatisierte Fahrzyklusgenerierung als Standardapplikation in Telematiksystemen denkbar, die mit optimierten Algorithmen auf 3D-Kartenmaterial zurückgreifen. Eine vollständige Automatisierung der Fahrzyklusgenerierung und weiterer Prozessschritte könnte im ersten Schritt durch Ableitung von Grenzpotentialen aufzeigen, ob die im Rahmen der CO₂-Zertifizierung geltenden mittleren Einsparpotentiale auch für den untersuchten Anwendungsfall gelten, oder ob eine anschließende, weitergehende kundenspezifische Analyse sinnvoll erscheint.

Im beschriebenen Verfahren wurden bisher nur geringfügige Parameteränderungen am Fahrzeug bei der Kraftstoffverbrauchssimulation vorgenommen. Denkbar ist jedoch auch, die Fahrzeugmodellierung und Parametrierung auszuweiten, um kundenspezifische Fahrzyklen auch im Fahrzeugbeschaffungsprozess bei der Auswahl optimaler Konfigurationen anzuwenden, wie von Förg et al. [110] skizziert bzw. nach Fries [111] beispielhaft ausgearbeitet

10 Zusammenfassung

In der Einleitung dieser Dissertation wurde eine Problemstellung formuliert, der zufolge bei Flottenbetreibern Effizienzmaßnahmen für schwere Nutzfahrzeuge zwar bekannt sind, diese aber aufgrund einer fehlender Transparenz bei den kundenspezifischen Einsparmöglichkeiten oftmals nicht umgesetzt werden. Der Stand der Technik näherte sich der Problemstellung am Beispiel Sattelkraftfahrzeug im Straßengüterfernverkehr daher mit den Fragen, wie groß etwaige Einsparpotentiale sind und wie stark diese variieren und im Besonderen, wie Kraftstoffeinsparpotentiale kundenspezifisch quantifiziert werden können. Keines der recherchierten Verfahren setzte hierbei direkt beim Kundeneinsatz an und bot eine ausreichende Differenzmessgenauigkeit bei vertretbarem Aufwand. Ferner fehlten durchgängige Werkzeugketten von der Analyse des Kundeneinsatzes, über die Potentialanalyse bis hin zur Wirtschaftlichkeitsbewertung und Demonstration prädizierter Einsparpotentiale. Aus dem so offenbarten Forschungsfeld wurde die Aufgabenstellung dieser Dissertation unmittelbar abgeleitet.

Der erste Baustein des entwickelten Verfahrens umfasste die Maßnahmenermittlung. In ihr konnten für das Zielsystem Sattelkraftfahrzeug im Straßengüterfernverkehr konkrete Effizienzmaßnahmen aus den Bereichen Luftwiderstands-, Rollwiderstands- und Gewichtsreduktion und deren mögliche Einsparpotentiale recherchiert werden. Zu den Maßnahmen aus dem Bereich Rollwiderstands- und Gewichtsreduktion konnten fahrzeugtechnische Parameter für die nachfolgende Verbrauchssimulation recherchiert werden. Für Maßnahmen zur Reduktion des Luftwiderstands offenbarten sich jedoch nur Bereiche, in wie weit sich der Luftwiderstandsbeitrag verringern lässt. Anhand des Testfahrzeugs wurden daher die im Rahmen der Dissertation betrachteten Maßnahmen prototypisch umgesetzt und deren Luftwiderstandsreduktionen einzeln und in Kombination gemessen. Hierzu musste aus dem Stand der Technik neues Testverfahren abgeleitet werden, das den Rahmenbedingungen der zur Verfügung stehenden Teststrecken und Messtechnik Rechnung trug. Durch Wiederholung der Messungen konnten die Wiederholbarkeit und die Reproduzierbarkeit des Testverfahrens bestätigt werden. Die gemessenen Luftwiderstandsreduktionen der Maßnahmen lagen im Bereich der zuvor recherchierten möglichen Werte.

Der zweite Baustein beinhaltete die Akquise kundenspezifischer Fahrzyklen im realen Fahrzeugeinsatz. Hierzu wurde ein prototypisches System zur Datenakquise konzipiert und umgesetzt. Die anschließende Datenverarbeitung der so gewonnen Rohdaten zu nutzfahrzeugspezifischen Fahrzyklen umfasste die über den Stand der Technik hinausgehenden Ableitungen von Straßensteigungsprofilen aus Luftdruckdaten der Atmosphäre sowie die Ableitung von Zielgeschwindigkeiten aus Fahrzeugbusdaten. Mit dem System wurde der kundenspezifische Fahrzyklus eines Speditionsfahrzeugs erstellt. Ferner wurde der Fahrzyklus eines Testfahrzeugs im VR-Test manuell in einen Fahrzyklus überführt.

Der dritte Baustein umfasste den Aufbau, die Validierung und die Anwendung der Verbrauchssimulation. Mit ihr wurden die Grenzpotentiale und die Maßnahmenpotentiale vor dem Hintergrund der Fahrzyklen berechnet. Die Analyse der Grenzpotentiale offenbarte, dass der

VR-Test und der akquirierte kundenspezifische Fahrzyklus einen mittleren Fahrzeugeinsatz repräsentieren. Die Analyse offenbarte ferner, dass die Grenzpotentiale in einzelnen Fahrten des kundenspezifischen Fahrzyklus stark variieren können und so auch kundenspezifische Grenzpotentiale im Straßengüterfernverkehr möglich sind, die von mittleren abweichen und für die eine kundenspezifische Analyse einen Mehrwert bietet. Bei der Berechnung der Einsparpotentiale der untersuchten aerodynamischen Maßnahmen zeigte sich ferner, dass diese in den betrachteten Fahrzyklen unterhalb von Herstellerangaben vergleichbarer Systeme lagen.

Im vierten Baustein, der Wirtschaftlichkeitsanalyse, wurden die untersuchten Maßnahmen im kundenspezifischen Fahrzeugeinsatz sowie im VR-Test auf ihre Rentabilität hin untersucht. Sie zeigte beispielhaft auf, wie kundenspezifische Einsparpotentiale in Kosten-Nutzen-Rechnungen einfließen können, um verlässlichere Berechnungen zu ermöglichen. Unter den gegebenen Rahmenbedingungen erwiesen sich so nur die Maßnahmen Rollwiderstandsreduktion am Sattelanhängen, SDR-Diffusor und Heckeinzugsklappen als wirtschaftlich.

Im fünften Baustein, wurde anhand von Kraftstoffverbrauchsmessungen im VR-Test das zuvor berechnete Einsparpotential der Maßnahmenkombination aus Seitenverkleidung am Sattelanhängen und Heckeinzugsklappen nachgewiesen. Die gemessene Einsparung fiel etwas höher aus, als die berechnete. Die Abweichung könnte auf Messungenauigkeiten und auf das steigende Einsparpotential der Seitenverkleidung bei Schräganströmung zurückzuführen sein. Die Kraftstoffverbrauchsmessung demonstriert jedoch, dass das gesamte Vorgehen, bestehend aus Fahrzyklusakquise, Fahrwiderstandsmessung, Fahrzeugparameterermittlung und Verbrauchsberechnung, zur Quantifizierung von kundenspezifischen Einsparpotentialen valide ist.

Zusammenfassend kann der Schluss gezogen werden, dass das im Rahmen dieser Dissertation entwickelte Verfahren der in der Aufgabenstellung formulierten Zielsetzung gerecht wird. Es zeigte am Beispiel Sattelkraftfahrzeug im Straßengüterfernverkehr auf, wie unmittelbar vom Realeinsatz ausgehend kundenspezifische Einsparpotentiale effizient quantifiziert und demonstriert werden können. Der Mehrwert des Verfahrens besteht in der Möglichkeit, Wirtschaftlichkeitsanalysen mit geringeren Unwägbarkeiten durchzuführen und so zur von Flottenbetreibern gewünschten Transparenz bei Effizienzmaßnahmen beizutragen. Der Ausblick zeigt abschließend auf, dass folgende Forschungsarbeiten darauf abzielen könnten, das Verfahren und seine Bausteine zu automatisieren und zu verbessern, auf andere schwere Nutzfahrzeuge zu übertragen und auch den Parameterraum für Fahrzeugoptimierungen auszuweiten.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Vollkostenstruktur im Straßengüterfernverkehr [2].....	1
Abbildung 1.2:	Einflüsse auf den Kraftstoffverbrauch im Güterfernverkehr, Eigene Abbildung nach Zürn [7, S. 10].....	2
Abbildung 2.1:	Komponenten des Antriebsstranges [18, S. 15].....	7
Abbildung 2.2:	Gesamtenergiebilanz eines Sattelkraftfahrzeugs mit 40 t Gesamtgewicht auf der Fernverkehrsstrecke Stuttgart – Hamburg - Stuttgart [19, S. 18].....	8
Abbildung 2.3:	Verbrauchskennfeld eines Verbrennungsmotors für schwere Nutzfahrzeuge [23, S. 138] P_0 stellt einen beispielhaften Betriebspunkt eines Sattelkraftfahrzeugs mit 40 t Gesamtgewicht bei konstanter Geschwindigkeit von 80 km/h in der Ebene dar.	9
Abbildung 2.4:	Funktionsschema eines mehrstufigen Nutzfahrzeuggetriebes mit 12 Gangstufen [23, S. 223].....	10
Abbildung 2.5:	Luftwiderstandsentwicklung in Längsrichtung eines Sattelzuges [23, S. 34]	14
Abbildung 2.6:	Strömungsvisualisierung bei Frontalanströmung (oben) und 10° Schräganströmung (unten) [35, S. 661] sowie Winkelbeziehungen entsprechend Gl. (2.7).....	15
Abbildung 2.7:	Ergebnisse eines distanzbasierten Fahrzyklus dargestellt im Zeit-Geschwindigkeits-Diagramm [8, S. 11]	18
Abbildung 2.8:	Zielgeschwindigkeits-Fahrzyklus mit Steigungsprofil für das Einsatzprofil Fernverkehr im Rahmen der CO ₂ -Zertifizierung.....	19
Abbildung 2.9:	Grundlegende Ansätze zur Erstellung von Fahrzyklen nach Kattenberg [51, S. 31].....	21
Abbildung 2.10:	Nach Kattenberg erzeugter Fernverkehrs-Fahrzyklus [51, S. 79]	22
Abbildung 2.11:	Grundprinzipien der Verbrauchssimulation nach Nizzola [63, S. 29]	31
Abbildung 2.12:	Schleppversuch zur Ermittlung des Rollwiderstandes nach Bode und Bode [32, S. 20].....	33
Abbildung 2.13:	Schleppversuch zur Ermittlung des Rollwiderstandes nach Holloh et al. [64, S. 7].....	34
Abbildung 2.14:	Beispiel einer Polynomapproximation der Summe aus Luft- und Rollwiderstand eines Ausrollversuchs [8, S. 198].....	36

Abbildung 3.1:	Verfahren zur Quantifizierung und Demonstration von kundenspezifischen Einsparpotentialen technischer Maßnahmen sowie deren wirtschaftlichen Bewertung; Durchführung anhand eines Testfahrzeugs (TF) und eines Speditionsfahrzeugs (SF).....	42
Abbildung 4.1:	Heckeinzugsklappen im ein- und ausgefahrenem Zustand [70].....	46
Abbildung 4.2:	Heckeinzugsklappen, Windkanalmodell 1:2,5 [36, S. 50] Geometrie in Originalgröße 1:1: Länge 400 mm, Einzugswinkel 13 °, Bodenfreiheit 1,5 m, Radius der Kantenrundung zwischen oberer und seitlicher Klappen 25 mm	47
Abbildung 4.3:	Umlenkschaufeln „SDR-Diffusor“ am Sattelanhängers des Testfahrzeugs ...	49
Abbildung 4.4:	Seitenverkleidung mit vertikalem Flügelprofil an der Vorderkante, montiert am Sattelanhängers des Testfahrzeugs.....	50
Abbildung 4.5:	Wirbelstrukturen am Heck ähnlicher Sattelkraftfahrzeuge [34, S. 677]	57
Abbildung 4.6:	Funktionsprototyp eines Heckeinzugs am Sattelanhängers des Testfahrzeugs	58
Abbildung 4.7:	Gemessene Höhenprofile der Teststrecken in Neubiberg und Leipheim	59
Abbildung 4.8:	Gemessene Fahrwiderstände und durch lineare Regression ermittelte Fahrwiderstandskurve des Testfahrzeugs in Ausgangskonfiguration	63
Abbildung 5.1:	Grafischer Vergleich von über den Luftdruck gemessenen Steigungsprofil und einem Referenzsteigungsprofil	70
Abbildung 5.2:	Vergleich der Verlustenergien der Verbrauchssimulation mit dem aus dem Luftdruck berechneten Steigungsprofil sowie mit dem Referenzsteigungsprofil	71
Abbildung 5.3:	Untermotorisierung und Zielgeschwindigkeit in einem qualitativen Geschwindigkeits- und Steigungsprofil Markierung A – Beschleunigung mit Untermotorisierung Markierung B – Geschwindigkeitseinbruch durch Steigung Markierung C – Übergeschwindigkeit bei Tempomateinsatz Markierung D – Beschleunigung ohne Untermotorisierung Markierung E – Bremsen.....	72
Abbildung 5.4:	Fuzzy-Set zur Ermittlung der Untermotorisierung nach Rossmann [101, S. 24]	73
Abbildung 5.5:	Zugehörigkeitsfunktion der Beschleunigung nach Rossmann [101, S. 29] ..	74
Abbildung 5.6:	Zugehörigkeitsfunktion des normierten Motordrehmoments nach Rossmann [101, S. 25]	74
Abbildung 5.7:	Fuzzy-Interferenz-System der Untermotorisierung nach Rossmann [101, S. 25]	75
Abbildung 5.8:	Wirkungsweise des Zielgeschwindigkeitsschätzers Markierung A – Beschleunigung mit Untermotorisierung Markierung B – Geschwindigkeitseinbruch durch Steigung Markierung C – Übergeschwindigkeit bei Tempomateinsatz Markierung D – Beschleunigung ohne Untermotorisierung Markierung E – Bremsen	77
Abbildung 5.9:	Kumulative relative Häufigkeit zurückgelegter Distanzen je Fahrt.....	78

Abbildung 5.10:	Kumulative relative Häufigkeiten der Fahrzeugmassen aller Fahrten der Datenbasis.....	79
Abbildung 5.11:	Kumulative relative Häufigkeiten der Geschwindigkeiten aller Fahrten der Datenbasis.....	80
Abbildung 5.12:	Relative Häufigkeiten der Steigungen in allen Fahrten der Datenbasis	80
Abbildung 5.13:	Generierte Fahrzyklen mit Zielgeschwindigkeitsansatz („speed“) und hinterlegtem Steigungsprofil („slope“ bzw. „gradient“) [88, S. 23] „Method 1“: anhand der oben beschriebenen Vorgehensweise „Method 2“: anhand der Vorgehensweise nach Kattenberg [51].....	81
Abbildung 5.14:	Einsparung im Energieverbrauch („E _{saving} “) bei Variation von Gesamttrollwiderstand („f _R “), Luftwiderstandsbeiwert („c _w “) und Fahrzeugleermasse („m _{curb} “) um 10 % [88, S. 24] „Method 1“: anhand der oben beschriebenen Vorgehensweise „Method 2“: anhand der Vorgehensweise nach Kattenberg [51]	82
Abbildung 5.15:	Route und Etappen des VerkehrsRundschau-Test; Stand bis Ende 2013 [28, S. 37] mit eingezeichneten Etappen, Beschreibung der Etappen in Tabelle 5.4	83
Abbildung 5.16:	Erster Teil des VR-Tests als Fahrzyklus mit Zielgeschwindigkeitsansatz	85
Abbildung 6.1:	Schematisches Blockschaltbild der Verbrauchssimulation; Details siehe Abbildung C.1 im Anhang.....	88
Abbildung 6.2:	Kraftstoff-Verbrauchkennfeld mit simulierten Betriebspunkten, Iso-Linien in g/kWh (Fahrzeug B, Fahrt am 28.02.2015)	90
Abbildung 6.3:	Kraftstoff-Verbrauchkennfeld mit gemessenen Betriebspunkten, Iso-Linien in g/kWh (Fahrzeug B, Fahrt am 28.02.2015) Der Unterschied im Bereich 0 Nm Drehmoment gegenüber Abbildung 6.2 kommt dadurch zustande, dass bei den via CAN-Bus gemessenen Betriebspunkten auch negative Drehmomente (Motorbremsmoment) mit 0 Nm angegeben werden.....	90
Abbildung 6.4:	Verteilung der Fahrzeuggesamtmasse auf Achsen nach Tabelle 6.1 bei einer angenommenen Fahrzeugeigenmasse von 13,6 t wie beim Testfahrzeug..	91
Abbildung 6.5:	Geschwindigkeits- und Steigungsprofils der angewandten Entwurfsversion des Fernverkehrszyklus für den Vergleich der Verbrauchssimulationen des Fahrzeugherstellers.....	92
Abbildung 6.6:	Vergleich von simuliertem und gemessenem kumuliertem Kraftstoffverbrauch im ersten Teil des VR-Tests	94
Abbildung 6.7:	Vergleich von simuliertem und gemessenem kumuliertem Kraftstoffverbrauch über die Strecke (oben) und über die Anzahl der Fahrten (unten)	95
Abbildung 6.8:	Verbrauchsänderung des Speditionsfahrzeugs in den einzelnen Fahrten der Datenbank bei einer Minderung des Luftwiderstandes um 10 % aufgetragen über der Durchschnittsgeschwindigkeit; Rangierfahrten unter 1 km Länge sind ausgeblendet, weil Einzeleffekte wie andere Schaltzeitpunkte eine überproportionale Auswirkung auf die Einsparpotentiale haben.	97

Abbildung 6.9:	Verbrauchsänderung des Speditionsfahrzeugs in den einzelnen Fahrten der Datenbank bei einer Minderung des Rollwiderstandes um 10 % aufgetragen über der Fahrzeugmasse; Rangierfahrten unter 1 km Länge sind ausgeblendet, weil Einzeleffekte wie andere Schaltzeitpunkte eine überproportionale Auswirkung auf die Einsparpotentiale haben.	98
Abbildung 6.10:	Verbrauchsänderung des Speditionsfahrzeugs in den einzelnen Fahrten der Datenbank bei einer Minderung der Fahrzeugmasse um 1 t aufgetragen über der Standardabweichung der Straßensteigung; Abbildung aller Fahrten mit einer Durchschnittsgeschwindigkeit über 60 km/h	99
Abbildung 7.1:	Wirtschaftlichkeitsanalyse der untersuchten Kraftstoffverbrauch reduzierenden Maßnahmen Seitenverkleidung am Sattelanhänger (SV), Heckenzugklappen (HEK), SDR-Diffusor, Leichtbausattelanhänger (LSA) und Rollwiderstandsreduktion am Sattelanhänger (RSA); oben: Szenario „geringer Ölpreis“; unten: Szenario „hoher Ölpreis“	104
Abbildung C.1:	Aufbau der Verbrauchssimulation in MATLAB-Simulink®.....	xxiv

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Kennzahlen von im Straßengüterfernverkehr eingesetzten Sattelkraftfahrzeugen	6
Tabelle 2.2:	Mittlere Wirkungsgrade eines Fernverkehr Nutzfahrzeuggetriebes mit 16 Gangstufen [27, S. 29].....	11
Tabelle 2.3:	Reifenlabel entsprechend Verordnung (EG) Nr. 1222/2009 für die Klasse C3 [30, S. 51]	12
Tabelle 2.4:	Kraftstoffersparnis bei der relativen Luftwiderstandsverringerng um 10 % in unterschiedlichen Einsätzen. Berechnung der Gradienten unter angenommenen Basiswerten für den Kraftstoffverbrauch und basierend auf Werten nach Kopp und Frank [34, S. 654], Devesa und Indinger [36, S. 59], Holloh [19, S. 18] sowie Dünnebeil et al. [47, S. 72-82]	24
Tabelle 2.5:	Mittlere Verbrauchsgradienten für den Luftwiderstand, den Rollwiderstand sowie für Leichtbau. Referenzwerte: Kraftstoffverbrauch 35 l/100 km, Fahrzeuggesamtmasse 40 t , Nutzlast 26 t, Luftwiderstandsbeiwert 0,58, Rollwiderstandsbeiwert 5,0 kg/t.....	26
Tabelle 2.6:	Bewertung der recherchierten Verfahren zur Kraftstoffverbrauchsmessung bezüglich der Quantifizierung kundenspezifischer Einsparpotentiale anhand einer dreistufigen qualitativen Bewertung mit „gut“ (+), „mittel“ (o) und „schlecht“ (-).....	39
Tabelle 4.1:	Recherchierte Einsparpotentiale von Heckeinzügen.....	48
Tabelle 4.2:	Recherchierte Einsparpotentiale von Seitenverkleidungen	52
Tabelle 4.3:	Recherchierte Einsparpotentiale von kombinierten aerodynamischen Maßnahmen	54
Tabelle 4.4:	Bereifung des Testfahrzeugs, Original und Optimierungsbeispiel.....	55
Tabelle 4.5:	Herstellerangaben zu Leermassen von dreiachsigen Sattelanhängern mit Schiebeplane mit minimaler Ausstattung	56
Tabelle 4.6:	Gewählter Testablauf für Ausrollversuche.....	58
Tabelle 4.7:	Ergebnisse wiederholter Fahrwiderstandsmessungen des Testfahrzeugs in Ausgangskonfiguration.....	62
Tabelle 4.8:	Gemessene Reduktionen des Luftwiderstands am Testfahrzeug auf der Teststrecke in Neubiberg.....	64

Tabelle 5.1:	Vergleichsmessung zur Bewertung der Eignung des im Smartphone verbauten Luftdrucksensors (Messwerte nach Rossmann [91, S. 58-61])... 68
Tabelle 5.2:	Optimale Parameter für Vor- und Nachfilterung bei Anwendung des Smooth-Algorithmus [100]..... 69
Tabelle 5.3:	Ergebnisse der Verbrauchssimulation des Speditionsfahrzeugs mit über den Luftdruck berechneten Steigungsprofil und mit Referenzsteigungsprofil 71
Tabelle 5.4:	Route und Etappen des VerkehrsRundschau-Test; Stand bis Ende 2013 [28, S. 37] und dem VerkehrsRundschau-Test angelehnte Nutzlasten, die im Rahmen der Fahrten mit dem Testfahrzeug gewählt wurden. 84
Tabelle 6.1:	Relative Achslast in Abhängigkeit von der Nutzlast 91
Tabelle 6.2:	Gegenüberstellung von berechneten Kraftstoffverbräuchen aus eigener Verbrauchssimulation und der Herstellerverbrauchssimulation. Unterschiede, die sich aus der teilfaktoriellen Parametervariation ergeben, stehen in Klammer und beziehen sich jeweils auf die Ausgangswerte der Parameter („Ref.“) 93
Tabelle 6.3:	Vergleich von recherchierten und über unterschiedliche Fahrzyklen berechneten Grenzpotentialen des Testfahrzeugs (TF) und des Speditionsfahrzeugs (SF) 96
Tabelle 6.4:	Parameteränderungen und Einsparungen der untersuchten Maßnahmen Seitenverkleidung am Sattelanhängen (SV), Heckeinzugsklappen (HEK), SDR-Diffusor, Leichtbausattelanhängen (LSA) und Rollwiderstandsreduktion am Sattelanhängen (RSA) 100
Tabelle 7.1:	Maximale Kosten für eine rentable Parameteränderungen bei einer gegebenen Amortisationsstrecke von 300.000 km in den Szenarien „geringer Ölpreis“ und „hoher Ölpreis“ 103
Tabelle 8.1:	Vergleich berechneter und gemessener Kraftstoffverbräuche und Einsparungen im ersten Teil des VR-Tests 106
Tabelle A.1	Ausstattung von Test- und Speditionsfahrzeug..... xxii
Tabelle B.1	Aufgezeichnete und berechnete Daten xxiii

Literaturverzeichnis

Literaturverzeichnis

- [1] Goodyear, "Die Kraftstoffeffizienz von Nutzfahrzeugen optimieren: Auf dem Weg ins Jahr 2020," 2012. [Online] Verfügbar: <http://fleet-fuel-efficiency.eu/download/MjMw>.
- [2] Bundesverband Güterkraftverkehr Logistik und Entsorgung (BGL) e.V, *Kostenentwicklung im Güterkraftverkehr: Kostenveränderungen im Fernverkehr von Dezember 2013 bis Mai 2015 (Kostenstruktur: nationaler Fernverkehr 2013)*. [Online] Verfügbar: http://www.bgl-ev.de/web/initiativen/kosten_kalkulator.htm.
- [3] S. Aamink, J. Faber, und E. den Boer, "Market Barriers to Increased Efficiency in the European On-road Freight Sector," International Council of Clean Transportation Publication, 2012. [Online] Verfügbar: <http://www.theicct.org/market-barriers-increased-efficiency-european-road-freight-sector>.
- [4] *Verordnung (EU) 2018/956 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 28. Juni 2018 über die Überwachung und Meldung der CO₂-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs neuer schwerer Nutzfahrzeuge: Verordnung 2018/956/EU*, 2018.
- [5] M. Rexeis *et al*, "VECTO tool development: Completion of methodology to simulate Heavy Duty Vehicles' fuel consumption and CO₂ emissions: Upgrades to the existing version of VECTO and completion of certification methodology to be incorporated into a Commission legislative proposal," 2017. [Online] Verfügbar: https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/docs/sr7_lot4_final_report_en.pdf. Gefunden am: Feb. 14 2019.
- [6] *Verordnung (EU) 2019/1242 des europäischen parlaments und des rates vom 20. Juni 2019 zur Festlegung von CO₂-Emissionsnormen für neue schwere Nutzfahrzeuge und zur Änderung der Verordnungen (EG) Nr. 595/2009 und (EU) 2018/956 des Europäischen Parlaments und des Rates sowie der Richtlinie 96/53/EG des Rates: Verordnung (EU) 2019/1242*, 2019.
- [7] J. Zürn, "Der Neue Actros - Effizienz mit Euro VI," LastautoOmnibus Zukunftskongress, 2011.
- [8] S. Hausberger *et al*, "Reduction and Testing of Greenhouse Gas Emissions from Heavy Duty Vehicles: LOT 2: Development and testing of a certification procedure for CO₂ emissions and fuel consumptions of HDV," Europäische Union (EU), 2012. [Online] Verfügbar: http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/heavy/docs/hdv_2011_01_09_en.pdf.

- [9] K.-P. Glaeser *et al*, "Auswirkungen von neuen Fahrzeugkonzepten auf die Infrastruktur des Bundesstraßennetzes: Schlussbericht Langfassung," Bergisch Gladbach, 2006. [Online] Verfügbar: http://www.bast.de/nn_42642/DE/Publikationen/Download-Berichte/unterseiten/60-tonner.html.
- [10] *Richtlinie 96/53/EG zur Festlegung der höchstzulässigen Abmessungen für bestimmte Straßenfahrzeuge im innerstaatlichen und grenzüberschreitenden Verkehr in der Gemeinschaft sowie zur Festlegung der höchstzulässigen Gewichte im grenzüberschreitenden Verkehr: 96/53/EG*, 1996.
- [11] *Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung: StVZO*, 2012.
- [12] I. Koßmann und A. Schepers, "Fahrleistungserhebung 2002: Inländerfahrleistung," Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt), Bergisch Gladbach, 2002. [Online] Verfügbar: http://www.bast.de/nn_42640/DE/Publikationen/Berichte/unterreihe-v/2006-2004/v120.html.
- [13] G. Grünig, "Wie viel spart ATE?," *VerkehrsRundschau*, Rn. 38, S. 56–61, 2012.
- [14] K. Law, M. D. Jackson, und M. Chan, "GHG reduction potential for heavy-duty vehicles in the EU," TIAX LLC, 2011. [Online] Verfügbar: <http://www.theicct.org/ghg-reduction-potential-heavy-duty-vehicles-eu>.
- [15] DSLV, *Leitfaden Berechnung von Treibhausgasemissionen in Spedition und Logistik gemäß DIN EN 16258*. [Online] Verfügbar: http://www.verkehrsrundschau.de/sixcms/media.php/4513/DSLV-Leitfaden_Berechnung_von_THG-Emissionen_Stand_03-2013.pdf.
- [16] A. Thiruvengadam *et al*, "Heavy-Duty Vehicle Diesel Engine Efficiency Evaluation and Energy Audit," Center for Alternative Fuels, Engines & Emissions, West Virginia University, 2014. [Online] Verfügbar: <http://www.theicct.org/heavy-duty-vehicle-diesel-engine-efficiency-evaluation-and-energy-audit>.
- [17] R. Luz *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," Europäische Union (EU), 2014. [Online] Verfügbar: http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/heavy/docs/final_report_co2_hdv_en.pdf.
- [18] MAN Nutzfahrzeuge Gruppe, *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik: Basiswissen Lkw und Bus*, 3rd Aufl. Bonn: Kirschbaum, 2008.
- [19] K.-D. Hloh, "DAIMLER - Technologien für einen energieeffizienten Straßenverkehr," 2008.
- [20] E. Durelli, "Iveco Transport Concept: Fuel Efficiency Policies for HDVs," 2007. [Online] Verfügbar: <http://www.iea.org/work/2007/vehicle//Durelli.pdf>. Gefunden am: Mrz. 01 2011.
- [21] A. Delorme, D. Karbowski, und P. Sharer, "Evaluation of Fuel Consumption Potential of Medium and Heavy Duty Vehicles through Modeling and Simulation: Report to National Academy of Sciences," Argonne National Laboratory, 2009. [Online] Verfügbar: <http://www.autonomie.net/docs/6%20-%20Papers/DOE-5897%20TO%2023%20CPARS%20assess%2010-01-09.pdf>.
- [22] *VERORDNUNG (EG) Nr. 595/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 18. Juni 2009 ber die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren*

- hinsichtlich der Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen (Euro VI) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und -wartungsinformationen, zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 und der Richtlinie 2007/46/EG sowie zur Aufhebung der Richtlinien 80/1269/EWG, 2005/55/EG und 2005/78/EG: VERORDNUNG (EG) Nr. 595/2009, 2009.*
- [23] *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik: Lkw und Bus - Lehrbuch der MAN Academy*, 4th Aufl. Bonn: Kirschbaum Verlag GmbH, 2016.
- [24] D. Vincken, *Der Reifen: Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis ; wie Reifen Kraftstoffverbrauch und Emissionen senken können*: Societe de Technologie Michelin, 2005.
- [25] K. Rohde-Brandenburger, "Was bringen 100 kg Gewichtsreduzierung im Verbrauch? – eine physikalische Berechnung," in *ATZ/MTZ-Fachbuch, Leichtbau-Technologien im Automobilbau: Werkstoffe - Fertigung - Konzepte*, W. Siebenpfeiffer, Hrsg, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, S. 179–189.
- [26] T. LaClair, "Application of a Tractive Energy Analysis to Quantify the Benefits of Advanced Efficiency Technologies for Medium- and Heavy-Duty Trucks Using Characteristic Drive Cycle Data," SAE Technical Paper 2012-01-0361, 2012. [Online] Verfügbar: <http://papers.sae.org/2012-01-0361/>.
- [27] K. V. Schaller, "Vorlesung Nutzfahrzeugtechnik an der Technischen Universität München: Vorlesung 5: Kupplung, Getriebe," Wintersemester 2014/15. München, 2015.
- [28] G. Grünig, "Euro Truck Test: Stuttgart gegen den Rest von Europa," *VerkehrsRundschau*, Rn. 37, S. 36–43, 2013.
- [29] W. Krantz, "Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen: Teile 1 und 2," Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart, FAT-Schriftenreihe 258, 2013. [Online] Verfügbar: http://www.vda.de/de/publikationen/publikationen_downloads/index.html?aid=16.
- [30] *VERORDNUNG Nr. 1222/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 25. November 2009 über die Kennzeichnung von Reifen in Bezug auf die Kraftstoffeffizienz und andere wesentliche Parameter*, 2009.
- [31] *ISO 28580:2009 Passenger car, truck and bus tyres -- Methods of measuring rolling resistance*.
- [32] O. Bode und M. Bode, "Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen," FAT-Schriftenreihe 255, 2013. [Online] Verfügbar: http://www.vda.de/de/publikationen/publikationen_downloads/detail.php?id=1168.
- [33] R. M. Wood, "Impact of Advanced Aerodynamic Technology on Transportation Energy Consumption," SAE Technical Paper 2004-01-1306, 2004. [Online] Verfügbar: <http://www.solusinc.com/pdf/2004-01-1306.pdf>.
- [34] S. Kopp und T. Frank, "Nutzfahrzeuge: 1," in *Hucho - Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, T. Schütz, Hrsg, 6th Aufl, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, S. 651–726.
- [35] T. Schütz, Hrsg, *Hucho - Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, 6th Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.

- [36] A. Devesa und T. Indinger, "Verbrauchsreduktion an Nutzfahrzeugkombinationen durch aerodynamische Maßnahmen," FAT-Schriftenreihe 237, 2011. [Online] Verfügbar: http://www.vda.de/de/publikationen/publikationen_downloads/detail.php?id=1053. Gefunden am: Aug. 07 2012.
- [37] C. P. Frassetto und T. Indinger, "Numerische Untersuchung zur Aerodynamik von Nutzfahrzeugkombinationen bei realitätsnahen Fahrbedingungen unter Seitenwindeinfluss," FAT-Schriftenreihe 260, 2014. [Online] Verfügbar: http://www.vda.de/de/publikationen/publikationen_downloads/detail.php?id=1195.
- [38] S. Hausberger, M. Rexeis, J. Blassnegger, und G. Silberholz, "Evaluation of fuel efficiency improvements in the HDV sector from improved trailer and tire designs," Institute for Internal Combustion Engines and Thermodynamics, Graz University of Technology, 2012. [Online] Verfügbar: <http://www.theicct.org/evaluation-fuel-efficiency-improvements-hdv-sector-improved-trailer-and-tire-designs>.
- [39] Europäische Union (EU), "Development and validation of a methodology for monitoring and certification of greenhouse gas emissions from heavy duty vehicles through vehicle simulation: Technical annex," 2014. [Online] Verfügbar: https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/heavy/docs/technical_annex_en.pdf.
- [40] E. Hoepke, S. Breuer, und W. Appel, *Nutzfahrzeugtechnik: Grundlagen, Systeme, Komponenten*, 7th Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2013.
- [41] S. Werner, *Methode zur parametrischen Anpassung von Fahrzyklen an die wechselnden Verkehrsabläufe im Strassenverkehr*. Aachen: Dissertation RWTH Aachen, 1989.
- [42] van de Weijer, Cornelius J. T., "Heavy-Duty Emission Factors: Development of representative driving-cycles and prediction of emissions in real-life," Dissertation, Technische Universität Graz, 1997.
- [43] *ERORDNUNG (EU) 2017/1151 DER KOMMISSION vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und -wartungsinformationen, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission sowie der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission: Verordnung (EU) 2017/1151*, 2017.
- [44] *Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 18. Juni 2009 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren hinsichtlich der Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen (Euro VI) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und -wartungsinformationen, zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 und der Richtlinie 2007/46/EG sowie zur Aufhebung der Richtlinien 80/1269/EWG, 2005/55/EG und 2005/78/EG: Verordnung (EG) Nr. 595/2009*, 2009.
- [45] UNECE, "Worldwide Harmonized Heavy Duty Emissions: Certification Procedure," Jun. 2005. [Online] Verfügbar: <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2005/wp29grpe/TRANS-WP29-GRPE-50-inf04r1e.pdf>. Gefunden am: Feb. 19 2019.

- [46] P. J. Sturm, *Energy and fuel consumption from heavy duty vehicles: COST 346 - final report including final report of Working Group A*. [Brussel]: COST, 2006.
- [47] F. Dünnebeil *et al*, "Zukünftige Maßnahmen zur Kraftstoffeinsparung und Treibhausgas-minderung bei schweren Nutzfahrzeugen," Umweltbundesamt, 2015. [Online] Verfügbar: <https://www.umweltbundesamt.de/publikationen/zukuenftige-massnahmen-zur-kraftstoff-einsparung>.
- [48] T. Welfers, R. Wohlecker, und L. Eckstein, "Design of a Tractor for Optimised Safety and Fuel Consumption," Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen Body Department, Aachen, 2011. [Online] Verfügbar: http://www.transportenvironment.org/sites/te/files/media/2012%2002%20FKA%20Smart%20Cab%20study_web.pdf.
- [49] E. G. Giakoumis, *Driving and Engine Cycles*. Cham: Springer, 2017.
- [50] S. Terwen, *Vorausschauende Längsregelung schwerer Lastkraftwagen*. Karlsruhe: KIT Scientific Publishing, 2010.
- [51] T. Kattenberg, *Einsatzindividuelle Fahrzyklen zur Bewertung der Bremsenergieerückgewinnung am Kühlsattelaufleger*, 1st Aufl. Herzogenrath: Shaker, 2017.
- [52] P. Denimal, K. V. Schaller, U. Sasse, R. Tietze, und A. Süßmann, "Konzept zur erhöhten Transporteffizienz für 40-Tonner," *Automobiltechnische Zeitschrift*, Rn. 12/2012, S. 60–65, 2012.
- [53] H. Helms und U. Lambrecht, "The Potential Contribution of Light-Weighting to Reduce Transport Energy Consumption," Institute for Energy and Environmental Research (IFEU) Heidelberg, Zürich, International Journal of Life Cycle Assessment Special Issue Vol. 12 1, 2007.
- [54] A. Süßmann, A. Förg, und A. Wenzelis, "Lang-Lkw: Auswirkung auf Fahrzeugsicherheit und Umwelt: Im Auftrag der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt)," BASt Forschungsprojekt FE82.0543/2012, 2014. [Online] Verfügbar: http://www.bast.de/DE/Verkehrstechnik/Fachthemen/v1-lang-lkw/Berichte/820543.pdf?__blob=publicationFile&v=2.
- [55] H. Baker, R. Cornwell, E. Koehler, und J. Patterson, "Review of Low Carbon Technologies for Heavy Goods Vehicles," Ricardo, 2010. [Online] Verfügbar: <http://www.dft.gov.uk/pgr/freight/lowcarbontechnologies/>.
- [56] N. Hill *et al*, "Reduction and Testing of Greenhouse Gas Emissions from Heavy Duty Vehicles: LOT 1: Strategy," AEA Technology plc, 2011. [Online] Verfügbar: http://ec.europa.eu/clima/studies/transport/vehicles/docs/ec_hdv_ghg_strategy_en.pdf.
- [57] *Technologies and approaches to reducing the fuel consumption of medium- and heavy-duty vehicles*. Washington, D.C: National Academies Press, 2010.
- [58] Olofsson und Oscar, "Investigation of Accuracy in Fuel Economy Measurement Methods," Master Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm, 2015.
- [59] F. Großart, "Aerodynamisch optimierte Lastzüge im Flottentest," LastautoOmnibus Zukunftskongress, 2011.
- [60] C. Egger, "Zertifizierung eines Verfahrens zur Ermittlung der relativen Kraftstoffeinsparung der IVECO Magirus AG Ulm," TÜV Süd AG, Stuttgart, 2010. [Online] Verfügbar:

- http://web.iveco.com/germany/Neufahrzeuge/Documents/stralis/ecostralis/Tuev_Verfahrensbeschreibung.pdf.
- [61] SAE J1321 Fuel Consumption Test Procedure - Type II, J1321_201202, 2012.
- [62] G. Fontaras *et al*, "Development of a CO2 certification and monitoring methodology for Heavy Duty Vehicles - Proof of Concept report," Europäische Union (EU), 2014. [Online] Verfügbar: <https://ec.europa.eu/jrc/en/publication/eur-scientific-and-technical-research-reports/development-co2-certification-and-monitoring-methodology-heavy-duty-vehicles-proof-concept>. Gefunden am: Feb. 26 2019.
- [63] C. Nizzola, *Modellierung und Verbrauchsoptimierung von ottomotorischen Antriebskonzepten*. Dissertation, Technische Wissenschaften ETH Zürich, Nr. 13831, 2000.
- [64] K.-D. Holloh, R. Krukenberg, H.-C. Pflug, und M. Schuckert, "CO2-Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen - braucht auch diese Fahrzeugklasse eine CO2-Regulierung?," VDI Wissensforum - Internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge 11, 2011.
- [65] T. Schütz, N. Grün, und R. Blumrich, "Numerische Methoden," in *Hucho - Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, T. Schütz, Hrsg. 6th Aufl, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, S. 967–1067.
- [66] SAE, "Road Load Measurement Using Onboard Anemometry and Coastdown Techniques," SAE Standard J2263, 2008.
- [67] SAE, "Road Load Measurement and Dynamometer Simulation Using Coastdown Techniques," SAE Standard J1263, 2010.
- [68] H. Stenvall, "Driving resistance analysis of long haulage trucks at Volvo: Test methods evaluation," Master's Thesis in the Master's programme Automotive engineering, Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics, Division of Vehicle engineering & autonomous systems, Göteborg, Schweden, 2010. [Online] Verfügbar: <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/133658.pdf>.
- [69] VERORDNUNG (EU) Nr. 1230/2012 DER KOMMISSION zur Durchführung der Verordnung (EG) Nr. 661/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates hinsichtlich der Anforderungen an die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern bezüglich ihrer Massen und Abmessungen und zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates: Verordnung (EU) 1230/2012, 2012.
- [70] BETTERFLOW GmbH, *BETERLOW: AERO-PRODUKTE*. [Online] Verfügbar: <https://www.betterflow.com/aeroproducte/>. Gefunden am: Apr. 04 2019.
- [71] E. Göhring und W. Krämer, "Fahrwiderstandsreduzierende Maßnahmen zur weiteren Optimierung der Wirtschaftlichkeit von Fahrzeugen - Teil 1," *Automobiltechnisch Zeitschrift* 7/1991, 1991.
- [72] E. Göhring und W. Krämer, "Fahrwiderstandsreduzierende Maßnahmen zur weiteren Optimierung der Wirtschaftlichkeit von Fahrzeugen - Teil 2," *Automobiltechnisch Zeitschrift* 10/1991, 1991.
- [73] D. Porth und W. Krämer, "Einsatz des Fahrleistungsgewinnes durch verbesserte Aerodynamik zur Fahrleistungssteigerung oder zur Verbrauchsminderung," *Automobiltechnisch Zeitschrift* 5/1993, 1993.

- [74] D. Porth und W. Krämer, "Fahrwiderstandsreduzierende Maßnahmen zur weiteren Optimierung der Wirtschaftlichkeit von Fahrzeugen - Teil 3," *Automobiltechnisch Zeitschrift* 12/1992, 1992.
- [75] T. Frank, "Aerodynamik von schweren Nutzfahrzeugen: Stand des Wissens," *FAT-Schriftenreihe* 241, 2012. [Online] Verfügbar: http://www.vda.de/de/publikationen/publikationen_downloads/detail.php?id=1077&PHPSESSID=t8sngcgrini7ofcg4kmeg6l4k2. Gefunden am: Jun. 14 2012.
- [76] G. van Raemdonck, "Design of Low Drag Bluff Road Vehicles," Dissertation, TU Delft, 2012.
- [77] M. Sulitka und J. Nožička, "Aerodynamic Devices to Reduce the Base- and Underbody Drag of Semitrailer Units," Czech Technical University in Prague, Institute of Fluid Dynamics and Poer, 2004.
- [78] WABCO Europe BVBA, *OptiFlow Tail*. [Online] Verfügbar: https://www.wabco-auto.com/fileadmin/Documents/Products/Trailer_Systems/optiflow-tail/WABCO_OptiFlow_Tail-Brochure-8200101343-web_EN.pdf. Gefunden am: Apr. 04 2019.
- [79] SDR, *Systems Drag Reduction, S.L. | Aerodynamic device for fuel saving*. [Online] Verfügbar: <http://en.sdr-sys.com/>. Gefunden am: Sep. 09 2012.
- [80] Daimler AG, *Mercedes-Benz Aerodynamics Truck & Trailer: Kraftstoff sparen, Umwelt schonen Fahrzeugstudien*. [Online] Verfügbar: <http://media.daimler.com/dcmedia/0-921-657321-49-1535377-1-0-0-0-0-0-11694-614240-0-1-0-0-0-0-0.html>. Gefunden am: Mai. 04 2013.
- [81] Fahrzeugwerk Bernard Krone GmbH, *Datenblätter*. [Online] Verfügbar: <https://www.krone-trailer.com/download/datenblaetter/>. Gefunden am: Apr. 05 2018.
- [82] Kögel Trailer GmbH & Co.KG, *Kögel Light plus*. [Online] Verfügbar: <https://www.koegel.com/de/lkw-trailer/aufliieger/pritschenaufliieger/leichtbau-anhaenger-plus/>. Gefunden am: Apr. 05 2018.
- [83] Kögel Trailer GmbH & Co.KG, *Kögel Light*. [Online] Verfügbar: <https://www.koegel.com/de/lkw-trailer/aufliieger/pritschenauflieger/leichtbau-anhaenger/>. Gefunden am: Apr. 05 2018.
- [84] Kögel Trailer GmbH & Co.KG, *Kögel Auflieger mit zulässiger Gesamthöhe von vier Metern bei Ford im Einsatz*. [Online] Verfügbar: <https://www.koegel.com/de/news/artikel/datum/2015/12/16/koegel-aufliieger-mit-zulaessiger-gesamthoehe-von-vier-metern-bei-ford-im-einsatz/>.
- [85] Schmitz Cargobull AG, *Download-Center: Technische Datenblätter*. [Online] Verfügbar: https://www.cargobull.com/de/Download-Center_216_358.html. Gefunden am: Apr. 05 2018.
- [86] Berger Fahrzeugtechnik Ges.m.b.H, *Typen und Daten*. [Online] Verfügbar: <http://www.berger-ecotrail.com/produkte/typen-und-daten.html>. Gefunden am: Apr. 20 2018.
- [87] A. Süßmann und M. Lienkamp, "Technische Möglichkeiten für die Reduktion der CO₂-Emissionen von Nutzfahrzeugen: Im Auftrag der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt)," *BASt Forschungsprojekt FE 84.0500/2009*, 2015. [Online] Verfügbar: http://bast.opus.hbz-nrw.de/frontdoor.php?source_opus=1412.

- [88] A. Süßmann, T. Kattenberg, L. Frerichs, und M. Lienkamp, "Generation and utilization of customer-specific driving cycles for heavy duty vehicles," VDI Wissensforum Getriebe in Nutzfahrzeugen, 2015.
- [89] S. Bottler, *Smartphones lösen Telematikgeräte ab*. [Online] Verfügbar: <http://www.dvz.de/rubriken/single-view/nachricht/smartphones-loesen-telematikgeraete-ab.html>. Gefunden am: Jul. 25 2014.
- [90] A. Süßmann, A. Schabert, und M. Lienkamp, "Analyse von kundenspezifischen Verbrauchseinsparpotentialen durch Aerodynamik-, Rollwiderstands- und Leichtbaumaßnahmen," Celle, VDI Wissensforum - Internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge 12, 2013.
- [91] S. Rossmann, "Smartphone basierte Akquise von Straßensteigungsinformationen für Fahrzyklen: Diplomarbeit," Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, 2014.
- [92] ACEA Working Group HDEI/BCEI, "FMS-Standard description: Version 3," 2012. [Online] Verfügbar: http://www.fms-standard.com/Truck/download/fms_document_ver03_vers_14_09_2012.pdf.
- [93] P. Sahlholm, *Iterative road grade estimation for heavy duty vehicle control*. Stockholm: Elektrotekniska system, Kungliga Tekniska högskolan, 2008.
- [94] The MathWorks Inc, *Fit curve or surface to data - Matlab*. [Online] Verfügbar: <https://de.mathworks.com/help/releases/R2013b/curvefit/fit.html>. Gefunden am: Sep. 09 2017.
- [95] R. Muller, *Thermodynamik*. [Place of publication not identified]: E-Content Generic Vendor, 2014.
- [96] G. Wiegleb, *Gasmesstechnik in Theorie und Praxis: Messgeräte, Sensoren, Anwendungen*. Wesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [97] M. F. H. Krutina, *Flugmeteorologie: Barometrische Höhenmessung*. [Online] Verfügbar: http://www.wolkenschnueffler.de/media/DIR_62701/8850f06277167a7efff8044ffffef.pdf.
- [98] N.N, "Betriebsanleitung: Windmesser Ventus V200A-UMB," G. Lufft Mess- und Regeltechnik GmbH, 2012.
- [99] *MATLAB*: The MathWorks Inc, 2013.
- [100] The MathWorks Inc, *Smooth response data - Matlab*. [Online] Verfügbar: <https://de.mathworks.com/help/curvefit/smooth.html>. Gefunden am: Sep. 09 2017.
- [101] S. Rossmann, "Ermittlung von Fahrzeugzielgeschwindigkeiten für die Optimierung von Fahrzyklen: Semesterarbeit," Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, 2014.
- [102] H. Jonhed, "Mass estimation using mapping road grade data in heavy duty vehicles: Master of Science Thesis," KTH Industrial Engineering and Management Machine Design, Stockholm, 2003. [Online] Verfügbar: www.diva-portal.org/smash/get/diva2:642576/FULLTEXT01.pdf.
- [103] S. Wolff, M. Fries, M. Sinning, und A. Süßmann, "HDVSim: Truck 2030 Longitudinal Dynamics Simulation," 2019. [Online] Verfügbar: <https://github.com/TUMFTM/HDVSim>.

- [104] MathWorks, *MATLAB Simulink: Simulation and Model-Based Design*: MathWorks, 2014.
- [105] G. Fontaras, "CO2 Emissions from Heavy Duty Vehicles: Overview of VECTO's inputs," Europäische Union (EU), 2013. [Online] Verfügbar: http://www.theicct.org/sites/default/files/HDV_presentation_Oct_2013_icct.pdf. Gefunden am: Mrz. 31 2018.
- [106] G. Grünig, "Trucker Supertest MAN 18.440 EFFICIENT LINE," *Trucker - Das Fernfahrer-magazin*, Rn. 7, 2011.
- [107] M. Fries *et al*, "An Overview of Costs for Vehicle Components, Fuels, Greenhouse Gas Emissions and Total Cost of Ownership: Update 2017," Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, 2017.
- [108] P. Wittenbrink, *Transportkostenmanagement im Straßengüterverkehr: Grundlagen - Optimierungspotenziale - Green Logistic*, 1st Aufl. Wiesbaden: Gabler, 2011.
- [109] J. Senger, "Methode zur Erstellung kundenspezifischer Lkw-Fahrzyklen: Diplomarbeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, TU München," 2012.
- [110] A. Förg, A. Süßmann, und M. Lienkamp, "Virtueller Entwurf und Bewertung von alternativen Fahrzeugkonzepten," Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Grazer Nutzfahrzeug Workshop 6, 2014.
- [111] M. Fries, "Maschinelle Optimierung der Antriebsauslegung zur Reduktion von CO2-Emissionen und Kosten im Nutzfahrzeug," Dissertation, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, München, 2018.
- [112] A. I.C. Systems, *AIC 6004 Swisssline Uniflowmaster series (700HP) | AIC Systems*. [Online] Verfügbar: <http://www.flowmeter-aic.com/2/products/aic-6004-swisssline-uniflowmaster-series-700hp/>. Gefunden am: Nov. 27 2013.

Vorveröffentlichungsliste

Während der Anfertigung dieser Dissertation entstanden Veröffentlichungen und Studienarbeiten, in denen Teilaspekte dieser Arbeit vorgestellt wurden.

Zeitschriften; Scopus/ Web of Science gelistet (peer-reviewed)

Konferenzen, Magazine, etc.; Scopus/ Web of Science gelistet (peer-reviewed)

Patente

Zeitschriften, Konferenzen, Magazine, Berichte, Konferenzvorträge und -poster, etc.; nicht Scopus/ Web of Science gelistet

- [1] P. Denimal, K. V. Schaller, U. Sasse, R. Tietze, und A. Süßmann, „Konzept zur erhöhten Transporteffizienz für 40-Tonner,“ *Automobiltechnische Zeitschrift*, Rn. 12/2012, S. 60–65, 2012.
- [2] A. Süßmann, A. Schabert, und M. Lienkamp, „Analyse von kundenspezifischen Verbrauchseinsparpotentialen durch Aerodynamik-, Rollwiderstands- und Leichtbaumaßnahmen,“ *Celle, VDI Wissensforum - Internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge 12*, 2013.
- [3] A. Förg, A. Süßmann, und M. Lienkamp, „Virtueller Entwurf und Bewertung von alternativen Fahrzeugkonzepten,“ *Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Grazer Nutzfahrzeug Workshop 6*, 2014.
- [4]* A. Süßmann, A. Förg, und A. Wenzelis, „Lang-Lkw: Auswirkung auf Fahrzeugsicherheit und Umwelt: Im Auftrag der Bundesanstalt für Straßenwesen (BASt),“ *BASt Forschungsprojekt FE82.0543/2012*, 2014. [Online] Verfügbar: http://www.bast.de/DE/Verkehrstechnik/Fachthemen/v1-lang-Lkw/Berichte/820543.pdf?__blob=publicationFile&v=2.

- [5] A. Süßmann, T. Kattenberg, L. Frerichs, und M. Lienkamp, „Generation and utilization of customer-specific driving cycles for heavy duty vehicles,” VDI Wissensforum Getriebe in Nutzfahrzeugen, 2015.
- [6] A. Süßmann und M. Lienkamp, „Technische Möglichkeiten für die Reduktion der CO₂-Emissionen von Nutzfahrzeugen,” BAST Forschungsprojekt FE 84.0500/2009, 2015. [Online] Verfügbar: http://bast.opus.hbz-nrw.de/frontdoor.php?source_opus=1412.
- [7]* A. Förg, A. Süßmann, A. Wenzelis, und S. Schmeiler, „Fahrzeugtechnische Eigenschaften von Lang-Lkw: Im Auftrag der Bundesanstalt für Straßenwesen (BAST),” BAST Forschungsprojekt FE82.0630/2015, 2016. [Online] Verfügbar: http://www.schuene-mann-verlag.de/buchverlag/nwdownload/F119_barrierefreies_ELBA_PDF.pdf.
- [8] S. Wolff, M. Fries, M. Sinning, und A. Süßmann, “HDVSim: Truck 2030 Longitudinal Dynamics Simulation,” 2019. [Online] Verfügbar: <https://github.com/TUMFTM/HDVSim>.

Betreute Studienarbeiten

- [1]* Rui Cai, „Verbrauchssimulation in einer XiL-Simulationsumgebung“, Masterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [2]* Eggersdorfer, Josef, „Lagerung von Euro VI Abgassystemen in Bussen“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [3] Mayrock, Matthias, „Aufbau einer Verbrauchssimulation zur Bewertung von CO₂-Einsparungspotentialen im Lkw“, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [4] Oppitz, Michael, „Recherche und Systematisierung von Maßnahmen zur CO₂-Reduktion im Nutzfahrzeug“, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [5]* Ullmann, Patrick, „CO₂-Emissionsminderungspotential alternativer Kraftstoffe im Straßengüterfernverkehr“, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [6]* Gerstberger, Katharina, „Aufbau eines Lastverteilung- und Achskonzepttools zur Bewertung alternativer Sattelzugkonzepte“ Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [7] Herdt, Georg, „Aerodynamische Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion bei Sattelzügen“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [8] Schlussnus, Florian, „Validierung und Verbesserung einer Verbrauchssimulation zur Bewertung von CO₂-Einsparpotentialen im Lkw“, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2011.
- [9]* Senger, Jörg, „Methode zur Erstellung kundenspezifischer Lkw-Fahrzyklen“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [10]* Sinning, Michael, „Auslegung und Installation eines Drehmomentmesssystems an einer Lkw-Gelenkwelle“, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.

-
- [11]* Dürrschmid, Thomas, „Auslegung und Konstruktion einer Kalibriervorrichtung für eine Drehmomentmessgelenkwelle eines Lkw“, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [12]* Höfer, Andreas, „Konzeption und Entwicklung eines Last Mile Vehicles: Vom Konzept zum Prototyp“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [13]* Türk, Daniel, „Vehicle concepts for urban freight transport scenarios in megacities“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [14]* Esl, Erhard, „Eine Methodik zur Entwicklung eines Last Mile Vehicles für asiatische Megacities“, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [15]* Hüttinger, Veronika, „Auslegung und Entwicklung einer Integrationsstruktur für ein Last Mile Vehicle in einen Lkw“, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [16]* Scholz, Simon, „Hybrid-Lkw: Modellierung und Potentialabsschätzung“, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [17]* Du, Yufu, „Verbesserung, Validierung und Benchmark einer Verbrauchssimulation für Lkw“, Masterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [18]* Schabert, Alexander, „Methode zur Datengenerierung für individuelle Lkw-Fahrzyklen“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [19] Olcay, Ertug, „Recherche und Systematisierung von verbrauchsreduzierenden Maßnahmen bei Lkw im Verteilerverkehr“, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [20]* Dong, Zilong, „Aufbau einer modularen Lkw-Verbrauchssimulation in Dyna4“, Masterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [21]* Sinning, Michael, „Analyse der Schleppkurven von Lang-Lkw“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [22]* Gruschka, Philipp, „Analyse der Sogwirkung von Lang-Lkw auf Zweiräder“, Bachelorarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [23] Rossmann, Simon, „Ermittlung von Fahrzeugzielgeschwindigkeiten für die Optimierung von Fahrzyklen“, Semesterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [24]* Wiedemann, Manuel, „Untersuchung zur Begrenzung der Zugkraft im Schaufelfüllvorgang in Abhängigkeit von der Position der Arbeitsausrüstung“, Masterarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.
- [25]* Birkmann, Christian, „Erstellung, Auslegung und Bewertung eines lastschaltbaren Zapfwellenkonzepts für Standardtraktoren“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2013.

- [26] Rossmann, Simon, „Smartphone-App zur Akquise von Steigungsinformationen für Fahrzyklen“, Diplomarbeit, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, Technische Universität München, Garching, 2014.

*für die Dissertation nicht relevante Veröffentlichungen

-

Anhang

Anhang A	Fahrzeuge	xxii
Anhang B	Messdaten	xxiii
Anhang C	Verbrauchssimulation	xxiv

Anhang A Fahrzeuge

Tabelle A.1 Ausstattung von Test- und Speditionsfahrzeug

	Testfahrzeug	Speditionsfahrzeug
Typ Sattelzugmaschine	MAN TGX 18.440 Euro V EEV EfficientLine	MAN TGX 18.440 Euro V EEV
Motor	D2060 Nennleistung 324 kW max. Drehmoment 2.100 Nm	D2060 Nennleistung 324 kW max. Drehmoment 2.100 Nm
Getriebe	ZF AS 2133 DD automatisiertes 12-Gang-Getriebe	ZF AS 2133 DD automatisiertes 12-Gang-Getriebe
Hinterachse	Hypoidachse Übersetzung $i=2,85$	Hypoidachse Übersetzung $i=2,74$
Masse	ca. 7.400 kg	ca. 7.600 kg
Reifen	Lenkachse: 315/70 R 22,5 Michelin X Energy SAVER-GREEN XF (Effizienzklasse C) Antriebsachse: 315/70 R 22,5 Michelin X Energy SAVER-GREEN XD (Effizienzklasse C)	Lenkachse: 355/55 R 22,5 Goodyear Marathon LTS II (Effizienzklasse C) Antriebsachse: 295/60 R 22,5 Goodyear Marathon LTD II (Effizienzklasse C)
Messsysteme	Inertialmesssystem OXTS RT3003, Kraftstoffverbrauchsmessgerät AIC 6004 Uniflow Master 700hp [112]	Im Rahmen der Dissertation entworfenen System bestehend aus FMS-Bluetooth-Adapter und Smartphone mit Datenakquise App
Typ Auflieger	Kögel Cargo SN-24	Krone Mega Liner mit Seitenverkleidung SDP 27 eLG4-PZ
Leermasse	ca. 6.200 kg	ca. 6.700 kg
Reifen	385/65 R 22,5 Continental HTR2 (Effizienzklasse C)	435/50 R 19,5 Goodyear Marathon LHT II (Effizienzklasse C)
Gesamtfahrzeug		
Luftwiderstands- beiwert	0,58 (gemessen, Kapitel 4.2)	0,53 (Annahme: gleich wie Testfahr- zeug, jedoch mit Seitenverkleidung)
Stirnfläche	10,3 m ²	10,3 m ²

Anhang B Messdaten

Tabelle B.1 Aufgezeichnete und berechnete Daten

Bezeichnung	Variable	Einheit	Datenquelle
Zeit	t	s	Smartphone
Breitengrad	lat	°	Smartphone GPS
Längengrad	lon	°	Smartphone GPS
Höhe	alt	°	Smartphone GPS
Umgebungsluftdruck	pressure	hPA	Smartphone
Geschwindigkeit	v	km/h	FMS
Kraftstoffdurchfluss	eng_flow	l/h	FMS
Motorlast	eng_load	–	FMS
Motordrehzahl	eng_speed	1/min	FMS
Bremspedalstatus	BR	binär	FMS
Tempomatstatus	CC	binär	FMS
Fahrzeugmasse	m	kg	berechnet, siehe Kapitel 5.4
Distanz	x	m	berechnet aus Geschwindigkeit und Zeit
Beschleunigung	a	m/s ²	berechnet aus Geschwindigkeit und Zeit
Barometrische Höhe	PA	m	berechnet, siehe Kapitel 5.2
Steigung	slope	–	berechnet, siehe Kapitel 5.2
Gang	gear	–	Berechnet aus Geschwindigkeit, Raddurchmesser und Übersetzungs-verhältnisse des Antriebsstrangs
Motordrehmoment	M_mot	Nm	berechnet aus Motorlast, Motordrehzahl und Drehmomentkennlinie des Motors
absoluter Kraftstoffverbrauch	fuel_C	l	Summation des Kraftstoffdurchflusses
Untermotorisierung	UM	–	berechnet, siehe Kapitel 5.3
Zielgeschwindigkeit	target_speed	km/h	berechnet, siehe Kapitel 5.3

Anhang C Verbrauchssimulation

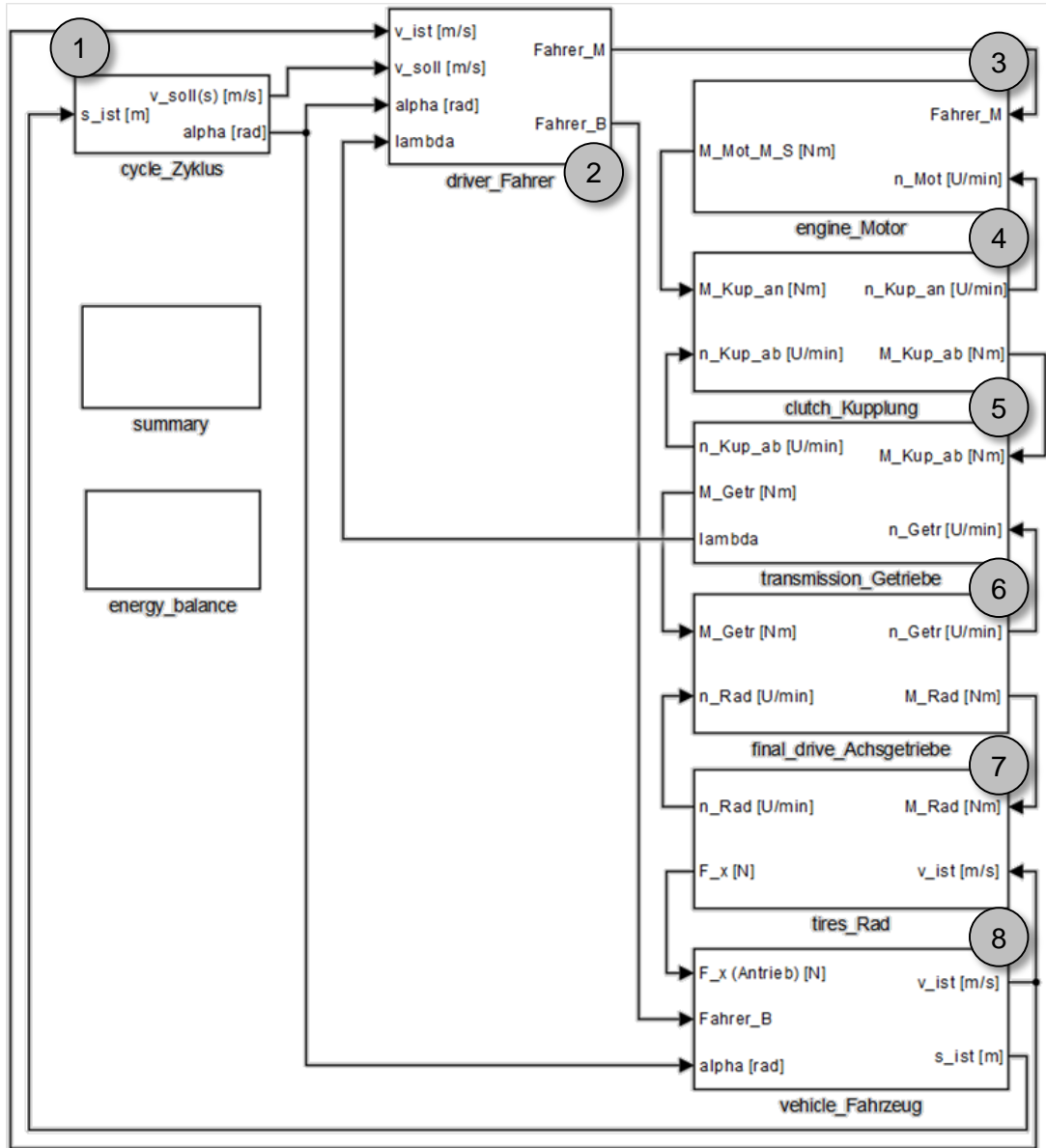


Abbildung C.1: Aufbau der Verbrauchssimulation in MATLAB-Simulink®