

FAT 300



Thermisches
Rollwiderstandsmodell für
Nutzfahrzeugreifen zur Prognose
fahrprofilspezifischer
Energieverbräuche



Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Das IGF-Vorhaben 18110 N der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Thermisches Rollwiderstandsmodell für Nutzfahrzeugreifen zur Prognose fahrprofilspezifischer Energieverbräuche

Forschungsstelle:

Universität Stuttgart

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen – IVK –

Bereichsleiter Fahrzeugtechnik und Fahrdynamik:

Dipl.-Math. Jens Neubeck

Gruppenleiter Fahrdynamikprojekte:

Dr.-Ing. Werner Krantz

Ordinarius Kraftfahrwesen:

Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Forschungsprojektes „Ganzheitliche Betrachtung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugen zur Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit des deutschen Güterfernverkehrsgewerbes“, beauftragt von der Forschungsvereinigung Automobiltechnik FAT und finanziert im Rahmen der Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung der AiF mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie.

Ein besonderer Dank gilt den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses, die durch ihre Fachkompetenz, ihr hohes Engagement und die bereitwillige Beistellung teils erheblicher Eigenleistungen zum Gelingen des Projektes und zu den Ergebnissen dieser Arbeit beigetragen haben.

Weiterhin danken die Autoren Herrn Dipl.-Ing. Konstantin Minch, der insbesondere im Zuge der Organisation sowie der messtechnischen Ausrüstung und Begleitung der umfangreichen Messkampagne mit Speditionen im realen Güterfernverkehr durch seinen unermüdlichen Einsatz die Basis für die Projektergebnisse gelegt hat.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort und Danksagung	I
Inhaltsverzeichnis.....	III
Abkürzungs- und Formelverzeichnis	V
Zusammenfassung.....	IX
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung.....	3
2 Stand der Technik	7
2.1 Empirische Rollwiderstandsmodelle	7
2.2 Viskoelastische Rollwiderstandsmodelle	8
2.3 Thermische Rollwiderstandsmodelle	9
3 Grundlagen.....	11
3.1 Bilanzierung der Fahrwiderstände.....	11
3.2 Rollwiderstand.....	13
3.3 Wärmeübertragung	17
3.3.1 Wärmeleitung.....	17
3.3.2 Konvektion	18
3.3.3 Wärmestrahlung.....	19
4 Fahrversuche.....	21
4.1 Messkonzept	21
4.2 Feldversuche im Güterfernverkehr	23
4.2.1 Messtechnische Ausrüstung.....	23
4.2.2 Auswertung.....	26
4.3 Rollwiderstandsmessung auf der Straße.....	32
4.3.1 Messtechnische Ausrüstung.....	34
4.3.2 Messprogramm und Ergebnisüberblick	35
5 Modellierung	39
5.1 Modellierungsansatz.....	39

5.2	Thermisches Reifenverhalten	41
5.2.1	Thermisches Reifenmodell	41
5.2.2	Parametrierung.....	46
5.2.3	Modellreduktion.....	47
5.2.4	Modellvalidierung.....	48
5.3	Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstandes.....	51
5.4	Rollwiderstandsmodell	53
5.5	Einbindung in die Entwicklungsumgebung.....	56
6	Ergebnisse.....	59
6.1	Energetische Bewertung konkreter Fahrprofile.....	59
6.2	Bewertung repräsentativer Fernverkehrsszenarien.....	64
6.3	Bewertung unterschiedlicher Reifen	67
6.4	Optimierung der Achslastverteilung.....	72
6.5	Optimale Positionierung der Nutzlast.....	79
7	Schlussfolgerung und Ausblick	83
	Literaturverzeichnis.....	85
	Anhang	89

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen "Otto von Guericke" e.V.
CAN	Controller Area Network (Bussystem)
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CPC	Conti Pressure Check™ (Reifendruckkontrollsystem)
D1	(erste) Antriebsachse / driving axle
EU	Europäische Union
FAT	Forschungsvereinigung Automobiltechnik
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
GPS	Global Positioning System
ISO	International Organization for Standardization
IVK	Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
LI	Load Index / Last Index, Reifentragfähigkeitsindex
MPD	Mean Profile Depth, mittlere Profiltiefe (Texturmaß)
Nfz	Nutzfahrzeug
Pkw	Personenkraftwagen
SD	Secure Digital (Speicherkartenformat)
S1	(erste) Lenkachse / steering axle
SI	Système international d'unités (Internationales Einheitensystem)
SZM	Sattelzugmaschine
T1, T2, T3	erste / zweite / dritte Trailerachse / trailer axle
VDA	Verband der Automobilindustrie e.V.

Formelverzeichnis

α	[rad]	Schräglaufwinkel
α_p	[-]	Exponent für Druckabhängigkeit
β_{FN}	[-]	Exponent für Radlastabhängigkeit
Δ		Differenz
ε	[-]	Emissionsgrad einer Oberfläche
λ	[-]	Längsschlupf
λ	[W/(m·K)]	Wärmeleitfähigkeit
σ	[W/(m ² ·K ⁴)]	Stefan-Boltzmann-Konstante
a	[-]	Koeffizienten der Ansatzfunktionen
A	[m ²]	Querschnittsfläche
A _{i,j}	[m ²]	Fläche zur Wärmeübertragung zwischen zwei Wärmekapazitäten
Ausg _{TRM}		Ausgänge des thermischen Reifenmodells
B _S , BS	[L/100 km]	Streckenverbrauch
C	[J/K]	Wärmekapazität
C _i	[J/K]	Wärmekapazitäten, „thermische Massen“
C _{Gas}	[J/K]	Wärmekapazität des Gases
C _{Gürtel}	[J/K]	Wärmekapazität des Gürtels
C _{Lauffläche}	[J/K]	Wärmekapazität der Lauffläche
C _{Schulter}	[J/K]	Wärmekapazität der Schulter

e_R	[m]	Hebelarm der rollenden Reibung
E_{ingTRM}		Eingänge des thermischen Reifenmodells
f_R	[-]	Rollwiderstandskoeffizient
f_{R28580}	[-]	Rollwiderstandskoeffizient nach ISO 28580
F_a	[N]	Beschleunigungswiderstand
F_{LW}	[N]	Luftwiderstand
F_N	[N]	Normalkraft
F_{N28580}	[N]	Normalkraft nach ISO 28580
F_R	[N]	Rollwiderstand
F_{R28580}	[N]	Rollwiderstand nach ISO 28580
F_S	[N]	Seitenkraft
F_{St}	[N]	Steigungswiderstand
F_W	[N]	Fahrwiderstand
F_{WR}	[N]	Radwiderstand
F_{WRF}	[N]	Federungswiderstand
F_{WRK}	[N]	Kurvenwiderstand
F_{WRL}	[N]	Lagerwiderstand
F_{WRS}	[N]	Schwallwiderstand
F_{WRV}	[N]	Vorpurspurwiderstand
F_Z	[N]	Zugkraft
h	[W/(m ² ·K)]	Wärmeübergangskoeffizient
$h_{i,j}$	[W/(m ² ·K)]	Wärmeübergangskoeffizient zwischen zwei Wärmekapazitäten
L	[m]	charakteristische Länge
M_y	[N·m]	Brems- oder Antriebsmoment
M_R	[N·m]	Rückstellmoment
Nu	[-]	Nußelt-Zahl
p	[Pa]	Reifenfülldruck
p_{28580}	[Pa]	Reifenfülldruck nach ISO 28580
P_a	[W]	Beschleunigungsverlustleistung
P_e	[W]	effektive Motorleistung
P_{LW}	[W]	Luftwiderstandsverlustleistung
P_R	[W]	Rollwiderstandsleistung, Rollwiderstandsverlustleistung
P_S	[W]	Schlupfleistung, Schlupfverlustleistung
$P_{S_{längs}}$	[W]	Längsschlupfleistung
$P_{S_{quer}}$	[W]	Querschlupfleistung
P_{St}	[W]	Steigungsverlustleistung
P_{VT}	[W]	Triebstrangverlustleistung
Q	[J]	Wärme, Energie in Form von Wärme
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
\dot{Q}_{Fb}	[W]	Wärmestrom von/zur Fahrbahn
$\dot{Q}_{i,j}$	[W]	Wärmestrom zwischen zwei Wärmekapazitäten
\dot{Q}_R	[W]	Wärmestrom aus Rollwiderstand
$\dot{Q}_{S_{längs}}$	[W]	Wärmestrom aus Längsschlupf
$\dot{Q}_{S_{quer}}$	[W]	Wärmestrom aus Querschlupf
\dot{Q}_{Umg}	[W]	Wärmestrom von/zur Umgebung
res		Residuum
r'_{dyn}	[m]	dynamischer Radhalbmesser, Abstand zwischen Radmitte und Fahrbahn beim rollenden Rad
T	[K]	Temperatur

T_{Fb}	[K]	Fahrbahntemperatur
T_{Gas}	[K]	Gastemperatur
$T_{Gürtel}$	[K]	Gürteltemperatur
T_i	[K]	(thermische) Reifenzustände, Reifentemperaturen
$T_{i_{Feldversuch}}$	[K]	Reifentemperaturen gemessen im Feldversuch
$T_{i_{Rowi_Messung}}$	[K]	Reifentemperaturen gemessen im Zuge der Rollwiderstandsmessungen
$T_{Lauffläche}$	[K]	Laufflächentemperatur
$T_{Schulter}$	[K]	Schultertemperatur
T_{Umg}	[K]	Umgebungstemperatur
T_W	[K]	Wand-/Oberflächentemperatur
v_F	[m/s]	Fahrgeschwindigkeit
v_{th}	[m/s]	theoretische Geschwindigkeit
v_x	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in Längsrichtung
v_y	[m/s]	Geschwindigkeitskomponente in Querrichtung

Physikalische Größen werden im Internationalen Einheitensystem SI eingeführt. Zum besseren Textverständnis werden teilweise auch die im jeweiligen Kontext gebräuchlichen Einheiten benutzt, z. B. bar, t oder °C.

Zusammenfassung

Im Zuge der allgegenwärtigen Diskussionen um Verbrauchs- und Emissionsreduzierungen im Verkehrssektor gerät auch der Rollwiderstand von Nutzfahrzeugreifen zunehmend in den Fokus. Der Rollwiderstand ist auch und insbesondere beim Nutzfahrzeug der in vielen Fahrsituationen dominierende Fahrwiderstand. Er verursacht einen maßgeblichen Anteil am Gesamtverbrauch und den entsprechenden Emissionen. Dennoch wird er in vielen energetischen Betrachtungen bisher nur stark vereinfacht als eine von der Radlast und einer konstanten Reifenmaterialeigenschaft abhängige Größe berücksichtigt. Tatsächlich ist der Rollwiderstand aber vom komplexen viskoelastischen Materialverhalten des Reifens geprägt und ist damit insbesondere auch eine vom thermischen Betriebszustand des Reifens abhängige Größe. Er ändert sich im Betrieb fortwährend in Abhängigkeit der momentanen Betriebs- und Umgebungsbedingungen.

Die vorliegende Arbeit stellt ein thermisches Nutzfahrzeugreifenmodell zur Prognose realer transienter Rollwiderstandsverläufe vor. Auf Basis realer Fahrzeugversuche und Rollwiderstandsmessungen auf der Straße wurde ein teilempirischer Modellansatz entwickelt, der eine realistische Prognose des thermischen Reifenzustandes ermöglicht. In einem großangelegten Feldversuch im realen Güterfernverkehr wurde eine repräsentative Datenbasis der auftretenden Betriebs- und Umgebungsbedingungen und der daraus resultierenden Reifentemperaturverläufe geschaffen und ausgewertet. Parallel dazu wurden mit einem Spezialmessfahrzeug Rollwiderstandsmessungen auf realen Fahrbahnen durchgeführt. Es wurde das transiente Rollwiderstandsverhalten und das transiente Temperaturverhalten des Reifens in Abhängigkeit exemplarischer Betriebs- und Umgebungsbedingungen erfasst.

Das Rollwiderstandsmodell besteht aus zwei Modulen, einem thermischen Reifenmodell und einem Temperatur-Rollwiderstandsmodell. Das thermische Reifenmodell berechnet transiente Reifentemperaturen. Diese Reifentemperaturen sind dynamische Zustandsgrößen, die das thermische Reifenverhalten in Abhängigkeit der Betriebs- und Umgebungsbedingungen beschreiben. Das Temperatur-Rollwiderstandsmodell berechnet dann den Rollwiderstand, der mit dem thermischen Reifenzustand korreliert. Beide Module interagieren miteinander. Das validierte transiente thermische Rollwiderstandsmodell wurde in ein Nutzfahrzeugreifenmodell eingebunden und in eine vorhandene Gesamtfahrzeugentwicklungsumgebung integriert. Damit steht ein mächtiges Entwicklungswerkzeug für die Identifikation und Quantifizierung von rollwiderstandsrelevanten Einflussgrößen zur Verfügung.

Auf Basis der im Feldversuch ermittelten Fahr- und Beladungsprofile wurden Untersuchungen zum Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand durchgeführt. In Abhängigkeit der Betriebs- und Umgebungsbedingungen wurden dynamische Rollwiderstandsverläufe prognostiziert und einer detaillierten energetischen Bewertung zugeführt. Durch Anwendung des in die Gesamtfahrzeug-simulationsumgebung integrierten thermischen Rollwiderstandsmodells wurden u. A. repräsentative speditonsspezifische Beladungs- und Fahrprofile bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen ausgewertet oder der Einfluss unterschiedlicher Bereifung auf den realen Streckenverbrauch diskutiert.

Weiterhin wurden ausgewählte Ergebnisse aus vorherigen Projekten ([17]) unter dem Aspekt des Temperatureinflusses auf den Rollwiderstand neu beleuchtet. Die Projektergebnisse zeigen, dass diese früheren Ergebnisse auch unter dem Aspekt des Temperatureinflusses ihre Gültigkeit

behalten, und dass die theoretischen, anhand stationärer Betriebspunkte bestimmten energetischen Einsparpotenziale auch im realen Speditionsbetrieb zu Rollwiderstandsminderung und damit zur Verbrauchsminderung führen.

Insbesondere zeigen die Projektergebnisse die sehr große Abhängigkeit des Rollwiderstands von der Umgebungstemperatur. Die Berücksichtigung realer Betriebs- und Umgebungsbedingungen auf den thermischen Reifenzustand und die transienten Rollwiderstandsverläufe erhöht die Prognosequalität energetischer Bewertungen beträchtlich und erklärt untersuchungsspezifische Mehrverbräuche von 20% und mehr gegenüber den gewählten Referenzszenarien.

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Reduzierung der klimaschädlichen Treibhausgasemissionen stellt in der heutigen Welt eine der großen Herausforderungen dar, [33]. Mit der als Kyoto-Protokoll bekannten Vereinbarung haben die Vereinten Nationen erstmals völkerrechtlich verbindliche Zielwerte für die Reduzierung von Treibhausgas festgelegt, [35]. Diese Klimaschutzziele wurden in der Europäischen Union und in über 190 weiteren Staaten ratifiziert. Auch wenn sich eine von der gesamten Völkergemeinschaft getragene Fest- und Fortschreibung dieser Ziele mitunter als schwierig erweist, definiert die Politik teils ambitionierte Ziele zur Reduzierung der Treibhausgasemissionen. So hat die Europäische Energie- und Klimapolitik als Ziel für das Jahr 2030 eine Reduktion von Treibhausgasemissionen um 40 % gegenüber 1990 vorgegeben, [9].

Ein Treibhausgas ist Kohlendioxid (CO_2), das u. A. bei der Verbrennung fossiler Brennstoffe entsteht. Die globalen anthropogenen CO_2 -Emissionen werden auf 30 Milliarden Tonnen pro Jahr geschätzt. Der Anteil, der durch den Verkehr erzeugt wird, beträgt dabei rund 18 %. Hiervon tragen Nutzfahrzeuge mit 6 % und Personenkraftwagen mit 5 % in Summe den größten Anteil bei, [36]. Andere Quellen gehen von einem Anteil von 18 % allein für die von Straßenverkehr verursachte CO_2 -Emission aus. Danach würden 4 % der globalen anthropogenen CO_2 -Emissionen auf den Reifenrollwiderstand entfallen, [23].

Nachdem in den vergangenen Jahren in allen wesentlichen Weltwirtschaftsräumen langfristige CO_2 -Einsparziele für Pkw - meistens in Form von Flottengrenzwerten - gesetzlich festgelegt wurden, führen die Gesetzgeber nun diese Diskussionen auch bei Nutzfahrzeugen, [39]. Beim Pkw und beim leichten Nutzfahrzeug sind die Emissionsgrenzen am Gesamtfahrzeug fahrstreckenbezogen auf Rollenprüfständen nachzuweisen. Beim schweren Nutzfahrzeug erfolgt bisher nur eine Emissionsprüfung des verbauten Motors anhand einer Motorprüfstandsmessung und bezogen auf die abgegebene Arbeit, [5, 6].

In 2014 hat die Europäische Kommission ein Strategiepapier zur Minderung der CO_2 -Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen vorgestellt. Im Mittelpunkt stehen Maßnahmen zur Zertifizierung und Überwachung von CO_2 -Emissionen, [7, 8]. Zur Erhöhung der Transparenz über den Kraftstoffverbrauch wird eine Simulationsumgebung VECTO (Vehicle Energy Consumption Calculation Tool) entwickelt, mit der realitätsnah und zertifizierungsfähig die CO_2 -Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen bestimmt werden sollen, [22, 39].

Ohne Zweifel war insbesondere die deutsche Nutzfahrzeugindustrie im Hinblick auf die Reduzierung der Abgasemissionen und im Hinblick auf die Verbesserung der Transporteffizienz in den letzten Jahrzehnten sehr erfolgreich. Allein im Zeitraum 1995 bis 2010 hat sich in Deutschland die Höhe des CO_2 -Ausstoßes bezogen auf das Transportvolumen auf der Straße um rund 30 % verringert, [34]. Dennoch besteht weiterhin die Notwendigkeit für Verbesserungen der Energieeffizienz von Nutzfahrzeugen, insbesondere vor dem Hintergrund eines stetig zunehmenden Frachtaufkommens.

Abbildung 1.1 zeigt den aktuellen Trend sowie die prognostizierte Entwicklung des Güterverkehrs in Deutschland und in der Europäischen Union, [37]. Gegenwärtig beträgt der

Marktanteil des gewerblichen Güterkraftverkehrs am gesamten Güterverkehr sowohl in Deutschland als auch in der Europäischen Union über 70 %. Prognostiziert wird eine weitere Zunahme des Güterverkehrs auf der Straße, sowohl hinsichtlich des Transportvolumens als auch des Anteils am gesamten Frachtaufkommen. Es wird erwartet, dass der transportbezogene globale Energiebedarf bis zum Jahr 2030 um 20 % zunehmen wird (bezogen auf das Jahr 2004), [29].

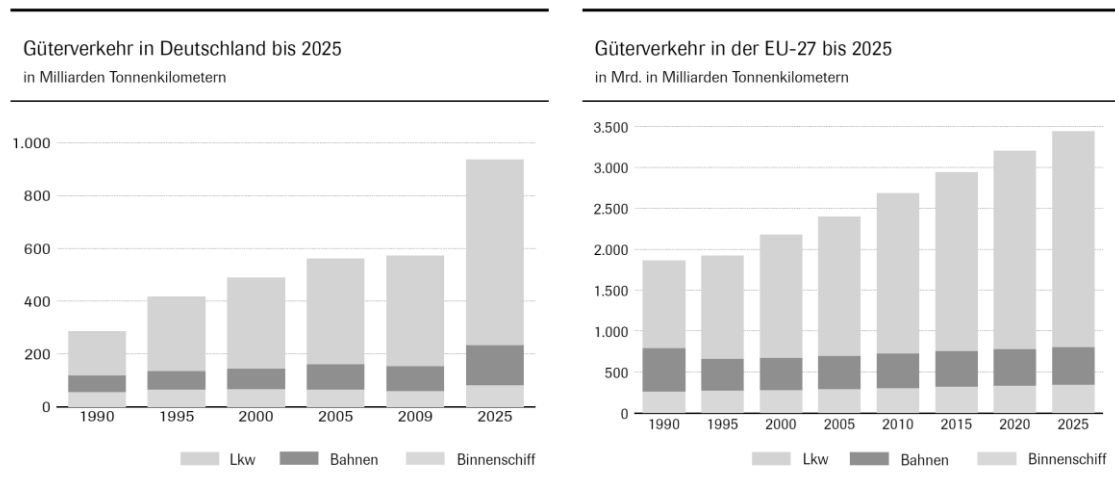


Abbildung 1.1: Aktueller Trend sowie prognostizierte Entwicklung des Güterverkehrs in Deutschland und in der Europäischen Union, [37]

Schwere Nutzfahrzeuge der aktuellen Generation verbrauchen im europäischen Fernverkehr etwa 32 L Dieselkraftstoff pro 100 km, [38]. Dies hängt in erheblichem Maße von der Nutzlast, der Fahrzeugkonfiguration, der Motorisierung und den Betriebsbedingungen ab. Generell gesprochen, hängen der Kraftstoffbedarf und damit die CO₂-Emissionen vom spezifischen Kraftstoffverbrauch des Motors, internen Verlusten, etwa in der Kraftübertragung oder durch Nebenaggregate sowie von den Fahrwiderständen ab.

Abbildung 1.2 zeigt für ein repräsentatives Fernverkehrs-Szenario eine detaillierte Aufschlüsselung der einzelnen Verlustanteile, ausgehend vom Energiegehalt des eingesetzten Dieselkraftstoffs, [13, 25]. In diesem exemplarischen Fall beträgt der Wirkungsgrad des Dieselmotors rund 44 %, was bedeutet, dass 44 % der durch den Kraftstoff zur Verfügung gestellten Energie in mechanische Energie an der Kurbelwelle umgewandelt werden. Der Rest geht durch innermotorische Verluste verloren, zum größten Teil in Form von Wärme.

An den angetriebenen Achsen stehen aufgrund von Verlusten im Motor, in Nebenaggregaten und in der Kraftübertragung nur etwa 40 % des Energiegehalts des Dieselkraftstoffs zur Überwindung der Fahrwiderstände zur Verfügung. Dies sind in erster Linie der Rollwiderstand sowie der Luftwiderstand des Fahrzeugs. Weitere Energieanteile sind zum Beschleunigen sowie zum Befahren von Steigungen erforderlich. Dabei wird der kinetische bzw. potentielle Energiegehalt des Fahrzeugs erhöht. Die entsprechenden Energieanteile können beim Verzögern oder bei Bergabfahrt zum Teil wieder für den Vortrieb genutzt werden, zum Teil werden sie in Motor- und Betriebsbremse dissipiert. In **Abbildung 1.2** werden die dissipierten Energieanteile aus Beschleunigungswiderstand und Steigungswiderstand daher als Bremsenergie sichtbar.

In dem dargestellten repräsentativen Szenario werden etwa 16 % des Energiegehalts des Dieselkraftstoffs zur Überwindung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands aufgewandt. Dies entspricht

bei der beispielhaft gewählten Fahrstrecke einem Anteil von rund 39 % des gesamten Fahrwiderstands. Umgerechnet bedeutet dies, dass sich in einem typischen Fernverkehrs-Szenario aufgrund des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands ein CO₂-Ausstoß von etwa 12 kg CO₂ pro 100 km ergibt. Der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand beeinflusst direkt den Kraftstoffverbrauch und damit die CO₂-Emissionen. Auch kleine Verbesserungen bei Fahrzeug und Reifen summieren sich zu CO₂-Einsparungen auf.

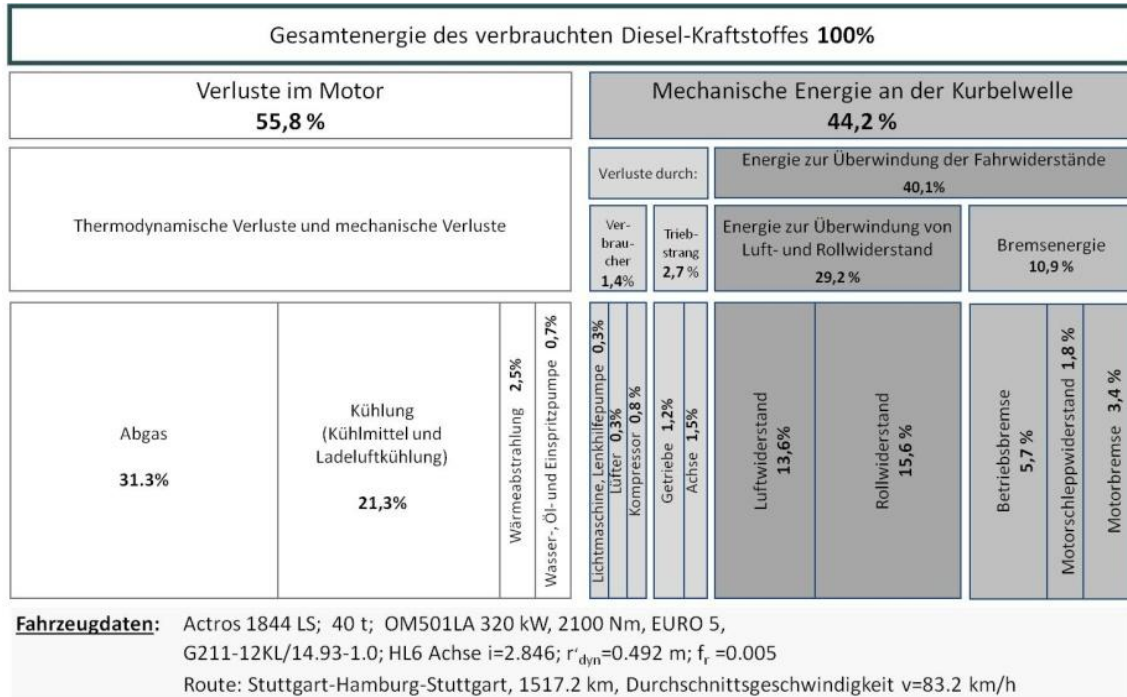


Abbildung 1.2: Aufschlüsselung der Energie- und Verlustanteile, ausgehend vom Energiegehalt des eingesetzten Dieseldieselkraftstoffes, für ein typisches Fernverkehrs-Szenario, nach [13, 25]

Für Konstantfahrt bei 85 km/h in der Ebene ergeben sich für einen vollbeladenen 40t-Sattelzug etwa 20 % zur Überwindung des Rollwiderstandes und etwa 18 % zur Überwindung des Luftwiderstandes, jeweils bezogen auf den Energiegehalt im Kraftstoff, [2, 16].

Heutige rollwiderstandsoptimierte Reifen weisen zum Vorgängermodell oder Benchmark einen um ca. 10 % verringerten Rollwiderstand auf. Bezogen auf das realistische Szenario aus **Abbildung 1.2** ergibt sich eine direkte CO₂-Einsparung von ca. 1,6 % durch den verbesserten Rollwiderstand zzgl. einer ähnlichen Größenordnung, die zusätzlich innermotorisch eingespart werden kann, wenn entsprechend weniger Fahrwiderstand zu überwinden ist.

1.2 Zielsetzung

Energetische Berechnungen, wie sie z. B. **Abbildung 1.2** und ähnlichen Ansätzen zugrunde liegen, berücksichtigen oft bereits die realen oder realistischen Strecken-, Geschwindigkeits- und Höhenprofile der exemplarischen oder repräsentativen Routen und berücksichtigen teilweise neben den äußeren Fahrwiderständen auch alle wesentlichen internen Verlustleistungen durch Antriebsstrang, Nebenverbraucher etc. Auf der anderen Seite werden aber hinsichtlich der

äußeren Fahrwiderstände vereinfachende Annahmen getroffen, die einen teils erheblichen Einfluss auf die Aussagequalität haben können. Hier sind insbesondere der aerodynamische Einfluss bei Schräganströmung, sämtliche instationären aerodynamischen Effekte sowie die Abhängigkeiten des Rollwiderstands von den Betriebs- und Umgebungsbedingungen zu nennen. Letzteres soll in der vorliegenden wissenschaftlichen Arbeit adressiert werden.

Bisher werden für energetische Betrachtungen – mangels verlässlicher Daten – konstante Rollwiderstandsbeiwerte aus Prüfstandsversuchen herangezogen. Es ist prinzipiell bekannt, dass der Rollwiderstand abhängig von den Betriebs- und Umgebungsbedingungen teilweise stark beeinflusst wird und unter realen Bedingungen deutlich höhere Rollwiderstandskräfte auftreten können als unter Prüfstandsbedingungen.

Abbildung 1.3 zeigt exemplarisch die Rollwiderstandsabnahme, die mit der Erwärmung eines Nutzfahrzeugreifens einhergeht, gemessen mit einem speziellen – am FKFS entwickelten und gebauten – Nutzfahrzeugreifen-Messfahrzeug unter konstanten Betriebspunkten bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h und unter weitgehend konstanten äußeren Bedingungen. Die Zeitachse repräsentiert einen Zeitraum von insgesamt etwa zwei Stunden, in dem neun aufeinanderfolgende Messungen durchgeführt wurden.

Der Rollwiderstand hängt eng mit dem viskoelastischen Verhalten des Reifengummis zusammen. Die Verformung des Reifens beim Abrollen (Walken) sorgt für einen Wärmeeintrag in den Reifen. Der Reifen ist ein komplexes thermisches System, bei dem das Aufwärm- und Abkühlverhalten und auch der thermische Gleichgewichtszustand von vielen Faktoren beeinflusst werden. Da sich mit den Temperaturen aber auch die viskoelastischen Eigenschaften des Reifens ändern, ändert sich auch der Rollwiderstand abhängig von den Temperaturen.

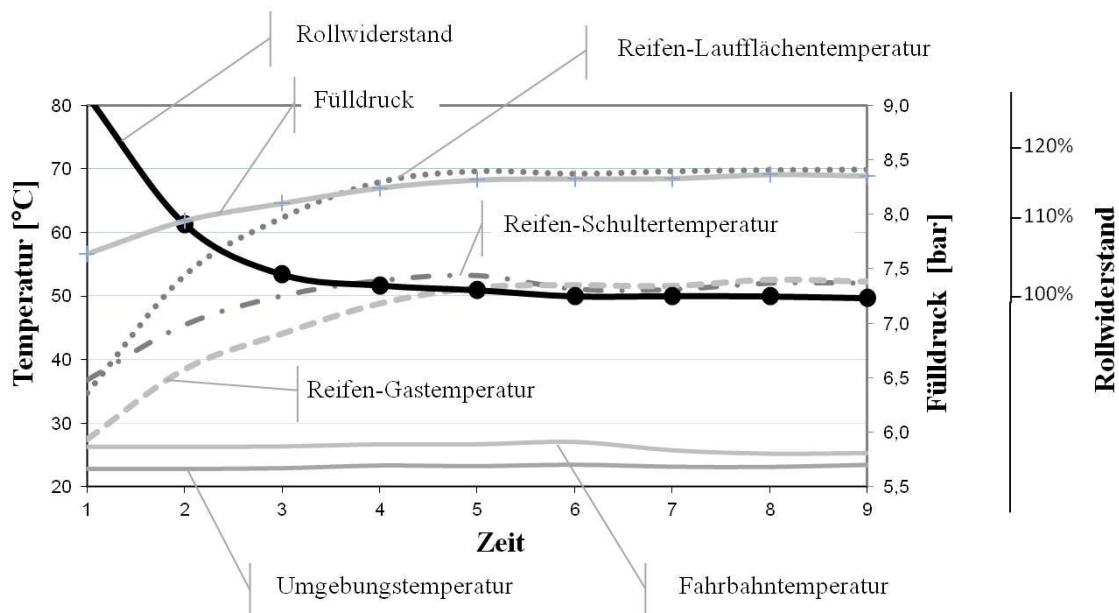


Abbildung 1.3: Aufwärmverhalten eines Nutzfahrzeugreifens: zeitliche Entwicklung von Temperatur, Druck und Rollwiderstand bei neunfacher Durchfahung eines Rundkurses in einem Zeitraum von ca. zwei Stunden, [26]

Selbst im Fernverkehr sind heute verkehrsbedingt längere konstante Geschwindigkeitsanteile selten. Berücksichtigt man noch die vorgeschriebenen regelmäßigen Pausen der Fahrer, wird

schnell deutlich, dass sich der im Realbetrieb wirksame Rollwiderstand im Mittel vermutlich deutlich oberhalb eines zum thermischen Gleichgewicht gehörenden Idealzustands befindet. Im Realbetrieb ändert sich der Fahrzustand (u. A. Fahrgeschwindigkeit, Antriebs- und Bremsschlupf, Schräglaufwinkel) fortwährend. Auch die Witterungs-, Umgebungs- und Straßenbedingungen (Temperaturen, Wind, Niederschlag, Straßenoberflächeneigenschaften, direkte Sonneneinstrahlung auf die Reifen etc.) haben einen Einfluss auf den Rollwiderstand.

Der Rollwiderstand ist eine sich in Abhängigkeit von den momentanen Betriebs- und Umgebungsbedingungen fortwährend dynamisch ändernde Reifeneigenschaft, die maßgeblich vom momentanen thermischen Zustand des Reifens geprägt ist. Wie sich einzelne Einflussgrößen prinzipiell auf den Rollwiderstand auswirken, ist weitgehend bekannt, siehe **Kap. 3.2**. Im Vergleich zum Pkw-Reifen sind die konkreten Zusammenhänge bezogen auf den Nutzfahrzeugreifen bisher wenig erforscht, siehe **Kap. 2**. Insbesondere ist kaum bekannt, wie sich Nutzfahrzeugreifen in Abhängigkeit realer Betriebs- und Umgebungsbedingungen thermisch verhalten. Auch gibt es nur wenige verlässlichen Aussagen, wie sich der Rollwiderstand in Abhängigkeit der Reifen-, Strecken- und Umgebungstemperaturen dynamisch ändert.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist unter anderem ein thermisches Nutzfahrzeugreifenmodell zur Prognose realer transients Rollwiderstandsverläufe. Hierbei werden nicht primär die exakten physikalischen und viskoelastischen Zusammenhänge im Reifen und die Reibungs-, Deformations- und Schlupfvorgänge in der Reifen-Fahrbahnkontaktfläche modelliert. Vielmehr wird auf Basis realer Fahrzeugversuche und Rollwiderstandsmessungen auf der Straße ein teilempirischer Modellansatz entwickelt, der eine realistische Prognose des thermischen Reifenzustandes erlaubt.

Hierzu wird in einen groß angelegten Feldversuch im realen Güterfernverkehr eine möglichst repräsentative Datenbasis der auftretenden Betriebs- und Umgebungsbedingungen und der daraus resultierenden Reifentemperaturverläufe geschaffen. Dazu werden in mehreren Transportunternehmen Zugfahrzeuge und Sattelaufleger messtechnisch ausgerüstet, die dann im typischen Güterkraftverkehrsalltag auf unterschiedlichen Strecken innerhalb Deutschlands und zu unterschiedlichen Jahreszeiten im Fernverkehr eingesetzt werden und sämtliche relevanten Informationen sammeln.

Parallel dazu werden Rollwiderstandsmessungen auf echten Fahrbahnen des öffentlichen Straßennetzes durchgeführt. Ziel ist es, eine Datenbasis zu generieren, die den Reifenrollwiderstand unter Berücksichtigung der Vielfalt von Betriebs- und Umgebungsbedingungen situationsbezogen und praxisnah dokumentiert. Dabei interessiert neben stationären Zuständen im thermischen Gleichgewicht unter definierten Betriebsbedingungen insbesondere auch das transiente Rollwiderstandsverhalten der Reifen in Aufwärm- und Abkühlphasen sowohl bei konstanten als auch bei wechselnden Umgebungsbedingungen.

Das entwickelte thermische Nutzfahrzeugreifenmodell wird in eine vorhandene Gesamtfahrzeugentwicklungsumgebung integriert, um aus gegebenen Fahr- und Streckenprofilen sowie Beladungssituationen realistische Rollwiderstände zu prognostizieren.

Die Arbeit soll einen wissenschaftlichen Beitrag leisten, um Gesamtfahrzeugentwicklungs- und Zertifizierungsumgebungen zu verbessern, die basierend auf repräsentativen oder individuellen Fahr- und Streckenprofilen, Beladungsszenarien etc. realistischere und detailliertere energetische Berechnungen ermöglichen.

Insbesondere bei Nutzfahrzeugen können die Betriebsbedingungen und Nutzungsspektren der Reifen stark unterschiedlich sein.

Die Arbeit soll einen Beitrag leisten, um einfache Verbrauchsprognosewerkzeuge zu entwickeln, die speditionsspezifische Betriebsbedingungen und repräsentative Fahrtkollektive berücksichtigen. So könnte z. B. ein Spediteur für einen konkreten Fernverkehrszug mit einem definierten Nutzungsspektrum Reifen auswählen, die für die aus Prognosen oder Erfahrungen abgeleiteten Betriebs- und Umgebungsbedingungen den niedrigsten integralen Rollwiderstand im Realbetrieb offenbaren. Ebenso könnten Entscheidungen zum Kauf oder Einsatz bestimmter Fahrzeugkonfigurationen (z. B. Lift- oder Nachlaufenkachsen) anhand spezifischer Betriebsbedingungen unterstützt werden. Auch speditionsspezifische oder dispositionsunterstützende Algorithmen z. B. zur optimalen Beladungspositionierung könnten weiterentwickelt werden.

Neben dem direkten betriebswirtschaftlichen Nutzen für den einzelnen Spediteur eröffnet sich – multipliziert mit dem heutigen bzw. prognostizierten Verkehrsaufkommen – auch in ökologischer Hinsicht ein großes Potenzial, siehe **Abbildung 1.1**.

2 Stand der Technik

Reifenmodelle spielen als kraftübertragendes Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn in der Simulation des Gesamtfahrzeugverhaltens eine entscheidende Rolle und bestimmen oft maßgeblich die Ergebnisqualität. Je nach Anwendung und Modellierungsansatz unterscheiden sich Reifenmodelle teils erheblich hinsichtlich Komplexität, Detaillierungsgrad, Abbildungsgüte, Parametrierungsaufwand und Rechenzeit.

Bekannte Ansätze zur Modellierung des Rollwiderstands und dessen Abhängigkeit von Betriebs- und Umgebungsbedingungen lassen sich grob unterteilen in empirische, viskoelastische und thermische Rollwiderstandsmodelle.

Ein detaillierter Überblick über den Stand der Technik empirischer, viskoelastischer und thermischer Rollwiderstandsmodelle findet sich in [28].

2.1 Empirische Rollwiderstandsmodelle

Empirische Modelle bilden experimentelle Analysen oder Erfahrungen über mathematische Funktionen ab. Dabei steht die Beschreibung der gefundenen Phänomene im Vordergrund. Die ursächlichen physikalischen Zusammenhänge werden nicht abgebildet.

Nach der üblichen Lehrbuchmeinung [12, 40] ist der Rollwiderstand eines Reifens zunächst proportional zur wirkenden Normalkraft. Dieser Grundzusammenhang wird bei genauerer Betrachtung erweitert um die Einflüsse von Radlast, Reifendruck, Fahrgeschwindigkeit und Temperaturen, siehe **Kap. 3.2**.

In der SAE Norm J1269 [31] zur Bestimmung des Rollwiderstandes findet sich ein über Reifenmessungen im thermischen Gleichgewicht zu parametrierender Ansatz, der auch eine Abhängigkeit von Radlast und Fülldruck vorsieht. In der SAE Norm J2452 [32] zur Auswertung von Ausrollmessungen wird der Ansatz um den Einfluss der Fahrgeschwindigkeit erweitert. Der Geschwindigkeitseinfluss wird als quadratisches Polynom berücksichtigt. Der Rollwiderstand ergibt sich als Produkt dieses Polynoms und mit zwei Exponentialfunktionen, die Fülldruck und Radlast zur Basis haben. Auch in [24] werden Exponentialfunktionen zur Berücksichtigung des Radlast- und Fülldruckeinflusses auf den Rollwiderstand im thermischen Gleichgewicht vorgeschlagen. So kann ein unter Normbedingungen [15] gemessener Rollwiderstand auf andere Betriebspunkte umgerechnet werden.

Die ISO 28580 [15] beschreibt die Rollwiderstandsmessprozedur im thermischen Gleichgewicht für genau einen Betriebspunkt, die u. A. für die Kennzeichnung der Reifen hinsichtlich Kraftstoffeffizienz im Rahmen des EU-Reifenlabeling angewendet wird. Die Norm erlaubt Prüfumgebungstemperaturen von 20-30 °C. Die Ergebnisse sind auf die Zieltemperatur von 25 °C umzurechnen. Für Pkw-Reifen ist der Rollwiderstand pro Kelvin Erhöhung um 0,8 %, für Reifen schwerere Nfz um 0,6 % zu reduzieren, bezogen auf den gemessenen Rollwiderstand im thermischen Gleichgewicht bei der tatsächlichen Prüfumgebungstemperatur.

Allen empirischen Ansätzen ist gemein, dass sie je nach Ansatz und Komplexität auf eine Vielzahl von Rollwiderstandsmessungen angewiesen sind. Die gewählten mathematischen Ansatzfunktionen haben freie Parameter, die – von Ausnahmen abgesehen – keinen physikalisch motivierten Hintergrund haben. Um unzulässige Extrapolationen zu vermeiden, müssen die zugrundeliegenden Messungen den notwendigen Parameterraum abdecken.

Empirische Rollwiderstandsmodelle sind prinzipiell geeignet, den Einfluss von Radlast, Fahrgeschwindigkeit, Fülldruck und Umgebungstemperatur auf den Rollwiderstand qualitativ abzubilden. Da empirische Modelle auf Messungen basieren, die in der Regel Betriebspunkte des Reifens im thermischen Gleichgewicht repräsentieren, sind sie auch nur für diese Betriebspunkte valide. Eine Rollwiderstandsprognose von „kalten“ oder sich in der Phase der Erwärmung und Abkühlung befindlichen Reifen kann nicht erfolgen.

Das thermische Verhalten des Reifens ist eine sich fortwährend ändernde Größe. Das dynamische thermische Verhalten ist von den Anfangszuständen und den sich aus dem Betrieb ergebenden Energieein- und –austrägen abhängig. Es erscheint nicht sinnvoll, das thermische Reifenverhalten und dessen Einfluss auf den Rollwiderstand über rein empirische Modelle abzubilden.

2.2 Viskoelastische Rollwiderstandsmodelle

Viskoelastische Rollwiderstandsmodelle sind den physikalischen Modellen zuzuordnen. Dabei werden Kenntnisse über die innere Struktur und über die für die zu beschreibende Eigenschaft ursächlichen physikalischen Zusammenhänge genutzt. Die mathematische Beschreibung basiert auf den physikalischen Gesetzmäßigkeiten.

Der Rollwiderstand hängt von den viskoelastischen Eigenschaften des Reifens ab. Viskoelastizität bezeichnet ein teilweise elastisches und teilweise plastisches Materialverhalten. Beim Abrollen auf der Fahrbahn unter Last verformt sich der Reifen. Viskoelastische Modelle versuchen, die Verformungen, Dehnungen und Spannungen beim Abrollen zu beschreiben.

Die Finite Elemente Methode (FEM) ist eine etablierte Technologie zur numerischen Berechnung physikalischer Vorgänge in deformierbaren Körpern. Entsprechend finden sich in der Literatur viele Arbeiten, die sich – ohne Fokus auf den Rollwiderstand – mit der Berechnung von Spannungen, Biegungen und Verformungen im Reifen und dem Reifen-Fahrbahn-Kontakt beschäftigen. Einige Arbeiten nutzen detaillierte FEM Modelle auch zur Prädiktion des Rollwiderstandes. Über ein Materialmodell der reinen Gummieigenschaften und eine inkrementelle Berechnung der lokalen Verformungen werden die Hystereseverluste bestimmt. FEM-Modelle erfordern detailliertes Wissen über die genauen Materialeigenschaften, den konstruktiven Aufbau und die Reifengeometrie. Die Parametrierung der Modelle ist aufwendig und erfolgt oft auf Basis von Materialproben.

Auch Walkwiderstandsmodelle sind bekannt, die die viskoelastischen Reifeneigenschaften über Verschaltung von Feder-, Dämpfer- und Reibelementen beschreiben und meist über Versuche am Reifenprüfstand parametrisiert werden können.

Viskoelastische Rollwiderstandsmodelle beschreiben die Hystereseverluste der (teils faserverstärkten) Gummimaterialien anhand der hinterlegten Materialeigenschaften. Sind die Materialeigenschaften konstant, so wird der Rollwiderstand für den thermischen Zustand berechnet, auf

den die Materialdaten bezogen sind. Sind temperaturabhängige Materialeigenschaften hinterlegt, so muss das viskoelastische Modell mit einem thermischen Modell gekoppelt werden, siehe **Kap. 2.3**. In diesem Zusammenhang wird gelegentlich auch von thermo-viskoelastische Modellen gesprochen.

Der im Rahmen dieser Arbeit vorgestellte Ansatz zur Modellierung des thermischen Reifenverhaltens zur Prädiktion von transienten Rollwiderstandsverläufen umgeht die explizite Berechnung der Reifendeformationen beim Abrollen und benötigt somit nur die grundlegenden vertikaldynamischen Reifeneigenschaften zur Reifeneinfederung und Kontaktpunktberechnung.

2.3 Thermische Rollwiderstandsmodelle

Thermische Reifenmodelle werden den physikalischen Modellansätzen zugeordnet. Dabei wird der Reifen in diskrete Bereiche unterteilt. Jedem Bereich wird eine Wärmekapazität zugeordnet und der Wärmeaustausch über Wärmeströme zu angrenzenden Bereichen modelliert. Für jeden dieser Bereiche können so die transienten Temperaturverläufe berechnet werden.

Einige Literaturansätze modellieren den Reifen über eine einzige globale Wärmekapazität. Die Reifentemperatur ergibt sich aus der Bilanzierung des aus einem viskoelastischen Walkwiderstandsmodell resultierenden Energieeintrags sowie der Wärmeabgabe über Konduktion und Konvektion an die Umgebung. Aus der iterativ gekoppelten Modellierung von Walkwiderstand und Reifentemperatur ergibt sich ein Rollwiderstandsprognosemodell.

Weiter existieren einfache thermodynamische Rollwiderstandsmodelle, in denen der Rollwiderstandsbeiwert von einer globalen Reifentemperatur und der Fahrgeschwindigkeit abhängig ist. Dabei wird von den vereinfachenden Annahmen ausgegangen, dass die stationäre Reifentemperatur nur von der Fahrgeschwindigkeit abhängig ist und dass sich die Temperaturentwicklung des Reifens über eine reifenspezifische Zeitkonstante beschreiben lässt.

Die Methode der Finiten Elemente ermöglicht die Unterteilung des Reifens in beliebig kleine Volumenelemente. Jeder dieser Bereiche kann thermodynamisch bilanziert werden. So können die Wärmeströme und Temperaturverteilungen im Reifen mit hoher geometrischer Auflösung simuliert werden. Hierzu werden oft viskoelastische FEM-Modelle zur Modellierung der mechanischen Deformations- und Dissipationsvorgängen mit FEM-Modellen der thermischen Energiebilanzierung gekoppelt. Verschiedene Autoren nutzen diese Vorgehensweise, um den Rollwiderstand in Abhängigkeit von Reifentemperatur, Reifenprofilmaterialeigenschaften, Normalkraft und Umgebungstemperatur sowie weiteren Einflussfaktoren zu modellieren.

Die aus der Literatur bekannten thermischen Rollwiderstandsmodelle wurden oft am Beispiel Pkw-Reifen entwickelt und meist über Prüfstandsversuche parametrisiert und validiert. Die grundlegenden physikalischen Modellansätze sind aber prinzipiell auch auf Nutzfahrzeugreifen adaptierbar.

Bezogen auf die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit sind detaillierte FEM-Modellansätze wenig geeignet, da sie meist über Materialproben bestimmte gummimischungsspezifische Eigenschaften sowie Detailkenntnisse über die geometrischen Verhältnisse und den inneren strukturellen Aufbau des Reifens voraussetzen. Auf der anderen Seite erscheinen Modellansätze, die den thermischen Reifenzustand über eine einzige globale Reifentemperatur erfassen, zu rudimentär, um die

komplexen thermischen und den transienten Rollwiderstand beeinflussenden Vorgänge im Reifen zu beschreiben.

Es wird ein Rollwiderstandsmodell vorgestellt, dessen physikalisch modellierter thermischer Zustand über vier Reifentemperaturen beschrieben wird. So wird auf der einen Seite eine gute Prognosequalität erreicht, auf der anderen Seite kann das Modell mit vertretbarem Aufwand über Messungen im Realfahrbetrieb parametrisiert werden.

3 Grundlagen

3.1 Bilanzierung der Fahrwiderstände

Der Begriff Rollwiderstand wird in der Literatur mitunter uneinheitlich verwendet. Zur klaren Ein- und Abgrenzung des Rollwiderstandes soll kurz auf die diesbezüglich üblichen energetischen Betrachtungen eingegangen werden.

Fahrwiderstände sind Kräfte, die entgegen der Fahrtrichtung auf das Fahrzeug wirken. Dennoch bietet sich an, zunächst über Leistungen zu bilanzieren. Die Hauptgleichung des Kraftfahrzeugs (Gl. 3.1) besagt, dass die effektive Motorleistung P_e der Summe aus (fahrzeug-)inneren Verlustleistungen sowie aus Verlustleistungen aufgrund äußerer Kräfte entspricht, [40]:

$$P_e = P_{VT} + P_S + P_R + P_{LW} + P_{St} + P_a \quad \text{Gl. 3.1}$$

Danach setzen sich die inneren Verlustleistungen aus der Triebstangverlustleistung P_{VT} und der Schlupfverlustleistung P_S zusammen. Die Verlustleistungen aufgrund der äußeren Kräfte sind die Rollwiderstandsleistung P_R , die Luftwiderstandsleistung P_{LW} sowie die Steigungsleistung P_{St} und die Beschleunigungsleistung P_a . Die äußeren Verlustleistungen resultieren aus den Fahrwiderständen:

$$\sum F_W = F_R + F_{LW} + F_{St} + F_a = F_Z \quad \text{Gl. 3.2}$$

Nach Gl. 3.2 setzt sich die Summe der Fahrwiderstände F_W aus dem Rollwiderstand, dem Luftwiderstand F_{LW} , dem Steigungswiderstand F_{St} und dem Beschleunigungswiderstand F_a zusammen. Die Summe der Fahrwiderstände muss durch die Zugkraft F_Z überwunden werden.

Obige Bilanzierung gilt für eine reine längsdynamische Betrachtung und unter Vernachlässigung sekundärer Effekte. Bei genauerer Betrachtung können weitere Fahrwiderstände ausgemacht werden. Haken [12] nutzt den Begriff Radwiderstand F_{WR} als Klammer für radnah auftretende Fahrwiderstandsanteile:

$$F_{WR} = F_R + F_{WRS} + F_{WRL} + F_{WRV} + F_{WRK} + F_{WRF} \quad \text{Gl. 3.3}$$

Neben dem Rollwiderstand F_R werden der Schwallwiderstand F_{WRS} , der Lagerwiderstand F_{WRL} sowie Vorpurspurwiderstand F_{WRV} , Kurvenwiderstand F_{WRK} und Federungswiderstand F_{WRF} eingeführt, siehe Gl. 3.3.

Der Rollwiderstand wird in **Kap. 3.2** gesondert betrachtet. Der Schwallwiderstand berücksichtigt die hydrostatischen Kräfte, die für die Verdrängung von Wasser aus der Reifenprofilierung aufgebracht werden müssen. Der Lagerwiderstand berücksichtigt die Reibung im Radlager. Ihm

werden auch die Restbremsmomente zugeordnet. Laufen Räder unter Vorspur, so entsteht ein Schräglaufwinkel, aus dem eine Seitenkraft resultiert. Der Vorspurwiderstand ist die entgegen der Fahrtrichtung wirkende Komponente dieser Seitenkraft. Auch bei Kurvenfahrt bauen sich an den Rädern Schräglaufwinkel auf, so dass die resultierenden Seitenkräfte der Fliehkraft das Gleichgewicht halten. Auch hier haben die Seitenkräfte eine Komponente, die entgegen der momentanen Bewegungsrichtung des Fahrzeuges wirkt, den Kurvenwiderstand. Der Federungs- widerstand berücksichtigt im Wesentlichen die beim Ein- und Ausfedern im Fahrwerk von Dämpfer und Gummilagern dissipierte Energie.

Die Summe der Radwiderstandsanteile aller Räder entspricht dem entsprechenden Fahrwiderstand bezogen auf das Gesamtfahrzeug.

Ebenfalls radnah auftretend ist der sogenannte Lüfterwiderstand oder Ventilationswiderstand. Dieser Lüfterwiderstand ist aerodynamischer Natur und wird dem Luftwiderstand zugeordnet. Aerodynamische Effekte am drehenden Rad werden u.a. in [21, 42-43] behandelt.

Horn [14] bilanziert im Zuge einer ganzheitlichen energetischen Betrachtung von Kraftfahrzeugen auf Basis von Energien. **Abbildung 3.1** zeigt die Aufteilung und die Zuordnung des Energiebedarfs zur Überwindung der äußeren Fahrwiderstände und zur Überwindung der inneren Verlustleistungen.

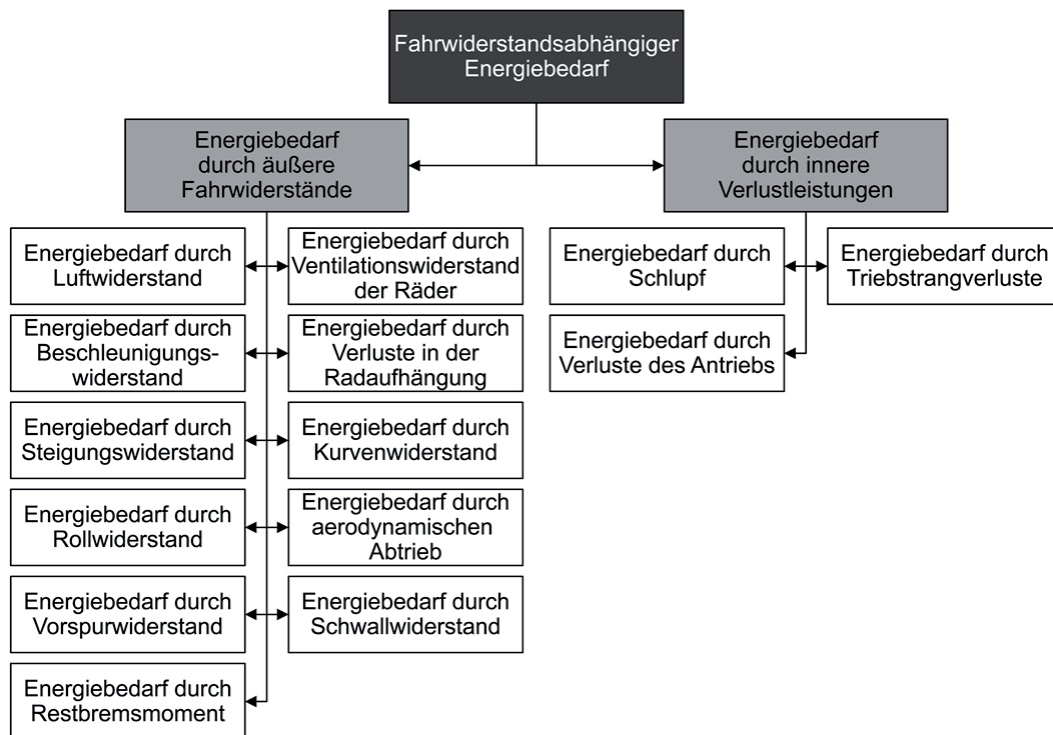


Abbildung 3.1: Aufteilung und Zuordnung des Energiebedarfs zur Überwindung der äußeren Fahrwiderstände und zur Überwindung der inneren Verlustleistungen, [14]

Für eine genauere Bilanzierung können Gl. 3.1 und Gl. 3.2 entsprechend erweitert werden, wobei auch Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Anteilen berücksichtigt werden müssen.

Die messtechnische Erfassung und saubere Trennung der einzelnen Anteile ist insbesondere bei den rahnahen Fahrwiderständen schwierig.

3.2 Rollwiderstand

Beim Abrollen eines belasteten Rades auf einer Fahrbahn verformt sich der Reifen und bildet eine Kontaktfläche (Latsch) mit der Fahrbahnoberfläche aus. Dabei kommt es je nach Untergrund und Radlast auch zu einer mehr oder weniger stark ausgeprägten Verformung der Fahrbahn. Zur Herleitung der Grundzusammenhänge wird die Fahrbahn als starr angenommen.

Der Rollwiderstand wird durch viskoelastische Verformungsvorgänge sowie lokale Reib- und Gleitvorgänge (Mikroschlupf) im Latsch verursacht. Letztere sind zumindest für Geradeausfahrt ohne Bremsen und Beschleunigungen mit einem Anteil in der Größenordnung von 5 % am Gesamrollwiderstand von untergeordneter Bedeutung.

Der dominante Anteil wird von den Verformungen im Bereich der Kontaktfläche verursacht. Der Reifen schmiegt sich beim Abrollen unter dem Einfluss der Radlast an die Fahrbahn an. Er kommt zu einer seitlichen Ausbiegung und einer abgeflachten Kontaktfläche. Dabei tritt periodisch wiederkehrend Deformation in Form von Biegung, Stauchung und Scherung auf. Es kommt insbesondere zu Biegung des Reifenscheitels und der Seitenwände, zu Stauchung im Bereich der Lauffläche und zu Scherung von Lauffläche und Seitenwänden, [24]. Die verschiedenen Verformungsprozesse (Biegung, Stauchung und Scherung) beim rollenden Rad werden oft unter dem Oberbegriff Walken subsummiert. Der daraus resultierende Walkwiderstand ist der dominante Anteil des Rollwiderstandes.

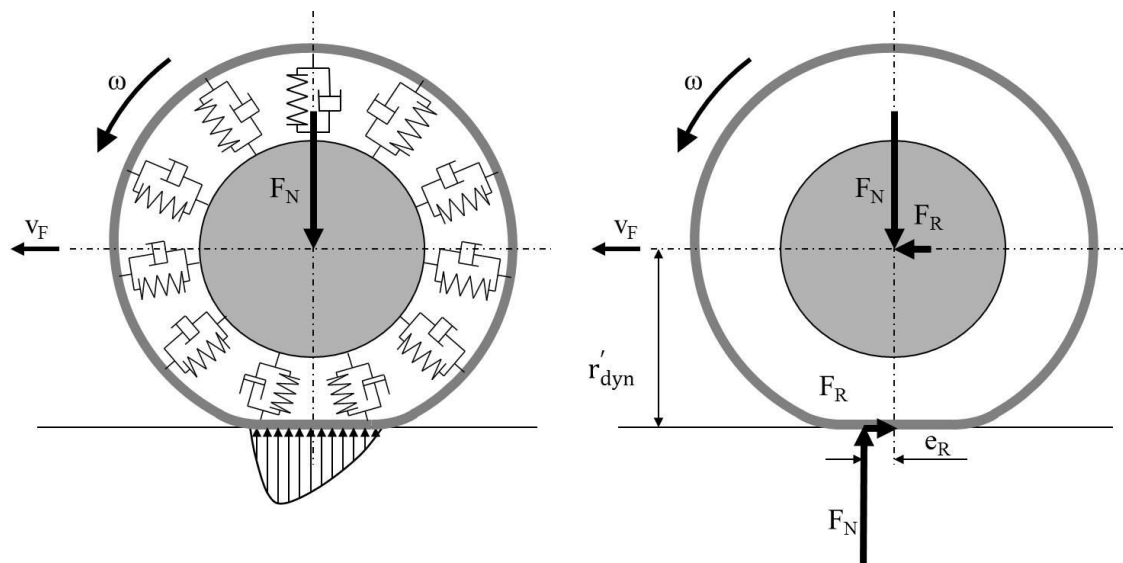


Abbildung 3.2: Physikalisches Ersatzmodell der viskoelastischen Reifeneigenschaften (nur radial) sowie qualitative Flächenpressungsverteilung am rollenden Rad (links); Kräfte am freirollenden Rad (rechts), nach [12]

Elastomere haben viskoelastische Eigenschaften. Über ein einfaches physikalisches Feder-Dämpfer-Ersatzmodell kann die Hystereseeigenschaft verdeutlicht werden, siehe **Abbildung 3.2**. Der viskoelastische Reifen speichert einen Teil der Verformungsenergie (Ersatzmodell Feder – elastisches Verhalten) und dissipiert einen Teil in Form von Wärme (Ersatzmodell Dämpfer – viskoses Verhalten). So kehrt der Reifen nach seiner lokalen Verformung wieder in die Ursprungsform zurück, aufgrund der Viskosität aber zeitversetzt.

Die Radlast wird über die Radnabe auf das System Rad übertragen. Im Latsch bildet sich beim rollenden Rad eine unsymmetrische Flächenpressungsverteilung aus. Die resultierende Normalkraft greift in Fahrtrichtung außermittig vor der Radmitte an. Im Reifeneinlauf muss aufgrund der Viskosität für die vertikale Deformation mehr Arbeit verrichtet werden als am Reifenauslauf. Aus dem Momentengleichgewicht um die Radnabe am frei rollenden Rad bei konstanter Geschwindigkeit wird deutlich, dass im Latsch auch eine horizontale Kraft entgegen der Fahrtrichtung von der Fahrbahn auf den Reifen wirken muss. Diese Kraft entspricht per Definition der Rollwiderstandskraft F_R , siehe Gl. 3.4.

$$F_R = \frac{e_R}{r'_{\text{dyn}}} \cdot F_N = f_R \cdot F_N \quad \text{Gl. 3.4}$$

Dabei ist F_N die Normalkraft und r'_{dyn} der Abstand zwischen Radmitte und Fahrbahn beim rollenden Rad. Die Exzentrizität e_R , mit der die aus der Flächenpressung resultierende Kraft von der Fahrbahn auf den Reifen wirkt, wird Hebelarm der rollenden Reibung genannt. Unter der vereinfachenden Annahme, dass e_R und r'_{dyn} konstant sind, ergibt sich der oft zitierte Zusammenhang: Der Rollwiderstand ist proportional zur Radlast, mit einem konstanten Rollwiderstandskoeffizienten f_R . Der Rollwiderstandskoeffizient ist dimensionslos.

Für die Rollwiderstandsleistung ergibt sich:

$$P_R = \frac{e_R}{r'_{\text{dyn}}} \cdot F_N \cdot v_F = f_R \cdot F_N \cdot v_F \quad \text{Gl. 3.5}$$

Am angetriebenen Rad wirkt annähernd der gleiche Rollwiderstand, [12]. Der Rollwiderstand wird durch das Antriebsmoment aufgebracht. Die zwischen Fahrbahn und Rad übertragende Längskraft entspricht der Antriebskraft abzüglich des Rollwiderstandes. Unter dem Einfluss von Längskräften ändert sich auch die Flächenpressungsverteilungen im Latsch und der Angriffspunkt der resultierenden Normalkraft, [12, 40].

Bei genauerer Betrachtung zeigt sich, dass der Rollwiderstandskoeffizient f_R eines Reifens nicht konstant ist. **Abbildung 3.3** zeigt den qualitativen Verlauf des Rollwiderstandskoeffizienten in Abhängigkeit von den Einflussgrößen Radlast, Fülldruck, Umgebungstemperatur und Fahrgeschwindigkeit.

Die Gummimischung eines Reifens besteht – stark vereinfacht – aus Polymeren (z. B. Kautschuk), Verstärkerfüllstoffen (z. B. Ruß und Silika) und Schwefel. Polymere sind ineinander verschlungene Molekülketten. Die Viskosität entsteht durch innermolekulare Reibungsvorgänge zwischen den Polymerketten. Die Verstärkerfüllstoffe erhöhen die Steifigkeit sowie Verschleiß- und Rissbildungsresistenz. Der Schwefel verbindet bei der Vulkanisation die Polymerketten durch sogenannte Schwefelbrücken. Diese Brücken verleihen dem Gummi Zusammenhalt und Elastizität, [24]. Das viskoelastische Verhalten und damit auch der hystereseebedingte Energieverlust von Gummi sind abhängig von Temperatur, Anregungsfrequenz und Dehnung.

Mit höherer Radlast nimmt der Rollwiderstandskoeffizient leicht ab. Eine höhere Radlast bedingt höhere Biege- und Scherbewegungen in der Lauffläche, [24]. Dadurch kommt es zu einem höheren Wärmeeintrag beim Walken. Mit zunehmender Temperatur nimmt die Viskosität etwas

ab, sodass der Rollwiderstandskoeffizient geringer wird. Der Rollwiderstand als Produkt aus Rollwiderstandskoeffizient und Radlast nimmt natürlich mit ansteigender Radlast weiter zu.

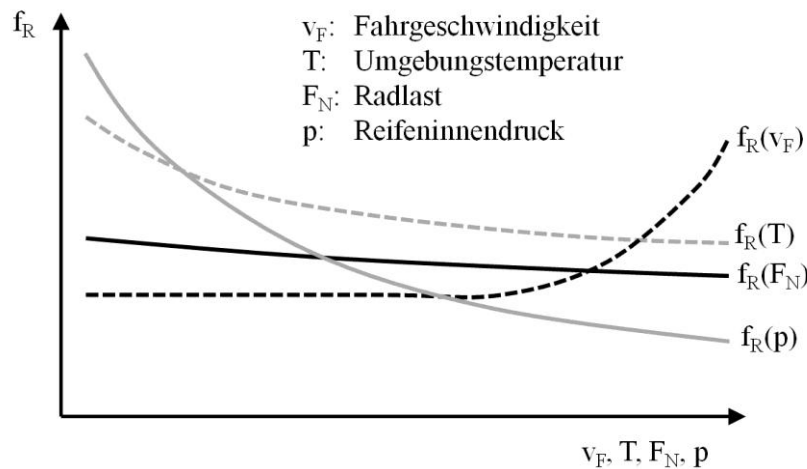


Abbildung 3.3: Einflussgrößen auf den Rollwiderstand und qualitativer Verlauf des Rollwiderstandskoeffizienten in Abhängigkeit der Einflussgrößen, nach [12]

Mit zunehmendem Fülldruck erhöht sich die Steifigkeit des Reifens. Die Kontaktfläche mit der Fahrbahn wird kleiner. Beides reduziert insbesondere die Biege- und Scherbelastung. Der Rollwiderstandskoeffizient nimmt mit steigendem Fülldruck ab, mit geringerem Fülldruck auch deutlich zu.

Mit steigender Fahrgeschwindigkeit erhöht sich die periodische Anregungsfrequenz. Während der Rollwiderstand bei kleinen und mittleren Geschwindigkeiten zunächst konstant ist, „verhärtet“ die Gummimischung hin zu hohen Geschwindigkeiten. Die Polymerketten haben nicht genügend Zeit, um zwischen zwei Anregungen wieder zu entspannen. Dadurch erhöhen sich sowohl die Steifigkeit und als auch die Dämpfung des Elastomers. Der Rollwiderstand nimmt zu, verbunden mit einer starken Temperaturzunahme. Diese Zusammenhänge gelten für Pkw-Reifen und für die diesbezüglich relevanten Geschwindigkeitsbereiche. Bei Nutzfahrzeugreifen scheint es im signifikanten Geschwindigkeitsbereich bis 100 km/h auch gegenläufige Abhängigkeiten des Rollwiderstands von der Geschwindigkeit zu geben, [2].

Abbildung 3.3 zeigt auch den qualitativen Einfluss der Umgebungstemperatur. Mit zunehmender Temperatur erhöht sich die Viskosität des Reifens und der Rollwiderstandskoeffizient sinkt.

Die diskutierten Einflüsse auf den Rollwiderstand gelten für den Fall, dass nur die betrachtete Größe variiert und alle anderen Größen konstant gehalten werden. Quantifizierbar werden die Einflüsse nur durch weitere Präzisierung. Hierzu soll exemplarisch der Einfluss von Fülldruck p und Radlast F_N auf den Rollwiderstand F_R genauer betrachtet werden.

Für Reifen wurde empirisch folgender Zusammenhang ermittelt, [24]:

$$F_R = F_{R_{28580}} \cdot \left(\frac{p}{p_{28580}}\right)^{\alpha_p} \cdot \left(\frac{F_N}{F_{N_{28580}}}\right)^{\beta_{FN}} \quad \text{Gl. 3.6}$$

Die in Gl. 3.6 mit 28580 indizierten Größen beziehen sich auf den internationalen Standard zur Messung von Rollwiderstand nach ISO 28580, [15]. Danach wird ein Referenz-Rollwiderstand

$F_{R_{28580}}$ unter definierten Randbedingungen für genau einen Betriebspunkt im thermischen Gleichgewicht bestimmt. Der Rollwiderstandsreferenzwert gilt für Konstantfahrt von 80 km/h bei definiertem Fülldruck p_{28580} sowie definierter Radlast $F_{N_{28580}}$ und einer Prüfumgebungstemperatur von 25 °C. Die Radlast entspricht 85 % der maximalen Tragfähigkeit des Reifens, der Fülldruck entspricht der reifenspezifischen Vorgabe für die maximale Tragfähigkeit des Reifens bei 25 °C Reifentemperatur. Die Reifen müssen für mindestens sechs Stunden vorkonditioniert werden. Die Norm geht davon aus, dass sich das thermische Gleichgewicht nach zwei Stunden Messdauer eingestellt hat, bzw. dass sich die Temperaturen dann soweit stabilisiert haben, dass ein weiterer Temperatureinfluss auf den Rollwiderstand vernachlässigbar ist. Die Angaben gelten für Fernverkehrsreifen.

Gl. 3.6 erlaubt die Abschätzung des Rollwiderstandes, der sich unter Prüfstandsbedingungen im thermischen Gleichgewicht für 25 °C Umgebungstemperatur nach zwei Stunden Konstantfahrt mit 80 km/h für von den Normbedingungen abweichenden Fülldrücken und Radlasten ergeben würde.

Die strengen Vorgaben zur thermischen Konditionierung der Reifen (und der Prüfstands-umgebung) sowie die lange Messdauer bis zum Erreichen eines thermischen Gleichgewichts zeigen, wie temperatursensibel der Rollwiderstand ist.

Der rollende Reifen hat selbst im thermischen Gleichgewichtszustand keine homogene Temperaturverteilung. Unterschiedliche Bereiche im Reifen werden unterschiedlich stark deformiert. Entsprechend unterschiedlich ist der Eintrag von Wärme aus der Walkarbeit in unterschiedliche Bereiche des Reifens.

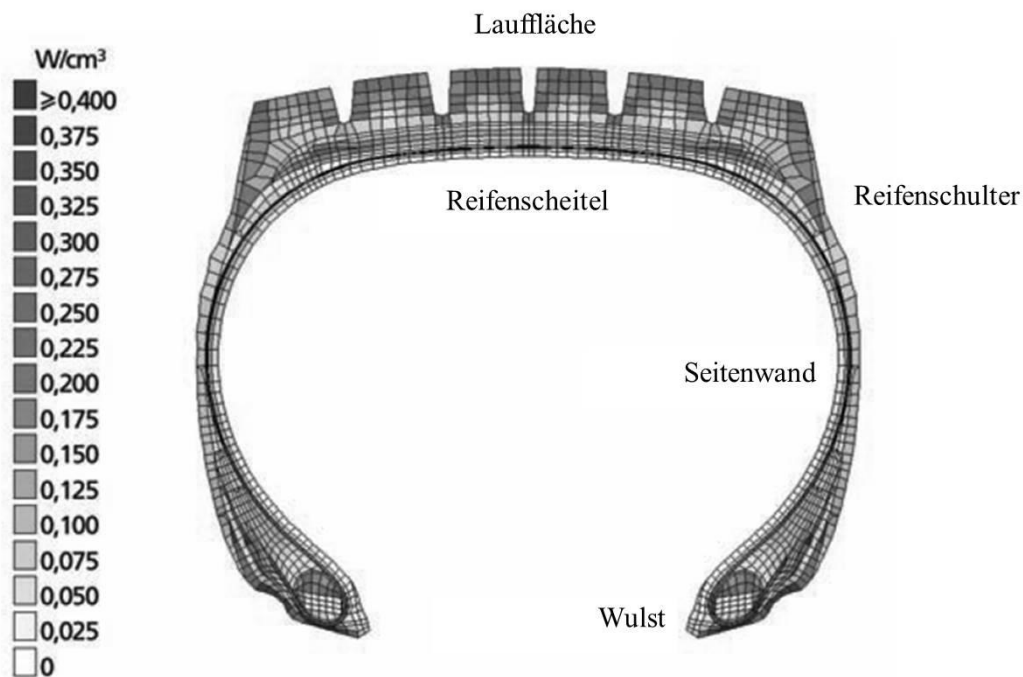


Abbildung 3.4: Querschnitt eines Lkw-Reifens mit Darstellung der Energieverlustzonen aus einem Finite-Elemente-Methode-Simulationsergebnis, [24]

Abbildung 3.4 zeigt die Visualisierung von Ergebnissen aus einer Finite-Elemente-Methode-Berechnung. Dargestellt ist der Energieverlust pro Volumeneinheit, der sich aus den verschie-

denen lokalen Walkprozessen bei Abrollen des Reifens auf einer Oberfläche ergibt. Der Energieverlust pro Volumeneinheit ist gleichbedeutend mit dem thermischen Energieeintrag in die Volumeneinheit. Folglich spiegelt das Ergebnis zumindest qualitativ auch eine typische Temperaturverteilung im Reifen wider. Es verdeutlicht, dass es unterschiedliche Temperaturzonen im Reifen gibt. Bei einer thermischen Betrachtung eines Reifens sollten also nicht nur der Wärmeaustausch mit der Umgebung und der Wärmeaustausch mit dem eingeschlossenen Luftvolumen, sondern auch der Wärmeaustausch zwischen den einzelnen Reifenbereichen betrachtet werden.

Eine weitere Einflussgröße auf den Rollwiderstand ist die Oberflächenbeschaffenheit der Fahrbahn. Insbesondere die Makrorauheit der Fahrbahn beeinflusst die lokalen Deformations- und Schluphphänomene in der Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn.

Auch die Reifendimensionen haben – zusammen mit der Reifenkonstruktion – einen Einfluss auf den Rollwiderstand. Je größer z. B. der Reifendurchmesser, desto geringer die Scher- und Biegekräfte im Reifenein- und -auslauf und desto geringer der Reifenrollwiderstand.

Generell gilt, dass sich Reifeneigenschaften gegenseitig beeinflussen und dass ein konkreter Reifen immer einen Kompromiss aus vielen Anforderungen darstellt. Die Energieeffizienz konkurriert dabei mit zahlreichen anderen Anforderungen (Fahreigenschaften bei unterschiedlichen Straßen- und Witterungsbedingungen, Geräuschentwicklung und Fahrkomfort, Tragfähigkeit und Gewicht, Laufleistung und Haltbarkeit, Kosten, ...), [27,40].

3.3 Wärmeübertragung

Als Wärmeübertragung wird der Transport von Energie über eine thermodynamische Systemgrenze definiert. Dabei wird Energie in Form von Wärme vom Ort der höheren Temperatur zum Ort der niedrigeren Temperatur übertragen. Die physikalische Größe der Wärmeübertragung ist der Wärmestrom. Der Wärmestrom ist die pro Zeiteinheit übertragene Wärmeenergie und damit eine Wärmeleistung.

Wärmeübertragung kann über Wärmeleitung, Wärmeströmung und Wärmestrahlung erfolgen.

3.3.1 Wärmeleitung

Wärmeleitung wird auch Konduktion genannt und beschreibt den Wärmefluss in einem Feststoff oder in einem ruhendem Fluid. Die Wärmeleitung ist ein Mechanismus zum Transport von thermischer Energie zwischen benachbarten Atomen oder Molekülen, ohne dass es zu einem makroskopischen Massenstrom kommt. Dabei geht keine thermische Energie verloren.

Das Maß für die Wärmeleitung ist die Wärmeleitfähigkeit λ . Die Wärmeleitfähigkeit ist eine temperaturabhängige Stoffeigenschaft. Nach dem Fourierschen Gesetz kann der übertragene Wärmestrom \dot{Q} in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz und der Wärmeleitfähigkeit beschrieben werden.

Durch Einführung des Wärmeübergangskoeffizienten kann der Zusammenhang vereinfacht und verallgemeinert werden. So kann der Wärmeübergang von der spezifischen Wärmeleitfähigkeit eines Materials entkoppelt und für Materialübergänge erweitert werden.

Der Wärmeübergangskoeffizient h ist abhängig vom Material bzw. der Materialpaarung. Der Wärmestrom ist eine nicht direkt messbare Größe. Er wird immer über eine Temperaturdifferenzmessung bestimmt. Es gilt:

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_1 - T_2) = h \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Gl. 3.7}$$

Dabei ist T_1 die Temperatur des wärmeren Materials bzw. die Temperatur an der wärmeren Messstelle. T_2 ist die Temperatur des kälteren Materials bzw. die Temperatur an der kälteren Messstelle.

3.3.2 Konvektion

Konvektion wird auch Wärmeströmung genannt und beschreibt den Wärmeübertrag innerhalb eines strömenden Fluids sowie zwischen einem strömenden Fluid und einer Oberfläche. Im Gegensatz zur Wärmeleitung kommt es auch zu einem Massenstrom. Wärme wird von dem strömenden Fluid als innere Energie oder Enthalpie mitgeführt.

Bei der Konvektion wird zwischen erzwungener und freier (natürlicher) Konvektion unterschieden. Bei der erzwungenen Konvektion wird die Strömung von einem äußeren Antrieb erzeugt (durch Pumpen, Ventilatoren oder den Motor eines fahrenden Fahrzeuges etc.), während die freie Konvektion z. B. durch Dichte- oder Konzentrationsunterschiede zustande kommt.

Die detaillierte theoretische Beschreibung der Konvektion ist oft schwierig. Der Stoff- und Wärmetransport führt zu veränderten Konzentrationen und Temperaturen im Fluid. Die daraus resultierenden Änderungen der Dichten und Viskositäten beeinflussen ihrerseits die Strömung.

Der Wärmeübergangskoeffizient h bei Konvektion beschreibt die Fähigkeit eines Fluids, thermische Energie von einer Oberfläche eines Stoffes aufzunehmen oder abzugeben. Der Wärmeübergangskoeffizient ist im Gegensatz zur Wärmeleitfähigkeit λ keine Stoffeigenschaft, sondern abhängig von der Art der Strömung (laminar, turbulent), der Strömungsgeschwindigkeit, von den geometrischen Verhältnissen und der Oberflächenbeschaffenheit. Es gilt:

$$h = \frac{\lambda \cdot Nu}{L} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Dabei ist λ die Wärmeleitfähigkeit des Fluids. L wird charakteristische Länge genannt und ist ein in der Ähnlichkeitstheorie der Wärmeübertragung gebräuchliches Maß, das die Geometrie der umströmten Fläche charakterisiert. Die sogenannte Nußelt-Zahl Nu ist eine dimensionslose Größe, mit der in der Ähnlichkeitstheorie der konvektive Wärmeübergang zwischen einem Fluid und einer Oberfläche beschrieben wird.

Der Wärmeübergang durch Konvektion lässt sich durch Gl. 3.9 beschreiben.

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_1 - T_2) = h \cdot A \cdot \Delta T = \frac{\lambda \cdot Nu}{L} \cdot A \cdot \Delta T \quad \text{Gl. 3.9}$$

3.3.3 Wärmestrahlung

Wärmestrahlung wird auch thermische Strahlung genannt und beschreibt die Wärmeübertragung in Form von elektromagnetischen Wellen. Die Energie ist dabei nicht an Materie gebunden. Wärmestrahlung wird von allen Körpern und Fluiden emittiert, deren Temperatur oberhalb des absoluten Nullpunktes liegt.

Emission beschreibt die Fähigkeit eines Körpers, bei einer bestimmten Temperatur Wärmestrahlung abzugeben. Sie ist von Material- und Oberflächeneigenschaften abhängig. Der Emissionsgrad ε definiert die Strahlungsintensität eines Körpers bei einer bestimmten Temperatur. Körper können elektromagnetische Strahlen auch wieder absorbieren und in innere Energie umwandeln. Neben der Absorption können auf einen Körper auftretende Strahlen reflektiert oder transmittiert werden.

Da jeder reale Körper Wärmestrahlung über die Oberfläche sowohl emittiert als auch absorbiert, kommt es sowohl zu einer Wärmeübertragung von kalt nach warm als auch zu einer Wärmeübertragung von warm nach kalt. Der resultierende Wärmestrom geht immer von der Oberfläche des wärmeren Körpers aus. Mit der Zeit gleichen sich die Temperaturen beider Körper an.

Der von einem Körper abgestrahlte Wärmestrom bzw. die Strahlungsleistung \dot{Q} wird über das Stefan-Boltzmann-Gesetz beschrieben. Da der wärmere Körper gleichzeitig auch Strahlung vom kälteren Körper absorbiert, ist oft der resultierende Wärmestrom von Bedeutung. Ist der abstrahlende Körper dabei von einem sehr viel größeren Körper umgebenen (z. B. von der Umgebungsluft), so gilt für sich den resultierenden Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot A_1 \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{Gl. 3.10}$$

Dabei ist σ die sogenannte Stefan-Boltzmann-Konstante. Dabei sind ε_1 , A_1 und T_1 Emissionsgrad, Oberfläche und Temperatur des wärmeren Körpers sowie T_2 die Temperatur des kälteren Körpers.

4 Fahrversuche

Im Rahmen der Arbeit wird ein Analyse- und Prognosewerkzeug erarbeitet, das – auf Basis realer Fahrversuche und Rollwiderstandsmessungen auf der Straße – abhängig von individuellen oder repräsentativen Fahr- und Streckenprofilen sowie Beladungssituationen die tatsächlichen Verbräuche unterschiedlicher Maßnahmen am Fahrzeug oder unterschiedlicher Reifen bewertet.

Entsprechend der Zielsetzung liegt ein Schwerpunkt der Untersuchungen auf einem groß angelegten Feldversuch im realen Güterfernverkehr sowie auf Rollwiderstandsmessungen auf echten Fahrbahnen im öffentlichen Verkehrsnetz.

4.1 Messkonzept

Die Messung von Rollwiderstand auf realen Fahrbahnen ist nur mit erheblichem messtechnischem Aufwand möglich. Es muss ein Spezialmessfahrzeug eingesetzt werden, das einen integrierten Reifenprüfstand für Nutzfahrzeugreifen beinhaltet. Deutschlandweit sind nur drei entsprechende Fahrzeuge bekannt [1, 3, 25], von denen nur zwei frei am Markt verfügbar sind. Diese Spezialmessfahrzeuge sind nicht geeignet, um sie im Rahmen eines groß angelegten Feldversuches unter Realbedingungen im Alltag eines Transportunternehmens einzusetzen. Sie verfügen insbesondere nicht über die entsprechenden Ladekapazitäten und unterscheiden sich aufgrund der Fokussierung auf die Spezialmessaufgabe auch sonst erheblich von typischen Fernverkehrszügen. Sie müssen von Spezialisten bedient werden. Die empfindliche Messtechnik ist nicht für den autarken Messbetrieb über tausende von Kilometern konzipiert.

Auf der anderen Seite erzwingt die Forderung nach realen und möglichst repräsentativen Einsatzszenarien ein großangelegtes Monitoring von tatsächlichen Fernverkehrszügen im Speditionsalltag. Die Messungen müssen ohne Beeinflussung von Betriebsabläufen möglich sein. Die entsprechende Messtechnik muss robust und autark ausgelegt sein und darf die Ladekapazität nicht einschränken.

Unter Berücksichtigung dieser Aspekte wurden die Fahrversuche zweigeteilt:

- In einen groß angelegten Feldversuch im realen Güterfernverkehr wurde eine umfangreiche Datenbasis aller auftretenden Betriebs- und Umgebungsbedingungen und der daraus resultierenden Reifentemperaturverläufe geschaffen. Dazu wurden in mehreren Transportunternehmen Zugfahrzeuge und Sattelaufleger messtechnisch ausgerüstet, die dann im typischen Güterkraftverkehrsalltag auf unterschiedlichen Strecken innerhalb Deutschlands und zu unterschiedlichen Jahreszeiten im Fernverkehr eingesetzt werden und sämtliche relevanten Informationen speichern, siehe **Kap. 4.2**.
- Mit einem Spezialmessfahrzeug wurden Rollwiderstandsmessungen auf echten Fahrbahnen des öffentlichen Straßennetzes durchgeführt. Dabei wurde eine Datenbasis generiert, die den Rollwiderstand unter Berücksichtigung der Vielfalt von Betriebs- und Umgebungsbedingungen situationsbezogen und praxisnah dokumentiert. Dabei interessiert neben stationären Zuständen im thermischen Gleichgewicht unter definierten Betriebsbedingungen insbesondere das transiente Rollwiderstandsverhalten der Reifen in Aufwärm- und Abkühl-

phasen sowohl bei konstanten als auch bei wechselnden Umgebungsbedingungen, siehe **Kap. 4.3**.

Die Zusammenführung der Ergebnisse beider Versuchsreihen erfolgt im Rahmen der Modellierung. Die Details zum korrespondierenden Konzept und Modellierungsansatz enthält **Kap. 5.1**. Es wurde ein thermisches Rollwiderstandsmodell entwickelt. Auf Basis der Ergebnisse aus den Feldversuchen im realen Güterfernverkehr wurde zunächst ein Reifenmodellmodul entwickelt, das in Abhängigkeit der zeitlich variablen Betriebsparameter und Einflussgrößen aus dem realen Fahrbetrieb das reale transiente thermische Reifenverhalten abbildet, siehe **Kap. 5.2**. In einem zweiten Modul erfolgt dann die Übertragung des transienten thermischen Reifenverhaltens auf den transienten Rollwiderstandsverlauf, siehe **Kap. 5.3**. So wird eine Prädiktion der realen zeitlichen Entwicklung des Rollwiderstandes für unterschiedliche Fahr- und Streckenprofile sowie Beladungssituationen und Umgebungsbedingungen möglich.

Um die Ergebnisse aus beiden Versuchsreihen sinnvoll zusammenführen zu können, wurden für die individuellen Messkonzepte gewisse Voraussetzungen und Rahmenbedingungen definiert.

- Verwendung der gleichen Reifen. Die eingesetzten Reifen wurden direkt von der Reifenindustrie zur Verfügung gestellt. Es wurde sorgfältig darauf geachtet, dass alle Reifen des gleichen Typs auch aus derselben Charge stammen. Die Reifen waren neu und wurden gleichmäßig eingefahren.
- Die Feldversuche bei den einzelnen Speditionen wurden zeitlich und organisatorisch so aufeinander abgestimmt, dass die jeweiligen Fahrten mit denselben Reifensätzen erfolgten (sofern technisch möglich).
- Die Feldversuche bei den einzelnen Speditionen wurden zeitlich und organisatorisch so aufeinander abgestimmt, dass ein möglichst großes Spektrum an Umgebungsbedingungen und Streckenprofilen abgedeckt wurde.
- Die Rollwiderstandsmessungen mit dem Spezialmessfahrzeug erfolgten zeitlich parallel, um ein ähnliches Spektrum an Umgebungsbedingungen zu erzielen. So wurde jeweils mit einem anderen Reifen aus der derselben Charge gemessen. Zu ausgewählten Betriebspunkten wurde der Rollwiderstandsverlauf vom kalten Reifen (Umgebungstemperatur) bis ins thermische Gleichgewicht vermessen. Es wurde überwiegend auf demselben Streckenabschnitt gemessen.
- Wesentliche Messgrößen, insbesondere die wichtigen Einflussgrößen auf den Rollwiderstand, wurden in beiden Versuchsreihen einheitlich bestimmt. Zusätzliche versuchsindividuelle Messgrößen ergänzen die Datenbasis und können über den Modellabgleich zusammengeführt werden. Die Details zu den jeweiligen messtechnischen Konzepten und den Messgrößen werden in den entsprechenden Abschnitten erläutert, siehe **Kap. 4.2** und **4.3**.

Einige Reifen wurden parallel durch die Reifenindustrie auf einem Reifenprüfstand entsprechend der standardisierten Prüfprozedur ISO 28580 [15] vermessen, um für einen Betriebspunkt einen Referenz-Rollwiderstand im thermischen Gleichgewicht zu haben.

Die Untersuchungen wurden mit folgenden Reifen durchgeführt:

- Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5 (Trailerachsreifen)
- Continental EcoPlusHT3 385/55 R22.5 (Trailerachsreifen)

- Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5 (Lenkachsreifen)
- Michelin X-Line EnergyD 315/70 R22.5 (Antriebsachsreifen)

Die größten Versuchsumfänge betreffen den erstgenannten Trailerachsreifen. Entsprechend beziehen sich die im Rahmen dieser Arbeit gezeigten Ergebnisse immer auf diesen Reifen, sofern nicht explizit ein anderer Reifentyp genannt ist.

4.2 Feldversuche im Güterfernverkehr

Die Feldversuche im Güterfernverkehr wurden mit vier in Deutschland ansässigen Speditionen aus unterschiedlichen Regionen durchgeführt. Die einzelnen Speditionen erbringen unterschiedliche Transportaufgaben auf verschiedenen Routen. Die Aufteilung der Messkampagne auf mehrere Speditionen bezweckte, ein möglichst breites Spektrum an unterschiedlichen Fahr- und Streckenprofilen und Beladungssituationen zu erhalten.

Aus dem Fuhrpark der Speditionen wurden gängige Fernverkehrsfahrzeuge ausgewählt. Es handelt sich jeweils um einen Standard-Fernverkehrslastzug mit 4x2-Sattelzugmaschine. Der Auflieger wurde entsprechend den gegebenen Fuhrparkmöglichkeiten und geplanten Transportaufgaben gewählt. Es wurde darauf geachtet, dass Zugmaschine und Auflieger über einen Großteil der Messkampagnendauer miteinander verbunden bleiben. Es wurde darüber hinaus darauf geachtet, dass sich ein für die jeweilige Spedition typische Zugkonfiguration ergibt, die die für die jeweilige Spedition typischen Transportaufgaben erbringt. Informationen zu den eingesetzten Fernverkehrszügen hinsichtlich Fahrzeugkonfiguration und Bereifung sowie zur geografischen Lage der Speditionsbetriebe finden sich in **Anhang A1**.

Um ein breites Spektrum an unterschiedlichen Umgebungsbedingungen abzudecken, wurden die Messkampagnen auf unterschiedliche Jahreszeiten aufgeteilt.

4.2.1 Messtechnische Ausrüstung

Die für die Messkampagne eingesetzten Zugfahrzeuge und Auflieger wurden im Vorfeld gemeinsam mit den Speditionen spezifiziert und einzeln identifiziert. Mit den einzelnen Fahrzeugidentifikationsnummern konnten dann zusammen mit den Fahrzeugherstellern und Zulieferern die verbauten Systeme und Bauteilvarianten identifiziert und teils nachgerüstet werden. Die Nachrüstungen betrafen im Wesentlichen die Luftfedersysteme an der Hinterachse der Zugmaschine.

Der Fokus der Messungen lag auf der Erfassung der auftretenden Betriebs- und Umgebungsbedingungen und der daraus resultierenden Reifentemperaturverläufe. Hierzu wurde ein am FKFS speziell für Flottenversuche entwickeltes modulares Messsystem eingesetzt, [10]. Die Herausforderung dabei war, eine möglichst vollständig Datenbasis bei möglichst einfacher Applikation an die Fahrzeuge zu gewährleisten, um den Alltagsbetrieb der Speditionen durch Ein- und Ausbau der Messtechnik nicht unnötig zu behindern.

Auch während der Feldversuche sollte die Messtechnik weder die Betriebsabläufe beeinflussen noch Eingriffe des Fahrers erfordern. So wurde die Messtechnik dahingehend konzipiert, dass die

Datenerfassung automatisch mit Aktivierung der Zündung des Zugfahrzeuges startet, ohne Bedien- und Überwachungsaufgaben autark arbeitet und beim Abschalten des Fahrzeuges noch einige Minuten aktiv bleibt, um zumindest ansatzweise das Abkühlverhalten der Reifen zu erfassen. Die sensorischen Größen von Zugmaschine und Auflieger wurden separat im jeweiligen Fahrzeugteil erfasst, um bei im Betrieb eventuell notwendiger Trennung von Auflieger und Zugmaschine keine zusätzlichen Datenleitungen etc. trennen zu müssen. Die Synchronisierung der parallelen Datensätze erfolgte über GPS-Zeitstempel, die von beiden Messsystemen erfasst und gespeichert wurden. Die Speicherkapazität wurde so ausgelegt, dass ein ca. zweiwöchiger autarker Fahrbetrieb möglich war.

Sofern möglich und verfügbar, wurde auf die fahrzeugintern vorhandenen Sensoren und Information zurückgegriffen. Mit Unterstützung der Fahrzeughersteller und Zulieferer der verbauten Systeme wurden fahrzeugspezifische Zugriffsmöglichkeiten zu den entsprechenden Bussystemen geschaffen, um fahrzeugeigene Sensorgrößen, Betriebszustände etc. zu erfassen.

Zusätzliche Sensoren wurden im Wesentlichen nur für die Erfassung der Temperaturen und Drücke der einzelnen Reifen verbaut. Die den Speditionen zur Verfügung gestellten Räder wurden vorher mit einer nachrüstbaren Reifenfülldruck- und Reifeninnentemperaturüberwachung eines Reifenherstellers ausgestattet, siehe [20]. Die zentrale Empfangs- und Steuerungseinheit wurde fahrzeugseitig verbaut und mit der Messtechnik zur Datenerfassung verknüpft.

Über berührungslose Infrarotsensoren wurde an nahezu allen Reifen die Laufflächentemperatur und Schultertemperatur erfasst. Nur an den jeweils äußeren Rädern der Zwillingsbereifung der Antriebachse könnten keine Infrarotsensoren verbaut werden. **Abbildung 4.1** zeigt die Einbausituation der Infrarotsensoren und den anvisierten Messbereich auf der Reifenschulter. Der anvisierte Messbereich der Lauffläche liegt im Profilgrund einer Profilrinne. Es wurde eine Optik verwendet, die sich mit zunehmendem Abstand nur gering aufweitet. So ist der Messfleckdurchmesser vergleichsweise klein, so dass zuverlässig der Profilgrund erfasst wird. Auch können so der Einfluss leicht unterschiedlicher Einbausituationen sowie der Einfluss beim Ein- und Ausfedern des Rades auf die Messgröße vernachlässigbar klein gehalten werden.



Abbildung 4.1: Einbausituation der Infrarotsensoren für Reifenlauffläche und Reifenschulter am Beispiel eines Trailerachsreifens (links). Visualisierung von Position und Größe des Messflecks auf der Reifenschulter (rechts).

Eine für den Rollwiderstand relevante Reifentemperatur ist die im Übergangsbereich von Reifenprofil zu Schulter. Dort an der Gürtelkante wird viel Walkarbeit verrichtet wird, siehe

Abbildung 3.4. Auf ins Reifenprofil einvulkanisierte Thermolemente wurde im Zuge der Feldversuche verzichtet, weil diese unter dem Einfluss der ständigen Walkbewegungen erfahrungsgemäß meist nach wenigen hundert Kilometern Fahrstrecke versagen und somit nicht für einen großangelegten Feldversuch geeignet sind.

Neben Temperaturen und Fahrgeschwindigkeit ist die Radlast eine wesentliche Einflussgröße auf den Rollwiderstand. Luftfederdrücke ermöglichen eine Achslastbestimmung. Die Luftfederdrücke im Achsaggregat der Auflieger sind über den jeweiligen Systembus der Bremsanlage des Aufliegers verfügbar. Über eine spezielle Freischaltung der Signale konnte darauf zugegriffen werden. Die Sattelzugmaschinen wurden teilweise mit Luftfedersystemen oder Luftfedersystemkomponenten nachgerüstet, um entsprechende Informationen auch für die Antriebachse zu erhalten. Luftfedern an der Lenkachse von Sattelzugmaschinen sind unüblich und mit vertretbarem Aufwand nicht nachrüstbar. Die Achslast an der Lenkachse wird maßgeblich vom Zugfahrzeuggewicht bestimmt und wurde durch Wägung und/oder Herstellerangaben ermittelt. In Abhängigkeit der gemessenen Achslasten an der Antriebsachse kann die Achslast an der Lenkachse geschätzt werden. Über die verfügbaren Achslasten, bekannte Fahrzeugleergewichte sowie die vermessenen geometrischen Verhältnisse (Achsabstände, Lage des Königszapfens, Abmessungen der Ladefläche etc.) kann die Beladung hinsichtlich Gewicht und Schwerpunktlage hinreichend genau berechnet werden. Eine angehobene Liftachse am Auflieger und die daraus resultierende Achslastverlagerung wurden über den achsweisen Vergleich von Reifentemperaturen identifiziert.

Es wurden im Rahmen der Feldversuche im Güterfernverkehr insbesondere folgende Messgrößen erfasst:

- Reifenoberflächentemperaturen aller Reifen (Infrarotsensoren für Reifenlauffläche und -schulter)
- Reifenfülldruck und Reifeninnentemperatur aller Reifen
- Fahrbahn- und Umgebungstemperatur
- GPS-Informationen (Position, Geschwindigkeit, Datum und Uhrzeit)
- Geschwindigkeit und Schlupfzustände (Fahrgeschwindigkeit, Raddrehzahlen)
- Beladungszustand (Luftfederdruck Trailerachsaggregat, Luftfederdruck an der Antriebachse)
- Fahrdynamische Größen (Gierrate, Quer- und Längsbeschleunigung, Lenkwinkel)
- Triebstranggrößen (Motormoment, Motordrehzahl, Getriebedrehzahlen)
- Bremssystemgrößen (Retardermoment, Bremspedalstellung)

Abbildung 4.2 zeigt eine Prinzipskizze des verwendeten modularen Messsystems zur Datenerfassung. Zugriff auf die fahrzeugspezifischen Bussysteme und auf das Bussystem des Reifendruckkontrollsystems (CPC) erfolgte über einzelne Gateways. Durch verschiedene hardware- und softwareseitige Maßnahmen wurde sichergestellt, dass hier ein ausschließlich lesender Zugriff stattfinden kann. Analoge Signale werden digitalisiert. Sämtliche Signale werden auf einem eigenen CAN-Bus gesammelt und auf eine SD-Karte gespeichert. Nicht abgebildet ist die GPS-Erfassung. Die Datenerfassung erfolgte signalgruppenindividuell mit bis zu 100 Hz. Für die ausgewählten CAN-Botschaften von Zugmaschine und Auflieger wurden sämtliche

Botschaften mitgeschrieben, sodass insbesondere auch die fahrdynamischen Größen und Schlupfzustände der Reifen in guter Auflösung vorliegen.

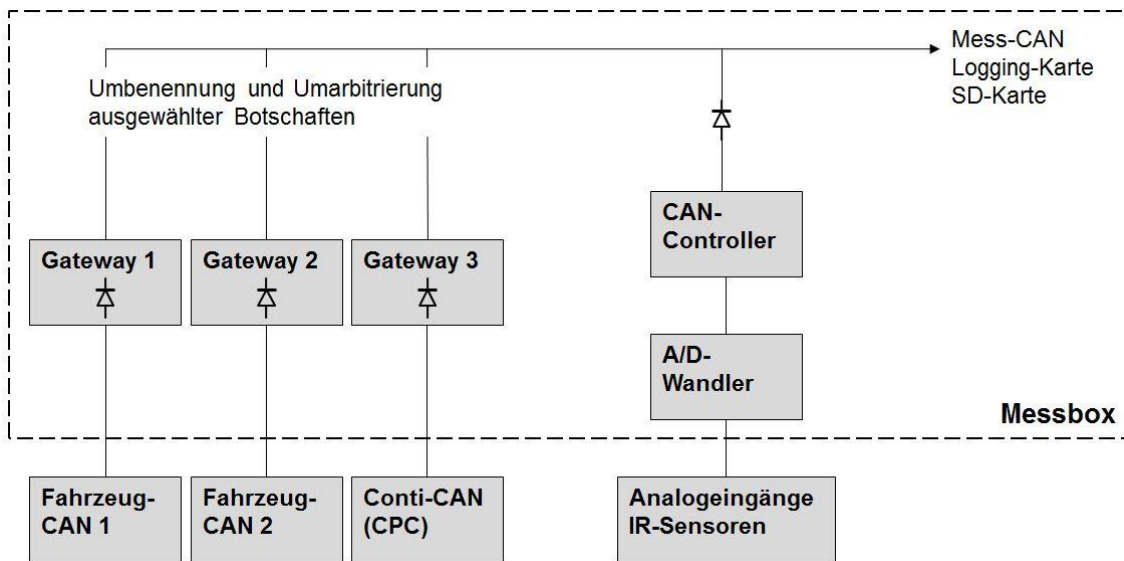


Abbildung 4.2: Prinziplskizze des verwendeten modularen Messsystems

Im Vorfeld des Feldeinsatzes bei den Speditionen wurde testweise ein Fernverkehrszug komplett ausgerüstet. Das entsprechende Zugfahrzeug wurde von einem Fahrzeughersteller, der entsprechende Sattelaufleger von einem Auflegerhersteller zur Verfügung gestellt. Hier wurden insbesondere das Zusammenspiel sämtlicher messtechnischer Komponenten, die Schnittstellen zu den Fahrzeug- und Auflegerbussystemen, die mechanischen und elektrischen Adaptionen etc. exemplarisch umgesetzt und während Testfahrten hinsichtlich Plausibilität und Zuverlässigkeit getestet.

4.2.2 Auswertung

Im Rahmen dieses Teilkapitels soll ein Gesamtüberblick über die Feldversuche im Güterfernverkehr bei den Speditionen geschaffen werden. Die Fahrten werden statistisch ausgewertet. Der Fokus liegt dabei auf die den Rollwiderstand im Realbetrieb beeinflussenden Betriebs- und Umgebungsbedingungen. Die Nutzung der Daten zur Entwicklung eines thermischen Reifenmodells in Abhängigkeit der Betriebs- und Umgebungseinflüsse wird in **Kap. 5.2** thematisiert.

Es war geplant, ein möglichst breites Spektrum an Umgebungsbedingungen abzudecken und entsprechend die Fahrten gleichmäßig auf die Jahreszeiten zu verteilen. Trotz einiger nicht planbarer Einflüsse ist es dennoch gelungen, die Fahrten gut über das Jahr zu verteilen. **Tabelle 4.1** zeigt eine Zuordnung, zu welchen Jahreszeiten die Messfahrten bei den einzelnen Speditionen stattgefunden haben.

Die gewählte Vorgehensweise, das messtechnische Konzept etc. haben sich bewährt. Es sind nahezu alle Fahrten komplett auswertbar. Lediglich bei einem Zeitraum im Januar kam es zu witterungsbedingten Verschmutzungen der radnah montierten optischen Temperatursensoren aufgrund von Gischt, Schneematsch, Streusalz etc. und daraus resultierenden unplausiblen Signalen bei den optischen Temperatursensoren. Aus diesem zu erwarteten Grund wurden die

Zeiträume in den Wintermonaten Februar und März von vorn herein bei der Planung der Messkampagne ausgespart, weil mit potentiell schlechten Straßenbedingungen zu rechnen war.

Tabelle 4.1: Tabellarische Übersicht: jahreszeitliche Zuordnung der Messkampagnen bei den einzelnen Speditionen

	Spedition 1	Spedition 2	Spedition 3	Spedition 4
Frühling 2015	April 2015 bis			
Sommer 2015	Juni 2015	Juli 2015 bis		
Herbst 2015		Sept. 2015	Nov 2015 bis	
Winter 2015/16			Jan. 2015	
Frühling 2016				Juni 2016

Insgesamt wurden auf über 200 Fahrten ca. 46.000 km zurückgelegt. Es ergab sich ein breites Spektrum an Fahrten mit Distanzen zwischen 25 km und 825 km. Die gesamt Messzeit beträgt etwa 860 Stunden mit einzelnen Messzeiten zwischen 50 min und 13 Stunden. **Abbildung 4.3** zeigt sämtliche gefahren Routen auf einer Deutschlandkarte. Ein Großteil der Strecken betrifft entsprechend der Fokussierung auf den Fernverkehr das Autobahnnetz. Das untergeordnete Streckennetz ist mit einem streckenbezogenen Anteil von ca. 20 % enthalten, siehe **Tabelle A.1** im Anhang. Einzelne Streckenabschnitte wurden mehrfach befahren, teils über zehnmal pro Fahrtrichtung, teils im Zuge wiederkehrender Transportaufgaben derselben Spedition zu ähnlichen Betriebs- und Umgebungsbedingungen, teils im Zuge einer zufälligen Mehrfachbefahrung auf Hauptverkehrsrouten durch unterschiedliche Fernverkehrszüge. Einen speditionsspezifischen Überblick über die Fahrtrouten enthält **Abbildung A.1** im Anhang.

Die Messfahrten werden über Häufigkeitsverteilungen statistisch ausgewertet. Die Häufigkeitsverteilung ist eine mathematische Funktion, die angibt, wie oft jeder vorkommende Wert bzw. Wertebereich in der Gesamtheit aller Werte bzw. Wertebereiche vorkommt. Die im Rahmen der folgenden Auswertungen betrachteten Größen sind kontinuierlich und werden generell in diskrete Wertebereiche um einen Mittelwert unterteilt. Die absolute Anzahl, wie oft bestimmte Wertebereiche, z. B. der Fahrgeschwindigkeitsbereich um 50 km/h, in der Gesamtheit aller Messfahrten enthalten sind, ist wenig aussagekräftig. Diese Information ist abhängig von der Gesamtlänge der Fahrten und der zeitlicher Diskretisierung. Anstelle von absoluten Häufigkeiten werden oft relative Häufigkeiten verwendet, in dem z. B. jede absolute Häufigkeit durch die Gesamtheit aller Messwerte dividiert oder auf eine prozentuale Häufigkeit skaliert wird. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Häufigkeitsverteilungen so skaliert, dass der in einer Auswertung dominierende Wertebereich die Häufigkeit Eins zugewiesen bekommt. Das hat den Vorteil, dass alle skalierten Häufigkeitsverteilungen eine einheitliche Ordinate [0-1] und gleichzeitig bestmögliche Auflösung unabhängig von der Diskretisierung der betrachteten Größe haben.

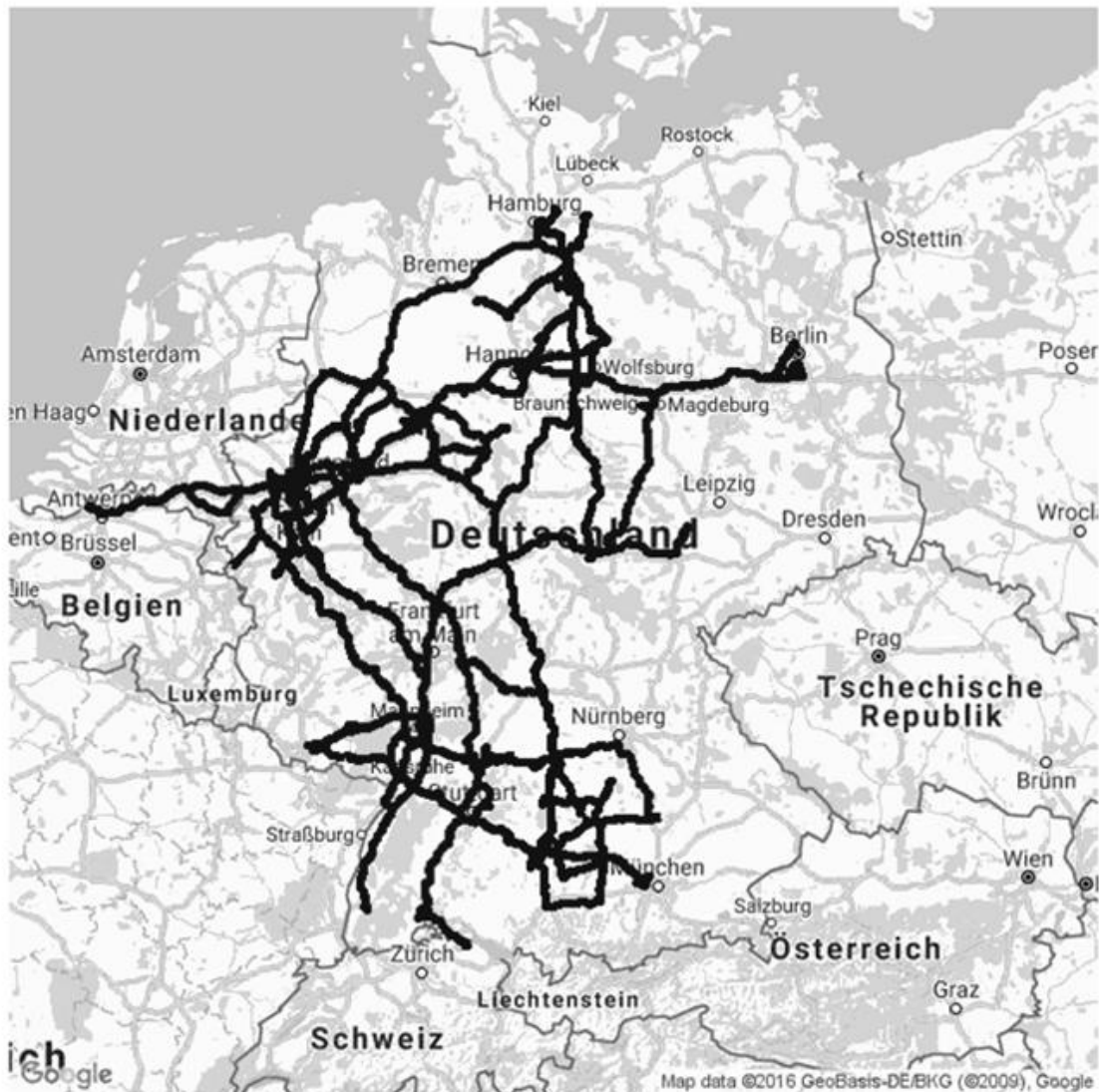


Abbildung 4.3: Deutschlandkarte mit Visualisierung aller Messfahrten im Rahmen der Feldversuche im Güterfernverkehr

Abbildung 4.4 zeigt zwei skalierte Häufigkeitsverteilungen der Fahrgeschwindigkeit aller Messfahrten. In **Abbildung 4.4** links erfolgt die Auswertung der skalierten Häufigkeitsverteilung der Geschwindigkeiten über der jeweiligen Messzeit und beinhaltet auch Standzeiten zu Beginn und Ende, an Ampeln sowie im Stopp- und Go-Verkehr. Für die thermische Betrachtung des Reifenverhaltens sind auch diese Standzeiten relevant und werden in der messzeitbezogenen Häufigkeitsverteilung berücksichtigt. So ergibt sich eine mittlere Geschwindigkeit von 52 km/h. Bezogen auf die durchschnittliche Geschwindigkeit während der Fahrt verfälschen die Standzeiten das Bild. **Abbildung 4.4** rechts zeigt die streckenbezogene skalierte Häufigkeitsverteilung der Geschwindigkeit aller Fahrten. Bei höheren Geschwindigkeiten werden größere Strecken und in Standphasen keine Strecken zurückgelegt. Entsprechend erfährt das Fahrzeug streckenbezogen eine höhere Durchschnittsgeschwindigkeit von 66 km/h und es ergibt sich eine zu höheren Geschwindigkeiten hin verschobene Häufigkeitsverteilung. Auch für energetische Betrachtungen ist eher die streckenbezogene Häufigkeitsverteilung relevant, da im Stand kein Rollwiderstand zu überwinden ist.

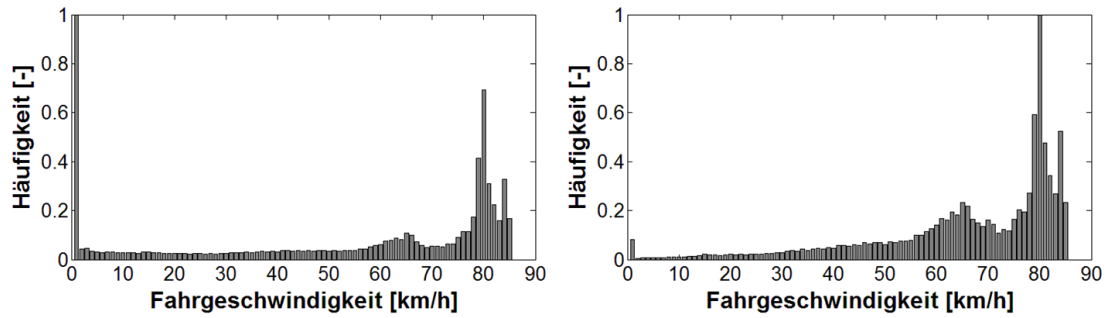


Abbildung 4.4: Skalierte Häufigkeitsverteilungen der Fahrgeschwindigkeiten aller Messfahrten im Rahmen der Feldversuche mit den Speditionen; links: zeitanteilige Geschwindigkeitsverteilung; rechts: streckenbezogene Geschwindigkeitsverteilung.

Aus **Abbildung 4.4** wird ersichtlich, dass auch im von Autobahnfahrten dominierten Güterfernverkehr nennenswerte Zeit- und Streckenanteile mit Geschwindigkeiten unterhalb von 80 km/h zurückgelegt werden.

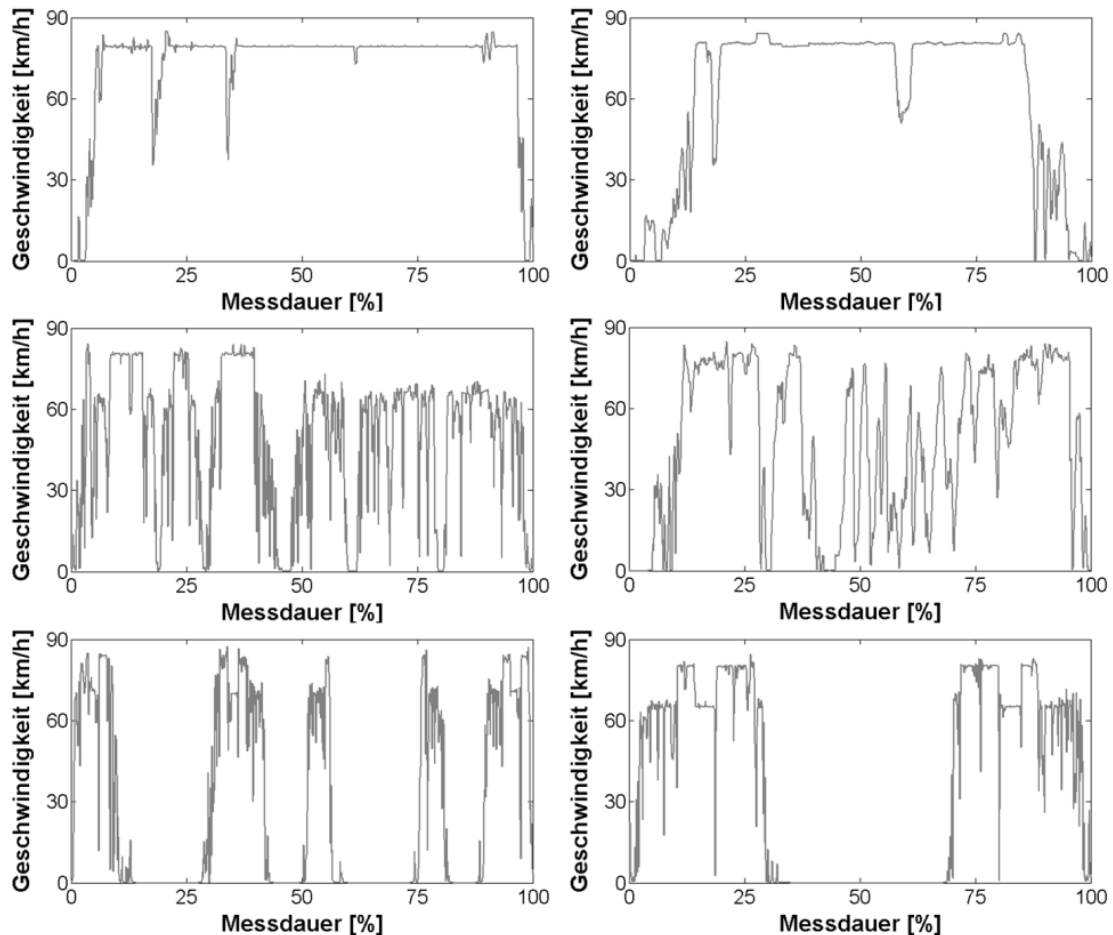


Abbildung 4.5: Exemplarische Geschwindigkeitsverläufe aus den Feldversuchen im Güterfernverkehr

Eine speditionsspezifische Auswertung der streckenbezogenen Geschwindigkeitsprofile zeigt die im Zuge der Planungen angestrebte Bandbreite, siehe **Abbildung A.2** im Anhang. So fährt zum Beispiel Spedition 2 einen nächtlichen Regelverkehr mit hohen Autobahnanteilen. Entsprechend

dominieren die Bereiche um die zulässige Höchstgeschwindigkeit. Bei Spedition 3 dagegen dominiert bei einer streckenbezogenen Durchschnittsgeschwindigkeit von nur 62,3 km/h der mittlere Geschwindigkeitsbereich. Im Fahrprofil finden sich hohe Anteile von Land- und Bundesstraßen sowie Fahrten im urbanen Umfeld einer Großstadt. Speditionen 1 und 4 zeigen qualitativ ähnliche Geschwindigkeitsprofile. Sie repräsentieren den Speditionsalltag auf deutschen Autobahnen vermutlich am besten, da beide Speditionen überregional unterwegs waren und das Autobahnnetz vergleichsweise großflächig abgefahren sind, siehe **Abbildung A.1** im Anhang.

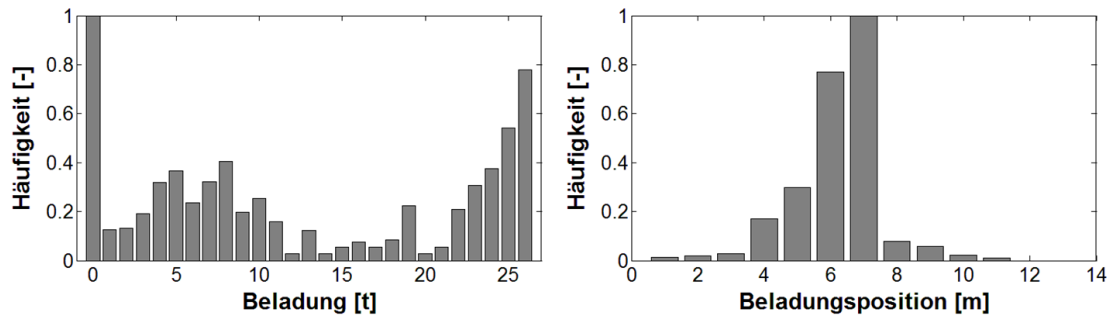


Abbildung 4.6: Skalierte Häufigkeitsverteilungen der Beladung (links) sowie der Beladungsschwerpunkt-position gemessen ab der vorderen Laderaumbegrenzung (rechts) über alle Fahrten des Feldversuchs im Güterfernverkehr

Abbildung 4.6 links zeigt die skalierte Häufigkeitsverteilung des Beladungsgewichts über alle Fahrten des Feldversuchs im Güterfernverkehr. Es zeigt sich das erhoffte breite Spektrum an typischen Beladungssituationen. Eine speditionsspezifische Auswertung der Beladung zeigt **Abbildung A.3** im Anhang. Hier sticht Spedition 3 mit dem Siloaufleger heraus. Das Fahrzeug fährt typisch für einen Pendelverkehr auf der Hinfahrt voll beladen auf der Rückfahrt leer. Spedition 2 fährt einen nächtlichen Regelverkehr und ist dabei mit durchschnittlich 6,3 t Beladung nie maximal beladen. Bei Spedition 1 und 4 zeigt sich jeweils ein breites Spektrum unterschiedlicher Beladungssituationen. In **Abbildung 4.6** rechts ist die skalierte Häufigkeitsverteilung der resultierenden Position des Beladungsschwerpunkts, gemessen ab der vorderen Laderaumbegrenzung (z. B. Stirnwand), aufgetragen. Bei genauerer Auswertung der Beladungsposition lassen sich auch speditionsspezifische Beladungsstrategien identifizieren. So platziert eine Spedition bei Teilbeladung das Gewicht tendenziell über dem Aufliegerachsaggregat, während andere die Beladung eher bündig zur vorderen Aufliegerstirnwand positionieren (ohne Abbildung). Auch diese Ergebnisse untermauern die breite Abdeckung typischer Fernverkehrstransportsituationen durch die Feldversuche. Das Gesamtgewicht der Beladung sowie die resultierende Beladungsschwerpunktposition wurden unter Berücksichtigung der fahrzeugindividuellen geometrischen Verhältnisse (Radstände, Position von Königzapfen und Laderaumbegrenzungen etc.), den Fahrzeugleergewichten sowie den im Betrieb gemessenen Achslasten an der Antriebsachse sowie am Aufliegerachsaggregat bestimmt.

Neben Geschwindigkeit und Beladung sind die Temperaturen eine weitere wichtige Einflussgröße auf den Rollwiderstand. Alle Temperaturen wurden fortlaufend im Fahrzeug gemessen und spiegeln die tatsächlichen transienten Umgebungs- und Betriebsbedingungen wider. **Abbildung 4.7** zeigt die skalierte Häufigkeitsverteilung der gemessenen Umgebungs- (links) und Fahrbahntemperaturen (rechts). Einzelauswertungen haben gezeigt, dass die Fahrbahn- und Umgebungs-temperaturen oft miteinander korrelieren. Dabei ist zu berücksichtigen, dass auswertbare Fahrbahntemperaturen um den Gefrierpunkt aufgrund der durch die winterlichen Straßenverhältnisse bedingten Sensorverschmutzungen fehlen, siehe **Abbildung 4.7** rechts. Verglichen

mit der Umgebungstemperatur ist die Fahrbahnoberfläche im Sommer tendenziell etwas wärmer. Eine große Spreizung von Fahrbahn- und Umgebungstemperatur konnte aus den Messdaten nicht herausgefiltert werden. Einflussfaktoren, wie Niederschlag, Wasserfilmhöhe, Sonneneinstrahlung, wurden nicht separat erfasst. Letztlich spiegeln beide Temperaturen gemeinsam die klimatische Umgebungssituation wider. Die Verteilung der Fahrten auf die unterschiedlichen Jahreszeiten (siehe **Tabelle 4.1**) ergab eine mittlere Umgebungstemperatur von ca. 18 °C.

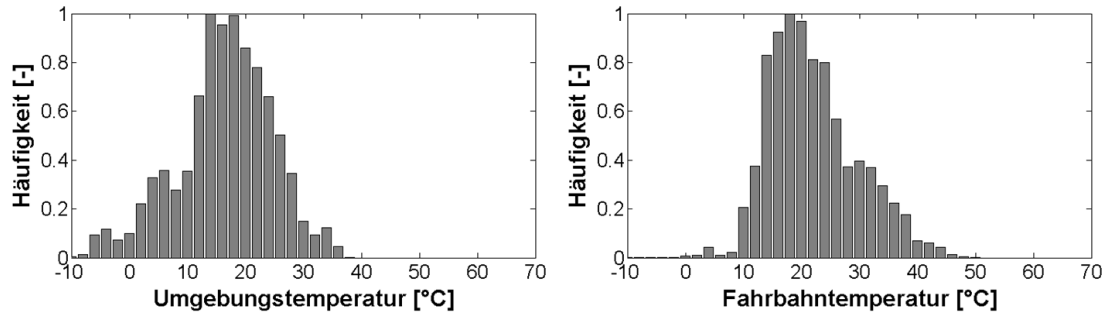


Abbildung 4.7: Skalierte Häufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen (links) sowie der Fahrbahntemperaturen (rechts) über alle Fahrten des Feldversuchs im Güterfernverkehr

Unter dem Einfluss der Umgebungsbedingungen sowie unter dem Einfluss der unter anderem von Beladungssituation und Geschwindigkeitsprofil geprägten Betriebsbedingungen erwärmen sich die Reifen. **Abbildung 4.8** zeigt die skalierten zeitlichen Häufigkeitsverteilungen der Laufflächentemperaturen (links) und Schultertemperaturen (rechts). **Abbildung 4.9** zeigt die skalierten Häufigkeitsverteilungen von Reifeninnentemperatur (links) und Reifeninnendruck (rechts). Ausgewertet wurde über alle Messfahrten. Enthalten sind jeweils auch die Standzeiten. Beide Abbildungen beziehen sich auf die Trailerachsreifen. Um den Einfluss einer situationsabhängig angehobenen Liftachse zu eliminieren, wurden für diese Auswertung nur die hinteren vier Räder der Hinterachsaggregate betrachtet. Separate Auswertungen haben gezeigt, dass sich die einzelnen Räder am Hinterachsaggregat in ihrem transienten Druck- und Temperaturverläufen sehr ähnlich verhalten. Es ergibt sich eine mittlere Laufflächentemperatur von 24 °C. Die Schulter ist im Mittel etwa 2 °C kühler. Die Luft im Reifeninneren erwärmt sich im Mittel auf 32 °C und liegt damit durchschnittlich etwa 14 °C über der Umgebungstemperatur.

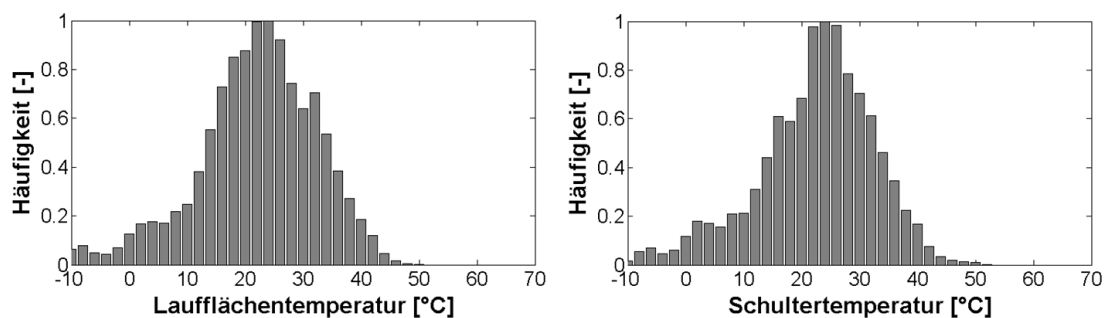


Abbildung 4.8: Skalierte Häufigkeitsverteilung der Laufflächentemperaturen (links) sowie der Schultertemperaturen (rechts) über alle Fahrten des Feldversuchs im Güterfernverkehr am Beispiel der Trailerachsreifen

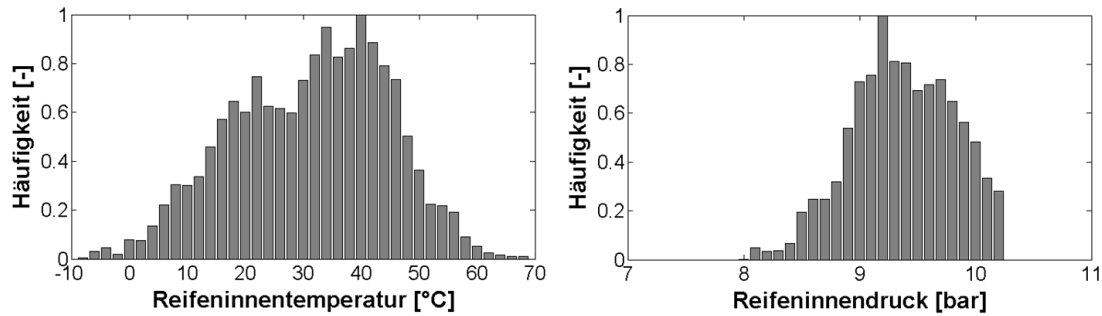


Abbildung 4.9: Skalierte Häufigkeitsverteilung der Reifeninnentemperaturen (links) sowie des Reifeninnendrucks (rechts) über alle Fahrten des Feldversuchs im Güterfernverkehr am Beispiel der Trailerachsreifen

Der eingestellte Kaltfülldruck für den Trailerachsreifen liegt bei 9 bar. Der Reifeninnendruck nimmt abhängig von der Innentemperatur Werte zwischen 8 und 10,3 bar an. Druck- und Temperaturverläufe werden anhand konkreter Beispiele in **Kap. 4.3.2** und **Kap. 5.2.4** diskutiert.

Auch wenn der – für ein Forschungsvorhaben großangelegte – Feldversuch bezogen auf das gesamtdeutsche jährliche Transportvolumen nicht repräsentativ ist, so gibt er doch einen sehr guten Einblick in reale Betriebs- und Umgebungsbedingungen im deutschen Güterfernverkehr. Die Daten lassen sich hinsichtlich vieler interessanter Aspekte analysieren. Es können teilstreckenbezogene, fahrzeug- oder geschwindigkeits-profilspezifische Analysen erfolgen. Es können transportaufgaben- oder speditionsspezifische Aussagen abgeleitet werden oder generische realitätsnahe Geschwindigkeits- und Beladungsprofile u. v. m. generiert werden. Exemplarische Ergebnisse werden in **Kap. 6** diskutiert.

Jede einzelne Fahrt wurde zu Dokumentationszwecken hinsichtlich wichtiger Hauptmerkmale wie Strecke, Beladungszustand, Umgebungsbedingungen, Geschwindigkeitshistogramme etc. klassifiziert. Relevante Daten wurden in einem einseitigen, über Auswertungskripte automatisch generierten Datenblatt verdichtet, sodass auch für zukünftige Nutzung der Daten eine komfortable Schnellübersicht verfügbar ist.

4.3 Rollwiderstandsmessung auf der Straße

Die Rollwiderstandsmessungen auf der Straße wurden von der IPW automotive GmbH durchgeführt. Es wurde ein Spezialmessfahrzeug eingesetzt, das einen integrierten Reifenprüfstand für Nutzfahrzeugreifen beinhaltet. Die IPW automotive GmbH nennt dieses Fahrzeug Mobile Tire Lab (MTL). Der mobile Reifenprüfstand ist mittig in einen Sattelaufleger integriert, siehe **Abbildung 4.10**.

Die Radführung über das Messobjekt ist als luftgefederte Doppelquerlenkerachse mit variablem Dämpfer ausgeführt. Die Radführung ist in einen über Führungsschienen gelagerten Schlitten integriert, der sich gegenüber dem Aufliegeraufbau in Vertikalrichtung frei bewegen kann. Dieser Schlitten wird mit Gewichten beladen, so dass sich die gewünschte statische Radlast am zu vermessenden Reifen ergibt. Rad und Schlitten bilden einen über die Straßenunebenheiten angeregten vertikaldynamischen Zweimassenschwinger, siehe **Abbildung 4.11**. Entgegen der

Situation auf gängigen Reifenprüfständen ergibt sich bei Abrollen über der realen Fahrbahnoberfläche eine realitätstypische Radlastdynamik.



Abbildung 4.10: Spezialmessfahrzeug „Mobile Tire Lab“, [3]

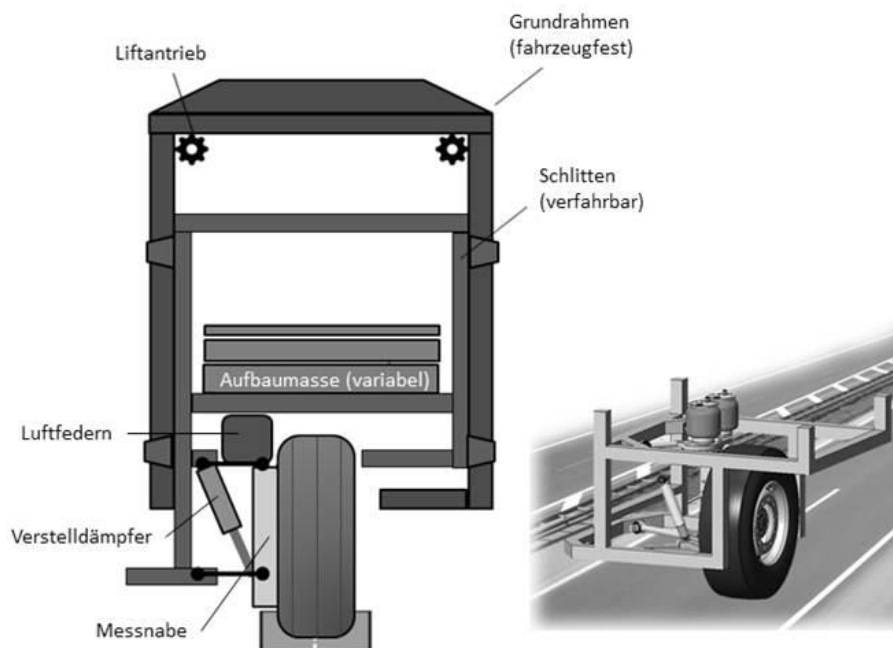


Abbildung 4.11: Prinzipieller Aufbau des in das Spezialmessfahrzeug „Mobile Tire Lab“ integrierten Reifenprüfstands, [3, 4]

Der zu vermessende Reifen wird über eine Standardfelge mit einer in die Radführung integrierten, hochpräzisen Messnabe der Firma Kistler verbunden. Die Messnabe ist eine für Rollwiderstandsmessungen optimierte Ausführung, die auch bei stationären Rollwiderstandsprüfständen eingesetzt wird. Zentrale Messelemente sind am Stator radial angeordnete und auf DMS-Technologie basierende Kraftmessdosen. Die für die Bestimmung des Rollwiderstands relevante Längskraft sowie die Normalkraft werden in der Messnabe gemessen.

In der Längskraftkomponente sind messsystembedingt auch Trägheitskräfte aus Brems- und Beschleunigungsvorgängen enthalten. Weiterhin enthalten sind übersprechende Gewichtskraftanteile beim Befahren von Steigungen und Gefällen sowie Längskräfte aus aerodynamischer Anströmung des Rades. Die Beschleunigungs- und Steigungsanteile können gemessen und

kompensiert werden. Der Einfluss der Aerodynamik wird durch eine Subtraktionsmethode bestmöglich kompensiert, indem Vergleichsfahrten mit möglichst geringer Radlast durchgeführt werden. Zu weiteren Details des verwendeten Spezialfahrzeugs siehe [3].

4.3.1 Messtechnische Ausrüstung

Der Fokus der Messungen liegt auf der Erfassung des Rollwiderstands in Abhängigkeit seiner Einflussgrößen, speziell der Temperatur.

Da das Fahrzeug für die Vermessung von Rollwiderstand und die Erfassung der Einflussfaktoren konzipiert und messtechnisch ausgerüstet war, konnte für die Versuche in weiten Teilen auf das bestehende Equipment zurückgegriffen werden. Die vorgenommenen versuchsspezifischen Anpassungen zielten in erster Linie auf die Vergleichbarkeit und Übertragbarkeit sowie die spätere reifenmodellunterstützte Zusammenführung der Ergebnisse mit den Ergebnissen aus dem Feldversuch im Speditionsalltag.

Die auf dem Spezialmessfahrzeug zu vermessenden Reifen wurden mit dem gleichen Reifenfülldruck- und Reifeninnentemperaturmesssystem ausgerüstet wie die Reifen im Feldversuch. Ein Infrarotsensor wurde auf die gleiche Stelle im Bereich der Reifenschulter ausgerichtet wie bei den Reifen im Feldversuch, siehe **Abbildung 4.1**.

Zusätzlich wurden bei einigen Reifen die zu vermessenen Reifen im Bereich der Gürtelkante mit ins Reifenmaterial eingebrachten Thermoelementen ausgestattet. Im Bereich der Gürtelkante wird viel Walkarbeit verrichtet. Entsprechend ist diese Reifentemperatur interessant und für den Rollwiderstand relevant. Pro Reifen wurden drei bis vier Thermoelemente verteilt über den Umfang einvulkanisiert, siehe **Abbildung 4.12**. Zusätzlich zu der Oberflächentemperatur an der Schulter und der Reifeninnentemperatur stehen somit auch Temperaturen im Reifengummi zur Verfügung.

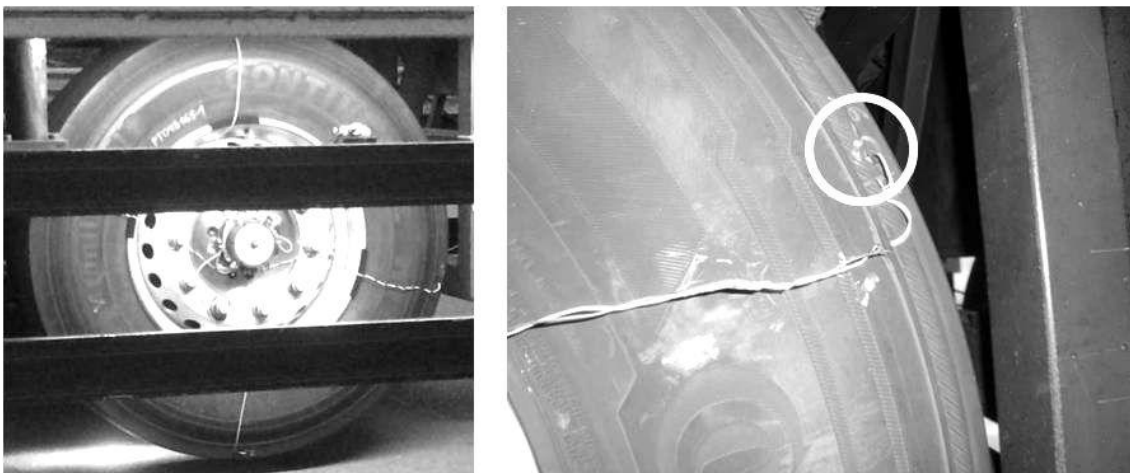


Abbildung 4.12: Thermoelemente, einvulkanisiert im Bereich der Gürtelkante, verteilt über den Reifenumfang (links), genaue Position (rechts), [4]

Im Rahmen der Rollwiderstandsmessungen auf der Straße wurden insbesondere folgende Messgrößen erfasst:

- Längskraft und Radlast (Messnabe)

- Reifenoberflächentemperatur im Bereich der Reifenschulter
- Reifenfülldruck und Reifeninnentemperatur
- Gürtelkantentemperatur (teilweise)
- Fahrbahn- und Umgebungstemperatur
- GPS-Position
- Fahrgeschwindigkeit, Beschleunigung

Das Zugfahrzeug des Spezialmessfahrzeuges wurde mit den gleichen Reifen ausgerüstet, die auch auf den Zugfahrzeugen der Speditionen montiert waren:

- Lenkachse: Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5
- Antriebsachse: Michelin X-Line EnergyD 315/70 R22.5

Hier wurden während den Messfahrten jeweils

- Reifenoberflächentemperatur im Bereich der Reifenschulter
- Reifenfülldruck und Reifeninnentemperatur

erfasst.

Zu den Rollwiderstands- und Temperaturverläufen des jeweiligen Testreifens auf dem mobilen Reifenprüfstand sind somit zusätzlich zu den entsprechenden Umgebungsbedingungen korrelierende Temperaturverläufe von Lenk- und Antriebsachreifen des Zugfahrzeuges vorhanden.

4.3.2 Messprogramm und Ergebnisüberblick

Es wurden Rollwiderstandsmessungen bei sturz- und vorspurfreiem Geradeauslauf auf echten Fahrbahnen durchgeführt. Dabei interessiert neben stationären Zuständen im thermischen Gleichgewicht insbesondere auch das Rollwiderstandsverhalten der Reifen in Aufwärm- und Abkühlphasen.

Die im Rahmen dieser Untersuchungen verfügbaren Messumfänge wurden unterteilt in Messungen auf öffentlicher Straße sowie Messungen auf einem Testgelände in Klettwitz.

Die Messungen auf öffentlicher Straße fanden auf einem Streckenabschnitt der A7 und A27 zwischen Isernhagen nördlich von Hannover und Achim-Ost südöstlich von Bremen statt.

Eine Messung aus Hin- und Rückfahrt erstreckt sich über ca. 190 km. Bei der Zielgeschwindigkeit von 80 km mitschwimmend im fließenden Verkehr ergibt sich ein Messzeitraum von ca. 2,5 Stunden. Gemessen wurde jeweils bei einer Radlast von ca. 85 % der maximalen Tragfähigkeit des Reifens und Fülldruckbedingungen entsprechend der reifenspezifischen Vorgabe für die maximale Tragfähigkeit. Diese Bedingungen entsprechen den Normvorgaben für die Rollwiderstandsbestimmung nach ISO 28580, siehe [15].

Messprogramm Autobahn A7/A27 (Fahrten Nr. 1 bis Nr. 8):

- Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5 (Trailerachsreifen)

- Radlast 3800 kg, Kaltfülldruck 9,0 bar
 - 6 Fahrten zu unterschiedlichen Umgebungstemperaturen
- Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5 (Lenkachsreifen)
 - Radlast 3570 kg, Kaltfülldruck 9,0 bar
 - 1 Fahrt
 - Michelin X-Line EnergyD 315/70 R22.5 (Antriebsachsreifen)
 - Radlast 2500 kg, Kaltfülldruck 8,0 bar
 - 1 Fahrt

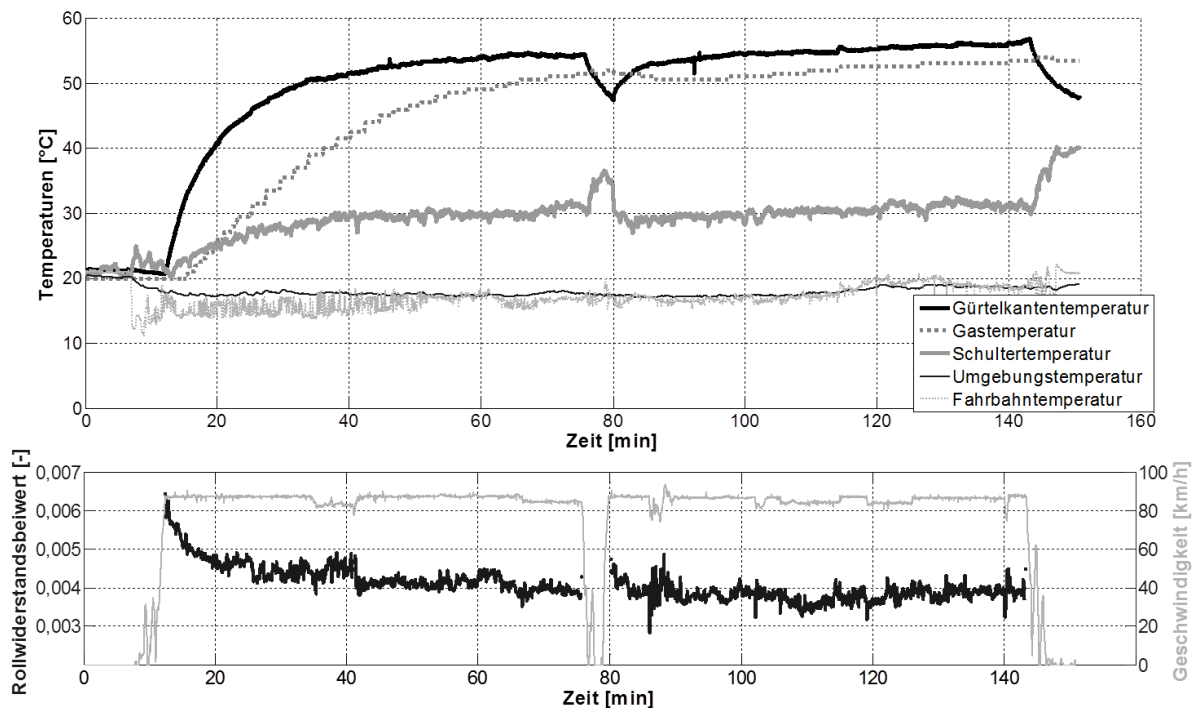


Abbildung 4.13: Zeitschriebe einer Autobahnfahrt mit dem Spezialmessfahrzeug: Reifentemperaturen, Umgebungs- und Fahrbahntemperatur (oben); Rollwiderstandsbeiwert und Fahrgeschwindigkeit (unten). Trailerachsreifen, Radlast 3800 kg, Kaltfülldruck 9 bar, Umgebungstemperatur 18 °C

Abbildung 4.13 zeigt exemplarisch die Zeitverläufe relevanter Signale einer Messung mit dem Spezialmessfahrzeug auf der Autobahn bei Hin- und Rückfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit, siehe Geschwindigkeitsverlauf im unteren Zeitschrieb. **Abbildung 4.13** zeigt die Temperaturverläufe der unterschiedlichen Reifentemperaturen sowie die Umgebungs- und Fahrbahntemperatur. Gut zu erkennen sind der Anstieg der Reifentemperaturen und die exponentielle Annäherung an den jeweiligen thermischen Gleichgewichtszustand. Der markante Abfall der Gürtelkantentemperatur zu Mitte und Ende der Messung korreliert mit einer entsprechend deutlichen Zunahme der Schultertemperatur. Die Ursache ist die deutliche Geschwindigkeitsabnahme beim Verlassen der Autobahn zum Wenden und zu Messende, siehe Geschwindigkeitssignal in **Abbildung 4.13** unten. Mit abfallender Geschwindigkeit reduziert sich die Leistung aus Rollwiderstand (und Schlupf) und damit der Energieeintrag in den Reifen. Die Gürtelkantentemperatur sinkt entsprechend. Die Schultertemperatur steigt, weil bei reduzierter Fahrgeschwindigkeit die Wärmeabfuhr durch die Umströmung (Konvektion) geringer, die

Wärmezufuhr aus dem wärmeren Reifenkern zunächst aber noch gegeben ist. **Abbildung 4.13** unten zeigt den sich ergebenden Rollwiderstandsbeiwert. Hier ist erwartungsgemäß eine exponentielle Annäherung an einem Rollwiderstandsbeiwert im thermischen Gleichgewicht zu beobachten. Der Fülldruck steigt während der Messung von 9 bar auf etwa 10,1 bar an (nicht abgebildet).

Für die Messungen auf dem Testgelände in Klettwitz wurde auf einem langgezogenen Oval gefahren. Gefahren wurde ein Stufentest bestehend aus 90 Minuten Konstantfahrt mit 85 km/h, 60 Minuten Konstantfahrt mit 15 km/h sowie 90 Minuten Konstantfahrt mit 60 km/h. Eine Messung enthält somit die Reifentemperaturen und Rollwiderstände für drei stationäre Betriebspunkte des Reifen sowie das Aufwärm- bzw. Abkühlverhalten und die transienten Rollwiderstandsverläufe zwischen diesen Betriebspunkten.

Messprogramm Testgelände Klettwitz (Fahrten Nr. 9 und Nr.10):

- Continental EcoPlusHT3 385/55 R22.5 (Trailerachsreifen)
 - Radlast 3800 kg, Kaltfülldruck 9,0 bar
 - 1 Fahrt
- Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5 (Lenkachsreifen)
 - Radlast 3570 kg, Kaltfülldruck 9,0 bar
 - 1 Fahrt

Die auf dem Testgelände in Klettwitz gemessenen Reifen stehen nicht im Fokus der vorliegenden Ausarbeitung. Die Messungen sind der Vollständigkeit halber erwähnt und werden teilweise auch für die Parametrierung der entsprechenden Reifenmodelle zur Nutzung in der Gesamtfahrzeugsimulation herangezogen, siehe **Kap. 5.5**.

Die detaillierte Auswertung der Ergebnisse am Beispiel Trailerachsreifen Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5 erfolgt in **Kap. 5.3** im Rahmen der Modellierung der Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstandes. Die Temperaturverläufe fließen auch in die Modellierung des thermischen Reifenverhaltens ein, siehe **Kap. 5.2**. Weitere Details zum Messprogramm und exemplarische Ergebnisse enthält der Versuchskurzbericht, [4].

5 Modellierung

Die Ergebnisse aus dem Feldversuch im realen Güterfernverkehr sowie der Rollwiderstandsmessungen auf echten Fahrbahnen sollen in ein Reifenmodell überführt werden. Der Fokus dabei liegt auf der Modellierung des transienten thermischen Rollwiderstands in Abhängigkeit der Betriebs- und Umgebungsbedingungen. Das entwickelte thermische Nutzfahrzeugreifenmodell wird in eine vorhandene Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung integriert, um aus gegebenen Fahr- und Streckenprofilen sowie Beladungssituationen realistische Rollwiderstände zu prognostizieren.

5.1 Modellierungsansatz

Die Herausforderung bei der Modellierung besteht darin, den für die konkrete Fragestellung optimalen Modellierungsansatz und das optimale Abstraktionsmaß zu finden. Hierbei ist nicht nur der richtige Kompromiss aus Komplexität, Detaillierungsgrad, Abbildungsgüte und Parametrierungsaufwand zu identifizieren, sondern es müssen auch die gegebenen Voraussetzungen und anwendungsspezifischen Rahmenbedingungen berücksichtigt werden. Konkret bedeutet das, dass der Modellierungsansatz eng mit dem messtechnischen Konzept verknüpft ist und dass auch die Anforderungen hinsichtlich der Einbindung in die Gesamtfahrzeugentwicklungsumgebung berücksichtigt werden müssen.

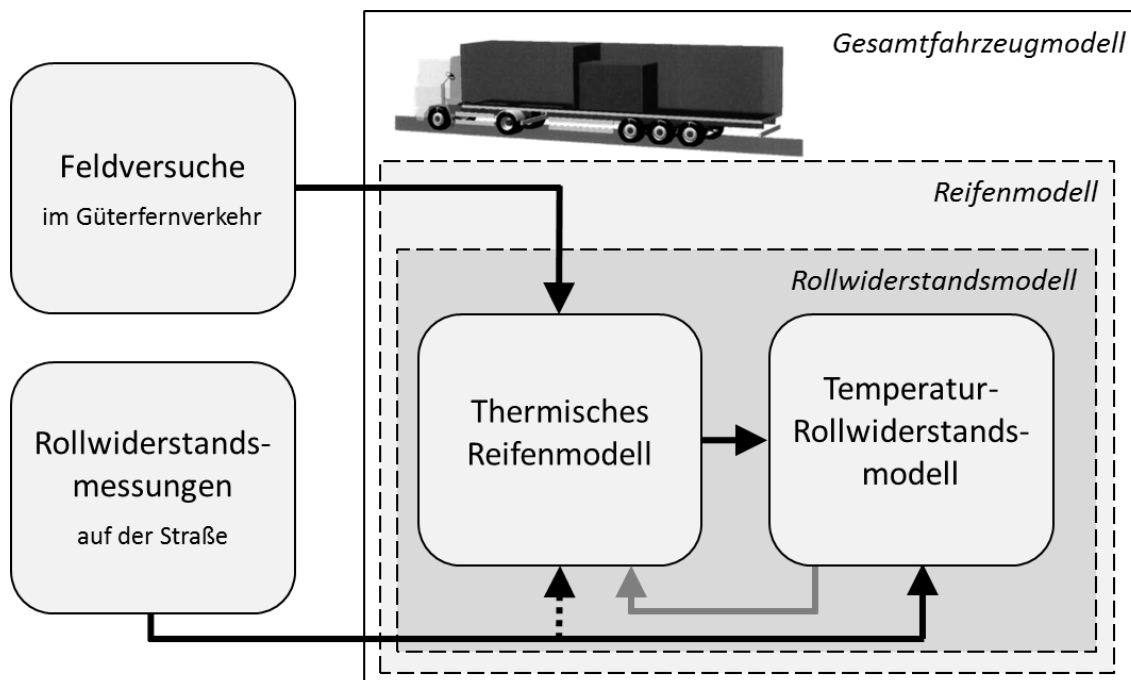


Abbildung 5.1: Modellierungsansatz zum Rollwiderstandsmodell: konzeptionelle Ableitung aus den Feldversuchen im Güterfernverkehr sowie den Rollwiderstandsmessungen auf der Straße sowie modularer Aufbau und Einbindung ins Gesamtfahrzeugmodell

Ein Ziel der Arbeit ist ein Analyse- und Prognosewerkzeug zur Bewertung fernverkehrstypischer Szenarien aus dem realen Speditionsalltag unter realen Randbedingungen. Entsprechend müssen sich alle wesentlichen Modellparameter und Einflussgrößen mit vertretbarem messtechnischen Aufwand aus dem Realbetrieb ableiten und bestimmen lassen. In Analogie zum Messkonzept, siehe **Kap. 4.1**, ist auch das Rollwiderstandsmodell zweigeteilt. **Abbildung 5.1** zeigt die konzeptionellen Zusammenhänge. Das Rollwiderstandsmodell besteht aus zwei Modulen, einem thermischen Reifenmodell und einem Temperatur-Rollwiderstandsmodell. Das thermische Reifenmodell berechnet transiente Reifentemperaturen. Diese Reifentemperaturen sind dynamische Zustandsgrößen, die das thermische Reifenverhalten in Abhängigkeit der Betriebs- und Umgebungsbedingungen beschreiben. Das Temperatur-Rollwiderstandsmodell berechnet dann den Rollwiderstand, der mit dem thermischen Reifenzustand korreliert. Beide Module sind miteinander verkoppelt. Rollwiderstand ist dissipierte mechanische Energie, die als Wärmequelle in das thermische Reifenmodell eingeht, symbolisiert durch den grauen Pfeil in **Abbildung 5.1**.

Ziel des thermischen Reifenmodells ist die Modellierung der Temperaturentwicklung von Reifen im echten Fernverkehrseinsatz unter realen Betriebsbedingungen. Entsprechend leitet sich das thermische Reifenmodell konzeptionell aus den Ergebnissen der Feldversuche im Güterfernverkehr ab, siehe **Abbildung 5.1**. Aus den Messungen sind weder der detaillierte konstruktive Aufbau des Reifens noch die detaillierten stofflichen Eigenschaften der verschiedenen Materialien ableitbar. Somit ist ein detaillierter physikalischer FEM-Modellansatz entsprechend **Abbildung 3.4** nicht sinnvoll. Dennoch muss das thermische Verhalten des Reifens qualitativ und quantitativ richtig abgebildet werden. Dazu muss das Temperaturmodell mit einer solchen Genauigkeit modelliert werden, dass der Wärmeaustausch sowohl zwischen den einzelnen Reifenzonen (Schulter, Lauffläche, Reifenscheitel, ...) als auch mit der Umgebung in Niveau und Dynamik richtig abgebildet wird. Der modellierte thermische Zustand des Reifens muss in Temperaturen beschrieben werden, die sich mit den aus den Messungen verfügbaren Größen validieren lassen. Zur Modellierung des thermischen Zustandes des Reifens wird ein teil-empirischer und teilphysikalischer Ansatz verwendet, der die Wärmeübertragung zwischen den für den Rollwiderstand relevanten Reifenzonen abbildet und eine Prädiktion des Rollwiderstandes auf Basis des thermischen Zustandes erlaubt. Die Modellierung und Validierung des thermischen Reifenmodells wird in **Kap. 5.2** erläutert.

Die Modellierung der Korrelation zwischen dem thermischen Reifenzustand und dem daraus resultierenden Rollwiderstand wird in **Kap. 5.3** ausgeführt. Dieses in **Abbildung 5.1** mit Temperatur-Rollwiderstandsmodell bezeichnete Modul wird aus den Rollwiderstandsmessungen mit dem Spezialmessfahrzeug auf realen Straßen abgeleitet. Da bei den Rollwiderstandsmessungen auf der Straße auch die Reifentemperaturen gemessen wurden, können diese Ergebnisse auch bei der Modellierung des thermischen Reifenmodells einfließen, symbolisiert durch den gestrichelten Pfeil in **Abbildung 5.1**.

Abbildung 5.1 zeigt zudem die konzeptionelle Einbindung des Rollwiderstandsmodells mit seinen zwei Modulen in ein Reifenmodell, das neben dem Rollwiderstand auch alle anderen Kräfte und Momente berechnet, die zwischen Reifen und Straße übertragen werden. Das Reifenmodell wiederum ist Teil des Gesamtfahrzeugmodells und damit letztlich Teil der kompletten Entwicklungsumgebung zur Analyse und Prädiktion energetischer Fragestellungen für Fernverkehrszüge unter Berücksichtigung realen Randbedingungen. Die Einbindung des Rollwiderstandsmodells in die Gesamtfahrzeugentwicklungsumgebung wird in **Kap. 5.5** beschrieben.

Die Integration des Rollwiderstandsmodells in eine dynamische Gesamtfahrzeugsimulation adressiert einen weiteren Aspekt, der bei der Wahl des geeigneten Modellierungsansatzes eine gewichtige Bedeutung hat. Die Modellierung des thermischen Reifenzustands und des daraus abgeleiteten transienten Rollwiderstandsverhaltens erfolgt auch unter dem Gesichtspunkt Rechenzeit, schließlich sollen reale Fahrzyklen von ggf. mehreren Stunden Fahrzeit simuliert und in endlicher Zeit einer Bewertung zugeführt werden. Auch diesbezüglich wäre ein vollphysikalischer Modellansatz bestehend aus einem viskoelastischen FEM-Modell gekoppelt mit einem entsprechenden detaillierten Wärmeübertragungsmodell nicht sinnvoll.

5.2 Thermisches Reifenverhalten

5.2.1 Thermisches Reifenmodell

Zur Herleitung der thermischen Modellierung wird der Reifen zunächst als thermodynamisches System betrachtet. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik beschreibt die Energieerhaltung. Die innere Energie eines Systems kann sich nur durch den Transport von Energie in Form von Wärme oder mechanischer Arbeit über die Systemgrenzen hinweg ändern.

Die wiederkehrenden Deformationen bei abrollenden Reifen unter Last verrichten mechanische Arbeit und damit einen Energieeintrag in das System. Ein Teil der Energie verlässt bei Expansion zuvor deformierter Bereiche das System wieder als mechanische Energie. Die Differenz (Hystereseeanteil) entspricht der Rollwiderstandsarbeit. Sie wird im Reifenmaterial mechanisch dissipiert und in Wärme gewandelt. Die Rollwiderstandsarbeit ist auf mechanischem Wege auf das System Reifen übertragene Energie, die im Reifen als thermische Energie verfügbar ist.

Zur Vereinfachung wird das thermodynamische System Reifen auf ein thermisches System Reifen überführt. Die Rollwiderstandsarbeit wird direkt als Eintrag von thermischer Energie Q betrachtet. Folglich entspricht die Rollwiderstandsleistung einem Wärmestrom \dot{Q} in das thermische System Reifen.

Für die Rollwiderstandsleistung P_R gilt:

$$P_R = f_R(T_i) \cdot F_N \cdot v_x = \dot{Q}_R \quad \text{Gl. 5.1}$$

Entgegen der Definition der Rollwiderstandsleistung nach Gl. 3.5 in **Kap. 3.2** wird hier nicht das Gesamtfahrzeug, sondern ein einzelner Reifen betrachtet.

In Gl. 5.1 sind v_x die Geschwindigkeitskomponente in Reifenlängsrichtung und F_N die Radlast. Der Rollwiderstandsbeiwert ist eine Funktion des durch mehrere Reifentemperaturen T_i repräsentierten thermischen Zustands des Reifens. Der entsprechende Zusammenhang wird in **Kap. 5.3** hergeleitet. \dot{Q}_R ist der der Rollwiderstandsleistung P_R entsprechende Wärmestrom als Eingangsgröße in das thermische Reifenmodell.

In Analogie zur Rollwiderstandsleistung stellen auch die Schlupfleistungen Wärmeströme in das thermische Reifenmodell dar. Für die Längsschlupfleistung $P_{S_{\text{längs}}}$ gilt:

$$P_{S_{\text{längs}}} = \left| \frac{v_x - v_{\text{th}}}{v_x} \cdot \frac{M_y}{r_{\text{dyn}}} \cdot v_x \right| = \left| (v_x - v_{\text{th}}) \cdot \frac{M_y}{r_{\text{dyn}}} \right| = \dot{Q}_{S_{\text{längs}}} \quad \text{Gl. 5.2}$$

Dabei ist M_y das schlupfverursachende Brems- oder Antriebsmoment. In Gl. 5.2 wird die Bremsschlupfdefinition einheitlich für alle Schlupfzustände verwendet. Der Querschlupf ist der Tangens des Schräglaufwinkels α , [30]. Für die Querschlupfleistung $P_{S_{\text{quer}}}$ gilt:

$$P_{S_{\text{quer}}} = |\tan \alpha \cdot F_S \cdot v_x| = \left| \frac{v_y}{v_x} \cdot F_S \cdot v_x \right| = |F_S \cdot v_y| = \dot{Q}_{S_{\text{quer}}} \quad \text{Gl. 5.3}$$

Die Wärmeströme aus Rollwiderstand und Schlupf sind als Eingänge in das thermische System Reifen auch als Eingänge in die mathematische Implementierung des thermischen Reifenmodells definiert. Daneben tauscht das thermische System Reifen Wärmeströme über die Systemgrenze zur Fahrbahn \dot{Q}_{Fb} und zur Umgebung \dot{Q}_{Umg} aus. Diese Wärmeströme können je nach Temperaturdifferenz der beteiligten Partner sowohl Eingänge als auch Ausgänge für das thermische System Reifen sein. Im Zuge der mathematischen Implementierung fungieren daher die Fahrbahntemperatur T_{Fb} und die Umgebungstemperatur T_{Umg} als Eingänge in das thermische Reifenmodell. Sie definieren zusammen mit den Reifentemperaturen T_i die Richtung der Wärmeströme. **Abbildung 5.2** verdeutlicht diese Zusammenhänge. Gl. 5.4 fasst die Eingangsgrößen des thermischen Reifenmodells Eing_{TRM} zusammen.

$$\text{Eing}_{\text{TRM}} = \left\{ \dot{Q}_R, \dot{Q}_{S_{\text{längs}}}, \dot{Q}_{S_{\text{quer}}}, T_{\text{Umg}}, T_{\text{Fb}} \right\} \quad \text{Gl. 5.4}$$

Ausgänge des thermischen Reifenmodells sind die noch zu spezifizierenden Reifentemperaturen T_i , die den thermischen Zustand des Reifens beschreiben.

Der obige Modellansatz ist unter folgenden vereinfachenden Annahmen gültig:

- Die mechanische Rollwiderstandsleistung wird vollständig im Reifen dissipiert. Eine Verformung der Fahrbahn wird vernachlässigt
- Die mechanischen Schlupfverlustleistungen werden vollständig im Reifen dissipiert. Eine anteilige direkte Erwärmung der Fahrbahn wird vernachlässigt.
- Ein Energieeintrag in den Reifen durch Wärmestrahlung (Sonne, Bremsscheibe, etc.) wird vernachlässigt.

Diese Annahmen stellen keine prinzipiellen Einschränkungen da. Eine Berücksichtigung der genannten Einflüsse ist zwar konzeptionell berücksichtigt, in der vorgestellten Implementierung aber bisher nicht umgesetzt.

Der thermische Zustand des Reifens ist bisher eine abstrakte Größe, die entsprechend des Modellierungsansatzes nach **Kap. 5.1** geeignet sein muss, um das den Rollwiderstand beeinflussende thermische Verhalten des Reifens qualitativ und quantitativ richtig abzubilden. Des Weiteren muss der thermische Zustand Teil einer geeigneten Modellbeschreibung sein, die sich aus den verfügbaren Messdaten parametrieren und validieren lassen. Zur Charakterisierung des thermischen Zustands eignen sich Temperaturen.

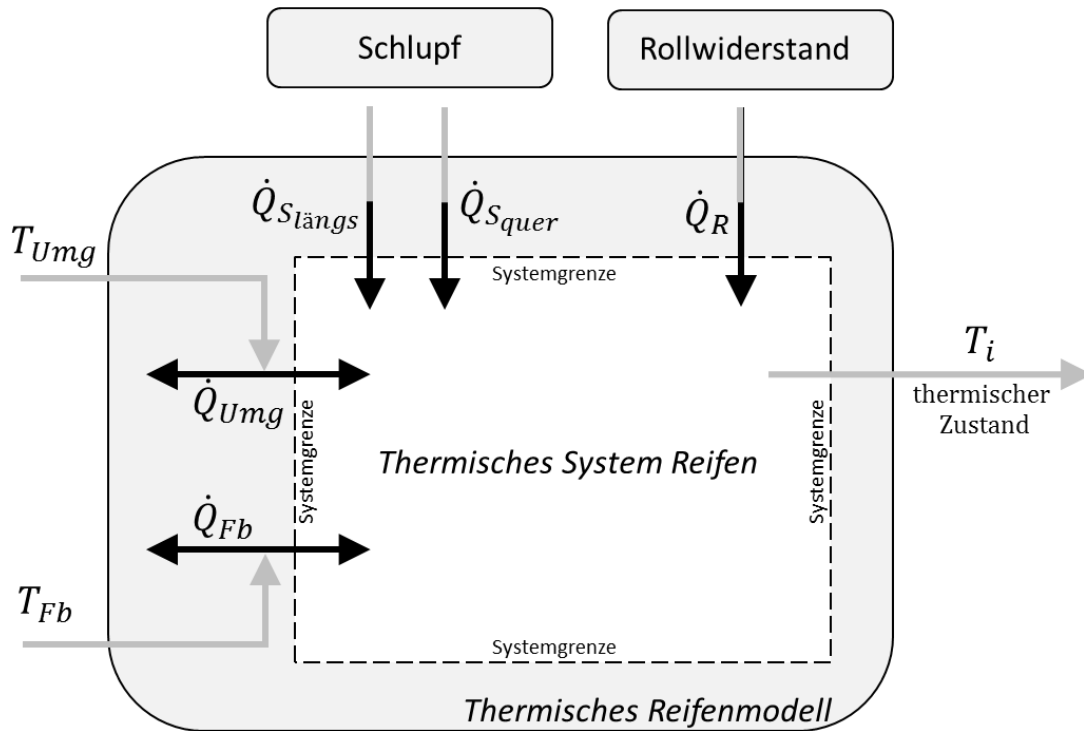


Abbildung 5.2: Ein- und Ausgänge in das thermische Reifenmodell sowie Wärmeströme über die Systemgrenze des thermischen Systems Reifen

Gl. 5.5 nennt die Menge der im Feldversuch im Güterfernverkehr gemessenen Reifentemperaturen $T_{i_{\text{Feldversuch}}}$, siehe **Kap. 4.2.1**, sowie die Menge der bei den Rollwiderstandsmessungen mit dem Spezialmessfahrzeug erfassten Reifentemperaturen $T_{i_{\text{Rowi_Messung}}}$, siehe **Kap. 4.3.1**:

$$T_{i_{\text{Feldversuch}}} = \{T_{\text{Lauffläche}}, T_{\text{Schulter}}, T_{\text{Gas}}\} \quad \text{Gl. 5.5}$$

$$T_{i_{\text{Rowi_Messung}}} = \{T_{\text{Gürtel}}, T_{\text{Schulter}}, T_{\text{Gas}}\}$$

Dabei sind die Laufflächentemperatur $T_{\text{Lauffläche}}$ und die Schultertemperatur T_{Schulter} Oberflächentemperaturen, während die Gürtelkantentemperatur $T_{\text{Gürtel}}$ eine im Reifenmaterial gemessene Größe darstellt. Die Gastemperatur T_{Gas} repräsentiert die Temperatur der Luft im Reifeninneren.

Im Sinne eines pragmatischen Ansatzes und unter Berücksichtigung der bestmöglichen Ausnutzung aller vorhandenen Informationen wird die Vereinigungsmenge T_i zur Beschreibung des thermischen Reifenzustands angesetzt:

$$T_i = \{T_{\text{Lauffläche}}, T_{\text{Schulter}}, T_{\text{Gas}}, T_{\text{Gürtel}}\} \quad \text{Gl. 5.6}$$

Jeder der Temperaturen aus Gl. 5.6 wird eine thermische Masse zugeordnet. Der Begriff „thermische Masse“ dient der Veranschaulichung im Sinne einer sehr groben Unterteilung des Reifens in einzelne Teilbereiche. Eine thermische Masse kann Energie in Form von Wärme aufnehmen, speichern und abgeben. Physikalisch entspricht die thermische Masse einer

Wärmekapazität. Die Wärmekapazität C eines Körpers beschreibt das Verhältnis der dem Körper zugeführten Wärme zu der dadurch bewirkten Temperaturänderung.

$$C = \frac{dQ}{dT} \quad \text{Gl. 5.7}$$

Der Reifen ist kein homogener Körper aus einem einzigen Material mit einfach bestimmbareren Materialeigenschaften. Auch sind die zur Beschreibung des thermischen Verhaltens gewählten Temperaturen nicht einzelnen und klar voneinander abgrenzbaren Massen oder geometrischen Bereichen im Sinne einer finiten Diskretisierung zuordnenbar. Vielmehr wird der Begriff „thermische Masse“ benutzt für eine abstrakte Einheit, die im Wesentlichen durch ihre thermischen Eigenschaften charakterisiert und durch eine gemeinsame Wärmekapazität repräsentiert ist. In dieser Modellvorstellung beschreibt Gl. 5.7 die Wärmekapazität C einer thermischen Masse als das Verhältnis der der thermische Masse zugeführten Wärme zu der dadurch bewirkten Temperaturänderung. Den Temperaturen aus Gl. 5.6 werden thermische Massen (Wärmekapazitäten) zugeordnet.

$$C_i = \{C_{\text{Lauffläche}}, C_{\text{Schulter}}, C_{\text{Gas}}, C_{\text{Gürtel}}\} \quad \text{Gl. 5.8}$$

Mit $C = \frac{dQ}{dT} = \frac{dQ}{dt} \cdot \frac{dt}{dT}$ folgt aus Gl. 5.7:

$$\frac{dT}{dt} \cdot C = \frac{dQ}{dt} \quad \Leftrightarrow \quad \dot{T} \cdot C = \dot{Q} \quad \text{Gl. 5.9}$$

Damit ergibt sich für jede der thermischen Massen (Wärmekapazitäten) C_i nach Gl. 5.8 eine Differentialgleichung mit der entsprechenden Temperatur T_i als Zustand:

$$\dot{T}_i \cdot C_i = \sum_j \dot{Q}_{i,j} \quad \text{Gl. 5.10}$$

Die Temperatur der thermischen Masse ändert sich dynamisch in Abhängigkeit der Summe aller Wärmeströme $\dot{Q}_{i,j}$, die auf die thermische Masse oder ausgehend von der thermischen Masse wirken.

Abbildung 5.3 ergänzt **Abbildung 5.2** um die schematische Darstellung der inneren Struktur des thermischen Reifenmodells. Dargestellt sind die vier thermischen Massen C_i sowie die Konkretisierung der Ausgänge. Die vier den thermischen Massen zugehörigen Temperaturen entsprechend den Zuständen des Modells, siehe Gl. 5.10. Sie repräsentieren den thermischen Zustand des Reifens und definieren gleichzeitig den Modellausgang des thermischen Reifenmodells, siehe Gl. 5.11:

$$\text{Ausg}_{\text{TRM}} = T_i = \{T_{\text{Lauffläche}}, T_{\text{Schulter}}, T_{\text{Gas}}, T_{\text{Gürtel}}\} \quad \text{Gl. 5.11}$$

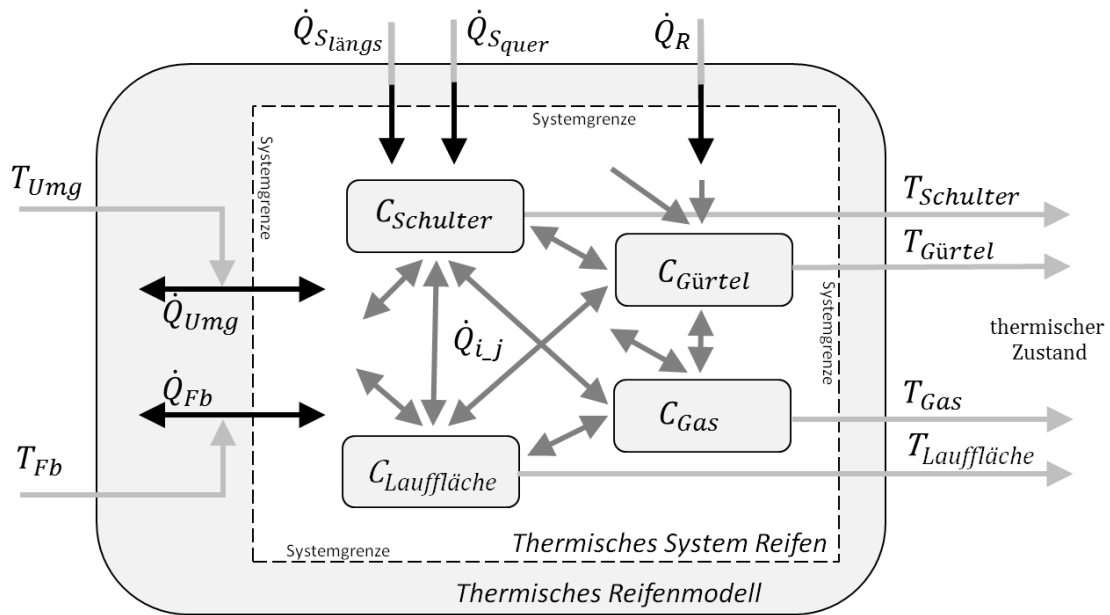


Abbildung 5.3: Struktur des thermischen Reifenmodells mit Fokus auf den thermischen Massen (Wärmekapazitäten C_i) sowie schematische Darstellung der Wärmeströme zwischen den thermischen Massen und der über die Systemgrenze gehenden Wärmeströme; Die Temperaturen T_i als Ausgänge des Modells entsprechen den Zuständen der thermischen Massen.

Der Modellansatz sieht vor, dass prinzipiell jede thermische Masse Wärmeströme mit jeder anderen thermischen Masse sowie mit der Umgebung und der Fahrbahn austauschen kann. So kann z. B. die thermische Masse C_{Gas} auch Wärmeströme mit der Umgebung austauschen, obwohl in der Realität Gas und Umgebungsluft durch die Seitenwand voneinander getrennt sind. Es handelt sich um einen teilempirischen Modellansatz, in dem nur wenige thermische Massen modelliert sind. Somit repräsentieren diese thermischen Massen nicht zwingend nur den nach ihr benannten Körper bzw. das nach ihr benannte Medium. So beschreibt die thermische Masse C_{Gas} neben der Luft im Reifeninneren auch Teile der Felge sowie der Seitenwand. Folglich wird auch ein potentieller Wärmestrom mit der Umgebung zugelassen. Die in **Abbildung 5.3** abgebildeten Wärmeströme $\dot{Q}_{i,j}$ im thermischen System Reifen sind exemplarisch und sollen nur den prinzipiellen Modellansatz verdeutlichen.

Die Größe der Wärmeströme aus Rollwiderstand und Schlupf ergeben sich aus der jeweiligen physikalischen Arbeit entsprechend Gl. 5.1 bis Gl. 5.3.

Die Größe der Wärmeströme $\dot{Q}_{i,j}$ zwischen den thermischen Massen sowie der Wärmeaustausch mit der Umgebung und der Fahrbahn ergeben sich aus den Temperaturdifferenzen und müssen über Messungen parametrisiert werden. Der Modellansatz orientiert sich an der Physik der Wärmeübertragung durch Wärmeleitung und Konvektion, siehe Gl. 3.7 und Gl. 3.9. Danach ist der Wärmestrom $\dot{Q}_{i,j}$ zwischen zwei Körpern bzw. Medien i und j abhängig von der Temperaturdifferenz $(T_i - T_j)$, vom Wärmeübergangskoeffizient $h_{i,j}$ sowie der Fläche $A_{i,j}$, an der der Wärmeübergang stattfindet. Es gilt:

$$\dot{Q}_{i,j} = h_{i,j} \cdot A_{i,j} \cdot (T_i - T_j) = -\dot{Q}_{j,i} \quad \text{Gl. 5.12}$$

$i, j \in \{\text{Lauffläche, Schulter, Gas, Gürtel, Fb, Umg}\}$

Wie bereits erwähnt, sind die thermischen Massen im Modell eher abstrakte Einheiten als klar voneinander abgrenzbare Bereiche des Reifens. Somit sind weder konkrete Flächen $A_{i,j}$ identifizierbar, über die der Wärmeaustausch stattfindet, noch können materialspezifische Wärmeübergangskoeffizient $h_{i,j}$ ermittelt werden. Das Produkt der beiden Unbekannten wird zu einem den Wärmestrom charakterisierenden Faktor $(h \cdot A)_{i,j}$ zusammengefasst. Für alle Wärmeströme im Reifen kann von konstanten Wärmeübergangskoeffizienten und damit von konstanten den Wärmestrom charakterisierenden Faktoren ausgegangen werden. Für alle internen Wärmeströme vereinfacht sich Gl. 5.12 zu:

$$\dot{Q}_{i,j} = (h \cdot A)_{i,j} \cdot (T_i - T_j) = -\dot{Q}_{j,i} \quad \text{Gl. 5.13}$$

$i, j \in \{\text{Lauffläche, Schulter, Gas, Gürtel}\}$

Die Wärmeströme über die Systemgrenze mit der Fahrbahn und der Umgebung werden jeweils in Abhängigkeit von der Reifenlängsgeschwindigkeit v_x (im Felgenkoordinatensystem) modelliert. Die Wärmeübertragung zwischen Reifen und Umgebung wird von der Konvektion dominiert. Die Konvektion ist von der Art der Umströmung und der Umströmungsgeschwindigkeit abhängig. Es wird vereinfachend angenommen, dass die Umströmungsgeschwindigkeit mit der Reifenlängsgeschwindigkeit v_x korreliert und die Wärmeübertragung über einen linearen Ansatz von der Reifenlängsgeschwindigkeit abhängt. Auch die Wärmeübertragung zur Fahrbahn wird in linearer Abhängigkeit von der Reifenlängsgeschwindigkeit angenommen. Für die Wärmeübertragung mit der Fahrbahn und der Umgebung gilt:

$$\dot{Q}_{i,j} = (h \cdot A)_{i,j} \cdot (T_i - T_j) \cdot (a_{i1} \cdot |v_x| + a_{i0}) = -\dot{Q}_{j,i} \quad \text{Gl. 5.14}$$

$i \in \{\text{Fb, Umg}\}, j \in \{\text{Lauffläche, Schulter, Gas, Gürtel}\}$

Über die konstanten Faktoren a_{i0} in Gl. 5.14 in der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Wärmeströme zur Fahrbahn und Umgebung wird die Tatsache berücksichtigt, dass auch im Stand Wärmeübertragung stattfindet.

Letztlich ist das thermische Reifenmodell ein Satz Differentialgleichungen nach Gl. 5.10 mit Wärmeströmen nach Gl. 5.13 und Gl. 5.14 sowie dem Zustandsvektor der Reifentemperaturen T_i nach Gl. 5.6. Als Anfangswerte für die Zustände wird ohne Beschränkung der Allgemeinheit einheitlich die Umgebungstemperatur angesetzt.

5.2.2 Parametrierung

Der beschriebene teilempirische Ansatz für die thermische Modellierung des Reifens hat

- vier unbekannte Parameter C_i nach Gl. 5.10,
- sechs unbekannte Parameter $(h \cdot A)_{i,j}$ nach Gl. 5.13 sowie
- acht unbekannte Parameter $(h \cdot A)_{i,j}$ und vier unbekannte Parameter a_{i0} und a_{i1} nach Gl. 5.14.

Diese unbekannt Parameter müssen über die zur Verfügung stehenden Messungen parametrieren werden. Dazu stehen prinzipiell die gemessenen Reifentemperaturen T_i aus allen Messfahrten (siehe Gl. 5.5) zur Verfügung. Die Parametrierung erfolgt anhand dieses repräsentativen Messdaten-Temperaturkollektivs über einen Optimierungsansatz. Der Optimierer variiert gezielt die Parameter anhand eines Abgleichs gemessener Reifentemperaturen mit den über das thermische Reifenmodell simulierten Temperaturen. Dazu wird dem thermischen Reifenmodell das zu dem repräsentativen Kollektiv ausgewählter Messfahrten korrelierende Kollektiv an Eingangsgrößen zur Verfügung gestellt, siehe Gl. 5.4.

Details zur Parametrierung und zum Optimierungsverfahren enthält [28].

5.2.3 Modellreduktion

Die Modellstruktur des thermischen Reifenmodells nach **Kap. 5.1** sieht vor, dass zwischen allen thermischen Massen sowie jeweils zwischen Fahrbahn und Umgebung mit jeder thermischen Masse Wärmeströme möglich sind. Entsprechend der Aufzählung in **Kap. 5.2.2** ergeben sich 14 mögliche Wärmeströme. Das Modell hat insgesamt 22 unbekannt Parameter, womit sich die Frage nach einer möglichen Modellreduktion stellt. Die Modellreduktion erfolgte iterativ sowohl auf Basis physikalisch motivierter Vorüberlegungen als auch auf Basis numerischer Optimierungsergebnisse. Im Folgenden wird nur das Endergebnis erläutert.

Die Modellreduktion auf Basis physikalisch motivierter Vorüberlegungen betrifft im Wesentlichen die über die Systemgrenzen wirkenden Wärmeströme.

So gibt der vom Rollwiderstand verursachte und ins Modell eingehende Wärmestrom \dot{Q}_R entsprechend dem Ort seiner physikalischen Entstehung seine Energie nur an die thermische Masse Gürtel $C_{\text{Gürtel}}$ ab. Auch die Wärmeströme aus Längs- und Querschleif $\dot{Q}_{\text{slängs}}$ und \dot{Q}_{Squer} werden im Sinne einer einfachen Modellstruktur auch direkt in den Gürtel eingeleitet, obwohl sie in Realität eher in der Lauffläche entstehen und von dort an den Gürtel transferiert werden. Die vereinfachende Annahme erscheint insofern gerechtfertigt, weil der Fokus der Arbeit auf der Modellierung des für den Rollwiderstand relevanten thermischen Verhaltens des Reifen liegt. Der Energieeintrag durch Schleif beeinflusst den Rollwiderstand, indem er das Reifengummi im Gürtel erwärmt und so zu einem geänderten viskosen Materialverhalten beiträgt.

Die Fahrbahn kann Wärmeströme auf direktem Weg nur mit den thermischen Massen Lauffläche $C_{\text{Lauffläche}}$ und Gürtel $C_{\text{Gürtel}}$ austauschen.

Numerische Zwischenergebnisse bei den iterativen Optimierungsansätzen im Zuge der Parametrierung haben den Schluss zugelassen, dass auch im Reifeninneren zwischen den vier modellierten thermischen Massen nicht alle kombinatorisch möglichen Wärmeströme notwendig sind. Vielmehr hat sich gezeigt, dass es ausreichend ist, wenn jede thermische Masse über einen Wärmestrom mit der „zentralen“ thermischen Masse Gürtel $C_{\text{Gürtel}}$ gekoppelt ist. Das bedeutet, dass z. B. die thermische Masse Schulter C_{Schulter} nicht über einen direkten Wärmestrom zur thermischen Masse Lauffläche $C_{\text{Lauffläche}}$ verfügt. Ein entsprechender Wärmeaustausch würde im Modell indirekt über die thermische Masse Gürtel erfolgen. **Abbildung 5.4** zeigt die finale Struktur des reduzierten thermischen Reifenmodells. Es sind sämtliche Ein- und Ausgänge des Modells angeben und sämtliche Wärmeströme zwischen den einzelnen thermischen Massen C_i sowie zwischen den thermischen Massen und der Fahrbahn sowie der Umgebungsluft.

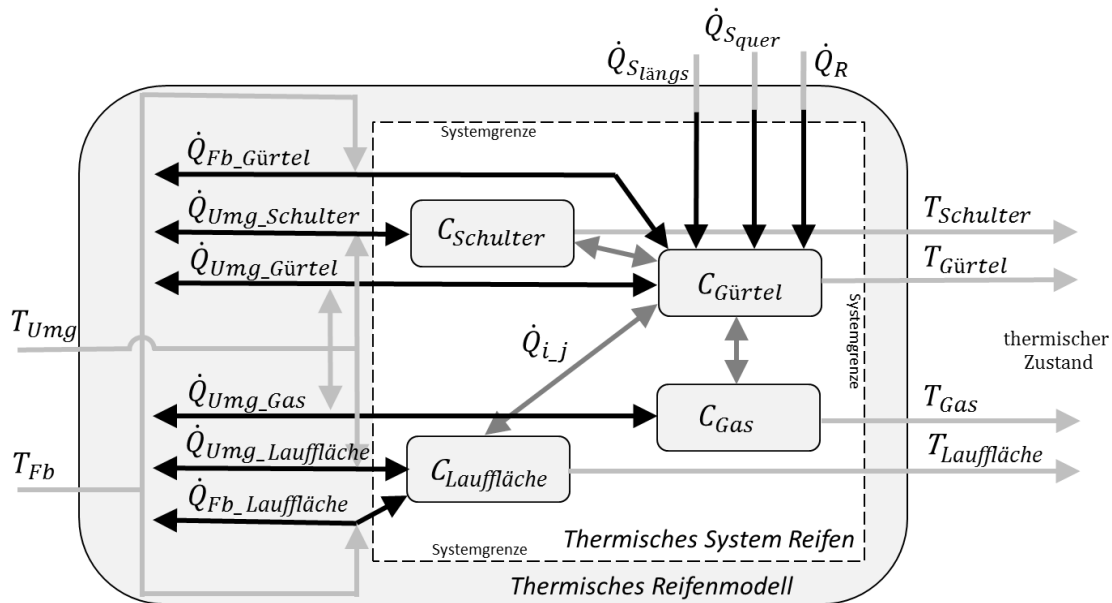


Abbildung 5.4: Reduziertes thermisches Reifenmodell mit allen Ein- und Ausgängen sowie allen modellierten Wärmeströmen sowohl zwischen den thermischen Massen (Wärmekapazitäten C_i) als auch mit der Umgebung und Fahrbahn.

Das reduzierte thermische Reifenmodell zeigt gute Übereinstimmung mit den gemessenen Reifentemperaturen (siehe **Kap. 5.2.4**). Zur Prädiktion rollwiderstandsrelevanter thermischer Verhältnisse im Reifen zeigt es qualitativ und quantitativ gute Ergebnisse und stellt einen guten Kompromiss aus Ergebnisqualität, Komplexität und Parametrierungsaufwand dar.

5.2.4 Modellvalidierung

Zur Bewertung der Prädiktionsqualität des thermischen Reifenverhaltens werden die modellierten thermischen Reifenzustände mit den gemessenen Größen verglichen. Benutzt wurde das reduzierte thermische Reifenmodell nach **Kap. 5.2.3**. Alle Ergebnisse beziehen sich auf den Trailerachsreifen Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5.

Betrachtet wird nur das thermische Reifenmodell. Eingangsgrößen sind die Wärmeströme aus Schlupf und Rollwiderstand sowie die gemessenen Fahrbahn- und Umgebungstemperaturen, siehe **Abbildung 5.4**. Der Wärmeeintrag durch Schlupf ist am überwiegend frei- und geradeausrollenden Trailerachsreifen vernachlässigbar. Der Wärmeeintrag aus Rollwiderstand entspricht der Rollwiderstandsleistung. Er wird entsprechend Gl. 5.1 aus den gemessenen Größen Radlast und Geschwindigkeit sowie einem vom thermischen Reifenzustand abhängigen Rollwiderstandsbeiwert berechnet. Letzterer wird im Detail erst in **Kap. 5.3** vorgestellt. Zur Bewertung des thermischen Reifenmodells reicht die Gewissheit, dass ein zum gemessenen Fahr- und Beladungszustand konsistenter Wärmeeintrag aus Rollwiderstand und Schlupf berücksichtigt wird. Die Einzelheiten folgen im Zuge der Vorstellung der Gesamtstruktur des Rollwiderstandsmodells in **Kap. 5.4** bzw. in **Kap. 5.5** in Zuge der Einbindung des Rollwiderstandsmodells ins Reifen- und ins Gesamtfahrzeugmodell.

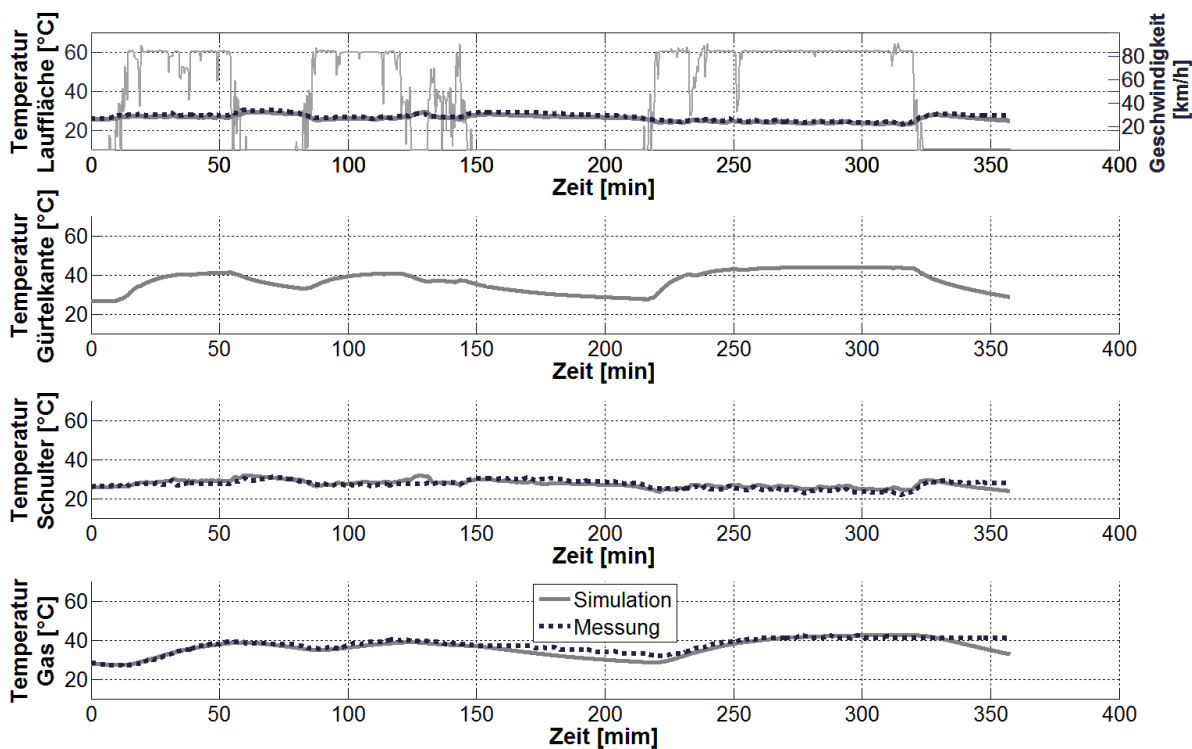


Abbildung 5.5: Gemessene und simulierte Reifentemperaturen über der Zeit für eine Fahrt aus den Feldversuchen im Güterfernverkehr. Im Zeitschrieb der Laufflächentemperatur (oben) ist zusätzlich der Geschwindigkeitsverlauf hinterlegt.

Abbildung 5.5 zeigt Zeitverläufe der über das thermische Reifenmodell simulierten Temperaturen der vier thermischen Massen Lauffläche, Gürtel, Schulter und Gas im Vergleich zu Messwerten für eine exemplarische Fahrt aus den Feldversuchen im Güterfernverkehr. Zur Grobklassifizierung der Fahrsituation ist im oberen Zeitschrieb der Geschwindigkeitsverlauf hinterlegt. Für die Gürtelkantentemperatur liegen messkonzeptbedingt bei den Fahrten aus dem Feldversuch im Güterfernverkehr keine Messwerte vor.

Abbildung 5.6 zeigt einen entsprechenden Vergleich zwischen Simulation und Messung für eine Fahrt mit dem Spezialmessfahrzeug im Zuge der Rollwiderstandsmessungen auf der Straße. Hier ist eine gemessene Gürtelkantentemperatur vorhanden. Es fehlen die Vergleichswerte für die Laufflächentemperatur.

Aus **Abbildung 5.5** und **Abbildung 5.6** ist eine gute Übereinstimmung der simulierten mit den gemessenen Größen ersichtlich. Sowohl die einzelnen Temperaturniveaus als auch die transienten Auf- und Abkühlphasen werden qualitativ und quantitativ richtig abgebildet. Die Fahrt in **Abbildung 5.6** ähnelt der bereits in **Abbildung 4.13** diskutierten Messfahrt. Auch die dort diskutierten Temperaturänderungen in Folge des Fahrtrichtungswechsels zu Mitte der Messfahrt werden vom thermischen Reifenmodell sehr gut getroffen.

Die in **Abbildung 5.5** und **Abbildung 5.6** gezeigten Messfahrten waren beide Teil des Datenkollektivs, welches auch für die Parametrierung des thermischen Reifenmodells nach **Kap. 5.2.2** verwendet wurde. Die vergleichsweise gute Übereinstimmung ist unter Berücksichtigung der recht anspruchsvollen Optimierungsaufgabe dennoch nicht selbstverständlich.

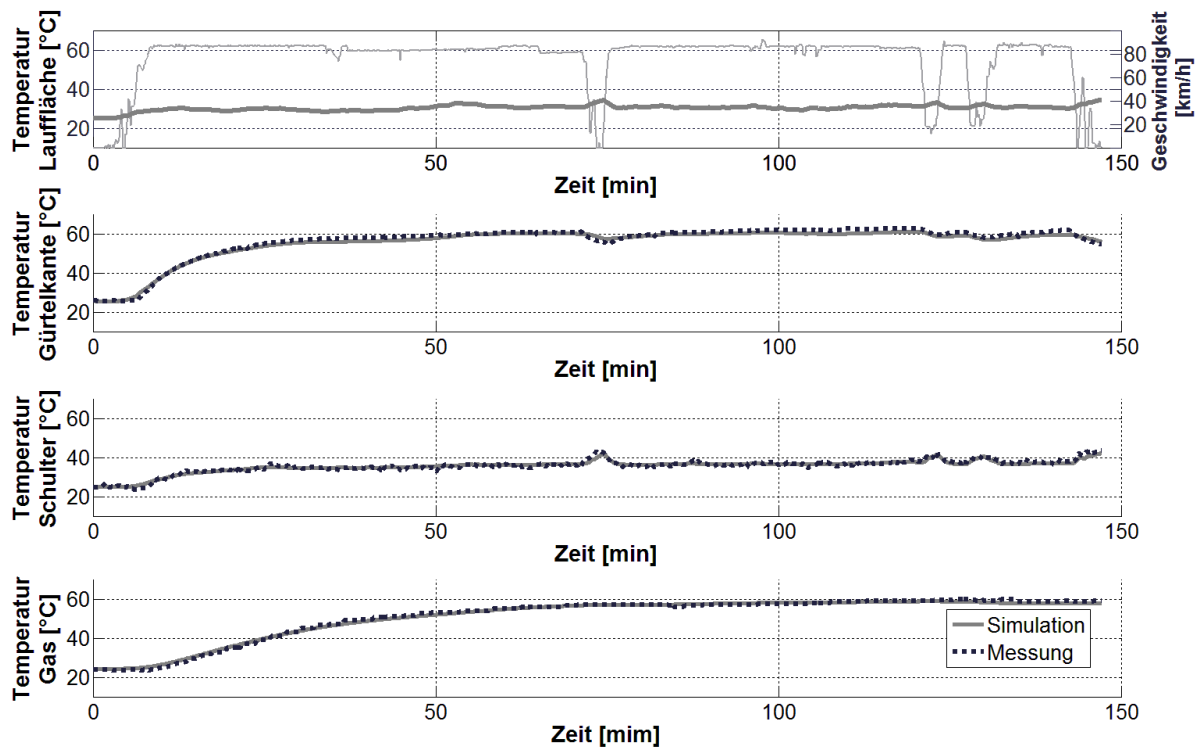


Abbildung 5.6: Gemessene und simulierte Reifentemperaturen über der Zeit für eine Fahrt mit dem Spezialmessfahrzeug für Rollwiderstandsmessungen auf der Straße. Im Zeitschrieb der Laufflächentemperatur (oben) ist zusätzlich der Geschwindigkeitsverlauf hinterlegt.

Abbildung 5.7 zeigt im Sinne einer tatsächlichen Modellvalidierung die Modellierungsgüte des thermischen Reifenmodells für einen exemplarischen Datensatz einer Fahrt aus den Feldversuchen im Güterfernverkehr, der nicht Teil der Trainingsdaten im Zuge der Modellparametrierung war. Auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung.

Bei einigen Fahrten zeigt sich, dass insbesondere während längerer Standzeiten das Abkühlverhalten nicht ganz getroffen wird. Das Phänomen ist auch bei der Gastemperatur in **Abbildung 5.5** erkennbar. Als Ursache werden der nicht explizit modellierte Wärmeaustausch über die Felge in Verbindung mit dem einfachen Ansatz zur Berücksichtigung des Geschwindigkeitseinflusses auf den Wärmeaustausch mit der Umgebung vermutet. Diese kleinen Abweichungen werden in Kauf genommen, zumal vorwiegend im Stand auftretende Effekte bezogen auf Verbrauch und Emissionen nicht relevant sind.

Die meisten anderen Fahrten zeigen eine ähnliche Ergebnisqualität wie die drei gezeigten Beispiele. Es soll aber auch erwähnt werden, dass es auch Messfahrten gibt, die vom thermischen Reifenmodell abschnittsweise nicht so gut getroffen werden. Dies ist insbesondere auf nicht modellierte und auch über die Messungen nicht erfasste Einflussgrößen zurückzuführen und betrifft vermutlich vorwiegend den Wärmeaustausch mit der Umgebung. Sowohl der Einfluss von Wind und Sonneneinstrahlung als insbesondere auch der Einfluss von Nässe auf der Fahrbahn ist im Modell nicht berücksichtigt. Es konnte exemplarisch nachgewiesen werden, dass einzelne Diskrepanzen zwischen Modell und Simulation mit großer Wahrscheinlichkeit auf Fahrten bei Nässe zurückzuführen sind. Die gemessenen Positions- und Zeitinformationen konnten in Einklang mit regionalen Schlechtwetterinformationen gebracht werden. Berücksichtigte man für diese Bereiche deutlich höhere Wärmeübergangskoeffizienten zur Umgebung, ließen sich die simulierten und gemessenen Reifentemperaturen in Einklang bringen. Letzteres wurde an

einzelnen Beispielen erfolgreich getestet, mangels verlässlicher Daten bleibt aber der Einfluss von Nässe im Modell unberücksichtigt.

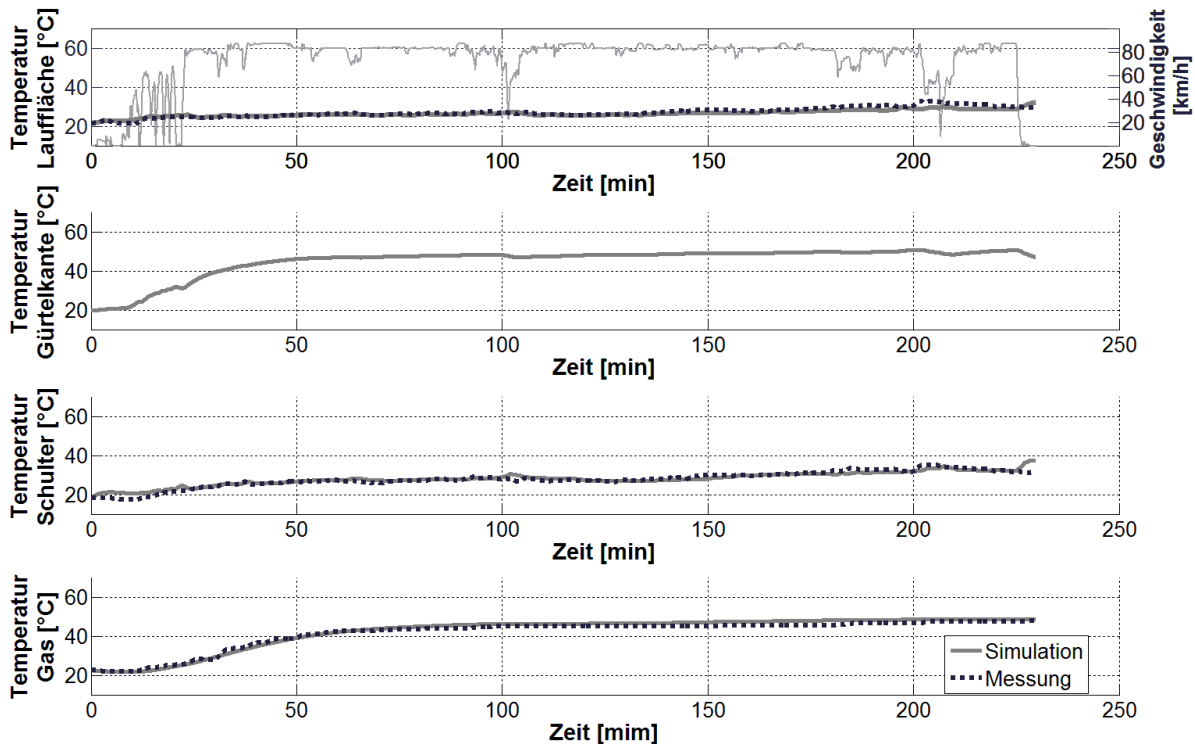


Abbildung 5.7: Gemessene und simulierte Reifentemperaturen über der Zeit für einen Validierungsdatensatz aus den Feldversuchen im Güterfernverkehr. Im Zeitschrieb der Laufflächentemperatur (oben) ist zusätzlich der Geschwindigkeitsverlauf hinterlegt

Das thermische Rollwiderstandsmodell liefert für den Umgebungstemperaturbereich von ca. 5 bis 35 °C (Bereich der Datengrundlage) und für trockenen Fahrbahnzustand eine gute Prognosequalität hinsichtlich des rollwiderstandrelevanten thermischen Zustands des Reifens. Für große Spreizungen zwischen Fahrbahn- und Umgebungstemperaturen kann keine Aussage gemacht werden, weil diesbezüglich die Datengrundlage sowohl zur Parametrierung als auch zur Validierung fehlt.

5.3 Temperaturabhängigkeit des Rollwiderstandes

Der thermische Reifenzustand lässt sich nach **Kap. 5.2** gut über die vier Zustandsgrößen Gas-, Gürtelkanten-, Laufflächen- und Schultertemperatur beschreiben. Dieses Teilkapitel widmet sich dem Zusammenhang zwischen dem thermischen Reifenzustand und dem daraus resultierenden Rollwiderstand. Hierzu werden die einzelnen Messfahrten mit dem Spezialmessfahrzeug analysiert, siehe **Kap. 4.3**. Der Vollständigkeit halber sei angemerkt, dass die Laufflächentemperatur bei diesen Messungen nicht als Messgröße vorhanden ist. Sie kann aber über das thermische Reifenmodell aus den vorhandenen Messgrößen bestimmt werden und stünde theoretisch für die gesuchte Korrelation mit dem Rollwiderstand zur Verfügung.

Der Fokus der Analyse liegt insbesondere auf den Bereichen der transienten Reifenerwärmung (und -abkühlung) bei den Messungen auf der Autobahn mit konstanter Geschwindigkeit und nahezu konstanten Umgebungsbedingungen, siehe **Abbildung 4.13**.

Da insgesamt nur wenige auswertbare Messungen für die gesuchte Korrelation zur Verfügung stehen, ist ein möglichst pragmatischer Ansatz zielführend, bei dem insbesondere nicht alle vier verfügbaren Reifenzustände in die Korrelation eingehen. Bei entsprechender Datenbasis kann die gefundene Korrelation (s. u.) jederzeit durch einen detaillierteren Ansatz ersetzt werden.

Systematische Voruntersuchungen haben die Annahme bestätigt, dass sich Gürtelkanten- und Schultertemperatur gut mit dem Rollwiderstand korrelieren lassen. Der Annahme liegen folgende Überlegungen zugrunde:

- Rollwiderstand entsteht im Reifenkern aufgrund von viskoelastischem Materialverhalten unter dem Einfluss von Deformation. Die Gürtelkante ist der Bereich, der beim Abrollen am meisten deformiert wird. Die Gürtelkantenthermoelemente wurden in den Reifen einvulkanisiert und spiegeln die thermischen Verhältnisse im Reifeninneren unter dem Einfluss unterschiedlicher Betriebsbedingungen am besten wider.
- Die Schultertemperatur ist eine Oberflächeneigenschaft. Der Schulterbereich steht als Teil der Seitenfläche in direktem Wärmeaustausch mit der Umgebung (Konvektion und Wärmestrahlung). Die verfügbare Datenbasis der Rollwiderstandsmessungen zeigt eine enge Korrelation zwischen Fahrbahntemperatur und Umgebungstemperatur, so dass die Schultertemperatur in guter Näherung den Einfluss der Umgebungsbedingungen widerspiegelt.
- Gürtelkanten- und Schultertemperaturen repräsentieren den für den Rollwiderstand relevanten thermischen Zustand des Reifens in guter Näherung

Gesucht ist somit ein Zusammenhang zwischen der Gürtelkanten- und der Schultertemperatur mit dem sich aus dem thermischen Reifenzustand ergebenden Rollwiderstand. Als Ansatzfunktion für den Rollwiderstandsbeiwert $f_R(T_{\text{Gürtel}}, T_{\text{Schulter}})$ wird eine Flächenbeschreibung mit fünf freien Parametern a_0 bis a_4 nach Gl. 5.15 verwendet.

$$f_R(T_{\text{Gürtel}}, T_{\text{Schulter}}) = a_0 + a_1 \cdot e^{a_2 \cdot T_{\text{Gürtel}}} + a_3 \cdot e^{a_4 \cdot T_{\text{Schulter}}} \quad \text{Gl. 5.15}$$

Die gemessenen Wertetripel aus Gürtelkantentemperatur, Schultertemperatur und Rollwiderstandsbeiwert aller verwertbaren Messungen wurden einem Optimierungsverfahren zugeführt, um die freien Parameter zu identifizieren. Details zur Vorgehensweise finden sich in [28].

Abbildung 5.8 zeigt das Optimierungsergebnis. Aufgetragen sind die aus den Messungen bestimmten Rollwiderstandsbeiwerte f_{R_m} über den gemessenen Gürtelkanten- und Schultertemperaturen aller verwertbaren Messungen sowie der daraus approximierten Zusammenhang $f_R(T_{\text{Gürtel}}, T_{\text{Schulter}})$ in Form der dargestellten Fläche. Die einzelnen Verläufe repräsentieren jeweils eine Messung, die im Bereich kleinerer Temperaturen und höherer Rollwiderstandsbeiwerte beginnen und sich über der Messdauer in den Bereich höherer Temperaturen und niedrigerer Rollwiderstandsbeiwerte entwickeln.

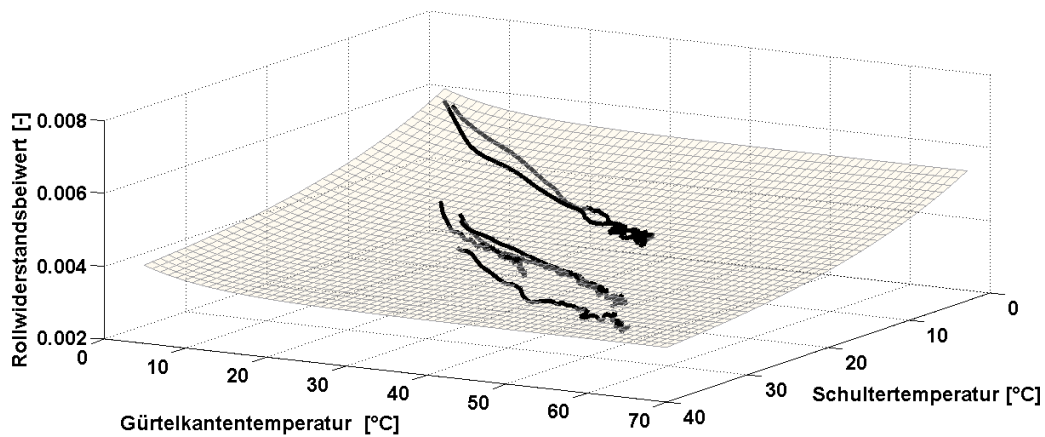


Abbildung 5.8: Rollwiderstandsbeiwert über Gürtelkanten- und Schultertemperatur: Messergebnisse (Linien) und Optimierungsergebnis (Fläche)

In [28] werden die Fahrten bei unterschiedlichen Temperaturen oder bei unterschiedlichen Radlasten gesondert miteinander verglichen und diskutiert. Wie gut der aus den Messungen approximierte Zusammenhang ist, zeigt **Kap. 5.4**. Dort erfolgt die Bewertung des kompletten Rollwiderstandsmodells nach Zusammenführung beider Module.

5.4 Rollwiderstandsmodell

Das thermische Reifenmodell nach **Kap. 5.2** sowie die modellierte Abhängigkeit des Rollwiderstandes vom thermischen Zustand des Reifens nach **Kap. 5.3** werden zum Rollwiderstandsmodell zusammengefügt, siehe **Abbildung 5.1**. Die beiden Module bilden den Kern des Rollwiderstandsmodells. Außerhalb der beiden Module wird im Wesentlichen der Kreis geschlossen, indem der vom modellierten thermischen Zustand abhängige Rollwiderstandsbeiwert über Rollwiderstandskraft und Rollwiderstandsleistung als Wärmestrom in das thermische Reifenmodell zurückgeführt wird, siehe Gl. 5.1. Auch die vom Schlupf verursachten Wärmeströme werden nach Gl. 5.2 und Gl. 5.3 berechnet und dem thermischen Reifenmodell zugeführt.

Abbildung 5.9 zeigt die Gesamtstruktur des Rollwiderstandsmodells, alle Ein- und Ausgänge sowie den prinzipiellen Informationsfluss zwischen den einzelnen Modellbestandteilen. Der Inhalt der beiden Module Thermisches Reifenmodell sowie Temperatur-Rollwiderstandsmodell ist durch die vier thermischen Massen sowie durch das Kennfeld nur schematisch angedeutet. Die tatsächliche Struktur und Modellierung im Inneren der Module wurde in den vorangegangenen Kapiteln detailliert beschrieben. Eingangsgrößen in das Rollwiderstandsmodell sind fahrprofil- und fahrzustandsbeschreibende Größen, fahrsituations- und beladungsabhängige Reifenkräfte sowie die Umgebungs- und Fahrbahntemperaturen. Ausgangsgröße ist die Rollwiderstandskraft.

Gleichzeitig adressiert **Abbildung 5.9** die Modularität des Rollwiderstandsmodells. Jedes der beiden Module kann problemlos durch einen alternativen oder erweiterten Ansatz ersetzt werden. Im Folgenden soll zur Plausibilisierung des Rollwiderstandsmodells ein Abgleich mit Prüfstandsmessungen nach ISO 28580 [15] erfolgen. Gleichzeitig wird anhand des Modells die Sensitivität relevanter Einflussgrößen auf den Rollwiderstand diskutiert. Die folgenden

Betrachtungen beziehen sich immer auf den thermischen Gleichgewichtszustand des Reifens. Alle nicht variierten Größen entsprechen den durch die Norm ISO 28580 vorgegebenen konstanten Randbedingungen. Entsprechend erfolgt kein Eintrag von Schlupfleistung. Alle Ergebnisse beziehen sich auf den Trailerachsreifen Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5.

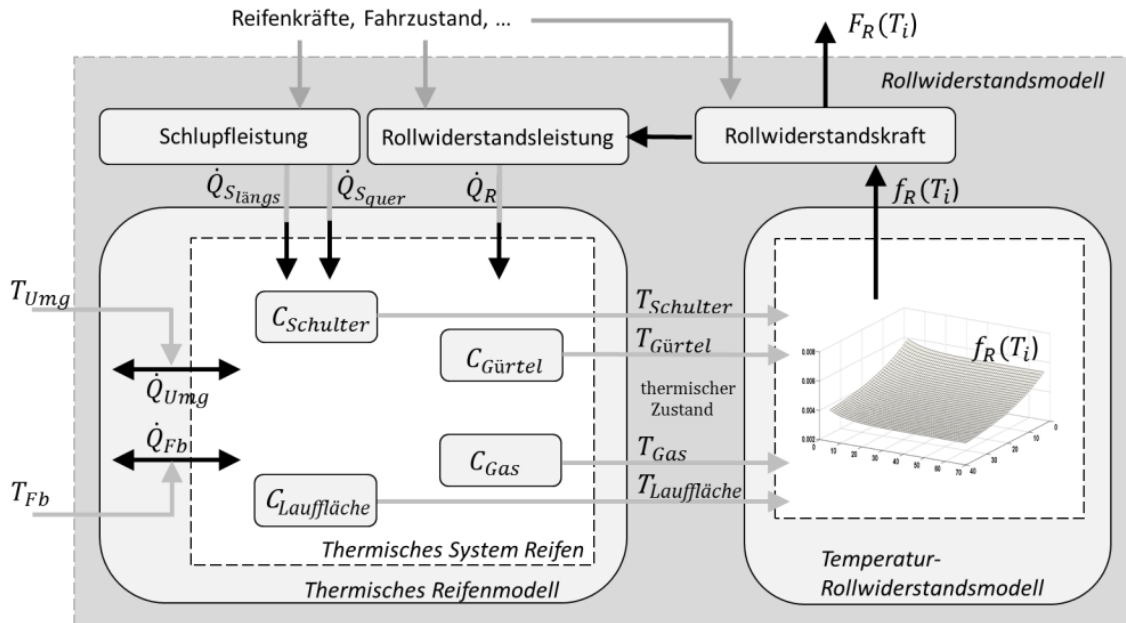


Abbildung 5.9: Gesamtstruktur des Rollwiderstandsmodells mit den beiden Modulen thermisches Reifenmodell und Temperatur-Rollwiderstandsmodell. Dargestellt sind die Ein- und Ausgänge ins Modell sowie der schematische Informationsfluss zwischen den beiden Teilmodulen und den zusätzlichen Modellbestandteilen

Abbildung 5.10 zeigt den Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Rollwiderstandsbeiwert für verschiedene Radlasten. Die Geschwindigkeit beträgt 80 km/h, die Fahrbahntemperatur entspricht der Umgebungstemperatur. Es zeigt sich ein deutlicher, zu kleineren Temperaturen hin sich verstärkender Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Rollwiderstandsbeiwert. Je kälter die Umgebungstemperatur, je größer wird die Temperaturdifferenz und der an die Umgebung abgeführte Wärmestrom durch Konvektion. Entsprechend kühler ist der thermische Gleichgewichtszustand des Reifens und größer der Rollwiderstand. Mit zunehmender Radlast wird mehr Walkarbeit verrichtet, entsprechend erwärmt sich der Reifen mehr, entsprechend geringer ist der Rollwiderstand. **Abbildung 5.10** zeigt zudem den unter Normbedingungen (25 °C; 37,5 kN Radlast \approx 85 % LI; 80 km/h) gemessenen Rollwiderstand. Aus der Prüfstandsmessung für einen Reifen aus der gleichen Charge resultiert ein Rollwiderstandsbeiwert von 0,00399, [4]. Der Wert korreliert mit dem aus den Straßenmessungen abgeleiteten Modell, obwohl diese Information zur Optimierung nicht berücksichtigt wurde. Die Norm ISO 28580 sieht eine Ergebniskorrektur im Temperaturfenster von 20-30 °C vor, wenn die Umgebungstemperatur während der Prüfstandsmessung nicht exakt der Vorgabe von 25 °C entspricht. **Abbildung 5.10** zeigt die Auswirkung des Korrekturansatzes. **Abbildung 5.10** zeigt auch, dass die modellierte Umgebungstemperaturabhängigkeit im Vergleich zum Korrekturansatz größer ist. Ein wesentlicher Unterschied zwischen Prüfstandsmessungen und Straßenmessungen ist der Einfluss des Fahrtwindes. Während auf dem Prüfstand die Umströmung des Reifens nur von der Rotation des Reifens und ggf. der Bewegung von Laufband oder Trommel abhängt, so wird die Umströmung des Reifens und damit die Wärmeabfuhr durch Konvektion während der Fahrt auf

der Straße maßgeblich durch den Fahrtwind beeinflusst. Somit ist der modellierte, gegenüber der Korrekturformel größere Umgebungstemperaturerfluss durchaus plausibel.

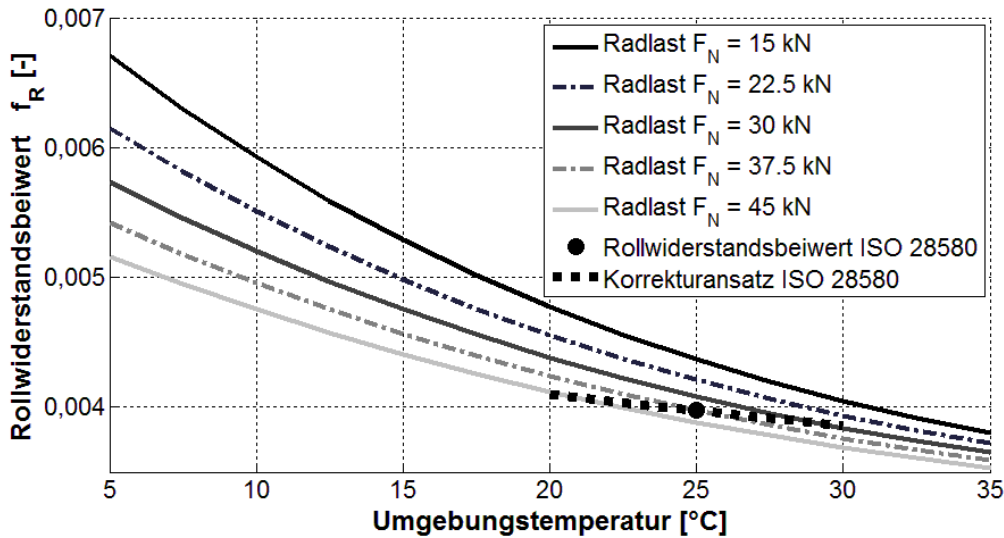


Abbildung 5.10: Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur für verschiedene Radlasten im thermischen Gleichgewichtszustand des Reifens bei 80 km/h. Eingezeichnet sind der Rollwiderstandsbeiwert nach ISO 28580 sowie der Korrekturansatz nach ISO 28580 zur Umrechnung bei abweichenden Umgebungstemperaturen.

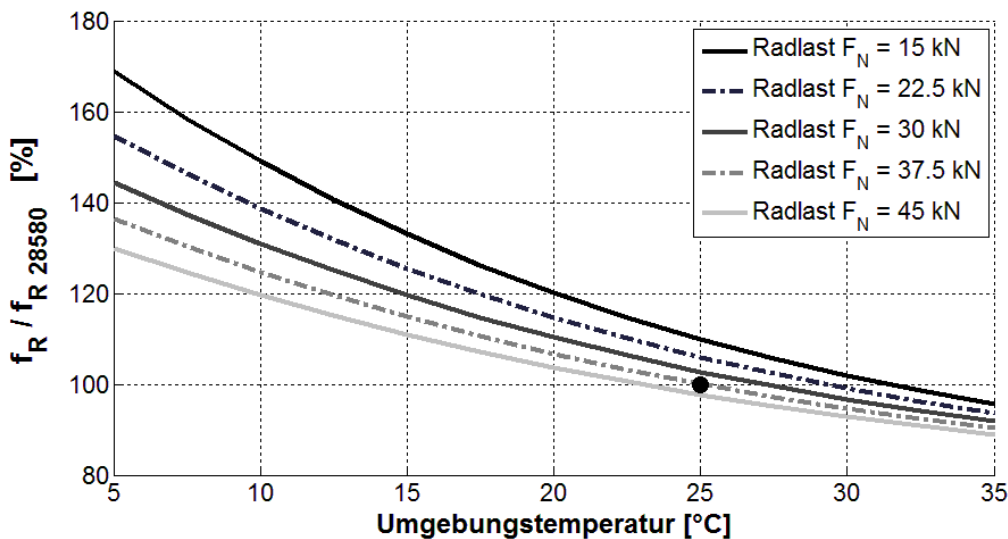


Abbildung 5.11: Rollwiderstandsbeiwert f_R bezogen auf den Norm-Rollwiderstandsbeiwert f_{R28580} in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur für verschiedene Radlasten im thermischen Gleichgewichtszustand des Reifens bei 80 km/h.

Abbildung 5.10 zeigt den Rollwiderstandsbeiwert als absolute Größe. Einige der energetischen Betrachtungen in **Kap. 6** diskutieren den jeweiligen Einfluss auf den Rollwiderstand f_R auch relativ, d. h. in Bezug auf den nach Norm ISO 28580 bestimmten, konstanten Rollwiderstandsbeiwert f_{R28580} . Das Verhältnis f_R / f_{R28580} in Prozent gibt an, um wieviel der tatsächliche situationsabhängige Rollwiderstandsbeiwert von dem für genau einen Betriebspunkt gültigen

Norm-Rollwiderstandsbeiwert abweicht. **Abbildung 5.11** führt diese relative Größe ein und zeigt die identischen Daten aus **Abbildung 5.10** mit normierter Ordinate. Der unter Normbedingungen gemessene Betriebspunkt (gekennzeichnet durch den schwarzen Punkt in **Abbildung 5.11**) entspricht der Bezugsgröße und hat somit den Wert 100 %.

Aus **Abbildung 5.11** wird deutlich, dass es durchaus Betriebspunkte des Reifens gibt, in denen (auch im thermischen Gleichgewicht) der Rollwiderstandsbeiwert um 50 % und mehr von dem Rollwiderstandsbeiwert abweicht, der unter Normbedingungen gemessen wird.

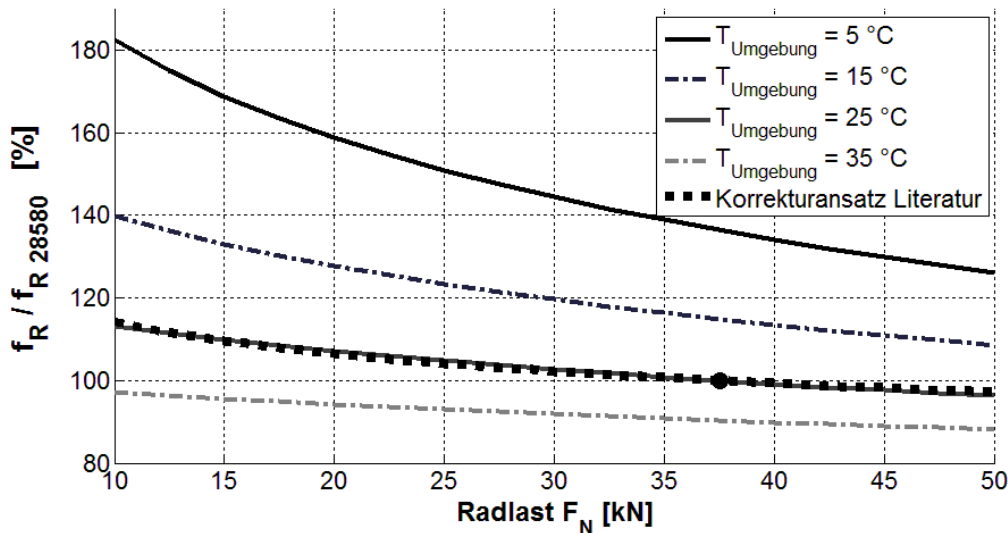


Abbildung 5.12: Rollwiderstandsbeiwert f_R bezogen auf den Norm-Rollwiderstandsbeiwert f_{R28580} in Abhängigkeit der Radlast bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen im thermischen Gleichgewichtszustand des Reifens bei 80 km/h sowie Literaturansatz zur Berücksichtigung des Radlasteinflusses auf den Rollwiderstandsbeiwert.

Abbildung 5.12 zeigt den Einfluss der Radlast auf den Rollwiderstandsbeiwert als prozentuale Abweichung vom Norm-Rollwiderstandsbeiwert f_{R28580} bei verschiedenen Umgebungstemperaturen im thermischen Gleichgewichtszustand des Reifens bei 80 km/h. Die prinzipiellen Zusammenhänge wurden prinzipiell bereits in Bezug auf **Abbildung 5.10** diskutiert. Bemerkenswert ist die gute Übereinstimmung des Rollwiderstandsmodells mit einem häufig in der Literatur (z.B. in [24]) zu findenden Ansatz zur Beschreibung des Einflusses der Radlast auf den Rollwiderstandsbeiwert, siehe Gl. 3.6.

Das Rollwiderstandsmodell zeigt für den thermischen Gleichgewichtszustand unter Variation relevanter Einflussgrößen auf den Rollwiderstand qualitative und quantitative plausible Ergebnisse sowie eine perfekte Übereinstimmung für den Norm-Rollwiderstandsbetriebspunkt, siehe auch [28].

5.5 Einbindung in die Entwicklungsumgebung

Das Rollwiderstandsmodell ist vollständig in die vorhandene Entwicklungsumgebung zur Identifikation und Quantifizierung von rollwiderstandsrelevanten Einflussgrößen eingebunden, [17-19].

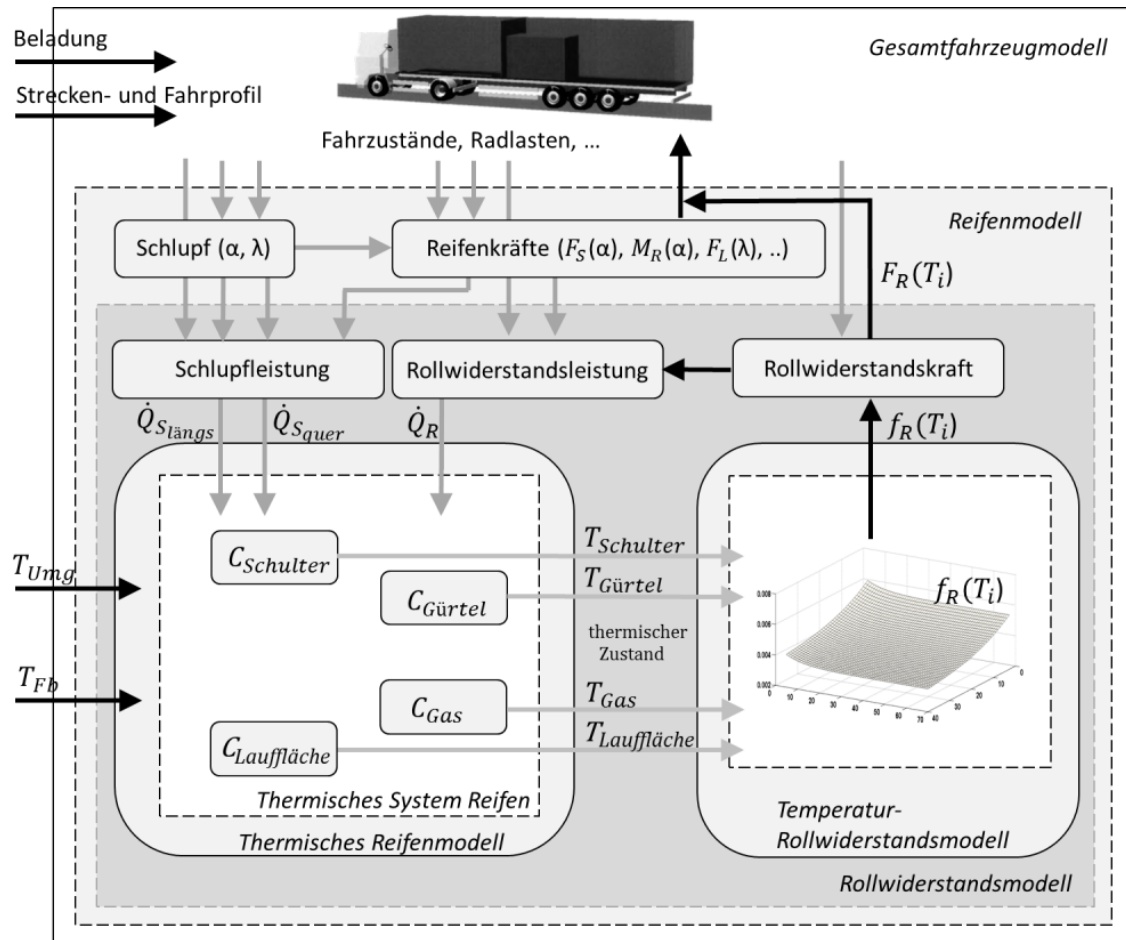


Abbildung 5.13: Schematische Struktur der Gesamtfahrzeugentwicklungsumgebung mit Fokus auf der Integration des Rollwiderstandsmodells über das Reifenmodell in das Gesamtfahrzeugmodell

Abbildung 5.13 zeigt die Gesamtstruktur der Einbindung des Rollwiderstandsmodells über das Reifenmodell in ein Gesamtfahrzeugmodell sowie den reifenkraftrelevanten Informationsfluss zwischen den einzelnen Modulen und Modellen. Eingangsgrößen sind die strecken- und fahrprofilbeschreibenden Größen sowie die Beladungssituation und die Temperaturverläufe von Fahrbahn und Umgebung. Das Fahrzeugmodell ist ein generisches Sattelzug-Gesamtfahrzeugmodell, das in Aufbau und Parametrierung den Lastzügen aus den Feldversuchen (siehe **Kap. 4.2**) ähnelt und somit einen typischen Fernverkehrszug repräsentiert. Die Modellierung des Fahrzeugmodells erfolgt in einem Mehrkörpersimulationsprogramm, das über eine Co-Simulation in eine Gesamtsystementwicklungsumgebung eingebunden ist. Neben der Bereitstellung und Übergabe von Eingangsgrößen werden auch sämtliche Auswertungen (u. A. energetische Bilanzierungen) von der übergeordneten Entwicklungsumgebung sowie einzelne Teilmodelle (insbesondere Fahrer- und Luftfedermodell) bereitgestellt. Die Entwicklungsumgebung ist in [17-19] beschrieben und kann als weiterer, dem Gesamtfahrzeugmodell übergeordnete Block angesehen werden (in **Abbildung 5.13** nicht dargestellt). Das Gesamtfahrzeugmodell wurde ganzheitlich mit Fokus auf seinen längs- und querdynamischen Fahreigenschaften validiert.

Abbildung 5.13 fokussiert auf die Einbindung des Reifenmodells in das übergeordnete Gesamtfahrzeugmodell sowie auf die Integration des Rollwiderstandsmodells in das Reifenmodell. Die Gesamtfahrzeugsimulation stellt dem Reifenmodell sämtliche fahrzustandsrelevanten Größen

zur Verfügung. Dies sind insbesondere die dynamischen Radlasten sowie die vektoriellen Größen zu Radstellung und Geschwindigkeiten. Das Reifenmodell berechnet daraus die Schlupfzustände im Reifen-Fahrbahnkontakt, siehe [41]. Der implementierte universelle Ansatz erlaubt die Integration unterschiedlicher Algorithmen zur Berechnung der schlupfabhängigen Reifenkräfte, die wiederum auf das Gesamtfahrzeugmodell wirken. Im Zuge dieser Arbeit wird ein Reifenkraftmodell verwendet, das sich in weiten Teilen an der Magic Formula Version 5.2 orientiert, [30]. Der Rollwiderstand wird von dem unterlagerten eigenen Rollwiderstandsmodell berechnet, siehe **Kap. 5.4**.

Mit der vollständigen Implementierung des thermischen Rollwiderstandsmodells in eine Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung steht ein mächtiges Entwicklungswerkzeug für die Identifikation und Quantifizierung von rollwiderstandsrelevanten Einflussgrößen zur Verfügung. Es können in Abhängigkeit gemessener oder synthetischer Betriebs- und Umgebungsbedingungen dynamische Rollwiderstandsverläufe prognostiziert und einer energetischen Bewertung zugeführt werden.

6 Ergebnisse

Die Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung mit dem im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten transienten thermischen Rollwiderstandsmodell ermöglicht eine Vielzahl detaillierter energetischer Betrachtungen:

- Bewertung realer oder synthetischer Fahr- und Beladungsprofile, z. B. unter Variation von Umgebungsbedingungen, siehe **Kap. 6.1**
- Bewertung und Vergleich repräsentativer Fahr-, Strecken- und Beladungsprofile, z. B. unter Berücksichtigung expeditionsspezifischer Ausprägungen, siehe **Kap. 6.2**
- Bewertung unterschiedlicher Bereifung, siehe **Kap. 6.3**
- Bewertung unterschiedlicher Fahrzeugkonfigurationen, z. B. Einfluss von Liftachsen, siehe **Kap. 6.4**
- Bewertung zur optimalen Positionierung der Nutzlast, siehe **Kap. 6.5**
- Untersuchung des Einflusses von Nachlauflenkachsen
- Bewertung des Fahrereinflusses und des Einflusses von Fahrerassistenzsystemen
- u.v.m

Die genannten Untersuchungsschwerpunkte lassen sich nahezu beliebig kombinieren und erweitern. Exemplarische Ergebnisse werden im Folgenden diskutiert.

Die vorgestellten Methoden und Modelle können sowohl im Rahmen der Fahrzeug- oder Reifenentwicklung eingesetzt als auch zur Ableitung von expedition- oder dispositionsunterstützenden Algorithmen und Prognosewerkzeugen weiterentwickelt werden.

6.1 Energetische Bewertung konkreter Fahrprofile

Der unter realen Bedingungen wirksame und für den tatsächlichen Verbrauch relevante Rollwiderstand kann im Fernverkehrsalltag nicht gemessen werden. Die Simulation einer konkreten Fahrt mithilfe der vorgestellten Modelle ermöglicht eine realistische Prognose des thermischen Reifenzustandes und des Rollwiderstands an allen Rädern. **Abbildung 6.1** zeigt Simulationsergebnisse einer konkreten Fahrt der Spedition 1 (siehe **Anhang A1**).

Abbildung 6.1 oben zeigt den real gemessenen und in der Simulation reproduzierten Geschwindigkeitsverlauf einer Tagestour über 12 Stunden. Die Fahrt ist geprägt durch mehrere Unterbrechungen, in denen auch Beladungswechsel stattgefunden haben. Die Beladung und Beladungsschwerpunktposition wurden anhand der gemessener Achslasten, der Fahrzeuggeometrie und bekannter Leergewichte etc. geschätzt. **Abbildung 6.1** oben zeigt über die rechte Ordinate auch den Verlauf der Beladungsschätzung. Sie nimmt über der Fahrdauer sukzessive von ca. 16 t auf ca. 2 t ab. Neben der Beladung und dem Geschwindigkeitsverlauf wird in der Simulation auch der reale Streckenverlauf inklusive Höhenprofil berücksichtigt (ohne Abbildung).

Abweichend von den realen Bedingungen wurde eine Umgebungstemperatur von konstant 25 °C angesetzt, um ein Referenzszenario für eine Untersuchung zum Einfluss der Umgebungstemperatur auf diese konkrete Fahrt zu definieren, siehe weiter unten.

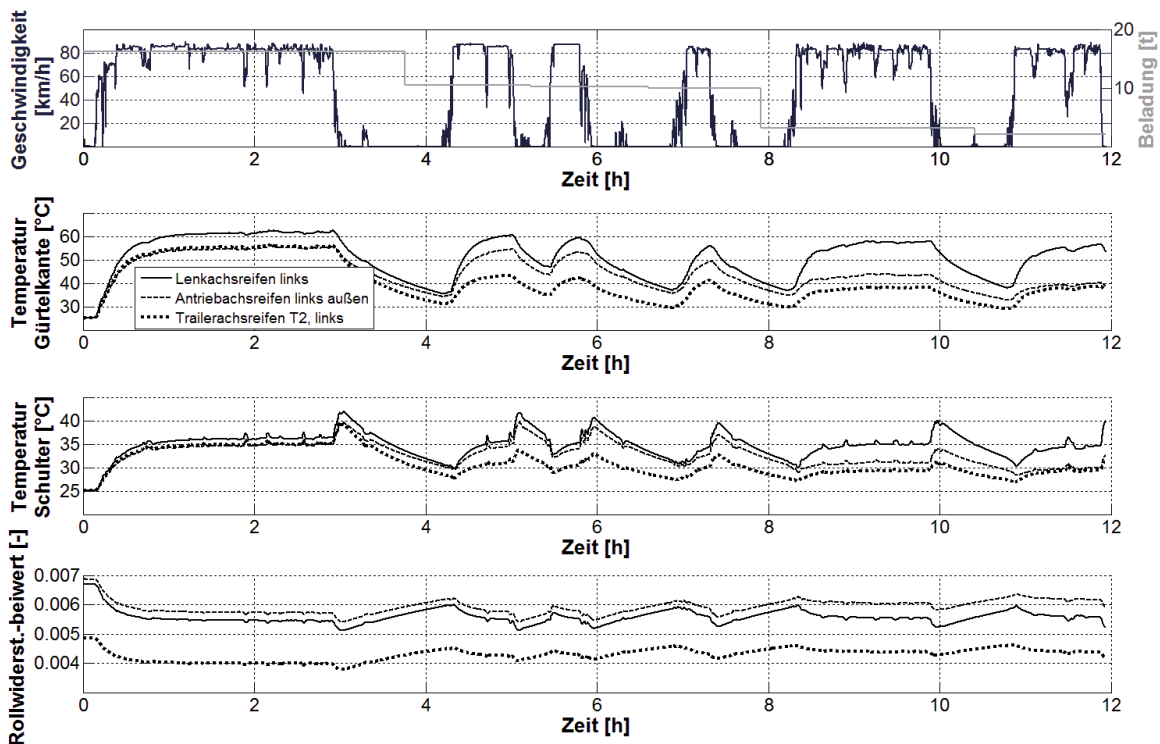


Abbildung 6.1: Fahrprofil und Simulationsergebnisse zu einer konkreten Fahrt aus dem Feldversuch mit den Speditionen. Abbildung oben zeigt Fahrgeschwindigkeit und Beladungssituation über der Zeit. Die mittleren beiden Zeitschriebe zeigen den prognostizierten thermischen Zustand je eines Reifens je Fahrzeugachse anhand von Gürtelkanten- und Schultertemperatur. Abbildung unten zeigt die korrespondierenden Rollwiderstandsbeiwerte über der Zeit.

Abbildung 6.1 zeigt in den mittleren beiden Zeitschrieben die sich über das thermische Rollwiderstandsmodell ergebenden Temperaturprognosen. Die Gürtelkanten- sowie die Schultertemperatur definieren nach **Kap. 5.2** den für den Rollwiderstand relevanten thermischen Zustand des Reifens in Abhängigkeit der realen bzw. definierten Betriebs- und Umgebungsbedingungen. Abgebildet sind die Temperaturverläufe für je einen Reifen der Lenkachse, der Antriebsachse und der mittleren Trailerachse. Für die anderen Reifen ergeben sich achsweise sehr ähnliche Temperaturverläufe. Die verbaute Liftachse an der ersten Trailerachse war während der ganzen Zeit angehoben. Deutlich zu erkennen ist, wie sich die Reifen entsprechend den Geschwindigkeitsverläufen und Standzeiten aufwärmen und abkühlen. Zu Beginn jeder Standzeit erwärmt sich die Reifenschulter zunächst. Der Bereich erfährt aus dem Reifeninneren zunächst weiterhin eine Wärmezufuhr, während die Wärmeabfuhr durch den im Stand nicht mehr vorhandenen Fahrtwind nicht mehr in gleichem Maße gegeben ist. Gut zu erkennen ist weiterhin, dass der sich zum Ende jedes Fahrtabschnittes einstellende thermische Gleichgewichtszustand erwartungsgemäß deutlich von der Beladung abhängig ist. Die Temperaturen an der Antriebsachse und an der Trailerachse nehmen entsprechend der sukzessive reduzierten Beladung deutlich ab, während sich die Lenkachse durch das weitgehend beladungsunabhängige Fahrzeuggewicht auf der Vorderachse weiterhin auf einem vergleichbare Temperaturniveau bewegt. Gut zu sehen ist auch, dass die Temperaturen an der Lenkachse über den Temperaturen an Antriebsachse und Trailerachse liegen. Das ist zum Teil durch die Tatsache begründet, dass sich die Achslast an der Antriebsachse auf

vier Reifen, die Traileraggregatslast über vier Räder an zwei Achsen verteilt, während die beiden Lenkachsreifen anteilig eine höhere Radlast tragen und sich damit auch stärker erwärmen. Des Weiteren sind die Räder der Lenkachse durch ein Radhaus stärker abgeschirmt als an Antriebachse und Trailerachsen. Effekte aus Querschleupf sind ebenfalls enthalten, aber vermutlich sekundär. **Abbildung 6.1** unten zeigt die aus dem thermischen Zustand des Reifens und dem Temperatur-Rollwiderstandsmodell nach **Kap. 5.3** resultierenden transienten Rollwiderstandsbeiwertprognosen für die betrachteten drei Reifen. Natürlich spiegeln sich die anhand der Temperaturen diskutierten Effekte auch in den transienten Verläufen der Rollwiderstandsbeiwerte wider. So zeigt sich z. B. der Einfluss der unterschiedlichen beladungsabhängigen Radlasten beim Antriebs- und Trailerachsreifen deutlich. Eine Abnahme der mittleren Radlasten führt zu weniger Walkarbeit, einem reduzierten Wärmeeintrag ins viskoelastische Materialgefüge und letztlich zu einer Erhöhung der Rollwiderstandsbeiwerte. Gut zu erkennen sind auch die unterschiedlichen Grundniveaus der Rollwiderstandsbeiwerte von Lenkachs-, Antriebsachs- und Trailerachsreifen bedingt durch die Unterschiede im konstruktiven Aufbau, der Reifengeometrie und Materialzusammensetzung. Es zeigt sich sehr deutlich, dass die Rollwiderstandsbeiwerte transiente und deutlich von den realen Betriebsbedingungen geprägte Größen sind.

		Anteiliger Streckenverbrauch [L/100 km]						
		Gesamtfahrzeug	S1	D1	T1	T2	T3	
BS_{Rowi, Temp.}	8,10	0,40	0,07	0,20	0	0,07	0,07	
BS_{Rowi, Basis}		7,70	2,27	2,68	0	1,37	1,37	
BS_{Radlager/Bremse}	9,30	0,77	0,17	0,29	0	0,16	0,16	
BS_{Schlupf}		1,19	0,19	0	0,19	0	0	0
BS_{Kurve/Vorspur}			0,23	0,06	0,07	0	0,03	0,07
BS_{Luftwiderstand}	11,83							
BS_{Bremse}	1,63	BS_{Δ Höhe}	-0,22	BS_{Gesamt}	22,53			

Abbildung 6.2: Energetische Auswertung einer konkreten Fahrt aus dem Feldversuch mit den Speditionen. Abgebildet sind summarische sowie anteilige Streckenverbräuche BS, aufgeschlüsselt sowohl hinsichtlich der einzelnen Fahrwiderstandsverlustanteile als auch hinsichtlich der Beiträge der einzelnen Achsen (S1: Lenkachse, D1: Antriebsachse, T1-T3 Trailerachsen).

In **Abbildung 6.2** wird die gleiche Fahrt einer gesamtenergetischen Auswertung unterzogen. Die Abbildung zeigt eine tabellarische Ergebnisübersicht anteiliger Streckenverbräuche. Die Art der Abbildung wurde bereits in [17] eingeführt. Zum einen sind die anteiligen Streckenverbräuche zeilenweise hinsichtlich ihrer ursächlichen Fahrwiderstandsanteile untergliedert. Der vom

Rollwiderstand resultierende anteilige Streckenverbrauch wird in den ersten beiden Zeilen unterteilt in einen vom Basisrollwiderstand verursachten Anteil und in einen Korrekturfaktor, der sämtlich vom Basisrollwiderstand abweichende und durch den tatsächlichen thermischen Reifenzustand begründete Einflüsse berücksichtigt. Der Basisrollwiderstand entspricht dem nach ISO 28580 [15] definierten Referenz-Rollwiderstand $F_{R_{28580}}$, der sich unter den definierten Randbedingungen für genau einen Betriebspunkt im thermischen Gleichgewicht ergibt. In weiteren Zeilen sind die anteiligen Streckenverbräuche aus Schlupf, Kurven und Vorspurwiderstand, Luftwiderstand sowie die Verlustanteile aus Betriebsbremse bzw. Retarder aufgeführt. Ebenfalls berücksichtigt wird der sich aus der Höhendifferenz zwischen Fahrtbeginn und -ende resultierende anteilige Mehr- oder Minderverbrauch. Die Differenz entspricht der integralen Betrachtung der zur Überwindung der Steigungswiderstände verbrauchten und der aus der im Fahrzeug gespeicherten potentiellen Energie genutzten Anteile.

Zum anderen sind die anteiligen Streckenverbräuche in **Abbildung 6.2** spaltenweise hinsichtlich ihrer lokalen Entstehung den einzelnen Fahrzeugachsen zugeordnet, sofern die Fahrwiderstandsanteile einzelnen Achsen (S1 für (erste) Lenkachse, D1 für (erste) Antriebsachse, T1 bis T3 für die Trailerachsen) zuordenbar sind. Weiterhin erfolgen in den mit Gesamtfahrzeug titulierten Spalten verschiedene summarische Betrachtungen, sowie rechts unten die Angabe zum streckenbezogenen Gesamtverbrauch.

Für die energetischen Auswertungen wurden Leistungen bilanziert und zu Arbeiten aufintegriert. Die Umrechnung der zur Überwindung der Fahrwiderstände aufgebrauchten Arbeit in ein Kraftstoffverbrauchsäquivalent erfolgt stark vereinfacht in Anlehnung an **Abbildung 1.2** über einen angenommenen Gesamtwirkungsgrad des Antriebstranges von 0,4. Es werden weder betriebs- und lastpunktabhängige Motorkennfelder noch gangspezifische Getriebewirkungsgrade etc. berücksichtigt.

Die gewählte Bilanzierungskonvention unterscheidet generell nicht zwischen einer in Sinne der Fahr- oder Transportaufgabe beabsichtigten Reduzierung der Geschwindigkeit und einer verkehrsbedingt aufgezwungenen Verzögerung. Nutzt der Fahrer die Fahrwiderstände ganz oder teilweise zur beabsichtigten Reduzierung der Geschwindigkeit, so könnten die entsprechenden Verlustanteile aus Rollwiderstand und Luftwiderstand als willkommene Bremsleistung aus der Bilanzierung der anteiligen Streckenverbräuche herausgenommen werden. Die Unterscheidung ist schwierig. Eine Unterscheidung würde die gewählte Darstellungsform weiter verkomplizieren. Die gewählte Bilanzierungskonvention bilanziert Rollwiderstand und Luftwiderstand über das gesamte Geschwindigkeitsprofil.

Für die konkrete Fahrt ergibt sich so ein prognostizierter Gesamtverbrauch von 22,53 L / 100 km. Verglichen mit üblichen Verbrauchsangaben für den Güterfernverkehr mit schweren Nutzfahrzeugen ist das relativ wenig. Neben den vereinfachenden Annahmen bei der Umrechnung in ein Kraftstoffverbrauchsäquivalent ist zu bedenken, dass im Rahmen des Projektes bezogen auf den Rollwiderstand sehr gute Reifen eingesetzt wurden und dass das Fahrzeug in dem konkreten Beispiel nur teil- bis kaum beladen unterwegs war. Zur Überwindung des Luftwiderstandes werden knapp 12 L / 100 km, zur Überwindung des Rollwiderstands 8,1 L / 100 km benötigt. Der Mehrverbrauch, der sich aus der Berücksichtigung des thermischen Reifenzustandes gegenüber dem Basisrollwiderstands ergibt, sind in dem konkreten Beispiel „nur“ 0,4 L / 100 km. Das liegt zum einen daran, dass die gewählte Umgebungstemperatur von 25 °C dem Referenzbetriebspunkt nach ISO 28580 [15] entspricht und weiterhin (normkonform) hohe Konstantfahrtanteile um die 80 km/h im Geschwindigkeitsprofil enthalten sind. Zum anderen ist zu berücksichtigen, dass der

generelle Anteil des Rollwiderstands am Gesamtverbrauch aufgrund der vergleichsweise geringen Beladung und der hinsichtlich Rollwiderstand sehr guten Reifen tendenziell gering ausfällt, vergleiche **Abbildung 1.2**.

		Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]							
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
BS_{Rowi, Temp.}	12,70 (+3,40)	11,48 (+3,37)	3,78 (+3,37)	0,93 (+0,86)	1,38 (+1,18)	0 (±0)	0,74 (+0,67)	0,73 (+0,66)	
BS_{Rowi, Basis}			7,70 (±0)	2,27 (±0)	2,68 (±0)	0 (±0)	1,37 (±0)	1,37 (±0)	
BS_{Radlager/Bremse}			0,78 (±0)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0 (±0)	0,16 (±0)	0,16 (±0)	
BS_{Schlupf}			1,23 (+0,03)	0,22 (+0,03)	0 (±0)	0,22 (+0,03)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
BS_{Kurve/Vorspur}			0,23 (±0)	0,07 (±0)	0,07 (±0)	0 (±0)	0,03 (±0)	0,07 (±0)	
BS_{Luftwiderstand}	11,83 (±0)								
BS_{Bremse}	1,42 (-0,21)	BS_{Δ Höhe}		-0,22 (±0)	BS_{Gesamt}		25,73 (+3,20)		

Abbildung 6.3: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche: Dargestellt ist eine konkrete Fahrt aus dem Feldversuch mit den Speditionen bei einer angenommenen 5 °C Umgebungstemperatur verglichen mit derselben Fahrt bei 25 °C Umgebungstemperatur (Referenz).

Betrachtet man dieselbe Fahrt bei 5 °C Umgebungstemperatur, so ergeben sich summarische und anteilige Streckenverbräuche nach **Abbildung 6.3**. Weiterhin enthält **Abbildung 6.3** zu jedem anteiligen oder summarischen Streckenverbrauch eine Angabe zur absoluten Änderung der einzelnen Verbräuche bezogen auf eine Referenz. Als Referenz wurde die gleiche Fahrt nach **Abbildung 6.1** und **Abbildung 6.2** bei 25 °C Umgebungstemperatur gewählt. Bezogen auf den Gesamtstreckenverbrauch ergibt sich eine Erhöhung um 3,2 L / 100 km. Das entspricht in etwa 14 % Mehrverbrauch. Der Mehrverbrauch, der sich aus der Berücksichtigung des thermischen Reifenzustandes gegenüber dem Basisrollwiderstands ergibt, erhöht sich in dem konkreten Beispiel auf fast 3,8 L / 100 km. Das entspricht bezogen auf den Basisrollwiderstand einem Delta von über 50 %. Das bedeutet in anderen Worten, dass ohne Berücksichtigung der Einflüsse des thermischen Reifenzustands auf den Rollwiderstand der anteilige Streckenverbrauch zur Überwindung des Rollwiderstands um über 50 % falsch angesetzt worden wäre.

Bei genauerer Betrachtung von **Abbildung 6.3** können auch Sekundäreffekte identifiziert werden. Der höhere Rollwiderstand führt dazu, dass zur Überwindung des Rollwiderstandes ein höheres Antriebsmoment benötigt wird. Somit erhöht sich auch der Schlupfverlust geringfügig. Auf der anderen Seite hilft der höhere Rollwiderstand in Verzögerungsphasen des Fahrzeuges. Es wird in

der Betriebsbremse weniger Bewegungsenergie in Wärme umgewandelt. Der Vergleich zeigt deutlich, dass die Umgebungstemperatur einen erheblichen Einfluss auf den Rollwiderstand hat.

Die entsprechende Betrachtung der konkreten Fahrt bei 15 °C Umgebungstemperatur führt zu einem summarischen Streckenmehrverbrauch von etwa knapp 1,3 L / 100 km, bei 35 °C Umgebungstemperatur zu einem Minderverbrauch von ca. 0,8 L / 100 km, jeweils bezogen auf die Referenz bei 25 °C.

6.2 Bewertung repräsentativer Fernverkehrsszenarien

Neben der energetischen Auswertung einzelner Fahrten analog zu **Kap. 6.1** können auch ganze Fahrtkollektive einer entsprechenden Auswertung unterzogen werden. Die Auswertung der realen Feldversuche mit den vier Speditionen (siehe **Kap. 4.2.2**) hat gezeigt, dass die erhoffte Bandbreite an Betriebs- und Umgebungsbedingungen in dem Gesamtkollektiv enthalten ist. Weiterhin konnten speditionsabhängig deutlich Unterschiede in den Geschwindigkeits- und Beladungsprofilen herausgearbeitet werden. Diese speditionsabhängigen Kollektive werden nun einer energetischen Bewertung unterzogen.

Interessant sind z. B. die maximalen, minimalen und mittleren Streckenverbräuche, die sich aus den unterschiedlichen speditionsabhängigen Fahrtkollektiven ergeben. Entsprechend dem Fokus der vorliegenden Arbeit werden dazu auch die Anteile des Rollwiderstands am Gesamtstreckenverbrauch in Abhängigkeit der Umgebungstemperaturen diskutiert.

Um nicht alle (über 200) Fahrten mit ca. 46.000 km Gesamtfahrstrecke multipliziert mit der Anzahl an Variationen der Umgebungstemperatur in der Simulationsumgebung nachzufahren, wurde jeweils aus allen Fahrten einer Spedition unter Berücksichtigung der spezifischen Geschwindigkeits- und Beladungshistogramme (siehe **Anhang A1**) ein repräsentatives Kollektiv an Fahrten ausgewählt. Hierzu wurden zunächst für jede Spedition die Fahrten in zwei bis drei Fahrgeschwindigkeitsklassen grob geclustert, z. B. in Fahrten mit hohen Autobahn- und Konstantfahrtanteilen, in Fahrten mit urbanen und „Stop-and-Go“-Anteilen oder in Fahrten mit langen Standzeiten. Jede dieser Geschwindigkeitsklasse wurde unterteilt in ähnlich grob geclusterte Beladungsklassen. Somit lässt sich jede Fahrt einer Spedition einer durch Geschwindigkeits- und Beladungsklasse definierten „Schublade“ zuordnen. Über einfache statistische Methoden erfolgt eine Auswahl typischer Fahrten, so dass das Gesamtkollektiv aller Fahrten auf 10 bis 16 Fahrten pro Spedition reduziert werden konnte und gleichzeitig das Gesamtkollektiv in den Hauptmerkmalen Geschwindigkeits- und Beladungsverteilung bestmöglich repräsentiert wird.

Diese repräsentativen speditionsabhängigen Kollektive werden in der Entwicklungsumgebung mit einem einheitlichen generischen Gesamtfahrzeugmodell befahren. Hierdurch werden fahrzeugspezifische Einflüsse auf den Verbrauch ausgeschlossen, sodass der Fokus der Untersuchungen auf die Einflüsse aus den Betriebs- und Umgebungsbedingungen gelegt werden kann. Das Fahrzeugmodell [17, 19] ist so parametrisiert, dass es ein realistisches Fahrzeugverhalten eines exemplarischen Fernverkehrszugs abbildet. Es wird im Sinne der Aufgabenstellung als gemeinsames Ersatzmodell für die vier Speditionsfahrzeuge benutzt.

Abbildung 6.4 zeigt die Bandbreiten der streckenbezogenen Gesamtverbrauchsprognosen für die einzelnen Speditionen (1-4) bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen. Für jede Spedition

wird in der Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung das für die jeweilige Spedition repräsentative Fahrtenkollektiv abgefahren. Die Fahrstrecke, die Geschwindigkeits- und Höhenprofile sowie die Beladungssituation jeder einzelnen Fahrt entsprechen der jeweiligen realen Fahrt. Jede Fahrt wurde bei vier verschiedenen, konstanten Umgebungstemperaturen simuliert. Die Fahrt mit dem geringsten Streckenverbrauch sowie die Fahrt mit dem höchsten Streckenverbrauch definieren für jede Spedition die über die hellgrauen Balken symbolisierte Bandbreite der Streckenverbräuche. Die mittleren Streckenverbräuche ergeben sich über alle Fahrten aus dem repräsentativen Fahrtenkollektiv einer Spedition unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Streckenlängen.

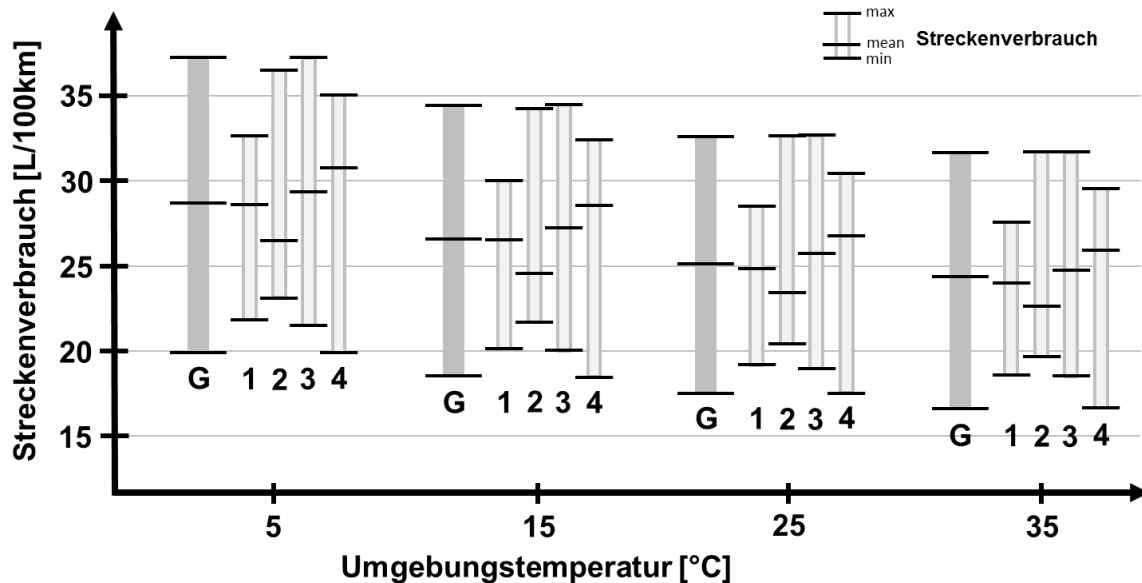


Abbildung 6.4: Maximale, minimale und mittlere Streckenverbräuche der repräsentativen Fahrtenkollektive der vier Speditionen (1-4) sowie des summarischen Gesamtkollektivs (G), ausgewertet bei vier verschiedenen Umgebungstemperaturen

Die dunkelgrauen Balken in **Abbildung 6.4** repräsentieren das Gesamtkollektiv (G) aller vier Speditionen. Das Minimum des Gesamtkollektivs entspricht dem Minimum von Spedition 4. Diese Fahrt hat wenige Anteile im oberen Geschwindigkeitsbereich, sodass insbesondere der aerodynamische Fahrwiderstand vergleichsweise gering ausfällt. Zudem ist es eine Leerfahrt, womit auch die masseabhängigen Fahrwiderstände geringer ausfallen. Je nach Umgebungstemperatur ergibt sich ein Streckenverbrauch von 16,8 bis 19,9 L / 100 km. Das Maximum des Gesamtkollektivs entspricht dem Maximum von Spedition 3 und liegt je nach Umgebungstemperatur zwischen 31,6 und 37 L / 100 km. Spedition 3 fährt einen Siloaufleger. Das Fahrzeug fährt typisch für einen Pendelverkehr auf der Hinfahrt voll beladen und auf der Rückfahrt leer. Entsprechend erklären sich die Spreizung im Verbrauch und die Tatsache, dass der mittlere Verbrauch über das komplette Fahrtenkollektiv genau im arithmetischen Mittel von maximalem und minimalem Verbrauch liegt. Der mittlere Verbrauch des Gesamtkollektivs von 24,3 bis 28,6 L / 100 km je nach Umgebungstemperatur wurde als Mittelwert der speditionabhängigen Mittelwerte berechnet.

Abbildung 6.5 zeigt in Analogie zu **Abbildung 6.4** die Anteile des Rollwiderstandes am Streckenverbrauch über die vier Umgebungstemperaturen. Hier fällt z. B. auf, dass Spedition 2 im Vergleich mit den anderen Speditionen die kleinste Spreizung zwischen minimalem und maxi-

malen Rollwiderstandsanteil am Gesamtverbrauch und auch den kleinsten Mittelwert über das Fahrtkollektiv aufweist. Das korreliert mit der Tatsache, dass Spedition 2 im nächtlichen Regelverkehr mit durchschnittlich 6,3 t Beladung vergleichsweise leicht unterwegs ist, siehe **Abbildung A.3** im Anhang. Entsprechend zeigt sich in **Abbildung 6.4** bei Spedition 2 auch der im Vergleich der Speditionen jeweils geringste mittlere Gesamtverbrauch. Die zum vergleichsweise hohen maximalen Gesamtverbrauch gehörende Fahrt bei Spedition 2 ist auf fahrer- oder verkehrsbedingte häufige Beschleunigungsanteile zurückzuführen.

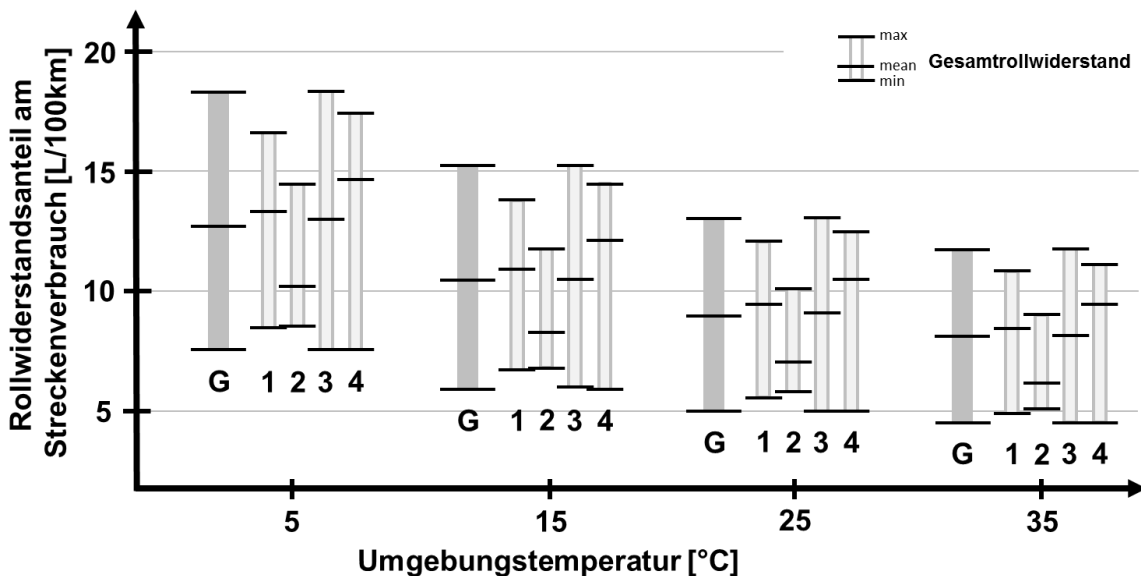


Abbildung 6.5: Maximale, minimale und mittlere Anteile des Gesamtrollwiderstands am Streckenverbrauch der repräsentativen Fahrtkollektive der vier Speditionen (1-4) sowie des summarischen Gesamtkollektivs (G), ausgewertet bei vier verschiedenen Umgebungstemperaturen

Die Verbrauchsprognosen aus dem Gesamtrollwiderstand in **Abbildung 6.5** berücksichtigen den tatsächlich wirksamen Rollwiderstand an allen Fahrzeugreifen. Für jeden einzelnen Reifen wird das transiente Temperatur-Rollwiderstandsmodell nach **Kap. 5.3** unter Berücksichtigung der transienten radindividuellen Verhältnisse berechnet. Entsprechend deutlich zeigt sich der Einfluss des thermischen Reifenzustandes in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur auf den Rollwiderstandsanteil am Streckenverbrauch. Die Verbrauchsunterschiede in **Abbildung 6.4** und **Abbildung 6.5** zwischen den einzelnen Umgebungstemperaturen sind also direkt auf die Berücksichtigung der thermischen Einflüsse auf den Rollwiderstand zurückzuführen. Im Mittel über alle Speditionen ergibt sich bei 5 °C Umgebungstemperatur ein Mehrverbrauch von ca. 4,5 L / 100 km gegenüber dem gleichen Fahrtkollektiv ausgewertet bei 35 °C Umgebungstemperatur.

Zur Verdeutlichung der thermischen Einflüsse auf den Rollwiderstand zeigt **Abbildung 6.6** zusätzlich zu den in **Abbildung 6.5** eingeführten Gesamtrollwiderstandsanteilen auch die entsprechenden Angaben zum Basisrollwiderstand nach ISO 28580, [15]. Der Basisrollwiderstand entspricht einem Prüfstandwert für einen singulären Reifenbetriebspunkt und ist somit nicht abhängig von der Umgebungstemperatur. Die dem Basisrollwiderstand zugehörigen maximalen, minimalen und mittleren Verbrauchsanteile sind entsprechend den unterschiedlichen Geschwindigkeits- und Beladungsprofilen natürlich spedition- bzw. fahrtkollektivabhängig. Sie unterscheiden sich aber bei Variation der Umgebungstemperatur nicht. An der Differenz der

Streckenverbrauchsanteile von Gesamtrollwiderstand und Basisrollwiderstand wird der Einfluss der thermischen Effekte auf den Rollwiderstand und seine Bedeutung erneut deutlich.

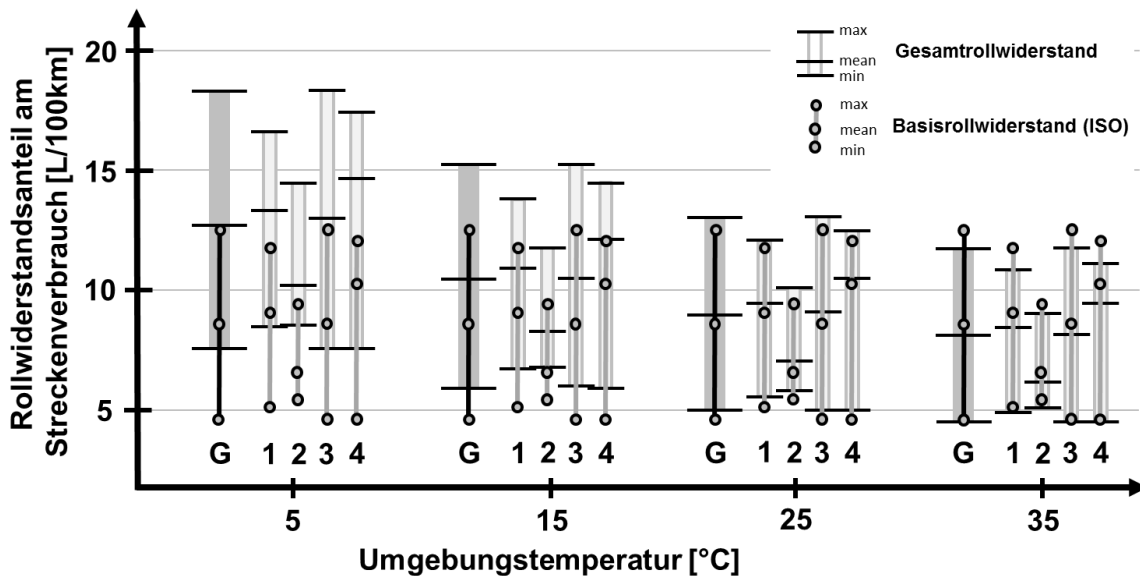


Abbildung 6.6: Maximale, minimale und mittlere Anteile des Gesamtrollwiderstands im Vergleich zum Basisrollwiderstand nach ISO 28580 am Streckenverbrauch der repräsentativen Fahrtkollektive der vier Speditionen (1-4) sowie des summarischen Gesamtkollektivs (G), ausgewertet bei vier verschiedenen Umgebungstemperaturen

Während sich für das betrachtete Gesamtkollektiv bei 25 °C im Realverbrauch ein kleiner Mehrverbrauch und bei 35 °C Umgebungstemperatur ein kleiner Minderverbrauch von jeweils ca. 0,5 L / 100 km gegenüber der Vernachlässigung der thermischen Effekte ergeben, fällt der Unterschied bei 5 °C und 15 °C mit einem Mehrverbrauch von ca. 4,5 L bzw. 2,5 L / 100 km schon sehr viel deutlicher aus. Die mittleren Jahresdurchschnittstemperaturen im bundesdeutschen Gebietsmittel liegen laut Deutschem Wetterdienst unterhalb von 10 °C, [11].

6.3 Bewertung unterschiedlicher Reifen

Für Speditionsbetriebe ist die Frage nach einer für das spezifische Fahr- und Beladungsprofil geeigneten Bereifung relevant. Aus den vorstellten Modellen können Prognosewerkzeuge entwickelt werden, die bei der Kaufentscheidung für einen Reifensatz unterstützen können, indem sie z. B. für unterschiedliche Bereifungsvarianten den speditionsspezifischen Streckenverbrauch prognostizieren und miteinander vergleichen. Als entsprechendes Beispielszenario wird im Folgenden der Einfluss unterschiedlicher Bereifung auf den Streckenverbrauch am Beispiel der repräsentativen Fahrtkollektive (siehe **Kap. 6.2**) der Speditionen 3 und 4 für 15 °C Umgebungstemperatur untersucht.

Aus den realen, im Feldversuch mit den Speditionen gefahrenen und im Zuge der Rollwiderstandsmessungen mit dem Spezialmessfahrzeug vermessenen Reifen wurden Parametrierungen für die thermischen Rollwiderstandsmodelle abgeleitet. Diese thermischen Rollwiderstands-

modelle liegen allen bisherigen Simulationsergebnissen zugrunde und bilden im Folgenden die Referenzbereifung:

Referenzbereifung:

- Vorbemerkung:
Die angegebenen Basisrollwiderstandsbeiwerte $f_{R_{28580}}$ wurden über das thermische Reifenmodell nach **Kap. 5.4** bestimmt, das über die Messungen nach **Kap. 0** parametrisiert wurde)
- Lenkachse:
thermisches Rollwiderstandsmodell für Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5;
 $f_{R_{28580}} = 0,0054$
- Antriebsachse:
thermisches Rollwiderstandsmodell für Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5;
 $f_{R_{28580}} = 0,0055$
- Trailerachsreifen:
thermisches Rollwiderstandsmodell für Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5;
 $f_{R_{28580}} = 0,004$

Wie bereits in **Kap. 6.1** erwähnt, wurden in dem Projekt nach heutigen Maßstäben bezogen auf den Rollwiderstand vergleichsweise gute Reifen verwendet. Zum Vergleich werden für jeden der drei Reifen jeweils zwei generische Reifenvarianten für das thermische Rollwiderstandsmodell abgeleitet.

Das thermische Rollwiderstandsmodell nach **Kap. 5.4** besteht aus zwei Modulen, einem thermischen Reifenmodell und einem Temperatur-Rollwiderstandsmodell. Das thermische Reifenmodell berechnet transiente Reifentemperaturen, die das thermische Reifenverhalten in Abhängigkeit der Betriebs- und Umgebungsbedingungen beschreiben. Für die Variantenbildung wird angenommen, dass die Reifen gegenüber den Referenzreifen ein identisches thermisches Reifenverhalten aufweisen. Das erlaubt die Verwendung des thermischen Reifenmodells nach **Kap. 5.2** ohne Modifikation. Das Temperatur-Rollwiderstandsmodell berechnet dann den Rollwiderstandsbeiwert aus dem über Gürtelkanten- und Schultertemperatur definierten thermischen Reifenzustand, siehe **Kap. 5.3**. Dieser Zusammenhang wird über ein Kennfeld abgebildet, siehe **Abbildung 5.8**. Diese Kennfelder der Temperatur-Rollwiderstandsmodelle für Lenkachs-, Antriebsachs- und Trailerachsreifen werden im Zuge der Variantenbildung modifiziert.

Bereifungsvarianten:

- Vorbemerkung:
 - thermische Rollwiderstandsmodelle für generische Reifenvarianten
 - identisches thermisches Verhalten gegenüber Referenzreifen
 - Bereifungsvariante 1: Konstanter Offset im Kennfeld des Temperatur-Rollwiderstandsmodells entsprechend der Basisrollwiderstandserhöhung gegenüber der Referenzbereifung
 - Bereifungsvariante 2: Gleichbleibender prozentualer Offset im Kennfeld des Temperatur-Rollwiderstandsmodells entsprechend der prozentualen Basisrollwiderstandserhöhung gegenüber der Referenzbereifung
- Lenkachsreifen:

Erhöhung des Basisrollwiderstands auf $f_{R_{28580}} = 0,0063$

■ Antriebsachsreifen:

Erhöhung des Basisrollwiderstands auf $f_{R_{28580}} = 0,0068$

■ Trailerachsreifen:

Erhöhung des Basisrollwiderstands auf $f_{R_{28580}} = 0,0049$

Anschaulich könnte es sich bei den beiden Reifenvarianten um Reifen mit ähnlichem konstruktiven Aufbau und identischem Wärmeübertragungsverhalten verglichen mit der Referenzbereifung – aber mit modifizierten viskoelastischen Verhalten durch andere Gummimischungen – handeln.

Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]								
	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
BS _{Rowi, Temp.}	14,16 (+1,80)	1,96 (-0,05)	0,45 (-0,01)	0,64 (-0,01)	0,19 (-0,01)	0,35 (-0,01)	0,34 (-0,01)	
BS _{Rowi, Basis}		10,45 (+1,83)	2,59 (+0,36)	3,06 (+0,60)	1,20 (+0,22)	1,80 (+0,33)	1,80 (+0,33)	
BS _{Radlager/Bremse}		0,85 (±0)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0,07 (±0)	0,16 (±0)	0,16 (±0)	
BS _{Schlupf}		0,50 (+0,02)	0 (±0)	0,48 (+0,02)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
BS _{Kurve/Vorspur}		0,40 (±0)	0,09 (±0)	0,09 (±0)	0,03 (±0)	0,05 (±0)	0,14 (±0)	
BS _{Luftwiderstand}		9,78 (±0)						
BS _{Bremse}	4,76 (-0,21)	BS _{Δ Höhe}	-0,08 (±0)	BS _{Gesamt}	28,62 (+1,59)			

Abbildung 6.7: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche BS für das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 3: Verglichen wird Bereifungsvariante 1 (konstanter Offset im Kennfeld des Temperatur-Rollwiderstandsmodells) gegenüber der Referenzbereifung, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Abbildung 6.7 zeigt die summarischen und anteiligen Streckenverbräuche über die in **Kap. 6.1** eingeführte tabellarische Darstellungsform. In der Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung wurde das repräsentative Fahrkollektiv von Spedition 3 bei 15 °C Umgebungstemperatur mit der Bereifungsvariante 1 nachgefahren und mit der Referenzbereifung verglichen.

Durch die gewählte Basisrollwiderstandserhöhung gegenüber der Referenzbereifung an allen Rädern ergibt sich eine Erhöhung des auf den Basisrollwiderstand zurückzuführenden anteiligen Streckenverbrauchs von 1,83 L / 100 km. Bei der Bereifungsvariante 1 und der Bereifungs-

referenz ändert sich der Rollwiderstandsbeiwert in Abhängigkeit vom thermischen Reifenzustand in gleichem Maße. Die Flächenform des Kennfelds im Temperatur-Rollwiderstandsmodell (siehe Abbildung 5.8) bleibt unverändert, sie wird durch den konstanten Offset nur auf ein höheres Rollwiderstandsbeiwertniveau gehoben. Im Mehrverbrauch, der sich aus der Berücksichtigung des thermischen Reifenzustandes gegenüber dem Basisrollwiderstands ergibt, unterscheiden sich die beiden Bereifungsvarianten deshalb nur marginal. Bei der Bereifungsvariante 1 mit den höheren Basisrollwiderstandsbeiwerten erwärmt sich der Reifen durch den höheren Energieeintrag aus der Rollwiderstandsleistung etwas schneller und ist über das Fahrkollektiv betrachtet etwas häufiger im thermischen Gleichgewichtszustand. Die Sekundäreffekte in den Verbrauchsanteilen resultierend aus dem Schlupf und der Bremse wurden bereits in **Kap. 6.1** diskutiert. In Summe ergibt sich für das Fahrkollektiv der Spedition 3 durch die Bereifungsvariante 1 ein Streckenmehrverbrauch von 1,59 L / 100 km gegenüber der Referenzbereifung.

		Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]						
		Gesamtfahrzeug	S1	D1	T1	T2	T3	
BS _{Rowi, Temp.}	14,51 (+2,15)	12,76 (+2,12)	2,36 (+0,35)	0,52 (+0,05)	0,78 (+0,14)	0,23 (+0,03)	0,42 (+0,06)	0,41 (+0,06)
BS _{Rowi, Basis}			10,40 (+1,78)	2,58 (+0,35)	3,04 (+0,58)	1,20 (+0,21)	1,79 (+0,32)	1,79 (+0,32)
BS _{Radlager/Bremse}		0,85 (±0)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0,07 (±0)	0,16 (±0)	0,16 (±0)	
BS _{Schlupf}		1,75 (+0,03)	0,50 (+0,03)	0 (±0)	0,49 (+0,03)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
BS _{Kurve/Vorspur}		0,40 (±0)	0,09 (±0)	0,09 (±0)	0,03 (±0)	0,05 (±0)	0,14 (±0)	
BS _{Luftwiderstand}	9,78 (±0)							
BS _{Bremse}	4,72 (-0,25)		BS _{Δ Höhe}	-0,08 (±0)		BS _{Gesamt}	28,93 (+1,90)	

Abbildung 6.8: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche BS für das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 3: Verglichen wird Bereifungsvariante 2 (prozentualer Offset im Kennfeld des Temperatur-Rollwiderstandsmodells) gegenüber der Referenzbereifung, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Abbildung 6.8 zeigt den Vergleich der Bereifungsvariante 2 gegenüber der Referenzbereifung für das repräsentative Fahrkollektiv von Spedition 3. Neben der Erhöhung der Basisrollwiderstandskoeffizienten wurde auch die Form des Kennfelds geändert, in dem der Rollwiderstandsbeiwert an jeder Stelle des Kennfelds um den gleichen prozentualen Betrag gegenüber der Referenz erhöht wurde. Entsprechend ändert sich der Rollwiderstandsbeiwert über der Gürtelkanten- und Schultertemperatur mit anderen Gradienten. Die unterschiedliche Form des Kennfelds resultiert in einem anteiligen Mehrverbrauch von 0,35 L / 100 km (anteiliger Streckenverbrauch aus der Berücksichtigung des thermischen Reifenzustandes) bezogen auf die Referenzbereifung. In

Summe ergibt sich für das Fahrkollektiv von Spedition 3 mit der Bereifungsvariante 2 ein streckenbezogener Mehrverbrauch von 1,9 L / 100 km gegenüber der Referenzbereifung.

Im Vergleich der **Abbildung 6.7** mit **Abbildung 6.8** zeigen sich auch im Basisrollwiderstand leichte Streckenverbrauchsunterschiede. Das ist durch die Tatsache begründet, dass sich die für die beiden Bereifungsvarianten verwendeten Basisrollwiderstandsbeiwerte $f_{R_{28580}}$ durch methodische Effekte bei der Kennfelderstellung leicht unterscheiden und nur in der gerundeten Darstellung (s.o.) für beide Varianten gleich erscheinen.

Abbildung 6.9 und **Abbildung 6.10** zeigen den Vergleich der Bereifungsvariante 1 bzw. der Bereifungsvariante 2 jeweils gegenüber der Referenzbereifung für das repräsentative Fahrkollektiv von Spedition 4 bei 15 °C Umgebungstemperatur. Die Unterschiede im streckenbezogenen Gesamtverbrauch fallen mit 1,94 bzw. 2,25 L / 100 km etwas höher aus. Spedition 4 fährt gegenüber Spedition 3 aufgrund höherer Autobahnanteile mit einer höheren Durchschnittsgeschwindigkeit. Auch die durchschnittliche Beladung ist bei Spedition 4 im Vergleich etwas höher. Entsprechend höher ist der streckenbezogene Gesamtverbrauch, so dass sich auch die Unterschiede in der Bereifung deutlicher zeigen.

Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]								
		Gesamtfahrzeug	S1	D1	T1	T2	T3	
BS_{Rowi, Temp.}	15,96 (+2,11)	14,30	1,93	0,40	0,65	0,23	0,33	0,32
BS_{Rowi, Basis}		(+2,09)	(-0,09)	(-0,02)	(-0,02)	(-0,02)	(-0,02)	(-0,02)
BS_{Radlager/Bremse}			12,36	2,66	3,50	1,72	2,24	2,24
			(+2,18)	(+0,37)	(+0,68)	(+0,31)	(+0,41)	(+0,41)
BS_{Schlupf}			0,88	0,17	0,29	0,11	0,16	0,16
			(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	(±0)
BS_{Kurve/Vorspur}		1,66	0,44	0	0,43	0	0	0
		(+0,02)	(+0,02)	(±0)	(+0,02)	(±0)	(±0)	(±0)
BS_{Luftwiderstand}		0,34	0,07	0,08	0,03	0,05	0,11	
		(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	
BS_{Bremse}	10,72 (±0)	3,66 (-0,17)	BS_{Δ Höhe}	-0,01 (±0)	BS_{Gesamt}	30,33 (+1,94)		

Abbildung 6.9: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche BS für das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 4: Verglichen wird Bereifungsvariante 1 (konstanter Offset im Kennfeld des Temperatur-Rollwiderstandsmodells) gegenüber der Referenzbereifung, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Generell zeigen die Beispiele, dass man Aussagen über den Streckenverbrauch nicht verallgemeinern darf, sondern immer auf die untersuchungsspezifischen repräsentative Fahrkollektive

beziehen sollte. Auch hätten sich bei einer anderen Umgebungstemperatur andere Streckenverbräuche und Verbrauchsunterschiede bei den Varianten ergeben.

		Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]						
		Gesamtfahrzeug	S1	D1	T1	T2	T3	
BS_{Rowi, Temp.}	16,29 (+2,44)	2,33 (+0,30)	0,46 (+0,04)	0,79 (+0,13)	0,28 (+0,03)	0,40 (+0,05)	0,39 (+0,05)	
BS_{Rowi, Basis}		12,30 (+2,11)	2,65 (+0,36)	3,48 (+0,66)	1,71 (+0,30)	2,23 (+0,40)	2,23 (+0,40)	
BS_{Radlager/Bremse}		0,88 (±0)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0,11 (±0)	0,16 (±0)	0,16 (±0)	
BS_{Schlupf}		0,44 (+0,03)	0 (±0)	0,43 (+0,03)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
BS_{Kurve/Vorspur}		0,34 (±0)	0,07 (±0)	0,08 (±0)	0,03 (±0)	0,05 (±0)	0,11 (±0)	
BS_{Luftwiderstand}	10,72 (±0)							
BS_{Bremse}	3,63 (-0,20)		BS_{Δ Höhe}	-0,01 (±0)		BS_{Gesamt}	30,63 (+2,25)	

Abbildung 6.10: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche BS für das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 4: Verglichen wird Bereifungsvariante 2 (prozentualer Offset im Kennfeld des Temperatur-Rollwiderstandsmodells) gegenüber der Referenzbereifung, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

6.4 Optimierung der Achslastverteilung

Nachdem die grundlegenden Einflüsse von Umgebungstemperatur und Reifen auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand verstanden und quantifiziert sind, sollen in diesem und dem folgenden Kapitel ausgewählte Ergebnisse der in [17] beschriebenen Arbeiten unter dem Aspekt des Temperatureinflusses neu beleuchtet werden. So wird in diesem Kapitel der Einfluss einer Optimierung der Achslastverteilung im Hinblick auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand erneut untersucht. Als Grundlage wird davon ausgegangen, dass die Luftfederdrücke an den einzelnen Trailerachsen individuell gewählt werden können. Dadurch wird es möglich, einzelne Trailerachsen voll auszulasten und dafür andere zu entlasten, was in Summe einen Vorteil beim Rollwiderstand mit sich bringt. Dies ist dadurch begründet, dass bei höherer Auslastung des Reifens die resultierende Temperaturerhöhung zu einer Verminderung des Rollwiderstandsbeiwerts führt. Am entlasteten Reifen an anderer Stelle tritt zwar der gegenteilige Effekt ein, aufgrund der im Vergleich geringeren Radlast fällt dies jedoch weniger ins Gewicht, so dass in Summe ein energetischer Vorteil entsteht. Des Weiteren wird es durch die wählbare Achslastverteilung in Grenzen möglich, Last von der Zugmaschine auf das Achsaggregat des

Trailers umzuverlagern, und damit auf eine Bereifung mit generell geringerem Rollwiderstandsbeiwert.

Wie in [17] wird die Optimierung der Achslastverteilung aus Rechenzeitgründen nicht anhand der vorgestellten Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung durchgeführt, sondern auf Basis eines einfachen mechanischen Ersatzmodells, welches für Geradeausfahrt mit konstanter Geschwindigkeit die Ergebnisse des detaillierten Gesamtfahrzeugmodells mit sehr guter Genauigkeit annähert. Das Optimierungsergebnis ist somit streng genommen nur für Geradeausfahrt gültig. Der vorhergesagte Rollwiderstandsvorteil kann jedoch auch bei Betrachtung realer Fahrprofile beobachtet werden. Im Zuge der Optimierung wird für verschiedene Fahrzeugkonfigurationen und vorgegebene Nutzlasten die Nutzlastposition auf der Ladefläche in kleinen Abständen variiert und dann jeweils bestimmt, mit welcher Achslastverteilung im Traileraggregat der geringste Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand erreicht wird. Trägt man die so minimierte Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei 80 km/h über der Nutzlastposition relativ zur Stirnwand des Trailers auf, so ergibt sich die Darstellung gemäß **Abbildung 6.11**.

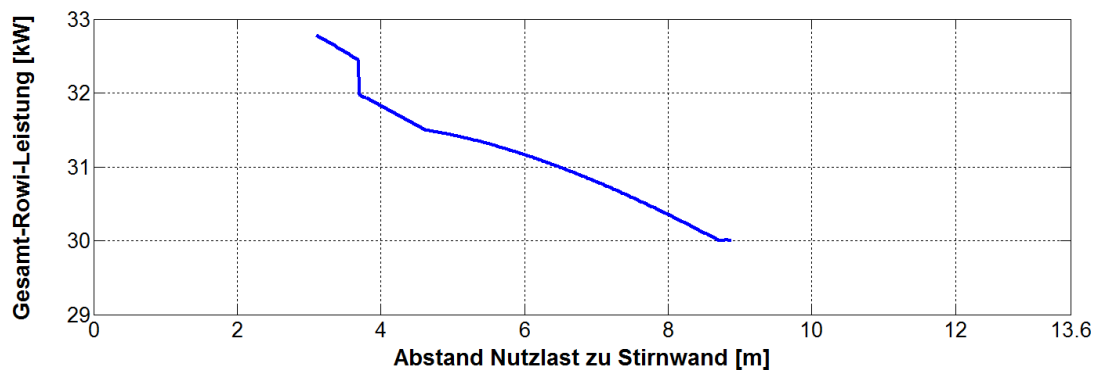


Abbildung 6.11: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei 80 km/h über der Nutzlastposition relativ zur Stirnwand des Trailers. Konfiguration mit Liftachse an Position T1 und wählbarer Achslastverteilung, 50 % Nutzlast, Minimale Achslast D1 = 17,5 %, Umgebungstemperatur 25 °C.

Untersucht wurde eine Fahrzeugkonfiguration mit einer Liftachse an der Position T1 mit einer Nutzlast von 50 % (13,3 t) bei 25 °C Umgebungstemperatur. Als minimal zulässige Achslast an der Antriebsachse D1 wurden 17,5 % des Zuggewichts vorgegeben. Dieser Minimalwert wurde auch im Feldversuch erreicht. Er wurde für alle Untersuchungen im Rahmen des Projekts gewählt, um sämtliche gemessenen Fahrten in der Simulation nachfahren zu können. Um das Ergebnis in **Abbildung 6.11** besser interpretieren zu können ist es sinnvoll, gleichzeitig die korrespondierenden, vom Optimierer eingestellten Trailerachslasten zu betrachten, siehe **Abbildung 6.12**. Zusätzlich sind dort die Antriebsachslast und die Achslastsummen von Traileraggregat und Sattelzugmaschine (SZM) dargestellt.

Wie **Abbildung 6.12** zu entnehmen ist, muss die Nutzlast mindestens ca. 3 m Abstand zur Stirnwand haben. Darunter würde die zulässige Achslastsumme der Sattelzugmaschine überschritten. Ab ca. 9 m würde die oben definierte Minimalachslast der Antriebsachse unterschritten. Der Haupteffekt, der zur Verringerung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung gemäß **Abbildung 6.11** führt, ist die mit dem Abstand der Nutzlast von der Stirnwand des Aufliegers zunehmende Umverlagerung der Last von den Antriebsachsen auf die Trailerachsen mit ihrem deutlich geringeren Rollwiderstandsbeiwert. Eine Abweichung hiervon ist lediglich bei einer Nutzlastposition von ca. 3,7 m gegeben, wo die an Position T1 verbaute Liftachse ange-

hoben wird. Die Verminderung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung durch den Wegfall der Lagerreibung an der Achse T1 sowie durch die Höherauslastung der verbleibenden Reifen überwiegt den Rollwiderstandsachteil, der sich aus der Erhöhung der Last an der Antriebsachse mit dem höheren Rollwiderstandsbeiwert des Antriebsachsreifens ergibt. In Summe ergibt sich durch das Anheben eine Verminderung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung um ca. 0,5 kW, was in etwa der Lager-Verlustleistung der modellierten Trailerachse bei 80 km/h entspricht.

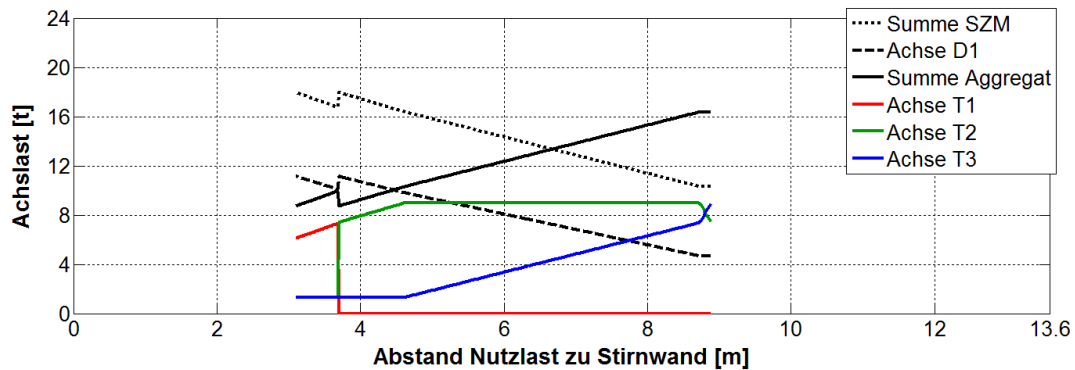


Abbildung 6.12: Optimale Achslasten über der Nutzlastposition relativ zur Stirnwand des Trailers. Konfiguration mit Liftachse an Position T1 und wählbarer Achslastverteilung, 50 % Nutzlast, Minimale Achslast D1 = 17,5 %, Umgebungstemperatur 25 °C.

Man erkennt, dass die Liftachse angehoben wird, sobald dies aufgrund der Achslastsumme der Sattelzugmaschine zulässig ist. Bei vergleichbaren, in [17] dargestellten Ergebnissen wird die Liftachse erst bei deutlich größeren Abständen der Nutzlast zur Stirnwand angehoben, da bei den dortigen Untersuchungen mit einer deutlich größeren Spreizung der Rollwiderstandsbeiwerte von Trieb- und Trailerachsen gerechnet wurde. Der Vorteil durch Entlastung der Antriebsachse überwog daher. Das Anheben der Liftachse erfolgte als nachrangiger Einfluss erst bei Erreichen der Minimalachslast der Antriebsachse.

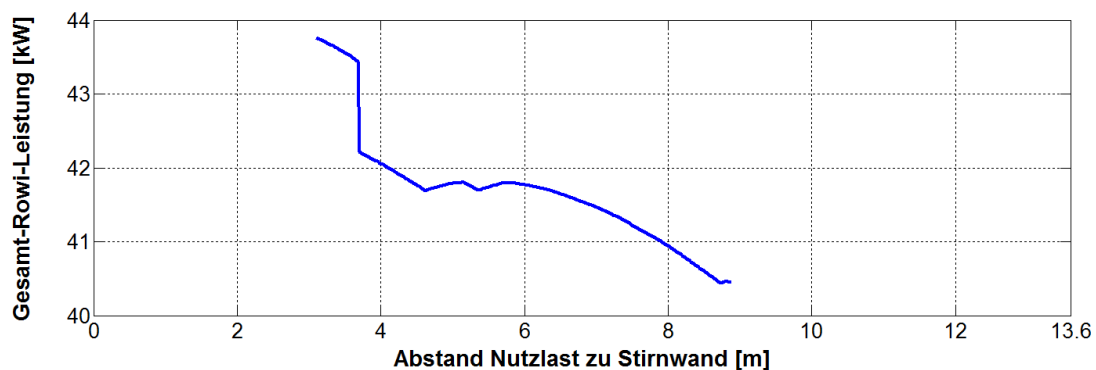


Abbildung 6.13: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei 80 km/h über der Nutzlastposition relativ zur Stirnwand des Trailers. Konfiguration mit Liftachse an Position T1 und wählbarer Achslastverteilung, 50 % Nutzlast, Minimale Achslast D1 = 17,5 %, Umgebungstemperatur 5 °C.

Den Einfluss einer Umgebungstemperatur von 5 °C auf die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung und die optimale Achslastverteilung zeigen **Abbildung 6.13** und **Abbildung 6.14**. Erwartungsgemäß ist zunächst zu erkennen, dass das Niveau der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei 5 °C Umgebungstemperatur deutlich höher liegt als bei 25 °C. Die

Achslastverteilung unterscheidet sich, bis auf eine Nutzlastposition zwischen ca. 5,1 m und 5,8 m nicht von der Verteilung bei 25 °C Umgebungstemperatur. Die Liftachse wird am selben Punkt abgehoben. Allerdings ergibt sich eine deutlich größere Verminderung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung als bei 25 °C. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Rollwiderstandsvorteil durch Höherauslastung der verbleibenden Reifen deutlich größer ausfällt als bei 25 °C. Je niedriger die Umgebungstemperatur ist, desto größer fällt die Rollwiderstandsverminderung bei Erhöhung der Reifentemperatur aus **Abbildung 5.8**.

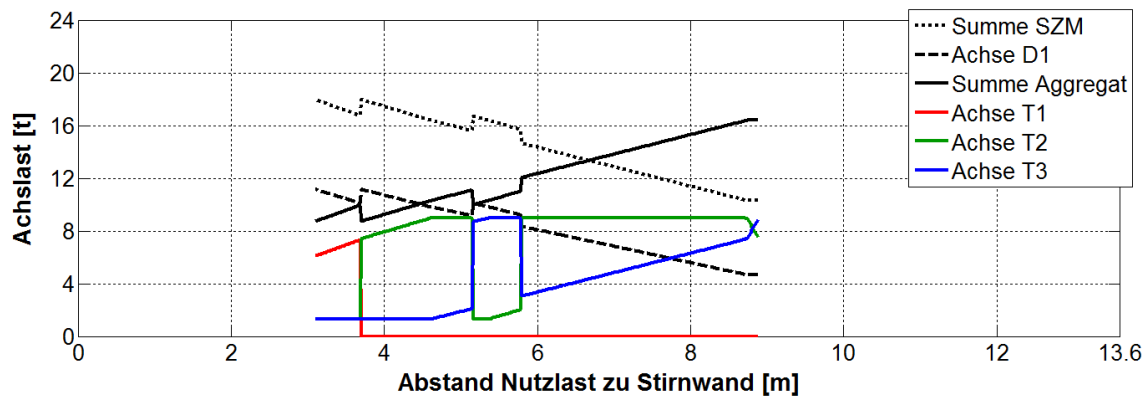


Abbildung 6.14: Optimale Achslasten über der Nutzlastposition relativ zur Stirnwand des Trailers. Konfiguration mit Liftachse an Position T1 und wählbarer Achslastverteilung, 50 % Nutzlast, Minimale Achslast D1 = 17,5 %, Umgebungstemperatur 5 °C.

In dem genannten Bereich der Nutzlastposition zwischen ca. 5,1 m und 5,8 m wird durch Umverteilung der Last von der Achse T2 auf die Achse T3 eine Erhöhung der Spreizung der Achslasten im Traileraggregat erreicht. Der entsprechende Einfluss auf die Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung fällt absolut gesehen zwar eher gering aus, wie **Abbildung 6.13** zu entnehmen ist, übersteigt aber eben örtlich den Effekt der entstehenden Höherbelastung der Antriebsachse. Auch hier ist wieder die geringe Umgebungstemperatur entscheidend, bei der eine Höherauslastung einzelner Achsen besonders ins Gewicht fällt. Bei 25 °C erfolgt die bei 5 °C beobachtete Umverteilung der Last von der Achse T2 auf die Achse T3 nicht. Auch bei 15 °C und bei 35 °C (nicht dargestellt) ist dies nicht der Fall. Dort entsprechen die optimalen Achslastverteilungen genau der Verteilung bei 25 °C.

Generell kann gesagt werden, dass der Einfluss der Umgebungstemperatur auf die optimale Achslastverteilung relativ gering ist. Zwar existieren Wechselwirkungen, eine Strategie zur Wahl der Achslastverteilung, die den Umgebungstemperatureinfluss berücksichtigt hat gegenüber einer Strategie, die dies nicht tut, jedoch nur geringe energetische Vorteile. Insofern ist die Praxisrelevanz des Temperatureinflusses in diesem Zusammenhang eher gering. Es ist nicht zu erwarten, dass sich die generellen Vorteile einer wählbaren Achslastverteilung bei den hier beschriebenen Untersuchungen vom Prinzip her von den Ergebnissen unterscheiden, die in [17] dargestellt sind. Allerdings ist wieder ein entscheidender Mehrwert dadurch gegeben, dass anhand der im Feldversuch bestimmten Fahrtskollektive die theoretischen Ergebnisse auf Ihre Praxisrelevanz hin untersucht werden können. Dies soll im Folgenden geschehen.

In diesem Kapitel wird zunächst davon ausgegangen, dass die Nutzlastposition nicht verändert wird, sondern dass lediglich für eine gegebene Position die optimale Achslastverteilung eingestellt wird. Es ist die Frage zu beantworten, wie sich die vorhandenen Einsparpotenziale hinsichtlich

Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand im realen Speditionsbetrieb auswirken. Es werden zwei Fahrzeugkonfigurationen mit wählbarer Achslastverteilung untersucht, eine mit einer Liftachse an Position T1 und eine mit Liftachsen an den Positionen T1 und T3. Diese Konfigurationen werden jeweils mit einer im Rahmen diese und der folgenden Abschnitte gewählten Standardkonfiguration mit Liftachse an Position T1 und gleichen Luftfederdrücken an allen Trailerachsen verglichen. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass als minimal zulässige Achslast an der Antriebsachse D1 ein Wert von 17,5 % des Zuggewichts gewählt wurde. Ein solcher Wert ist keineswegs praxisfremd, kann aber in bestimmten Fahrsituationen, etwa bei starken Steigungen oder extremen Fahrmanövern, das Traktionsvermögen und die Fahrstabilität beeinflussen. Der genannte Wert soll daher keinesfalls eine Empfehlung darstellen, sondern lediglich als gemeinsame Basis für die Analyse der im Feldversuch gewonnenen Daten dienen.

Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]								
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3
BS _{Rowi, Temp.}		1,77	0,40	0,65	0,11	0,34	0,28	
		10,82	(-0,08)	(±0)	(-0,01)	(-0,01)	(±0)	(-0,06)
BS _{Rowi, Basis}		9,05	2,27	2,70	0,80	2,15	1,13	
		(-0,12)	(-0,04)	(-0,02)	(-0,14)	(+0,16)	(+0,48)	(-0,53)
BS _{Radlager/Bremse}	12,20	0,83	0,17	0,29	0,05	0,16	0,16	
	(-0,11)	(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	
BS _{Schlupf}		0,26	0	0,26	0	0	0	
		1,38	(+0,01)	(±0)	(+0,01)	(±0)	(±0)	(±0)
BS _{Kurve/Vorspur}		0,29	0,07	0,07	0,02	0,06	0,07	
		(±0)	(±0)	(±0)	(±0)	(+0,02)	(-0,02)	
BS _{Luftwiderstand}	11,80							
	(±0)							
BS _{Bremse}	2,29							
	(+0,01)							
		BS _{Δ Höhe}	-0,12			BS _{Gesamt}	26,17	
			(±0)				(-0,10)	

Abbildung 6.15: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche: Dargestellt ist das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 1 mit einer Fahrzeugkonfigurationen mit wählbarer Achslastverteilung und Liftachse an Position T1 im Vergleich zur Standardkonfiguration, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Zunächst soll die Fahrzeugkonfigurationen mit wählbarer Achslastverteilung und Liftachse an Position T1 betrachtet werden. Dies geschieht exemplarisch anhand der Fahrkollektive der Speditionen 1 und 4. Wie beschrieben, zeigen diese die größte Bandbreite hinsichtlich Beladung und Geschwindigkeitsprofil. **Abbildung 6.15** zeigt den anteiligen Streckenverbrauch aufgrund der einzelnen Fahrwiderstände für das repräsentative Fahrkollektiv der Fahrten mit Spedition 1 bei 15 °C. In Klammern sind die Änderungen gegenüber dem repräsentativen Fahrkollektiv für Spedition 1 mit Standardkonfiguration bei gleicher Umgebungstemperatur dargestellt. Man erkennt, dass durch die wählbare Achslastverteilung für das Kollektiv der Fahrten ein energetischer Vorteil entsteht, der einem Kraftstoffverbrauchsäquivalent von 0,1 L / 100 km entspricht. Das entspricht einer Verbesserung von rund 0,38 %. Man sieht weiterhin, dass der

Vorteil durch Entlasten der Trailerachse T3 und damit Entlasten der Antriebsachse D1 und Belasten der Achsen T1 und T2 entsteht.

Abbildung 6.16 zeigt die entsprechende Darstellung für das repräsentative Fahrtkollektiv für Spedition 4. Für den Rollwiderstand zeigt sich derselbe Effekt in vergleichbarer Größenordnung. Allerdings wird der Vorteil hinsichtlich des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands durch eine signifikante Erhöhung des Schlupfes an der Antriebachse durch Entlastung derselben geschmälert. Der Schlupfeinfluss hängt von der Geländetopologie und der Fahrweise des Fahrers ab, worauf im Projektrahmen jedoch nicht weiter eingegangen wird.

Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]								
	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
BS_{Rowi, Temp.}	12,11 (-0,10)	1,98 (-0,05)	0,42 (±0)	0,65 (-0,01)	0,23 (-0,01)	0,35 (±0)	0,32 (-0,02)	
BS_{Rowi, Basis}		10,14 (-0,05)	2,26 (-0,03)	2,67 (-0,14)	1,66 (+0,26)	2,17 (+0,33)	1,37 (-0,46)	
BS_{Radlager/Bremse}	13,80 (-0,05)	0,88 (±0)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0,11 (±0)	0,16 (±0)	0,16 (±0)	
BS_{Schlupf}	1,68 (+0,05)	0,46 (+0,05)	0 (±0)	0,45 (+0,05)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)	
BS_{Kurve/Vorspur}		0,34 (±0)	0,07 (±0)	0,08 (±0)	0,03 (±0)	0,06 (+0,01)	0,09 (-0,01)	
BS_{Luftwiderstand}	10,72 (±0)							
BS_{Bremse}	3,84 (+0,01)		BS_{Δ Höhe}	-0,01 (±0)		BS_{Gesamt}	28,35 (-0,04)	

Abbildung 6.16: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche: Dargestellt ist das repräsentative Fahrtkollektiv für Spedition 4 mit einer Fahrzeugkonfigurationen mit wählbarer Achslastverteilung und Liftachse an Position T1 im Vergleich zur Standardkonfiguration, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Um den Einfluss der Umgebungstemperatur bei wählbarer Achslastverteilung zu überprüfen, wurden nochmals die Fahrten des repräsentativen Fahrtkollektivs für Spedition 1 bei 5 °C und bei 15 °C Umgebungstemperatur miteinander verglichen (nicht dargestellt). Für die Standard-Fahrzeugkonfiguration mit identischen Luftfederdrücken an allen Trailerachsen ergibt sich bei 5 °C ein Mehrverbrauch von 7,33 % gegenüber 15 °C Umgebungstemperatur. Mit wählbarer Achslastverteilung unterscheidet sich der Mehrverbrauch kaum und beträgt 7,23 %. Es gilt also die im Rahmen der Diskussion der optimalen Achslastverteilung gemachte Aussage, dass der Einfluss der Achslastverteilung mit dem Einfluss der Umgebungstemperatur nur in sehr geringem Maße wechselwirkt.

Nachdem aus den vorigen Abbildungen deutlich wurde, dass energetische Vorteile vor allem durch Entlasten der Trailerachse T3 entstanden sind, liegt es nahe, eine Fahrzeugkonfigurationen

mit wählbarer Achslastverteilung und Liftachsen an den Positionen T1 und T3 zu untersuchen. Falls es die in den Feldversuchen beobachteten Nutzlasten und Nutzlastpositionen ausreichend oft erlauben, die Achse T3 anzuheben, kann durch eine weitere Entlastung der Antriebsachse sowie durch den Wegfall der Lagerreibung ein weitergehender Vorteil beim Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand erreicht werden. **Abbildung 6.17** zeigt für Spedition 1 den entsprechenden Vergleich zur Standardkonfiguration bei einer Umgebungstemperatur von 15 °C.

		Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]						
		Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3
BS _{Rowi, Temp.}			1,71 (-0,13)	0,40 (±0)	0,64 (-0,02)	0,17 (+0,05)	0,33 (-0,01)	0,17 (-0,16)
BS _{Rowi, Basis}		10,71 (-0,22)	9,00 (-0,09)	2,24 (-0,05)	2,55 (-0,29)	1,25 (+0,61)	2,13 (+0,46)	0,83 (-0,83)
BS _{Radlager/Bremse}	12,06 (-0,25)		0,78 (-0,05)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0,08 (+0,03)	0,16 (±0)	0,08 (-0,08)
BS _{Schlupf}		1,35 (-0,02)	0,28 (+0,02)	0 (±0)	0,27 (+0,02)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
BS _{Kurve/Vorspur}			0,29 (±0)	0,07 (±0)	0,07 (-0,01)	0,03 (+0,02)	0,08 (+0,03)	0,04 (-0,04)
BS _{Luftwiderstand}	11,80 (±0)							
BS _{Bremse}	2,29 (+0,01)			BS _{Δ Höhe} -0,12 (±0)		BS _{Gesamt} 26,03 (-0,24)		

Abbildung 6.17: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche: Dargestellt ist das repräsentative Fahrtskollektiv für Spedition 1 mit einer Fahrzeugkonfigurationen mit wählbarer Achslastverteilung und Liftachsen an Position T1 und T3 im Vergleich zur Standardkonfiguration, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Durch die zusätzliche Liftachse an Position T3 ergibt sich für Spedition 1 gegenüber der Standardkonfiguration ein energetischer Vorteil, der einem Kraftstoffverbrauchsäquivalent von 0,24 L / 100 km entspricht. Erwartungsgemäß kommt der zusätzliche Vorteil gegenüber der Konfiguration entsprechend **Abbildung 6.15** dadurch zustande, dass durch das zeitweise Anheben der Achse T3 die Verluste durch Lagerreibung zurückgehen und die Antriebsachse noch stärker entlastet wird. Für Spedition 4 (nicht dargestellt) ergibt sich prinzipiell dasselbe Bild. Allerdings fällt der zusätzliche Vorteil durch die Liftachse an Position T3 geringer aus, da diese aufgrund der bei Spedition 4 vorliegenden Verteilung von Nutzlast und Nutzlastposition weniger oft angehoben werden kann.

6.5 Optimale Positionierung der Nutzlast

Die Ergebnisse in **Kap. 6.4** haben gezeigt, dass durch eine optimierte Achslastverteilung der Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand bei gleichbleibender Nutzlastposition vermindert werden kann. Dies setzt gegenüber dem heutigen Stand der Technik in der Regel jedoch eine technische Änderung am Fahrzeug voraus, die achsindividuelle Luftfederdrücke ermöglicht. Ganz ohne technische Änderung, und damit auch kurzfristig umsetzbar, ist eine Beeinflussung der Achslastverteilung durch eine geänderte Positionierung der Nutzlast auf der Ladefläche. Die entsprechenden Potenziale sollen im Rahmen dieses Kapitels untersucht werden. Hierzu wird das Fahrzeug in Standardkonfiguration herangezogen, also mit Liftachse an Position T1 und konventioneller Luftfederung, bei der die Achslast aller im Betrieb befindlichen Trailerachsen näherungsweise gleich groß ist.

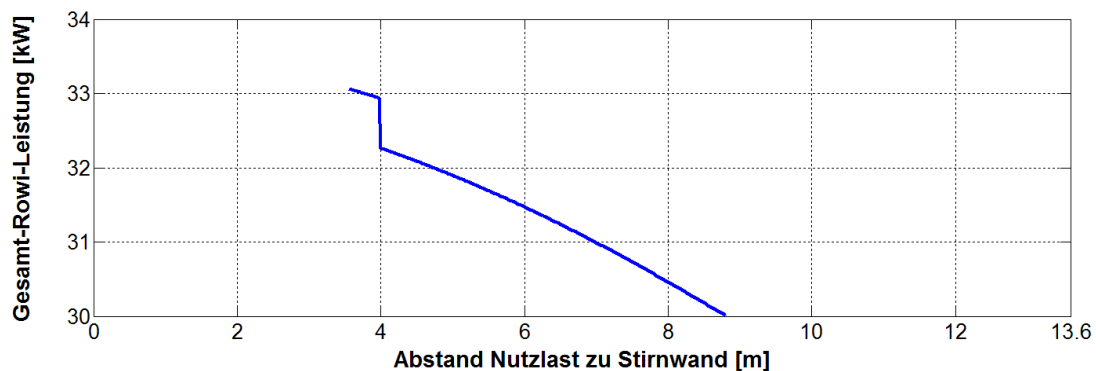


Abbildung 6.18: Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung bei 80 km/h über der Nutzlastposition relativ zur Stirnwand des Trailers. Konfiguration mit Liftachse an Position T1, 50 % Nutzlast, minimale Achslast D1 = 17,5 %, Umgebungstemperatur 25 °C.

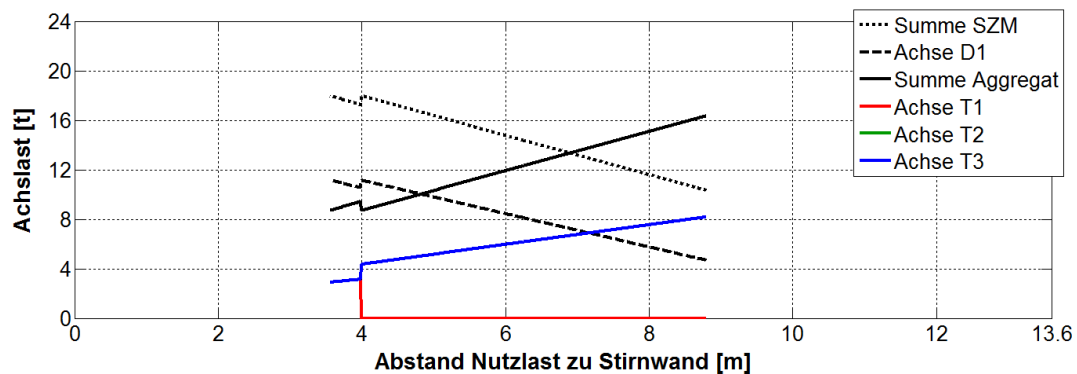


Abbildung 6.19: Optimale Achslasten über der Nutzlastposition relativ zur Stirnwand des Trailers. Konfiguration mit Liftachse an Position T1, 50 % Nutzlast, minimale Achslast D1 = 17,5 %, Umgebungstemperatur 25 °C.

Um die hinsichtlich des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands optimale Nutzlastposition zu ermitteln, wird wieder auf die im vorigen Abschnitt vorgestellte optimale Achslastverteilung zurückgegriffen. Diese kann auch für eine Fahrzeugkonfiguration ohne Einrichtung zur achsindividuellen Wahl der Luftfederdrücke bestimmt werden. In **Abbildung 6.18** und **Abbildung 6.19** sind die entsprechenden Ergebnisse exemplarisch für eine Umgebungstemperatur

von 25 °C dargestellt. In **Abbildung 6.19** ist zu erkennen, dass, außer durch Anheben der Liftachse, keine Umverteilung der Achslasten innerhalb des Traileraggregats erfolgt. So liegen die Kurven für die Achslasten von T1 bis T3 bei aufgesetzter Liftachse übereinander, bei abgehobener Liftachse die der Achsen T2 und T3. Es ist nun aber möglich, aus **Abbildung 6.18** diejenige Nutzlastposition zu ermitteln, bei der die geringste Gesamtfahrzeug-Rollwiderstandsleistung gegeben ist. Bei den Gesamtfahrzeugsimulationen, deren Ergebnisse nachfolgend diskutiert werden, wurde in Abhängigkeit der Nutzlast in dieser Weise vorgegangen. Zudem wurde überprüft, ob sich die optimale Achslastverteilung gemäß **Abbildung 6.19** tatsächlich einstellt, da diese ja mit einem vereinfachten Ersatzmodell bestimmt wurde.

Generell bedeutet die beschriebene Vorgehensweise, dass die Realfahrten aus dem Feldversuch mit einer Achslastverteilung nachgefahren werden, die für den stationären Betriebspunkt „Geradausfahrt bei 80 km/h“ als optimal bestimmt wurden. Dies erscheint sinnvoll, da hiermit der größte Anteil der in der Realität auftretenden Betriebspunkte näherungsweise richtig abgebildet wird. Zudem ist zu bedenken, dass eine Optimierung der Achslasten bzw. der Nutzlastposition unter Berücksichtigung aller Einflüsse – wie Kurvenfahrt, Beschleunigen und Bremsen etc. – sehr aufwändig und damit kaum praxistauglich wäre.

Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]								
Gesamtfahrzeug			S1	D1	T1	T2	T3	
BS _{Rowi, Temp.}	12,06 (-0,24)	10,61 (-0,33)	1,75 (-0,10)	0,40 (±0)	0,58 (-0,08)	0,09 (-0,03)	0,34 (±0)	0,33 (±0)
BS _{Rowi, Basis}		8,86 (-0,23)	2,16 (-0,13)	2,13 (-0,71)	0,58 (-0,06)	2,00 (+0,33)	2,00 (+0,33)	
BS _{Radlager/Bremse}		0,82 (-0,01)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0,04 (-0,01)	0,16 (±0)	0,16 (±0)	
BS _{Schlupf}		1,45 (+0,08)	0,35 (+0,09)	0 (±0)	0,34 (+0,09)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
BS _{Kurve/Vorspur}		0,28 (±0)	0,07 (±0)	0,06 (-0,02)	0,01 (±0)	0,06 (+0,01)	0,10 (+0,02)	
BS _{Luftwiderstand}		11,80 (±0)						
BS _{Bremse}	2,30 (+0,02)	BS _{Δ Höhe}	-0,12 (±0)	BS _{Gesamt}	26,05 (-0,23)			

Abbildung 6.20: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche: Dargestellt ist das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 1 mit Standardkonfiguration und optimierter Nutzlastposition im Vergleich zur Standardkonfiguration mit ursprünglicher Nutzlastposition, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Abbildung 6.20 zeigt für das repräsentative Fahrkollektiv von Spedition 1 bei 15 °C den Vergleich zwischen Fahrt mit Standardkonfiguration und optimierter Nutzlastposition und Standardkonfiguration mit ursprünglicher Nutzlastposition. Man erkennt, dass der energetische Gesamtvorteil deutlich größer ausfällt als bei alleiniger Ermöglichung einer variablen Achslastverteilung (siehe **Abbildung 6.15**). Dies liegt daran, dass es ein Variieren der Achslastverteilung

innerhalb des Traileraggregats aufgrund der ungünstigen Hebelverhältnisse nicht in derselben Weise ermöglicht, von einer Entlastung der Antriebsachse energetisch zu profitieren, wie es bei einem Versetzen der Nutzlast der Fall ist. Hier wird, bei hierfür ausreichend großer Nutzlast, immer die gewählte Minimalachslast der Antriebsachse von 17,5 % des Zuggewichts erreicht. Dies ist auch an der deutlichen Erhöhung der Schlupfverluste zu erkennen.

In **Abbildung 6.21** sind dieselben Inhalte dargestellt, allerdings für das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 2. Es ist zu erkennen, dass hier die Vorteile beim Rollwiderstand durch Entlastung der Antriebsachse durch die Erhöhung der Schlupfverluste fast vollständig kompensiert werden. Die Schlupfverluste hängen von der Häufigkeit von Beschleunigungsvorgängen und der Fahrweise des Fahrers ab. Bei den in **Abbildung 6.21** gezeigten Ergebnissen werden die Schlupfverluste noch dadurch etwas überzeichnet, dass die reale Zugmaschine eine etwas höhere Leer-Achslast an der Hinterachse hat als das verwendete Simulationsmodell. Nichts desto weniger sind die Ergebnisse repräsentativ und würden sich in der Realität bei entsprechend dynamischer Fahrweise so einstellen.

Anteiliger Streckenverbrauch (sowie Änderung gegenüber Referenz) [L/100 km]								
	Gesamtfahrzeug		S1	D1	T1	T2	T3	
BS_{Rowi, Temp.}	9,57 (-0,05)	7,93 (-0,34)	1,68 (-0,10)	0,45 (±0)	0,48 (-0,15)	0 (±0)	0,38 (+0,03)	0,37 (+0,03)
BS_{Rowi, Basis}			6,25 (-0,25)	2,02 (-0,14)	1,31 (-0,77)	0 (±0)	1,46 (+0,33)	1,46 (+0,33)
BS_{Radlager/Bremse}			0,78 (±0)	0,17 (±0)	0,29 (±0)	0 (±0)	0,16 (±0)	0,16 (±0)
BS_{Schlupf}		1,64 (+0,29)	0,62 (+0,28)	0 (±0)	0,61 (+0,28)	0 (±0)	0 (±0)	0 (±0)
BS_{Kurve/Vorspur}			0,24 (±0)	0,07 (-0,01)	0,04 (-0,02)	0 (±0)	0,04 (+0,01)	0,09 (+0,02)
BS_{Luftwiderstand}	11,78 (±0)							
BS_{Bremse}	3,01 (+0,02)		BS_{Δ Höhe}	-0,06 (±0)		BS_{Gesamt}	24,30 (-0,03)	

Abbildung 6.21: Energetische Auswertung durch summarische und anteilige Streckenverbräuche: Dargestellt ist das repräsentative Fahrkollektiv für Spedition 2 mit Standardkonfiguration und optimierter Nutzlastposition im Vergleich zur Standardkonfiguration mit ursprünglicher Nutzlastposition, jeweils bei 15 °C Umgebungstemperatur

Insbesondere das zuletzt diskutierte Ergebnis zeigt, dass die Nutzung der energetischen Vorteile durch Entlastung der Antriebsachse auch mit Nachteilen verbunden ist, die abgewogen werden müssen. Dies gilt umso mehr, als dass bei Entlasten der Antriebsachse durch eine wählbare Achslastverteilung im Aggregat oder eine Liftachse an Position T3 die Antriebsachse entlastet, bei Bedarf aber auch wieder belastet werden kann. Bei von vorne herein anderer Positionierung der Nutzlast ist dies nicht möglich. Allerdings könnte hier durch Kombination einer wählbaren

Achslastverteilung mit einer gezielten Nutzlastpositionierung ein Kompromiss erzielt werden. In jedem Fall ist über die rein energetische Betrachtung hinaus insbesondere noch der Einfluss auf die Fahrdynamik und damit auf die Fahrsicherheit zu bewerten.

Daneben wird auch die Praxistauglichkeit im Alltag der Speditionen eine Rolle spielen. So ist zu bedenken, dass eine optimale Positionierung der Nutzlast in der Praxis nicht immer möglich ist. Selbst wenn dies vor Fahrtbeginn geschieht, würde sich als Folge von Be- und Entladevorgängen in der Regel ein nicht optimaler Zustand einstellen. Als Folge müssten evtl. Teile der Ladung umgesetzt werden. Der entstehende, auch zeitliche Mehraufwand wäre vermutlich kaum zu rechtfertigen. Wo Fahrstrecke und Transportaufgabe jedoch dazu geeignet sind, kann auch durch gezielte Positionierung der Nutzlast eine Verminderung des Kraftstoffverbrauchs erreicht werden und dies kurzfristig und mit dem bereits vorhandenen Fuhrpark.

7 Schlussfolgerung und Ausblick

Die Projektergebnisse zeigen, dass die Potenziale zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands und damit zur Kraftstoffeinsparung in erheblichem Maße vom Fahrprofil und den Verteilungen von Nutzlast und Nutzlastposition abhängen. Zwar stellt es für Nutzfahrzeughersteller und Logistikbranche keine neue Erkenntnis dar, dass die Eignung einer Fahrzeugkonfiguration von der Zusammensetzung der Transportaufgaben abhängt, jedoch war eine Prognose dieser Eignung bislang nicht in der Detailtiefe möglich, wie es die Projektergebnisse erlauben. Bei geeigneter Bereitstellung der gefundenen Zusammenhänge hat der Spediteur zukünftig die Möglichkeit, konkrete Aussagen zur Energieeffizienz seiner Fahrzeugflotte zu machen, diese zu verbessern und insbesondere die Neubeschaffung von Fahrzeugen noch gezielter zu steuern.

Die Messdaten aus dem, für die Verhältnisse eines wissenschaftlichen Projektes großangelegten Feldversuch mit vier Speditionen haben eine große Bandbreite an Betriebsbedingungen aufgezeigt und es ermöglicht, Spezifika verschiedener im Transportgewerbe üblicher Verkehre zu erkennen und die Auswirkungen auf den Gesamtfahrzeug-Rollwiderstand sowie Verbesserungspotenziale aufzuzeigen.

Konkret zeigt sich, dass die Umgebungstemperatur einen sehr großen Einfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert des Reifens besitzt und dass sich diese Abhängigkeit im täglichen Fahrzeugbetrieb im Kraftstoffverbrauch in erheblichem Maße bemerkbar macht. Insbesondere können Prognosen, die sich beim Rollwiderstand einzig auf die mit Hilfe von Rollenprüfständen bei einer konstanten Temperatur von 25 °C bestimmten Rollwiderstandswerte gemäß ISO 28580 [15] stützen, in Bezug auf die Praxis doch stark fehlerhaft sein. Für eine Verbesserung der Vorhersagequalität wäre es äußerst wünschenswert, den Temperatureinfluss auf den Rollwiderstand auf Basis realistischer Fahrprofile und Beladungssituationen in die Betrachtung mit einzubeziehen.

Eine Neubewertung ausgewählter Ergebnisse der in [17] beschriebenen Arbeiten unter dem Aspekt des Temperatureinflusses zeigt, dass die Berücksichtigung der Umgebungstemperatur die prinzipiellen Aussagen kaum beeinflussen. Es bestehen nur geringe Wechselwirkungen zwischen den beschriebenen Maßnahmen am Fahrzeug zur Verminderung des Gesamtfahrzeug-Rollwiderstands, also gezielte Umverteilung der Achslasten im Aggregat und energetisch optimale Positionierung der Nutzlast, und dem Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Reifenrollwiderstand. Im Wesentlichen addieren sich die Effekte der untersuchten Maßnahmen am Fahrzeug mit dem Umgebungstemperatureinfluss auf den Reifenrollwiderstand. Wichtige Erkenntnis ist jedoch, dass sich die theoretischen, aufgrund stationärer Betriebspunkte ermittelten energetischen Einsparpotenziale auch im Speditionsalltag widerspiegeln. Hierdurch ist ein direkter Nutzen für die Speditionsbranche gegeben, da Grundzusammenhänge zur Verminderung des Kraftstoffverbrauchs erkannt sind und konkret Handlungsanweisungen abgeleitet werden können.

Im Rahmen des Projekts wurde die theoretische Basis für die Weiterentwicklung vorhandener Simulations- und Analyseumgebungen zur Berechnung von fahrprofilspezifischen Energieverbräuchen geschaffen.

Im Rahmen des Projekts wurde insbesondere der große Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Rollwiderstandsbeiwert des Reifens herausgearbeitet. Somit wäre aus wissenschaftlicher Sicht die Untersuchung von Möglichkeiten zur Beeinflussung des thermischen Reifenzustandes und der damit einhergehenden Verminderung des Rollwiderstands anzugehen. Hierzu könnte zum einen versucht werden, vorhandene Abwärmeströme gezielt zu nutzen. Zum anderen wäre zu untersuchen, wie der Wärmeverlust vom Reifen zur Umgebung hin verringert werden kann. Hierzu wären etwa aerodynamische Maßnahmen zur Beeinflussung des Strömungsfeldes im Bereich des Reifens zu untersuchen. Eine genauere Abbildung der Umströmung des Reifens erlaubt eine präzisere Prognose der Konvektion und damit eine weiter verbesserte Prognose der rollwiderstandsrelevanten Reifentemperaturen. Die entsprechenden CFD-Simulationswerkzeuge wären mit der vorhandenen dynamischen Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung mit dem integrierten transienten thermischen Rollwiderstandsmodell zu koppeln. So können zum einen die tatsächlichen Umströmungsbedingungen berücksichtigt als auch die Betriebsbedingungen im konkreten Speditionsalltag berücksichtigt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Bachmann, C.; Sipply, O.; Eckstein, L.: Rollwiderstandsuntersuchung mit einem mobilen Reifenprüfstand auf realen Fahrbahnen, VDI – Reifen-Fahrwerk-Fahrbahn, Hannover, 2015
- [2] Bode, O., Bode, M.: Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen. FAT-SCHRIFTENREIHE 255, FAT, Berlin, 2013
- [3] Bode, O.: Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf realer Fahrbahn. FAT Schriftenreihe Nr. 285, 2016
- [4] Bode, O.: Reifen-Rollwiderstandsmessungen bei Konstantfahrt (Prüfgelände) und im fließenden Verkehr (Autobahn). Bericht 438 Update A, IPW, GmbH, Isernhagen, 2016
- [5] EG 715/2007 Verordnung 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 Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge. Amtsblatt der EU vom 29.07.2007
- [6] EU 582/2011 Verordnung der Kommission zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 595/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates hinsichtlich der Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen (Euro VI) und zur Änderung der Anhänge I und III der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates. Amtsblatt der EU vom 25.06.2011
- [7] European Commission: Strategy for reducing Heavy-Duty Vehicles' fuel consumption and CO₂ emissions, Communication from the Commission to the Council and the European Parliament, COM(2014) 285 final, Brussels, 2014
- [8] European Commission: Strategy for Reducing Heavy-Duty Vehicles Fuel Consumption and CO₂ Emissions. Commission Staff working document, Impact assessment, SWD(2014) 160 final, Brussels, 2014.
- [9] European Council: 2030 Climate and Energy Policy Framework. European Council Conclusions, EUCO 169/14, Brussels, 2014
- [10] Freuer, A.; Grimm, M.; Reuss, H.-C.: Messung und statistische Analyse der Leistungsflüsse und des Energieverbrauchs bei Elektrofahrzeugen im kundenrelevanten Fahrbetrieb. 4. Deutscher Elektro-Mobil Kongress, Essen, 2012
- [11] Friedrich, K; Breyer, J.: Klimastatusbericht 2015. Deutscher Wetterdienst, ISSN 1437-7691, Offenbach, 2015.
- [12] Haken, K.-L.: Grundlagen der Kraftfahrzeugtechnik. Carl Hanser Verlag, ISBN 978-3-446-44126-0, München, 2015
- [13] Hilgers, M.: Wo geht die Energie des Diesels hin? Oder: Wie gestaltet man den verbrauchsoptimalen Lastkraftwagen? 10. Internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge, In VDI Berichte, Vol. 2068, ISBN 978-3-18-092068-9, S. 19-38, 2009
- [14] Horn, M.: Ein Beitrag zur ganzheitlichen Analyse des Energiebedarfs von Kraftfahrzeugen. Dissertation, Universität Stuttgart, ISBN: 978-3816932734, 2013

- [15] ISO 28580 (2009) Passenger car, truck and bus tyres - Methods of measuring rolling resistance - Single point test and correlation of measurement results, International Organization for Standardization, 2009
- [16] Kopp, S.: Nutzfahrzeugaerodynamik - Oft unterschätzt und doch die Zukunft? 10. Internationale Fachtagung Nutzfahrzeuge, In VDI Berichte, Vol. 2068, ISBN 978-3-18-092068-9, S. 47-59, 2009
- [17] Krantz, W.; Neubeck, J.: Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen - Teile 1 und 2. FAT-SCHRIFTENREIHE 258, FAT, Berlin, 2013
- [18] Krantz, W.; Neubeck, J.; Wiedemann, J.: Sensitivity Analysis on Factors Influencing the Overall Rolling Resistance of Commercial Vehicles. 14th Stuttgart International Symposium - Automotive and Engine Technology, Tagungsband, Expert-Verlag, Renningen; 2014
- [19] Krantz, W.; Neubeck, J.: Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen - Teil 3. FAT-SCHRIFTENREIHE 279, FAT, Berlin, 2015
- [20] Lehmann, J.: Tire Sensors & Connectivity for Commercial Vehicles. VDI Wissensforum, Eurotyre 2016, Düsseldorf, 2016
- [21] Link, A.; Widdecke, N.; Wittmeier, F.; Wiedemann, J.: Analyse, Messung und Optimierung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern. FAT Schriftenreihe Nr. 291, 2016
- [22] Luz, R.; Rexeis, M.; Hausberger, S.; Jajcevic, D.; Lang, W.; Schulte, L.-E.; Hammer, J.; Lessmann, L.; van Pim, M.; Verbeek, R.; Steven, H.: Development and validation of a methodology for monitoring and certification of greenhouse gas emissions from heavy duty vehicles through vehicle simulation. Report No. I07/14/Rex, Graz, 2014.
- [23] Mallet, E.: Impact of Tire Rolling Resistance on Fuel Consumption. VDI Wissensforum, Eurotyre 2016, Düsseldorf, 2016
- [24] Michelin Der Reifen – Rollwiderstand und Kraftstoffersparnis; Société de Technologie Michelin, ISBN 2-06-711658-4, Clermont-Ferrand, 2005
- [25] Neubeck, J.; Krantz, W.; Wiedemann, J.; Mierisch, U.; Francke, G.; Wehner, K.: Evaluation of the Tire-Road Interaction to Optimize Efficiency and Driving Dynamics of Heavy-Duty Commercial Vehicles; chassis.tech plus; München; 2011
- [26] Neubeck, J., Krantz, W.: On-Road Truck Tire Measurements, Vortrag KISTLER RoaDyn® User Meeting, Stuttgart, 2013
- [27] Neubeck, J.: Motor Vehicles - Wheels and Tires. Vorlesungsumdruck, Hochschule Esslingen, 2016
- [28] Neubeck, J.: Thermisches Nutzfahrzeugreifenmodell zur Prädiktion realer Rollwiderstände. Dissertation in Vorbereitung, Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik, Universität Stuttgart
- [29] OECD World Energy Outlook 2006; International Energy Agency, Organization for Economic Cooperation and Development (OECD), Paris, 2006
- [30] Pacejka, H. B.; Besselink, I.: Tire and vehicle dynamics. Elsevier B. V., ISBN 978-0-08-097016-5, 2012



- [31] SAE J1269 (2006). Rolling Resistance Measurement Procedure for Passenger Car, Light Truck, and Highway Truck and Bus Tires, SAE International, 2006
- [32] SAE J2452 (1999) Stepwise Coastdown Methodology for Measuring Tire Rolling Resistance, SAE International, 1999
- [33] Thoughton, J.; Callander, B.: Climate Change 1992. The Supplementary Report to the IPCC Scientific Assessment. Cambridge University Press, Cambridge, 1992.
- [34] Umweltbundesamt Daten zum Verkehr. Ausgabe 2012, Bonn, 2012
- [35] United Nations: Kyoto Protocol to the United Nations Frameworkconvention on Climate Change. 1998
- [36] VDA Jahresbericht 2009. Verband der Automobilindustrie e.V., ISSN 0171-4317, Berlin, 2009
- [37] VDA Jahresbericht 2010. Verband der Automobilindustrie e.V., ISSN 1869-2915, Berlin, 2010
- [38] VDA Jahresbericht 2013. Verband der Automobilindustrie e.V., ISSN 1869-2915, Berlin, 2013
- [39] VDA Jahresbericht 2015. Verband der Automobilindustrie e.V., ISSN 1869-2915, Berlin, 2015
- [40] Wiedemann, J.: Kraftfahrzeuge. Vorlesungsmanuskript, Universität Stuttgart, 2016
- [41] Wiesebrock, A.: Ein universelles Fahrbahnmodell für die Fahrdynamiksimulation. Dissertation, Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart, ISBN 978-3-658-15612-1, Springer Vieweg, 2016
- [42] Wittmeier, F.; Widdecke, N.; Wiedemann, J.: Reifenentwicklung unter aerodynamischen Aspekten. FAT Schriftenreihe Nr. 252, 2013
- [43] Wittmeier, F.: Ein Beitrag zur aerodynamischen Optimierung von Pkw Reifen. Dissertation, Universität Stuttgart, ISBN 978-3-658-08806-4, Springer Verlag, Wiesbaden, 2014

Anhang

A1. Speditionsspezifische Informationen und Auswertungen

Die Feldversuche im Güterfernverkehr wurden von vier regional verteilten Speditionen durchgeführt. Es kamen folgende Fernverkehrszugkonfigurationen zum Einsatz:

Spedition 1:

- Standort im Nordosten von Baden-Württemberg
- Zugfahrzeug: MAN TGX 4x2
- Lenkachse: Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5
- Antriebsachse: Michelin X-Line EnergyD 315/60 R22.5 (speditionseigene Reifen, nicht beigestellt)
- Auflieger: Krone Koffer-Kühlaufliieger
- Continental EcoPlusHT3 385/55 R22.5 (Trailerachsreifen)

Spedition 2:

- Standort im Norden von Rheinland-Pfalz
- Zugfahrzeug : Neuer Actros 4x2
- Lenkachse: Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5
- Antriebsachse: Michelin X-Line EnergyD 315/70 R22.5
- Auflieger: Krone Curtainsider
- Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5 (Trailerachsreifen)

Spedition 3:

- Standort im Nordosten von Niedersachsen
- Zugfahrzeug : Neuer Actros 4x2
- Lenkachse: Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5
- Antriebsachse: Michelin X-Line EnergyD 315/70 R22.5
- Auflieger: Feldbinder Kippsilosattelaufliieger
- Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5 (Trailerachsreifen)

Spedition 4:

- Standort im Nordosten von Nordrhein-Westfalen
- Zugfahrzeug : MAN TGX 4x2
- Lenkachse: Michelin X-Line EnergyZ 315/70 R22.5
- Antriebsachse: Michelin X-Line EnergyD 315/70 R22.5
- Auflieger: Schmitz-Cargobull Curtainsider
- Continental EcoPlusHT3 385/65 R22.5 (Trailerachsreifen)

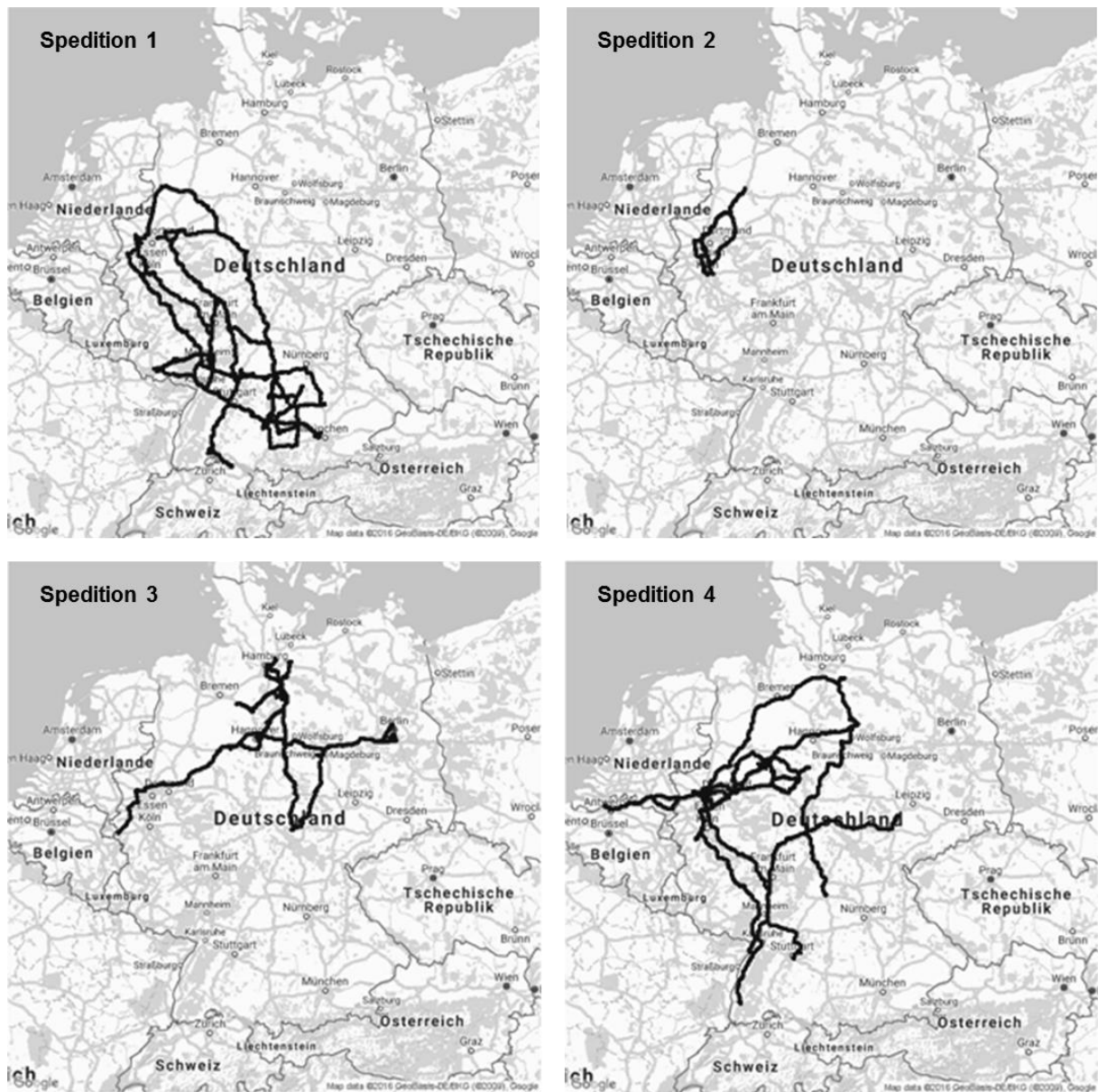


Abbildung A.1: Deutschlandkarten mit Visualisierung der Messfahrten der einzelnen Speditionen im Rahmen der Feldversuche im Güterfernverkehr

Tabelle A.1: Tabellarische Übersicht: Messumfänge und Autobahnanteile der einzelnen Speditionen sowie des Gesamtkollektivs (Werte gerundet).

	Messkilometer	Messdauer	Autobahnanteil (streckenbezogen)
Spedition 1	19.200 km	300 Std.	~ 90 %
Spedition 2	9.500 km	150 Std.	~ 95 %
Spedition 3	9.800 km	280 Std.	~ 45 %
Spedition 4	7.700 km	135 Std.	~ 80 %
Gesamt	46.200 km	860 Std.	~ 80 %

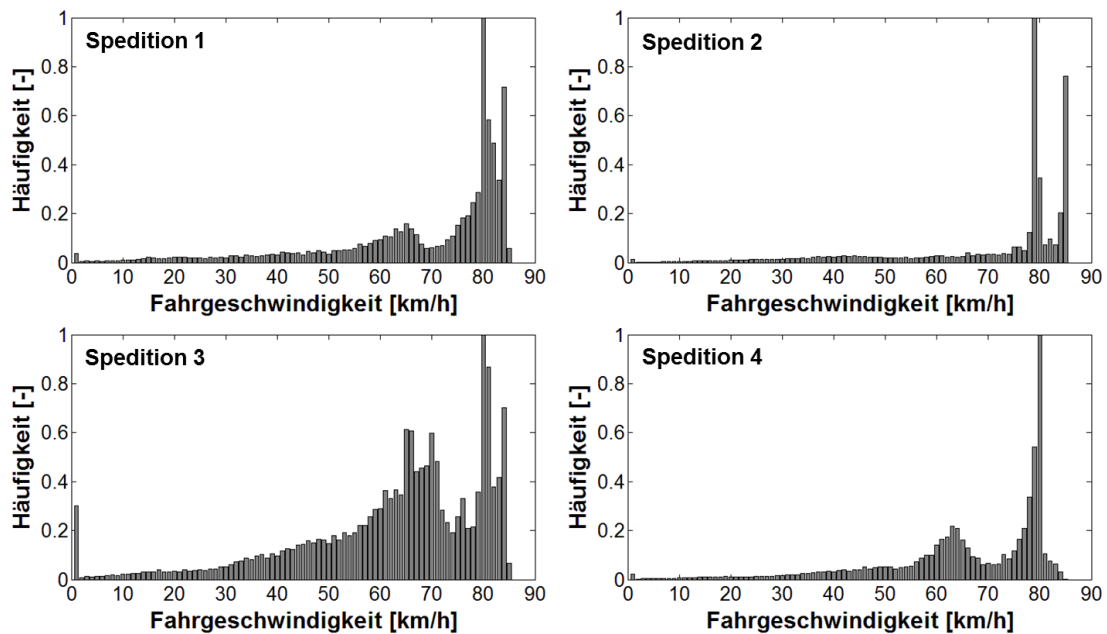


Abbildung A.2: Speditionsspezifische Fahrprofile (streckenbezogene skalierte Häufigkeitsverteilungen der Fahrgeschwindigkeiten)

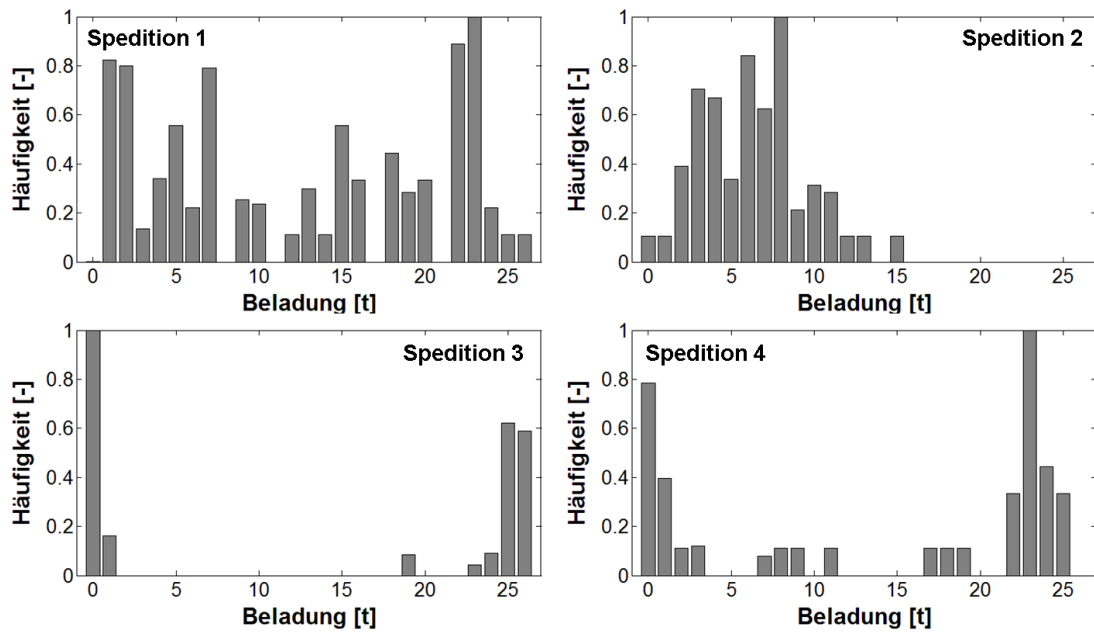


Abbildung A.3: Speditionsspezifische skalierte Häufigkeitsverteilung der Beladung

Tabelle A.2: Tabellarische Übersicht: Mittelwerte der durchschnittlichen streckenbezogenen Fahrgeschwindigkeiten sowie durchschnittliche Beladung aller Fahrten der einzelnen Speditionen sowie des Gesamtkollektivs

	Mittlere Durchschnittsgeschwindigkeit	Durchschnittliche Beladung
Spedition 1	68,5 km/h	12,5 t
Spedition 2	69,2 km/h	6,3 t
Spedition 3	62,3 km/h	13,8 t
Spedition 4	64,6 km/h	14,1 t
Gesamt	66,6 km/h	12,6 t

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen (ab 2010)

Nr.	Titel
227	Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Dünnbleche aus Stahl, 2010
228	Systemmodellierung für Komponenten von Hybridfahrzeugen unter Berücksichtigung von Funktions- und EMV-Gesichtspunkten, 2010
229	Methodische und technische Aspekte einer Naturalistic Driving Study, 2010
230	Analyse der sekundären Gewichtseinsparung, 2010
231	Zuverlässigkeit von automotive embedded Systems, 2011
232	Erweiterung von Prozessgrenzen der Bonded Blank Technologie durch hydromechanische Umformung, 2011
233	Spezifische Anforderungen an das Heiz-Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge, 2011
234	Konsistentes Materialmodell für Umwandlung und mechanische Eigenschaften beim Schweißen hochfester Mehrphasen-Stähle, 2011
235	Makrostrukturelle Änderungen des Straßenverkehrslärms, Auswirkung auf Lästigkeit und Leistung, 2011
236	Verbesserung der Crashsimulation von Kunststoffbauteilen durch Einbinden von Morphologiedaten aus der Spritzgießsimulation, 2011
237	Verbrauchsreduktion an Nutzfahrzeugkombinationen durch aerodynamische Maßnahmen, 2011
238	Wechselwirkungen zwischen Dieselmotortechnik und -emissionen mit dem Schwerpunkt auf Partikeln, 2012
239	Überlasten und ihre Auswirkungen auf die Betriebsfestigkeit widerstandspunktgeschweißter Feinblechstrukturen, 2012
240	Einsatz- und Marktpotenzial neuer verbrauchseffizienter Fahrzeugkonzepte, 2012
241	Aerodynamik von schweren Nutzfahrzeugen - Stand des Wissens, 2012
242	Nutzung des Leichtbaupotentials von höchstfesten Stahlfeinblechen durch die Berücksichtigung von Fertigungseinflüssen auf die Festigkeitseigenschaften, 2012
243	Aluminiumschaum für den Automobileinsatz, 2012
244	Beitrag zum Fortschritt im Automobilleichtbau durch belastungsgerechte Gestaltung und innovative Lösungen für lokale Verstärkungen von Fahrzeugstrukturen in Mischbauweise, 2012
245	Verkehrssicherheit von schwächeren Verkehrsteilnehmern im Zusammenhang mit dem geringen Geräuschniveau von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben, 2012
246	Beitrag zum Fortschritt im Automobilleichtbau durch die Entwicklung von Crashabsorbieren aus textilverstärkten Kunststoffen auf Basis geflochtener Preforms und deren Abbildung in der Simulation, 2013
247	Zuverlässige Wiederverwendung und abgesicherte Integration von Softwarekomponenten im Automobil, 2013
248	Modellierung des dynamischen Verhaltens von Komponenten im Bordnetz unter Berücksichtigung des EMV-Verhaltens im Hochvoltbereich, 2013
249	Hochspannungsverkopplung in elektronischen Komponenten und Steuergeräten, 2013
250	Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Feinbleche aus Stahl unter Schubbeanspruchung, 2013

- 251 Parametrischer Bauraum – synchronisierter Fahrzeugentwurf, 2013
- 252 Reifenentwicklung unter aerodynamischen Aspekten, 2013
- 253 Einsatz- und Marktpotenzial neuer verbrauchseffizienter Fahrzeugkonzepte – Phase 2, 2013
- 254 Qualifizierung von Aluminiumwerkstoffen für korrosiv beanspruchte Fahrwerksbauteile unter zyklischer Belastung (Salzkorrosion), 2013
- 255 Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf echten Fahrbahnen, 2013
- 256 Naturalistic Driving Data, Re-Analyse von Daten aus dem EU-Projekt euroFOT, 2013
- 257 Ableitung eines messbaren Klimasummenmaßes für den Vergleich des Fahrzeugklimas konventioneller und elektrischer Fahrzeuge, 2013
- 258 Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen, Teile 1 und 2, 2013
- 259 Erweiterung des Kerbspannungskonzepts auf Nahtübergänge von Linienschweißnähten an dünnen Blechen, 2013
- 260 Numerische Untersuchungen zur Aerodynamik von Nutzfahrzeugkombinationen bei realitätsnahen Fahrbedingungen unter Seitenwindeinfluss, 2013
- 261 Rechnerische und probandengestützte Untersuchung des Einflusses der Kontaktwärmeübertragung in Fahrzeugsitzen auf die thermische Behaglichkeit, 2013
- 262 Modellierung der Auswirkungen verkehrsbedingter Partikelanzahl-Emissionen auf die Luftqualität für eine typische Hauptverkehrsstraße, 2013
- 263 Laserstrahlschweißen von Stahl an Aluminium mittels spektroskopischer Kontrolle der Einschweißtiefe und erhöhter Anbindungsbreite durch zweidimensional ausgeprägte Schweißnähte, 2014
- 264 Entwicklung von Methoden zur zuverlässigen Metamodellierung von CAE Simulations-Modellen, 2014
- 265 Auswirkungen alternativer Antriebskonzepte auf die Fahrdynamik von PKW, 2014
- 266 Entwicklung einer numerischen Methode zur Berücksichtigung stochastischer Effekte für die Crash-simulation von Punktschweißverbindungen, 2014
- 267 Bewegungsverhalten von Fußgängern im Straßenverkehr - Teil 1, 2014
- 268 Bewegungsverhalten von Fußgängern im Straßenverkehr - Teil 2, 2014
- 269 Schwingfestigkeitsbewertung von Schweißnahtenden MSG-geschweißter Feinblechstrukturen aus Aluminium, 2014
- 270 Physiologische Effekte bei PWM-gesteuerter LED-Beleuchtung im Automobil, 2015
- 271 Auskunft über verfügbare Parkplätze in Städten, 2015
- 272 Zusammenhang zwischen lokalem und globalem Behaglichkeitsempfinden: Untersuchung des Kombinationseffektes von Sitzheizung und Strahlungswärmeübertragung zur energieeffizienten Fahrzeugklimatisierung, 2015
- 273 UmCra - Werkstoffmodelle und Kennwertermittlung für die industrielle Anwendung der Umform- und Crash-Simulation unter Berücksichtigung der mechanischen und thermischen Vorgeschichte bei hochfesten Stählen, 2015
- 274 Exemplary development & validation of a practical specification language for semantic interfaces of automotive software components, 2015
- 275 Hochrechnung von GIDAS auf das Unfallgeschehen in Deutschland, 2015
- 276 Literaturanalyse und Methodenauswahl zur Gestaltung von Systemen zum hochautomatisierten Fahren, 2015
- 277 Modellierung der Einflüsse von Porenmorphologie auf das Versagensverhalten von Al-Druckgussteilen mit stochastischem Aspekt für durchgängige Simulation von Gießen bis Crash, 2015

- 278 Wahrnehmung und Bewertung von Fahrzeugaußengeräuschen durch Fußgänger in verschiedenen Verkehrssituationen und unterschiedlichen Betriebszuständen, 2015
- 279 Sensitivitätsanalyse rollwiderstandsrelevanter Einflussgrößen bei Nutzfahrzeugen – Teil 3, 2015
- 280 PCM from iGLAD database, 2015
- 281 Schwere Nutzfahrzeugkonfigurationen unter Einfluss realitätsnaher Anströmbedingungen, 2015
- 282 Studie zur Wirkung niederfrequenter magnetischer Felder in der Umwelt auf medizinische Implantate, 2015
- 283 Verformungs- und Versagensverhalten von Stählen für den Automobilbau unter crashartiger mehrachsiger Belastung, 2016
- 284 Entwicklung einer Methode zur Crashsimulation von langfaserverstärkten Thermoplast (LFT) Bauteilen auf Basis der Faserorientierung aus der Formfüllsimulation, 2016
- 285 Untersuchung des Rollwiderstands von Nutzfahrzeugreifen auf realer Fahrbahn, 2016
- 286 χ MCF - A Standard for Describing Connections and Joints in the Automotive Industry, 2016
- 287 Future Programming Paradigms in the Automotive Industry, 2016
- 288 Laserstrahlschweißen von anwendungsnahen Stahl-Aluminium-Mischverbindungen für den automobilen Leichtbau, 2016
- 289 Untersuchung der Bewältigungsleistung des Fahrers von kurzfristig auftretenden Wiederübernahmesituationen nach teilautomatischem, freihändigem Fahren, 2016
- 290 Auslegung von geklebten Stahlblechstrukturen im Automobilbau für schwingende Last bei wechselnden Temperaturen unter Berücksichtigung des Versagensverhaltens, 2016
- 291 Analyse, Messung und Optimierung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern, 2016
- 292 Innenhochdruckumformen laserstrahlgelöteter Tailored Hybrid Tubes aus Stahl-Aluminium-Mischverbindungen für den automobilen Leichtbau, 2017
- 293 Filterung an Stelle von Schirmung für Hochvolt-Komponenten in Elektrofahrzeugen, 2017
- 294 Schwingfestigkeitsbewertung von Nahtenden MSG-geschweißter Feibleche aus Stahl unter kombinierter Beanspruchung, 2017
- 295 Wechselwirkungen zwischen zyklisch-mechanischen Beanspruchungen und Korrosion: Bewertung der Schädigungsäquivalenz von Kollektiv- und Signalformen unter mechanisch-korrosiven Beanspruchungsbedingungen, 2017
- 296 Auswirkungen des teil- und hochautomatisierten Fahrens auf die Kapazität der Fernstraßeninfrastruktur, 2017
- 297 Analyse zum Stand und Aufzeigen von Handlungsfeldern beim vernetzten und automatisierten Fahren von Nutzfahrzeugen, 2017
- 298 Bestimmung des Luftwiderstandsbeiwertes von realen Nutzfahrzeugen im Fahrversuch und Vergleich verschiedener Verfahren zur numerischen Simulation, 2017
- 299 Unfallvermeidung durch Reibwertprognosen, 2017
- 300 Thermisches Rollwiderstandsmodell für Nutzfahrzeugreifen zur Prognose fahrprofilspezifischer Energieverbräuche, 2017

Impressum

Herausgeber	FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. Behrenstraße 35 10117 Berlin Telefon +49 30 897842-0 Fax +49 30 897842-600 www.vda-fat.de
ISSN	2192-7863
Copyright	Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT) 2017

VDA

Verband der
Automobilindustrie

FAT

Forschungsvereinigung
Automobiltechnik

Behrenstraße 35
10117 Berlin
www.vda.de
www.vda-fat.de